

ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE

FAKULTA  
STROJNÍ



ZÁVĚREČNÁ  
PRÁCE

2017

Martin  
Malý

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Malý** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **423378**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Laboratorní zařízení pro mísení partikulárních látek**

Název bakalářské práce anglicky:

**Mixing equipment for particulate materials in laboratory scale**

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte návrh laboratorního zařízení pro mísení partikulárních látek s horizontální stacionární komorou. Konstrukce musí umožňovat použití různých geometrických konfigurací míchadel. Podrobně rozpracujte:

1. Zhodnoťte vhodnost jednotlivých mísících zařízení pro jejich univerzální použití pro laboratorní studium mísení partikulárních materiálů.
2. Zpracujte variantní řešení konstrukce s ohledem na laboratorní využití zařízení.
3. Zpracujte dokumentaci navrženého mísícího zařízení na úrovni návrhového výkresu.
4. Navrhněte způsob regulace a měření frekvence otáčení a měření krouticího momentu na hřídeli míchadla.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce a vlastní rešerše

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

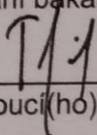
**prof. Ing. Tomáš Jirout Ph.D., ústav procesní a zpracovatelské techniky FS**

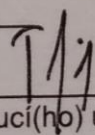
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

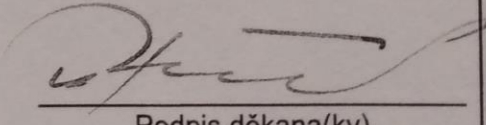
Datum zadání bakalářské práce: **10.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

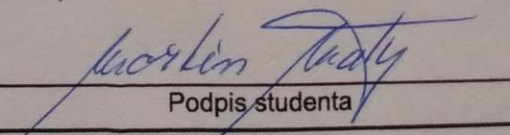
  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**18-04-2017**

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

**Čestné prohlášení:**

Tímto prohlašuji, že jsem předkládanou bakalářskou práci vypracoval samostatně. Veškeré použité podklady, ze kterých jsem čerpal informace, jsou uvedeny v seznamu použité literatury a citovány v textu podle normy ČSN ISO 690. Dále prohlašuji, že nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze, 24. srpna 2017

.....

Martin Malý

# Anotační list

**Jméno autora:** Martin

**Příjmení autora:** Malý

**Název práce česky:** Laboratorní zařízení pro mísení partikulárních látek

**Název práce anglicky:** Mixing equipment for particulate materials in laboratory scale

**Rozsah práce:** počet stran: 55

počet obrázků: 28

počet tabulek: 1

počet příloh: 2

**Akademický rok:** 2016/2017

**Jazyk práce:** čeština

**Ústav:** Ústav procesní a zpracovatelské techniky

**Studijní program:** Strojírenství – Energetika a procesní technika

**Vedoucí práce:** prof. Ing. Tomáš Jirout Ph.D.

**Konzultant práce:**

**Zadavatel:** prof. Ing. Tomáš Jirout Ph.D.

**Anotace česky:** Tato práce se zabývá návrhem laboratorního zařízení pro mísení partikulárních látek. V práci jsou porovnány výhody a nevýhody jednotlivých druhů mísících zařízení. Pro nejvhodnější druh míchadla jsou navrženy varianty konstrukce. Varianta, která nejlépe splňuje požadavky je následně řešena více dopodrobna včetně návrhových výpočtů a návrhového výkresu. Poslední část práce se zabývá možnostmi regulace otáček, měření frekvence otáček a kroučícího momentu.

**Anotace anglicky:** This thesis deals with the design of mixing equipment for particulate materials in laboratory scale. The advantages and disadvantages of individual types of mixing devices are compared. For the most suitable type of stirrer, design options are proposed. The option that best meets the requirements is subsequently addressed more in detail, including design calculations and design drawings. The last part of the thesis deals with the possibility of speed regulation, measuring of speed and torque.

**Klíčová slova:** míchání, partikulární látky, konstrukce, laboratorní zařízení

**Klíčová slova anglicky:** mixing, particulate materials, construction, laboratory equipment

### **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat panu prof. Ing. Tomáši Jiroutovi Ph.D. za cenné rady, užitečné připomínky a čas, který mi věnoval v průběhu celého vypracování mé bakalářské práce.

## Obsah

1. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....	6
2. ÚVOD .....	9
3. MÍSENÍ PARTIKULÁRNÍCH LÁTEK .....	10
3.1 Mechanismy mísení .....	10
3.2 Dělení míchacích zařízení .....	10
3.2.1 Směšovače s rotující nádobou .....	11
3.2.2 Směšovače se stacionární nádobou a rotujícím míchadlem .....	11
3.2.3 Pneumatické mísiče .....	13
3.3 Vhodnost aplikace jednotlivých zařízení .....	14
4. NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE .....	14
4.1 Komora .....	15
4.1.1 Utěsnění komory .....	16
4.2 Hřídel .....	16
4.2.1 Uložení hřídele .....	17
4.3 Pohon míchadla .....	17
4.3.1 Elektromotor .....	17
4.3.2 Převodový mechanismus .....	19
4.4 Rám míchadla .....	20
5. NÁVRH KONSTRUKCE MÍCHACÍHO ZAŘÍZENÍ .....	24
5.1 Výběr konstrukčního řešení .....	24
5.2 Návrhové výpočty .....	24
5.2.1 Návrh elektromotoru .....	24
5.2.2 Návrh řemenového převodu .....	26
5.2.3 Silové poměry na hřídeli míchadla .....	29
5.2.4 Návrh průměru hřídele .....	36
5.2.5 Návrh ložisek .....	39
5.2.6 Návrh přírubových spojek .....	41
6. ZPŮSOB REGULACE A MĚŘENÍ .....	42
6.1 Regulace otáček .....	42
6.1.1 Změnou napájecího napětí .....	42

6.1.2 Změnou počtu pólů.....	42
6.1.3 Změnou rotorového odporníku .....	42
6.1.4 Změnou frekvence .....	43
6.2 Měření frekvence otáček.....	43
6.2.1 Optické snímače .....	44
6.2.2 Indukční snímače.....	44
6.2.3 Kapacitní snímače .....	45
6.2.4 Magnetické snímače.....	45
6.3 Měření krouticího momentu .....	46
6.3.1 Odporové snímače.....	46
6.3.2 Indukčnostní snímače.....	47
6.3.3 Magnetoelastické snímače .....	47
6.3.4 Kapacitní snímače .....	47
6.3.5 Snímače s využitím Wiedemannova jevu .....	48
7. ZÁVĚR .....	50
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	52

## 1. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$a$	<i>Osová vzdálenost řemenic</i>	[mm]
$a'$	<i>přibližná osová vzdálenost řemenic</i>	[mm]
$C$	<i>dynamická únosnost ložiska</i>	[N]
$C_0$	<i>statická únosnost ložiska</i>	[N]
$d_{1š}$	<i>průměr jádra šroubu</i>	[mm]
$d_{mích}$	<i>průměr míchadla</i>	[mm]
$D_1$	<i>průměr malé řemenice</i>	[mm]
$D_2$	<i>skutečný průměr velké řemenice</i>	[mm]
$D_2'$	<i>vypočítaný průměr velké řemenice</i>	[mm]
$D_{1p}$	<i>průměr středícího výběhu</i>	[mm]
$D_{2p}$	<i>průměr příruby</i>	[mm]
$e$	<i>poměr axiální a radiální síly působící na ložisko</i>	[–]
$f$	<i>součinitel tření</i>	[–]
$f_0$	<i>výpočetní faktor ložiska</i>	[–]
$F_a$	<i>axiální síla v uložení</i>	[N]
$F_{ox1}$	<i>síla vzniklá zaseknutím míchadla</i>	[N]
$F_{ox2}$	<i>síla od odporu materiálu ve směru osy x</i>	[N]
$F_{oz2}$	<i>síla od odporu materiálu ve směru osy z</i>	[N]
$F_r$	<i>radiální síla v uložení</i>	[N]
$F_u$	<i>obvodová síla</i>	[N]
$F_v$	<i>síla od předepětí řemene</i>	[N]
$F_{vx}$	<i>složka síly <math>F_v</math> do vodorovné roviny</i>	[N]
$F_{vy}$	<i>složka síly <math>F_v</math> do svislé roviny</i>	[N]
$i_{celk}$	<i>skutečný celkový převodový poměr</i>	[–]
$i'_{celk}$	<i>požadovaný celkový převodový poměr</i>	[–]
$i_š$	<i>počet šroubů</i>	[–]
$i_{př}$	<i>skutečný převodový poměr čelní převodovky</i>	[–]
$K$	<i>provozní součinitel</i>	[–]
$k$	<i>bezpečnost</i>	[–]
$l_1, l_2, l_3$	<i>délkové rozměry hřídele</i>	[mm]
$L$	<i>normalizovaná délka klínového řemene</i>	[mm]



$L'$	<i>výpočtová délka klínového řemene</i>	[mm]
$L_h$	<i>trvanlivost ložiska v hodinách</i>	[h]
$M_k$	<i>kroutící moment na hřídeli</i>	[Nm]
$M_o$	<i>ohybový moment na hřídeli</i>	[Nm]
$M_{oB}$	<i>celkový ohybový moment k bodu B</i>	[Nm]
$M_{oBx}$	<i>ohybový moment k bodu B v rovině XZ</i>	[Nm]
$M_{oBy}$	<i>ohybový moment k bodu B v rovině YZ</i>	[Nm]
$M_{red}$	<i>redukovaný moment</i>	[Nm]
$M_v$	<i>výpočtový kroutící moment</i>	[Nm]
$n_1$	<i>otáčky malé řemenice</i>	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{el.m.}$	<i>otáčky elektromotoru</i>	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{mích}$	<i>skutečné otáčky míchadla</i>	[min <sup>-1</sup> ]
$n'_{mích}$	<i>požadované otáčky míchadla</i>	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	<i>ekvivalentní dynamické zatížení</i>	[N]
$P_1$	<i>přenášený výkon</i>	[kW]
$R_{A1}$	<i>celková reakce v podpoře A při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{A2}$	<i>celková reakce v podpoře A při chodu míchadla</i>	[N]
$R_{A3}$	<i>celková reakce v podpoře A při kombinaci situací</i>	[N]
$R_{Ax1}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy x při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{Ax2}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy x při chodu míchadla</i>	[N]
$R_{Ax3}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy x při kombinaci situací</i>	[N]
$R_{Ay1}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy y při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{Ay2}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy y při chodu míchadla</i>	[N]
$R_{Ay3}$	<i>reakce v podpoře A ve směru osy y při kombinaci situací</i>	[N]
$R_{B1}$	<i>celková reakce v podpoře B při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{B2}$	<i>celková reakce v podpoře B při chodu míchadla</i>	[N]
$R_{B3}$	<i>celková reakce v podpoře B při kombinaci situací</i>	[N]
$R_{Bx1}$	<i>reakce v podpoře B ve směru osy x při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{Bx2}$	<i>reakce v podpoře B ve směru osy x při chodu míchadla</i>	[N]
$R_{Bx3}$	<i>reakce v podpoře B ve směru osy x při kombinaci situací</i>	[N]
$R_{By1}$	<i>reakce v podpoře B ve směru osy y při zaseknutí míchadla</i>	[N]
$R_{By2}$	<i>reakce v podpoře B ve směru osy y při chodu míchadla</i>	[N]

$R_{By3}$	reakce v podpoře B ve směru osy y při kombinaci situací	[N]
$R_{Bz1}$	reakce v podpoře B ve směru osy z při zaseknutí míchadla	[N]
$R_{Bz2}$	reakce v podpoře B ve směru osy z při chodu míchadla	[N]
$R_{Bz3}$	reakce v podpoře B ve směru osy z při kombinaci situací	[N]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_s$	střední poloměr tření	[mm]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	úhel opásání malé řemenice	[°]
$\alpha_k$	$\alpha_k = 2$ pro teorii " $\tau_{\max}$ ", $\alpha_k = \sqrt{3}$ pro teorii HMM	[-]
$\gamma$	úhel odklonu síly $F_v$ od osy převodu	[°]
$\delta$	úhel $180^\circ - \frac{\alpha}{2}$	[°]
$\varepsilon$	úhel sklonu šikmého převodu	[°]
$\sigma_{dov}$	dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{Dš}$	dovolené napětí šroubu	[MPa]
$\eta_{řem}$	účinnost řemenového převodu	[-]

## 2.ÚVOD

Míchací zařízení se používají ve všech možných odvětvích průmyslu. Ať už jde o průmysl potravinářský, chemický, farmaceutický nebo kosmetický, všude jsou míchací zařízení nezbytnou součástí výrobních procesů. Značnou část těchto zařízení zaujímají i míchadla na partikulární látky, tedy prášky a sypké směsi.

Existuje mnoho konstrukčních řešení těchto mísících zařízení, od laboratorních mísičů, až po velká síla, která jsou míchána. Jejich konstrukce a geometrické uspořádání míchacího elementu je dáno mnoha faktory, například vlastnostmi nebo velikostí částic míchané látky, množstvím vsádky nebo tím, jestli má zařízení pracovat periodicky nebo kontinuálně.

### 3. MÍSENÍ PARTIKULÁRNÍCH LÁTEK [1]

Při mísení partikulárních látek je hlavním cílem dosažení požadované konzistence a homogenity směsi. Míchání může často probíhat v kombinaci s jinou operací, jako je například změna velikosti částic, povlak částic nebo chemické reakce.

Výběr vhodného zařízení vychází z požadavků na proces (např.: množství sypkých materiálů, které mají být smíchány nebo stupně promísení) a materiálových vlastností (např.: rozdělení velikostí částic, soudržnost, tvar částic, hrubost)

Konečná analýza musí zkombinovat tyto faktory s provozními a investičními náklady.

#### 3.1 Mechanismy mísení [2]

Při mísení partikulárních látek v reálném průmyslovém zařízení dochází vlivem působících sil ke značně složitému pohybu částic, který lze jen obtížně matematicky analyzovat. Pokud chceme alespoň kvalitativně sledovat proces mísení, je vhodné sledovat odděleně základní mechanismy mísení, které pak ale v reálném zařízení probíhají prakticky současně.

Jsou to:

- Smykové mísení – charakterizované tvorbou ploch po sobě klouzajících v celé hmotě vsázky - tzv. smykové plochy
- Difuzní mísení – charakterizované změnou polohy mezi jednotlivými částicemi
- Konvektivní mísení – charakterizované nuceným transportem celých skupin částic z jedné polohy v mísiči do jiné polohy
- Mísení náhodnými srážkami – charakterizované rozptýlením částic vlivem vzájemných nárazů mezi sebou nebo mezi pevnou stěnou a částicemi
- Mísení rozmělnováním – charakterizované deformací a roztíráním vsázky - kaládrováním.

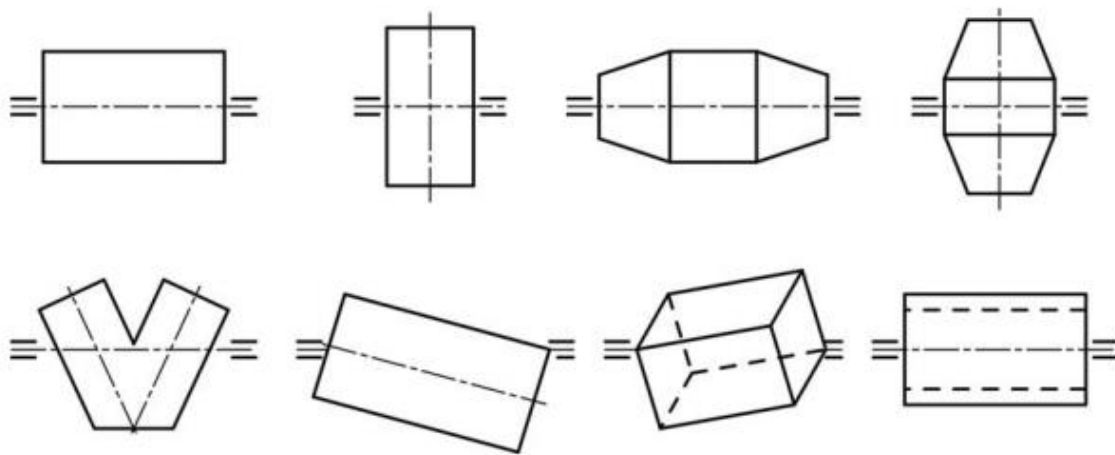
#### 3.2 Dělení míchacích zařízení [1]

- Směšovače s rotující nádobou
- Směšovače se stacionární nádobou a rotujícím míchadlem
  - o Lopatkové mísiče
  - o Pásové mísiče (svislé a vodorovné)
  - o Šnekové mísiče (svislé, vodorovné a planetové)

- Sigma-blade a Z-blade mísiče
- Pneumatiké mísiče
- Statické směšovače

### 3.2.1 Směšovače s rotující nádobou

U směšovačů s rotující nádobou dochází k mísení látek, jak už název napovídá, díky rotačnímu pohybu celé nádoby. Vlivem otáčení nádoby dochází k přesýpání směsi, což zapříčiňuje její homogenizaci. Nejjednodušším typem tohoto směšovače je bubnový směšovač, který bývá často opatřen vnitřními lopatkami, pro lepší mísení. Další typy těchto směšovačů se liší pouze tvarem nádoby – typ V a Y, kuželové, hranolové a další. (obr.1)



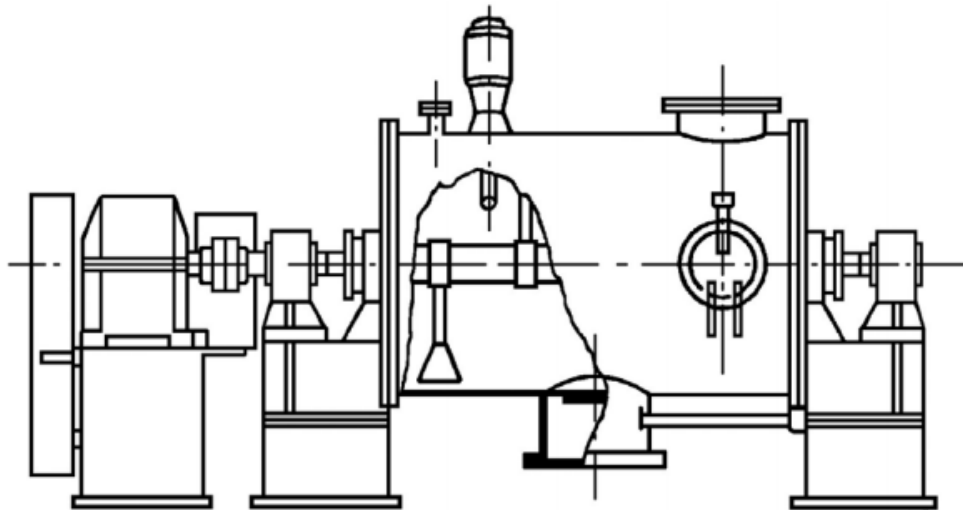
Obr.1 Mísiče s rotující nádobou [3]

### 3.2.2 Směšovače se stacionární nádobou a rotujícím míchadlem

U směšovačů se stacionární nádobou dochází k mísení díky pohybu určitého elementu, který se otáčí na jednom nebo dvou hřídelích. Tyto směšovače mohou být provozovány jak ve vodorovné, tak i svislé poloze.

#### Lopátkové mísiče

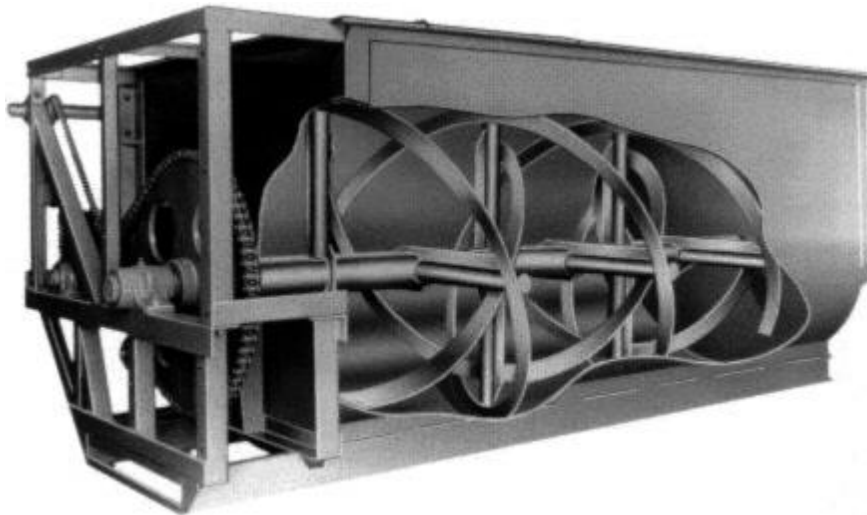
U lopátkových mísičů jsou míchacími elementy lopatky/pluhy na jednom nebo dvou hřídelích, přidělané v pravidelných intervalech. Lopatky/pluhy zapříčiní vznos směsi, čímž dojde k chaotickému pohybu vsádky a tím smykovému mísení. Intenzita jednotlivých mechanismů mísení závisí na rychlosti otáčení hřídelů. Mohou pracovat jak ve vsádkovém, tak i kontinuálním režimu.



Obr. 2 Lopatkový mísič [3]

### Pásové mísiče

Princip mísení u pásových mísičů je podobný jako u lopatkových, s rozdílem míchacího elementu. Tím je zde pás. Taktéž mohou být jedno nebo dvou rotorové a mohou pracovat ve vsádkovém i kontinuálním režimu. Hodí se pro širokou škálu materiálů, a to i s příměsí kapalin. Široce se používá v potravinářském a chemickém průmyslu, při výrobě barviv a pigmentů nebo při výrobě krmiv.



Obr. 3 Pásový mísič [1]

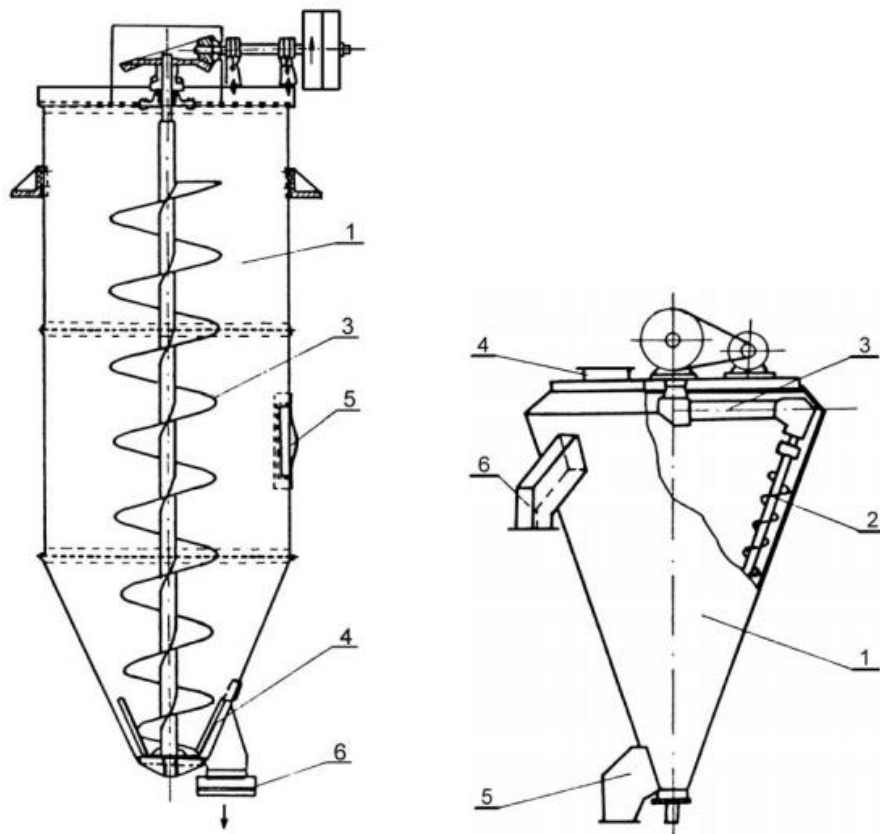
### Šnekové mísiče

Pro mísení velkých objemů se používají šneková míchadla se svislým rotorem umístěným do osy válcové nádoby. K promíchávání dochází jak během dopravy k hladině, tak především při přepadávání do stran. (Obr. 4)

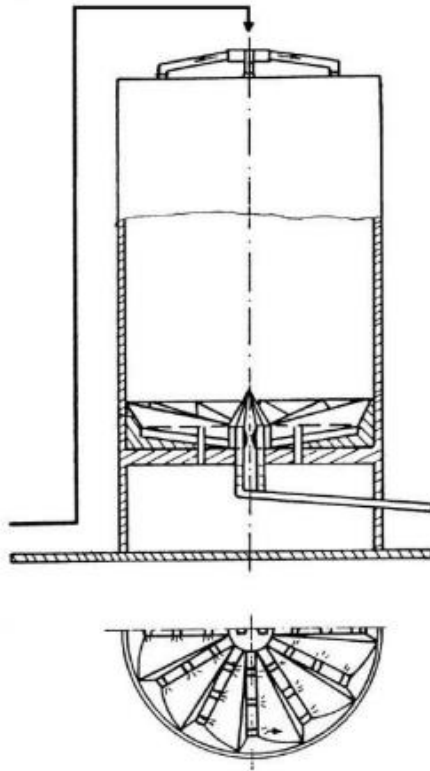
Další možností, je umístění šroubového míchadla na stěnu kuželové nádoby, kde míchadlo vykonává jak klasický rotační pohyb, tak i planetový pohyb kolem kuželového pláště. Těmto míšičům se říká „Nauta mix“. (Obr. 4)

### 3.2.3 Pneumatické mísiče

Používají se především pro mísení sypkých hmot ve skladovacích zásobnících (silech). Aby se dosáhlo dobrého promísení, je zapotřebí dosáhnout v objemu zásobníků zfluidizování materiálu tlakovým vzduchem, který se přivádí do spodní části zásobníku (obr.5). [1]



Obr. 4 Šroubový míšič a míšič „Nauta mix“ [3]



Obr. 5 Pneumatický mísič [3]

### 3.3 Vhodnost aplikace jednotlivých zařízení

Pro použití zařízení v laboratorních podmínkách je nejpodstatnějším kritériem jeho velikost. Je tedy nutné mít možnost vytvořit zařízení, které i při zmenšení oproti klasickým rozměrům (v průmyslovém využití) bude přesně simulovat míchací proces, který normálně probíhá s větší vsádkou. Dalším kritériem je možnost aplikace různých geometrií míchadel. Z toho vyplývá, že pro laboratorní zařízení je možno použít pouze míchadlo se stacionární nádobou. Vzhledem k tomu, že šnekové mísiče se používají výhradně pro velké objemy, nejsou proto také vhodným řešením pro laboratorní účely. Nejvhodnějším řešením tedy zůstávají lopatkové a pásové mísiče, jejichž konstrukce se liší pouze v geometrii míchadla a je tedy možné vytvořit zařízení, které by umožňovalo jejich výměnu.

## 4. NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE

Každé míchací zařízení se skládá z mnoha jednotlivých částí (např.: komora, míchadlo, rám), které mohou mít různý tvar, možnost uchycení a jiné specifikace. Proto je nutné rozhodnout, která z možných variant bude nejvhodnější pro laboratorní aplikaci a zároveň bude splňovat veškerá kritéria, která se od zařízení očekávají.



## 4.1 Komora

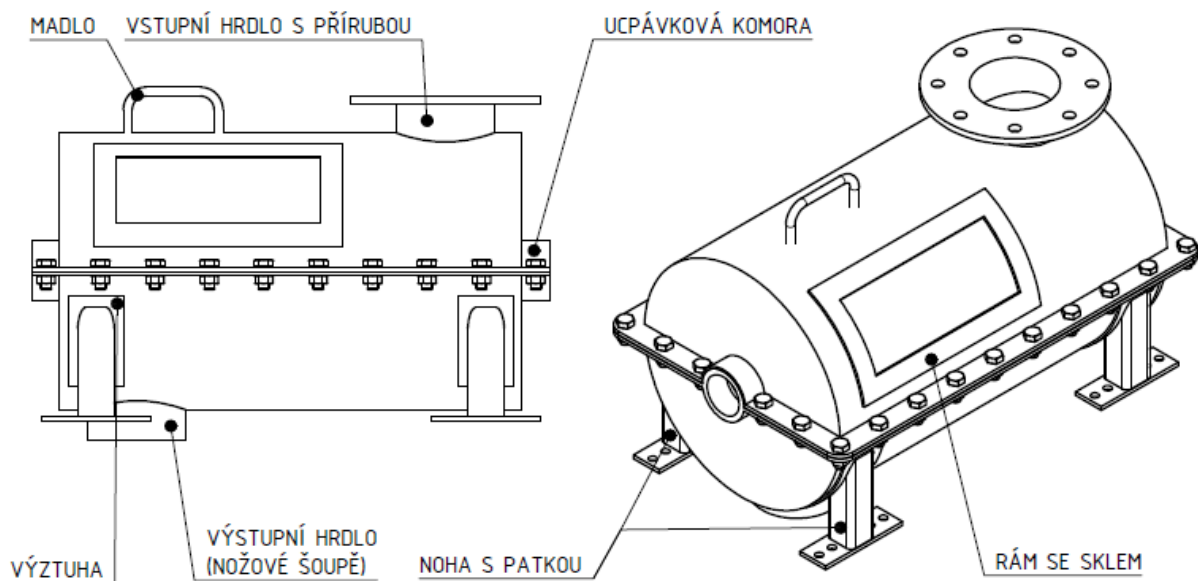
Běžně se v průmyslových aplikacích setkáváme s komorou, jejíž spodní část je tvořena půlkou válce a horní část je kvádr, zakončený rovným víkem. Celý plášť komory se tedy skládá z jednoho dílu. Takovýto tvar komory má výhodu v tom, že lze snadno přichytit k rámu, díky rovným bokům komory. Nevýhodou však je, že je nutné mít dělenou hřídel s míchadlem, aby bylo možné celé zařízení smontovat nebo musí mít nádoba jednu stranu demontovatelnou tak, aby bylo možné nasunout celou hřídel i s míchadlem do komory. V případě dělené hřídele nastává další problém při montáži, neboť pokud by byl větší objem komory, boky nádoby budou dosti vysoké a ztíží se tak přístup ke spojům na hřídeli. Proto tento typ komory není vhodný použít pro navrhované laboratorní zařízení, neboť jednou z podmínek je, aby byla možnost jednoduché výměny míchadla.

Další možností, která se v praxi používá, leč méně, je mít komoru tvaru válce. Stejně jako v případě první varianty, by bylo možné udělat plášť celistvý a mít možnost odmontování jednoho boku nádoby, pro nasunutí hřídele s míchadlem. Lepší alternativou však je mít nádobu dělenou, čímž se značně zjednoduší montáž míchadla.

Vzhledem k laboratornímu využití míchadla by se měl objem komory pohybovat v rozmezí 6 až 60 litrů. Aby tento požadavek byl splněn a zároveň rozměry komory nebyly přehnaně velké, kvůli požadavku na zastavěnou plochu v laboratoři, zvolil jsem komoru o průměru 300 mm a délce 500 mm. Objem této nádoby činí 35,34 litrů.

Konstrukce míchacího zařízení má umožňovat použití různých typů míchadel, tedy i jejich jednoduchou výměnu. Z tohoto důvodu je vhodné udělat nádobu dělenou, s možností jednoduchého odklopení vrchní poloviny. Vhodným způsobem spojení obou polovin je navaření přírub, díky kterým lze použít klasický šroubový spoj. Na spodní polovinu by měly být dále navařeny ucpávkové komory, které umožní snadné utěsnění v místech vstupu a výstupu hřídele.

Horní polovina je doplněna o vstupní hrdlo s přírubou pro možnost přišroubování násypky. Dále je zde navařeno madlo, kvůli nutnosti zvedání celé poloviny jeřábem. Aby bylo možno sledovat mísící proces, je v horní polovině nádoby přišroubován rám se sklem. Výstup z nádoby je řešen pomocí nožového šoupěte, které umožní snadné a rychlé otevření a zavření. Připevnění k rámu je řešeno čtyřmi krátkými nohami z jeklů s patkami, které jsou navařeny na výztuhy.



Obr. 6 Nádoba míchacího zařízení

#### 4.1.1 Utěsnění komory

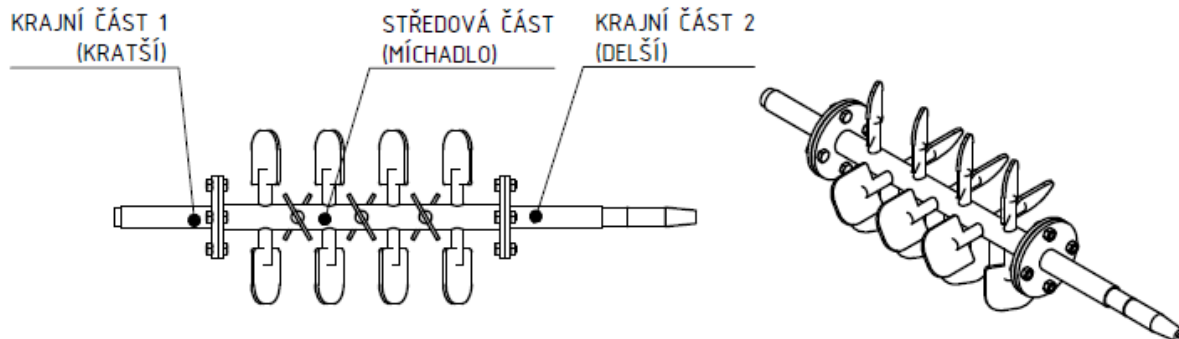
Utěsnění v místě vstupu a výstupu hřídele by bylo možné vyřešit hned několika způsoby. Lze použít stlačovanou, samotěsnící nebo mechanickou ucpávku. Vzhledem k tomu, že v případě laboratorního zařízení nemusí být nejvyšší těsnost, je vhodné použít stlačované ucpávky, která má i nižší pořizovací cenu. V případě utěsnění dosednutí obou polovin nádoby v místě ucpávkové komory, lze použít těsnicí o kroužek. Další možností je například použití těsnícího tmelu.

#### 4.2 Hřídel

Tvar a rozměry hřídele jsou dány rozměrem komory, způsobem montáže, způsobem spojení hřídele s pohonem a pevnostním kritériem. Už tvar komory, který se jeví jako nejvhodnější, udává, že hřídel s míchadlem by neměl být jednodílný, jelikož by nebyla možná jeho jednoduchá montáž, natož častá výměna.

Aby byla možnost jednoduché výměny míchadla, je hřídel rozdělen na tři části. Středová část je míchadlo jako takové (pásové, pluhové, lopatkové). Kratší z obou krajních částí hřídelů je určená pouze k uchycení do ložiskového domku, proto bude její tvar velice jednoduchý. Delší část hřídele bude mít zakončení podle toho, jakým způsobem bude uchycena k pohonnému mechanismu. V případě, že bude spoj mezi hřídelem a pohonem řešen hřídelovou spojkou, bude konec hřídele pouze upraven podle typu spojky (např.: zúžený průměr a díra se závitem pro axiální pojištění). Za předpokladu, že na konec hřídele přijde řemenice, bude konec hřídele

zakončen funkčním kuželem s drážkou pro pero a některým z možných způsobů axiálního pojištění (např.: díra pro šroub, vnější závit pro KM matici, aj.). Všechny tři části lze spojit pomocí přírubových spojek.



Obr. 7 Třídílný hřídel s míchadlem

#### 4.2.1 Uložení hřídele

Jelikož při míchání partikulárních látek často dochází k prášení, není vhodné ukládat ložiska přímo do míchací komory, neboť by bylo velmi složité jejich utěsnění tak, aby nedocházelo k jejich poškození. Proto je vhodnější umístění ložisek mimo samotnou komoru do litých ložiskových domků.

#### 4.3 Pohon míchadla

Pohonný mechanismus se běžně skládá ze tří částí. Motor, převodový mechanismus a spojovací zařízení, díky kterému se převádí výkon na samotný hnací člen stroje. V případě navrhovaného laboratorního zařízení je nutné si uvědomit, jaký výkon je nutný pro míchání vsádky a za jakých otáček bude zařízení pracovat. Z těchto dvou zásadních údajů lze posléze vybrat elektromotor a navrhnout převodový mechanismus.

##### 4.3.1 Elektromotor

Pro vybrání vhodného elektromotoru je nutné určit požadovaný výkon. Ten lze určit ze specifického výkonu ( $\text{kW} \cdot \text{m}^{-3}$ ) jednotlivých typů míchadel. V případě použití pásového míchadla, pro které se uvádí specifický výkon v rozmezí  $3 \div 12 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$ , by bylo možné použít elektromotor o jmenovitém výkonu do 1kW. Avšak vzhledem k tomu, že zařízení má být víceúčelové a má tak umožňovat použití různých typů míchadel, je nutné vzít v potaz také specifické výkony dalších míchadel o jiné geometrii. Lopatková míchadla stejně jako pluhová mají specifický výkon v rozmezí  $10 \div 150 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3}$ . Při objemu komory 35,34 litrů vychází, že požadovaný výkon elektromotoru, bez uvažování účinností jednotlivých převodů, se pohybuje

mezi 0,35 ÷ 5,3 kW. Je tedy nutné vybrat takový elektromotor, jehož výkon bude dostačující pro navrhované míchací zařízení. Vzhledem k tomu, že se komora plní pouze z části a značnou část komory zaujímá samotné míchadlo, lze tedy říct, že postačující výkon elektromotoru bude mezi 1,5 ÷ 2,2kW.

	Typ míchadla			
	Pluhové	Pádlové	Pásové	Šroubové
Sypké prášky, $50 < x < 500 \mu\text{m}$	Ano	Možná	Ano	Ano
Sypký granulát, $200 < x < 5000 \mu\text{m}$	Ano	Možná	Ano	Ano
Kohezní prášky	Možná	Ano	Ano	Ano
Kapacita ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	1,8 – 1500	< 1000	10 – 50	1 – 50
Velikost ( $\text{m}^3$ )	< 40	< 40	< 50	< 60
Plnicí poměr (%)	< 70	< 70	< 60	< 70
Specifický výkon ( $\text{kW}/\text{m}^3$ )	10 – 150	10 – 150	3 – 12	8 – 12
Doba míchání (min)	0,5 – 5	1 – 6	3 – 20	2 – 8
Fr	1 – 9	< 9	< 1	< 1,5

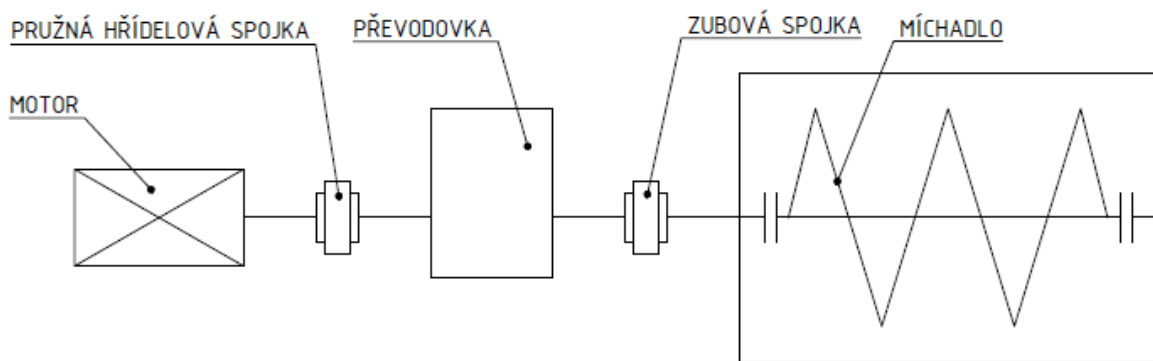
Tab. 1 Srovnání některých typů míchadel [1]

Na to, abychom však byli schopni určit konkrétní motor, je nutné ještě znát potřebné otáčky míchadla a z nich určit otáčky elektromotoru. Vzhledem k tomu, že zařízení má fungovat při různých otáčkách, nelze je tedy přesně specifikovat. Lze však určit rozmezí otáček, v kterých chceme, aby zařízení fungovalo a z něj odhadnout otáčky motoru. Pro vybraný motor o určitých otáčkách pak lze dopočítat převodový poměr, který bude nutný použít u převodového mechanismu.

Běžně se u mísičů na partikulární látky pohybují otáčky do  $150 \text{ min}^{-1}$ . Bylo by tedy vhodné, aby maximální otáčky míchadla byly kolem  $200 \text{ min}^{-1}$  a jejich snižování bylo řešeno některým z možných způsobů regulace otáček. Při takovýchto otáčkách je možné použít elektromotor o výkonu 2,2 kW a otáčkách  $1450 \text{ min}^{-1}$  (4 pólový motor). Lze tedy dopočítat, že převodový poměr by měl být přibližně 7,3.

### 4.3.2 Převodový mechanismus

Převodový mechanismus lze řešit mnoha způsoby. Nejjednodušší způsob je použití pouze převodovky, která by měla požadovaný převodový poměr. Bylo by však nutné spojit elektromotor s převodovkou pružnou hřídelovou spojkou a mezi převodovku a hřídel míchadla umístit zubovou univerzální spojkou. (obr.3a)



Obr.8: Převodový mechanismus s převodovkou a hřídelovými spojkami

Další možností je použití řemenového převodu. Jelikož je potřebný převodový poměr 7,3, tak není vhodné použití pouze tohoto převodu, neboť větší z obou řemenic by byla značně větší nežli samotné zařízení, které má pohánět. Proto je vhodné použít kombinaci čelní převodovky a řemenového převodu. Řemenový převod by se měl pohybovat v rozmezí  $1,5 \div 2$ , aby větší z obou řemenic nedosahovala příliš velkých rozměrů. Předběžný převodový poměr na čelní převodovce se pak dopočítá z požadovaného celkového a řemenového převodu.

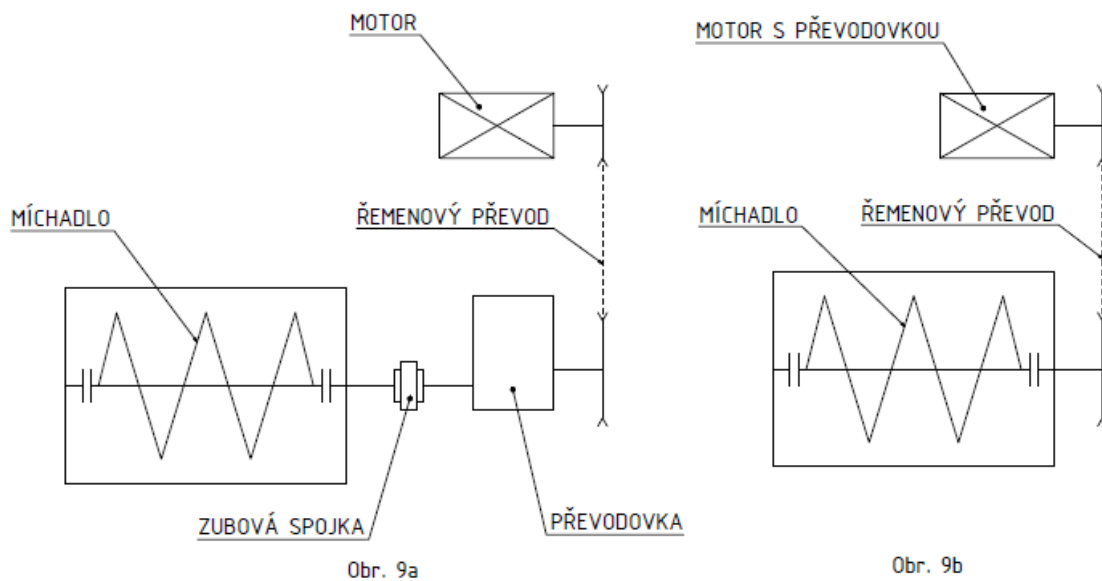
Pokud známe předběžný převodový poměr na čelní převodovce, můžeme vybrat již existující převodovku, potažmo převodový motor, s již konkrétním převodovým poměrem  $i_{př}$  a zpětně dopočítat skutečný celkový převodový poměr.

Se znalostí převodových poměrů lze sestavit celý převodový mechanismus.

Jednou z možností je napojení řemenového převodu přímo na motor tak, že řemenový převod bude sloužit jako pružný člen (na místo pružné hřídelové spojky). Velká řemenice bude připojena na vstupním hřídeli převodovky a výstupní hřídel převodovky bude pomocí zubové univerzální spojky spojen s hřídelem míchadla. (obr. 4a)

Druhou možností je zakoupení převodového motoru s vhodným převodovým poměrem. Na ní by se stejně jako v předchozím případě připojil řemenový převod, který by sloužil opět jako pružný člen. Na rozdíl od předchozí varianty, by byly na velké řemenici již správné otáčky díky

převodovce přímo za motorem, proto by bylo možné řemenici přímo uchytit na hřídel míchadla. (obr. 4b)



Obr. 9a a 9b: Zapojení převodového mechanismu s převodovkou a řemenovým převodem

#### 4.4 Rám míchadla

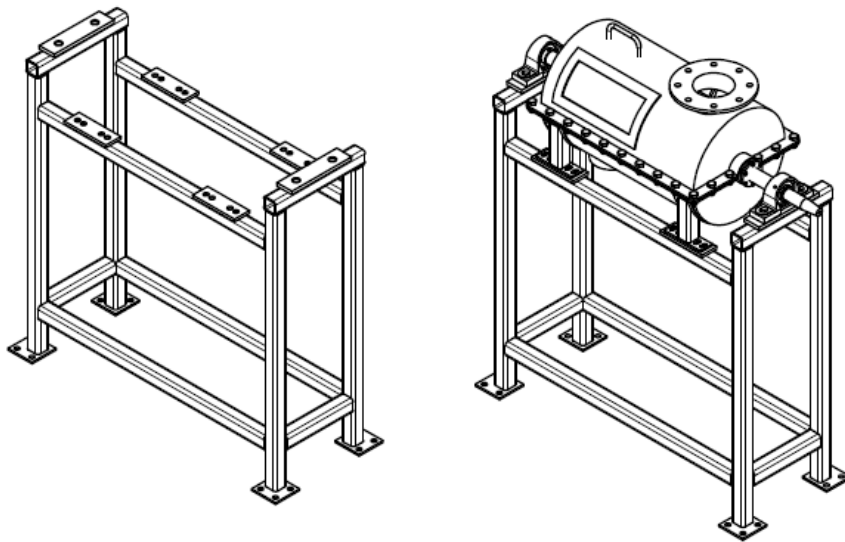
I přes to, že rám míchadla bude řešen jako jedna nerozmontovatelná součást, lze zamyšlení nad tvarem rámu rozdělit do dvou částí. První částí by byla část rámu nacházející se pod komorou míchadla. Druhou částí by bylo myšleno usazení pohonu.

O velikosti a tvaru rámu první části, tedy části pod komorou, rozhoduje hned několik aspektů. Výška rámu je důležitá pro snadnou obsluhu míchadla. Dále však závisí na objemu komory, neboť je nutné dostat pod zařízení dostatečně velkou nádobu, která má objem větší, než je objem míchaného materiálu. O šířce rámu rozhoduje rozteč nohou navařených na nádobu a o délce zase vzdálenost ložiskových domků.

Jednou z možností, jak by bylo možné udělat hlavní stojny, je použití dvou desek, které by udávaly rozměr první části rámu. Ty by mohly být spojené čtvercovými trubkami, aby bylo docíleno dostatečné tuhosti rámu. V praxi by to však znamenalo, že by na rám bylo použito mnoho materiálu, čímž by byla konstrukce nejen těžká, ale i značně drahá.

Lepší variantou tedy je, vytvořit celý rám ze čtvercových trubek (jeklů), čímž bude celá konstrukce odlehčena. Nejjednodušší možností konstrukce je použití čtyř trubek, jakožto stojen. Mezi ně by se navařily vzpěry, pro dostatečnou tuhost rámu. Spodní vzpěry by měly být umístěny dostatečně vysoko na to, aby bylo možné rám převážet vysokozdvížným

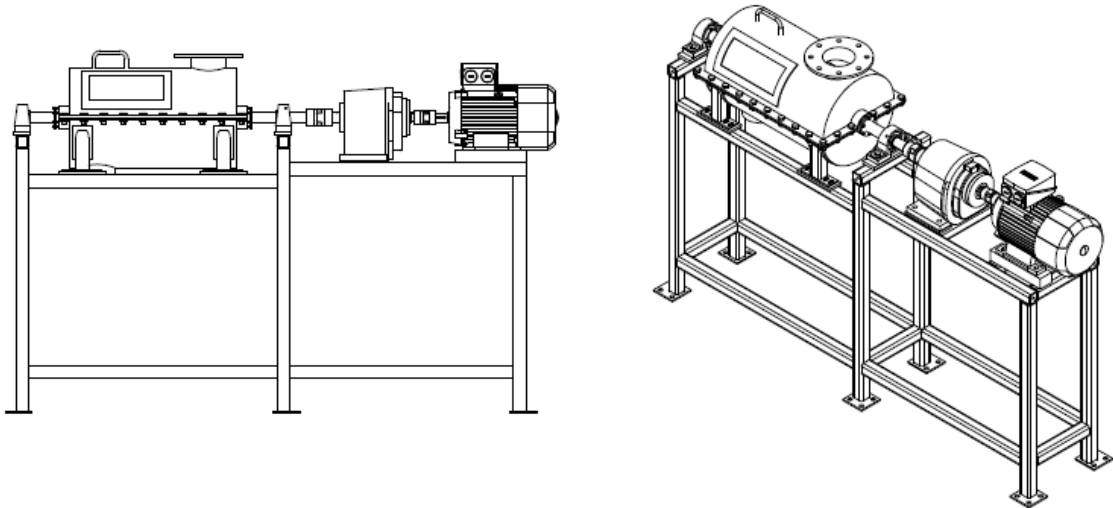
vozíkem. Výšku umístění horních vzpěr udává rozdíl mezi patkou ložiskového domku a patkou nohy míchadla. Pro možnost uchycení rámu k podlaze je nutno navařit na stojny patky s dírami. Aby bylo možné docílit rovnosti rámu a tím i sousostí obou ložiskových domků a osy nádoby (ucpávkových komor), je nutno navařit na místa usednutí nádoby na rám podložky, které se zarovnají na potřebnou výšku. (Obr. 10)



*Obr. 10 Část rámu pod komorou*

Konstrukce druhé části rámu, tedy části pod pohonným mechanismem, je dána právě uzpůsobením pohonného mechanismu.

V případě použití pouze motoru a čelní převodovky by byl celý rám v jedné rovině. Nevýhodou tohoto řešení je, že celé zařízení musí být v jedné ose. Při výrobě celého rámu se tedy musí dbát na přesnost, aby byla docílena požadovaná sousost. Další nevýhodou je, že díky usazení celého pohonu do jedné roviny zabírá celé zařízení velký prostor.

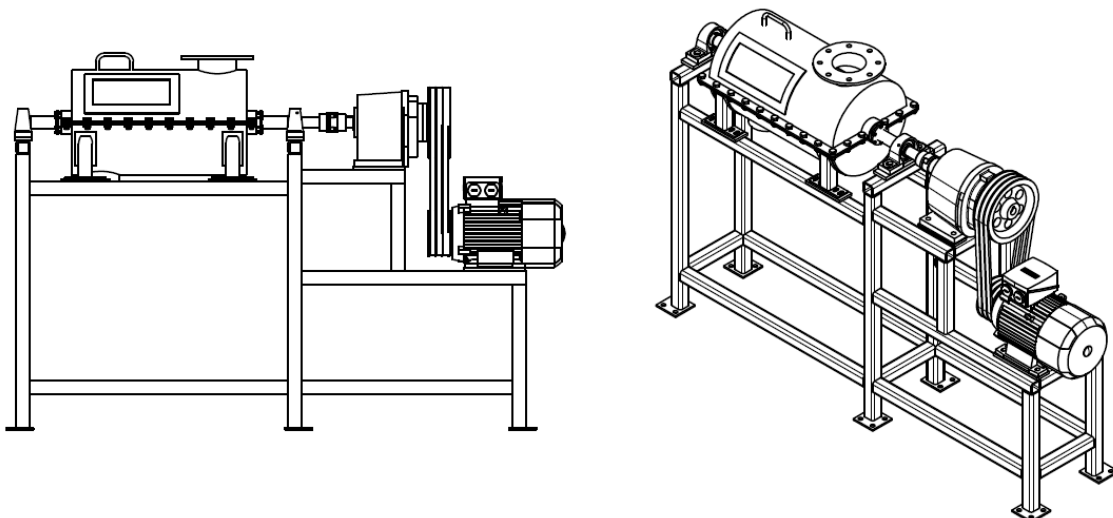


*Obr. 11: Rám s pohonným mechanismem bez řemenového převodu*

U druhé možnosti pohonného mechanismu, tedy za použití motoru, řemenového převodu a čelní převodovky je rám o poznání složitější. Výhodou je, že díky řemenovému převodu, lze měnit částečně výšku usazení elektromotoru.

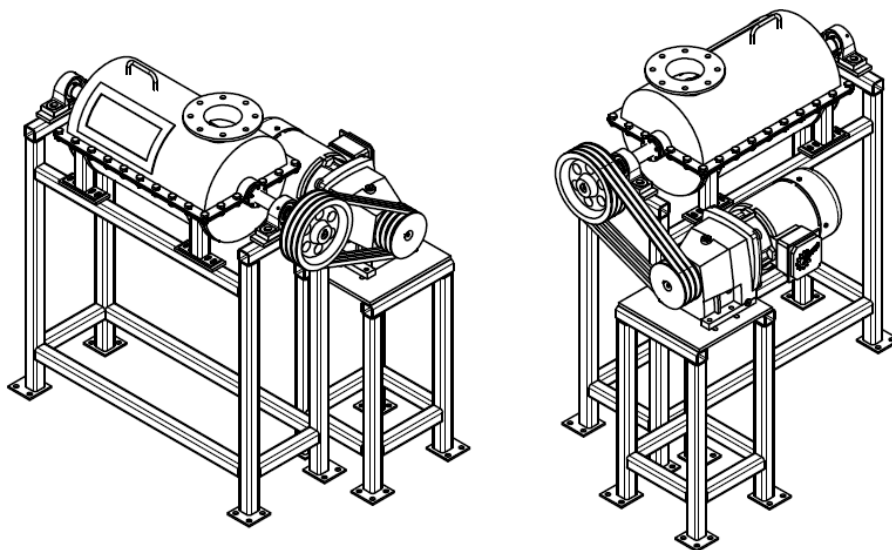
První možnost konstrukce rámu s tímto pohonem lze vyřešit tak, že celý rám je opět v jedné rovině, stejně jako v prvním případě. Nevýhodou tohoto řešení je, že na úkor zjednodušení rámu zaujímá celá konstrukce značně prostoru. Díky řemenovému převodu však lze rám uzpůsobit i jinak. Jednou z možností by bylo usadit motor mimo rovinu, v které leží osa míchadla. Směr natočení motoru by však zůstal stejný, tedy prodlužoval by stále celý rám. Výhodou tohoto řešení je, že díky usazení motoru do boku je možné vypínat řemenový převod jednoduše posunem ve válcových dírách. Nevýhodou však nadále zůstává délka konstrukce, která zabírá značně prostoru. Další možností by tedy mohlo být umístění motoru do boku s tím, že by motor byl otočen a byl by usazen podél míchadla. Tím by bylo možné natahovat řemen a zároveň se zkrátí délka celého rámu.





*Obr. 12: Přímý rám s pohonným mechanismem s řemenicí a převodovkou*

Pokud jde o konstrukci rámu při použití převodového motoru a řemenového převodu lze říci, že možnosti jsou stejné jako v případě předchozího pohonného mechanismu. Rám lze tedy udělat přímý nebo lze část pod motorem vybočit mimo. Rozdílem pouze je, že ubude nutnost uchycení převodovky, čímž se celá konstrukce ještě zmenší.



*Obr. 13: Rám pro pohonný mechanismus s řemenovým převodem a usazením motoru do boku*

## 5. NÁVRH KONSTRUKCE MÍCHACÍHO ZAŘÍZENÍ

Z možných variant konstrukce jednotlivých částí míchadla je nutné vybrat ty, které budou nejlépe vyhovovat požadavkům na navrhované laboratorní zařízení a zároveň specifikovat a dopočítat jejich rozměry.

### 5.1 Výběr konstrukčního řešení

Co se týče komory míchadla, zaručeně nejlepší možností je válcová komora půlená v dělíci rovině s vnitřním průměrem 300 mm a délkou 500 mm osazená veškerými komponentami jako jsou hrdla nebo skleněný průhled.

Hřídel je potřeba mít dělený, vzhledem k volbě komory. Minimální průměr hřídele je nutno dopočítat a délka bude vycházet z uložení v ložiskových domcích prodloužená o vzdálenost potřebnou pro uchycení k pohonnému mechanismu.

Jako nejlepší možností pohonného mechanismu se jeví použití kombinace převodového motoru a řemenového převodu, neboť řemenový převod nahradí pružný člen a zároveň převodový motor zaujme nejméně prostoru, čímž se minimalizuje velikost rámu.

### 5.2 Návrhové výpočty

#### 5.2.1 Návrh elektromotoru [4]

Zjistili jsme, že výkon elektromotoru by se měl pohybovat v rozmezí 1,5 ÷ 2,2kW. Jelikož účinnost řemenového převodu se běžně pohybuje kolem 92 %, bude lepší zvolit horní hranici rozmezí výkonů a vybrat motor o výkonu 2,2kW. Dále je nutné vzít v potaz otáčky, které chceme, aby byly na hřídeli míchadla. Vzhledem k tomu, že chceme, aby maximální otáčky míchadla byly kolem 200 min<sup>-1</sup>, je nutné vybrat kombinaci motoru a převodového mechanismu tak, aby bylo těchto otáček docíleno. Z možných kombinací pohonného mechanismu se jeví jako nejvhodnější použít motor s převodovkou, který se spojí s hřídelem míchadla pomocí řemenového převodu. Použijeme-li 4 pólový motor o výkonu 2,2kW, jeho otáčky budou 1450 min<sup>-1</sup>. Lze tedy dopočítat, požadovaný převodový poměr.

$$i'_{celk} = \frac{n_{el.m.}}{n'_{mích}} = \frac{1450}{200} = 7,25 \quad (5.1)$$

Kde:  $i'_{celk}$  [–] – požadovaný celkový převodový poměr  
 $n_{el.m.}$  [min<sup>-1</sup>] – otáčky elektromotoru

$n'_{mích} [min^{-1}]$  – požadované otáčky míchadla

Když už víme, že požadovaný celkový převodový poměr je 7,25, je nutno jej rozdělit mezi převodovku a řemenový převod. Řemenový převod by se měl pohybovat v rozmezí  $1,5 \div 2$ , můžeme tedy zvolit převodový poměr 1,6. Díky zvolení této hodnoty můžeme dopočítat předběžný převodový poměr převodovky motoru.

$$i'_{př} = \frac{i'_{celk}}{i_{řem}} = \frac{7,25}{1,6} = 4,53 \quad (5.2)$$

Kde:  $i'_{př} [-]$  – předběžný převodový poměr čelní převodovky

$i'_{celk} [-]$  – požadovaný celkový převodový poměr

$i_{řem} [-]$  – převodový poměr řemenového převodu

Jelikož známe výkon a otáčky elektromotoru i předběžný převodový poměr převodovky, můžeme již vybrat konkrétní převodový motor.

Vybral jsem převodový motor NORD SK 22 – 100 LH/4 s parametry:

Výkon motoru:  $P_m = 2,2 kW$

Výstupní otáčky:  $n_1 = 313 min^{-1}$

Výstupní kroutící moment:  $M_a = 67 Nm$

Převodový poměr:  $i_{př} = 4,62$

Nyní lze zpětně dopočítat skutečný celkový převodový poměr

$$i_{celk} = i_{př} \cdot i_{řem} = 4,62 \cdot 1,6 = 7,392 \quad (5.3)$$

Kde:  $i_{př} [-]$  – skutečný převodový poměr čelní převodovky

$i_{celk} [-]$  – skutečný celkový převodový poměr

a skutečné otáčky na hřídeli míchadla.

$$n_{mích} = \frac{n_{el.m.}}{i_{celk}} = \frac{1450}{7,392} = 196,16 min^{-1} \quad (5.4)$$

Kde:  $n_{mích} [min^{-1}]$  – skutečné otáčky míchadla

### 5.2.2 Návrh řemenového převodu [5]; [6]; [7]

#### Výpočet průměrů řemenic

První věc, kterou musíme určit, je profil řemenu. Ten lze vyčíst z diagramu závislosti otáček malé řemenice a přenášeného výkonu. [5] Je tedy nutné znát tyto parametry. Otáčky malé řemenice jsou stejné, jako výstupní otáčky z převodového motoru, tedy  $313 \text{ min}^{-1}$ . Jelikož účinnost převodovky je téměř 1, lze také říci, že přenášený výkon je roven výkonu instalovanému, který činí 2,2 kW. Poté lze odečíst z grafu, že vhodným průřezem řemene je typ B.

Minimální průměr malé řemenice pro řemen typu B je  $D_{1min} = 125 \text{ mm}$ .

Volím tedy:  $D_1 = 125 \text{ mm}$

Průměr velké řemenice vypočítám podle vztahu:

$$D_2' = D_1 \cdot i_{řem} = 125 \cdot 1,6 = 200 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Kde:  $D_2' [mm]$  – vypočítaný průměr velké řemenice

$D_1 [mm]$  – průměr malé řemenice

Vzhledem k tomu, že vypočtený průměr velké řemenice se zároveň nachází v normalizované řadě průměrů řemenic, lze ho použít jako skutečný průměr, tedy  $D_2' = D_2 = 200 \text{ mm}$ .

Kde:  $D_2 [mm]$  – skutečný průměr velké řemenice

#### Výpočet osové vzdálenosti řemenic a délky řemene

Při výpočtu osové vzdálenosti je si třeba uvědomit, že v případě malé vzdálenosti může vzniknout problém při usazení motoru na rám, neboť by se motor s malou řemenicí nemusel vejít vedle části rámu, která je pod nádobou míchadla. Naopak, když by se zvolila osová vzdálenost příliš velká, může nastat problém s napínáním řemene.

Přibližnou osovou vzdálenost řemenic lze určit ze vztahu:

$$a' = (0,7 \div 2)(D_1 + D_2) = 1,1 \cdot (125 + 200) = 357,5 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Kde:  $a'$  [mm] – přibližná osová vzdálenost řemenic

Výpočtovou délku řemene lze určit ze vztahu:

$$\begin{aligned} L' &= \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + 2a' + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a'} \\ &= \frac{\pi}{2}(125 + 200) + 2 \cdot 357,5 + \frac{(200 - 125)^2}{4 \cdot 357,5} = 1229,44 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Kde:  $L'$  [mm] – výpočtová délka klínového řemene

Nutno vybrat nejbližší délku řemene z normalizované řady. Volím tedy klínový řemen od firmy Continental s délkou  $L = 1245 \text{ mm}$ .

Skutečná osová vzdálenost se pak spočítá ze vztahu:

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{4} \left\{ L - \pi \frac{D_1 + D_2}{2} + \sqrt{\left( L - \pi \frac{D_1 + D_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2} \right\} \\ &= \frac{1}{4} \left\{ 1245 - \pi \frac{125 + 200}{2} \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\left( 1245 - \pi \frac{125 + 200}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{200 - 125}{2} \right)^2} \right\} = 365,32 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Kde:  $a$  [mm] – skutečná osová vzdálenost řemenic

$L$  [mm] – normalizovaná délka klínového řemene

### Určení potřebného počtu řemenů

Pro určení počtu řemenů potřebných pro přenos celkového výkonu lze použít některý z výpočtových programů. Já jsem použil program Contitech Transmission Designer 7.4 od firmy Continental. Pro výpočet jsem použil již vypočítané a zvolené hodnoty, tedy průměry obou

řemenic, otáčky na malé řemenici, typ a délku zvoleného klínového řemene a velikost přenášeného výkonu.

Program vypočítal, že je nutné použít 3 řemeny. Dále vypočítal osovou vzdálenost, která se shoduje s již ručně vypočtenou osovou vzdáleností.

Úhel opásání malé řemenice se spočítá ze vztahu:

$$\alpha \approx 180^\circ - 57 \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{200 - 125}{365,32} = 168^\circ 18' \quad (5.9)$$

Kde:  $\alpha$  [°] – úhel opásání malé řemenice

### Výpočet sil působících na hřídel

Pro to, aby bylo možné určit síly působící na hřídel míchadla, je nutné určit obvodovou sílu a celkovou předepínací sílu. Předepínací sílu odečteme z výpočtu programu Contitech. Ta činí  $F_v = 1682,92 \text{ N}$ . Obvodovou sílu lze vypočítat ze vztahu:

$$F_u = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot 60}{\pi \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{1000 \cdot 2,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,125 \cdot 313} = 1073,91 \text{ N} \quad (5.10)$$

Kde:  $F_u$  [N] – obvodová síla

$n_1$  [ $\text{min}^{-1}$ ] – otáčky malé řemenice

$P_1$  [kW] – přenášený výkon

Abychom mohly předepínací sílu rozdělit na x-ovou a y-ovou složku síly, musíme určit úhel odklonu síly  $F_v$ :

$$\sin \gamma = \frac{F_u}{F_v} \sin \delta = \frac{1073,91}{1682,92} \sin 5^\circ 51' = 0,065 \quad (5.11)$$

$$\gamma = 3^\circ 44'$$

Kde:  $\gamma$  [°] – úhel odklonu síly  $F_v$  od osy převodu

$\delta$  [°] – úhel  $180^\circ - \frac{\alpha}{2}$

Dále je si potřeba uvědomit, že motor bude usazen níže nežli samotné míchadlo. Tím pádem je potřeba odhadnout sklon převodu, který bude mít značný vliv na rozdělení síly  $F_v$  do jednotlivých složek. Při navržené osové vzdálenosti řemenic a předběžnému odhadu velikosti rámu se dá předpokládat, že úhel sklonu řemenového převodu bude kolem  $27^\circ$ . Lze tedy dopočítat složky předeřinací síly.

$$F_{vx} = F_v \cos(\gamma + \varepsilon) = 1682,92 \cdot \cos(3^\circ 44' + 27^\circ) = 1445,81 \text{ N} \quad (5.12)$$

$$F_{vy} = F_v \sin(\gamma + \varepsilon) = 1682,92 \cdot \sin(3^\circ 44' + 27^\circ) = 860,04 \text{ N} \quad (5.13)$$

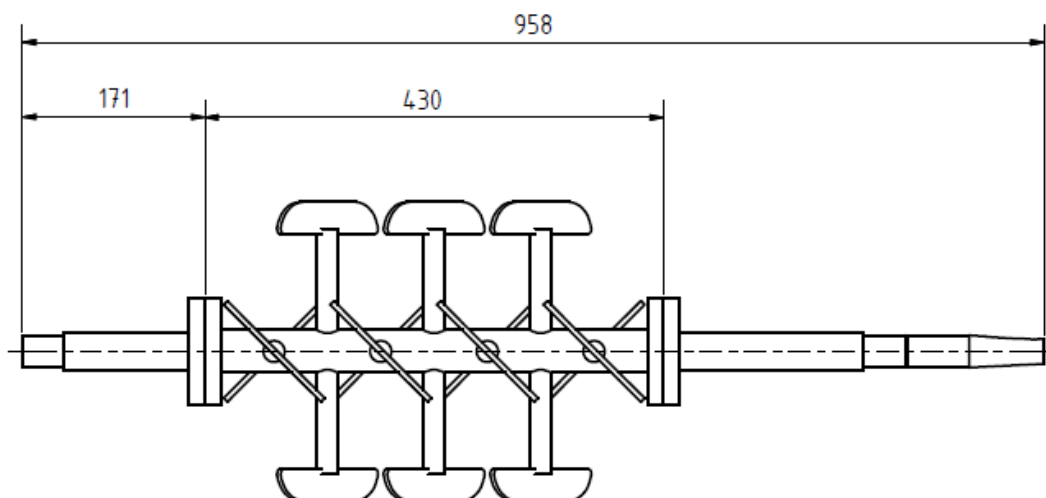
Kde:  $F_{vx}$  [N] – složka síly  $F_v$  do vodorovné roviny

$F_{vy}$  [N] – složka síly  $F_v$  do svislé roviny

$\varepsilon$  [°] – úhel sklonu šikmého převodu

### 5.2.3 Silové poměry na hřídeli míchadla [4], [5], [7], [8]

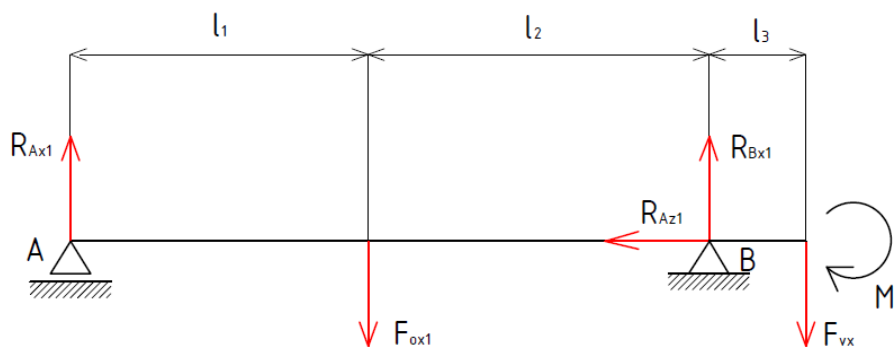
Aby bylo možné určit průměr hřídele míchadla a vybrat vhodná ložiska, je nutné určit silové poměry na hřídeli. Pro určení sil je potřeba zvolit konkrétní situace, které mohou nastat. V prvním případě zvolím situaci, kdy se míchadlo pomyslně zasekne přímo na středu komory. V tu chvíli bude celý přenášený výkon působit na středu míchadla jako tečná síla, která bude ohýbat celý hřídel. Tato situace je zvolena z důvodu, že by při ní mělo dojít k největšímu radiálnímu namáhání.



Obr. 14 Tvar hřídele míchadla

Tato situace však nepostačuje k navržení ložisek, jelikož při zaseknutí míchadla bude docházet pouze k jejich radiálnímu namáhání. Je tedy potřeba zvolit další situaci, při které bude tentokrát vyvíjena na ložisko maximální axiální síla. Kombinací těchto dvou situací bude možno nadimenzovat ložiska pro nejvyšší možné namáhání v obou směrech.

V první situaci, tedy při pomyslném zaseknutí míchadla, působí na hřídel síly od řemenice a zároveň síla vytvořená zaseknutým míchadlem. Jelikož síly od řemenice působí jak ve směru x, tak i ve směru y, je nutné řešit silové poměry ve dvou rovinách. V rovině XZ bude působit síla od zaseknutého míchadla. (obr. 15)



Obr. 15: Rozložení sil v rovině XZ při první situaci

Pro výpočet reakcí v ložiskách je nutné určit sílu na středě míchadla. Tuto sílu lze vypočítat z kroutícího momentu na hřídeli:

$$F_{ox1} = \frac{2M_k}{d_{mích}} = \frac{2 \cdot 100,77}{0,3} = 671,8 \text{ N} \quad (5.14)$$

Kde:  $F_{ox1} [N]$  – síla vzniklá zaseknutím míchadla  
 $d_{mích} [m]$  – průměr míchadla

Nyní, pokud známe délkové rozměry hřídele, můžeme spočítat reakce v ložiskách v ose x. V tomto případě jsou rozměry  $l_1 = 370,2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 424,5 \text{ mm}$  a  $l_3 = 119,3 \text{ mm}$ .

$$x: R_{Ax1} + R_{Bx1} - F_{vx} - F_{ox1} = 0 \quad (5.15)$$

$$z: R_{Bz1} = 0 \quad (5.16)$$



$$M_B: R_{Ax1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{ox1} \cdot l_2 + F_{vx} \cdot l_3 = \emptyset \quad (5.17)$$

$$R_{Ax1} = \frac{F_{ox1} \cdot l_2 - F_{vx} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{671,8 \cdot 424,5 - 1445,81 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} = 141,86 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$R_{Bx1} = F_{vx} + F_{ox1} - R_{Ax1} = 1445,81 + 671,8 - 141,86 = 1975,75 \text{ N} \quad (5.19)$$

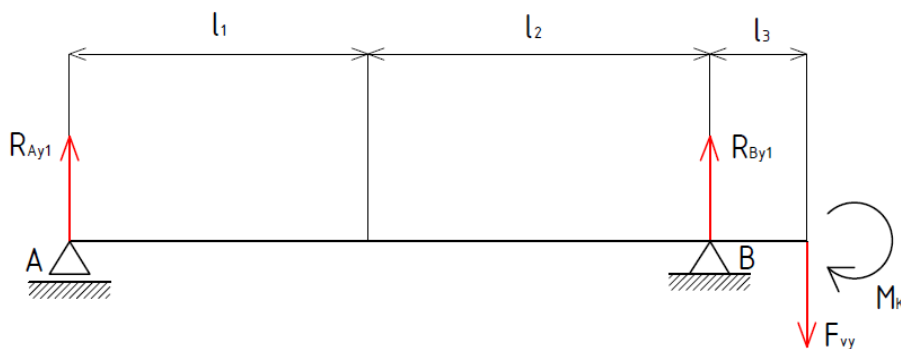
Kde:  $R_{Ax1}$  [N] – reakce v podpoře A ve směru osy x při zaseknutí míchadla

$R_{Bx1}$  [N] – reakce v podpoře B ve směru osy x při zaseknutí míchadla

$R_{Bz1}$  [N] – reakce v podpoře B ve směru osy z při zaseknutí míchadla

$l_1, l_2, l_3$  [mm] – délkové rozměry hřídele

Nyní je nutné spočítat reakce v rovině YZ. Zde působí pouze síla od řemenice. (Obr. 16)



Obr. 16: Rozložení sil v rovině YZ při první situaci

$$y: R_{Ay1} + R_{By1} - F_{vy} = \emptyset \quad (5.20)$$

$$M_B: R_{Ay1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{vy} \cdot l_3 = \emptyset \quad (5.21)$$

$$R_{Ay1} = -\frac{F_{vy} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = -\frac{860,04 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} = -129,16 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$R_{By1} = F_{vy} - R_{Ay1} = 860,04 - (-129,16) = 989,2 \text{ N} \quad (5.23)$$

Kde:  $R_{Ay1}[N]$  – reakce v podpoře A ve směru osy y při zaseknutí míchadla

$R_{By1}[N]$  – reakce v podpoře B ve směru osy y při zaseknutí míchadla

Z reakcí v jednotlivých rovinách se dopočítají celkové reakce v podporách A a B při zaseknutí míchadla:

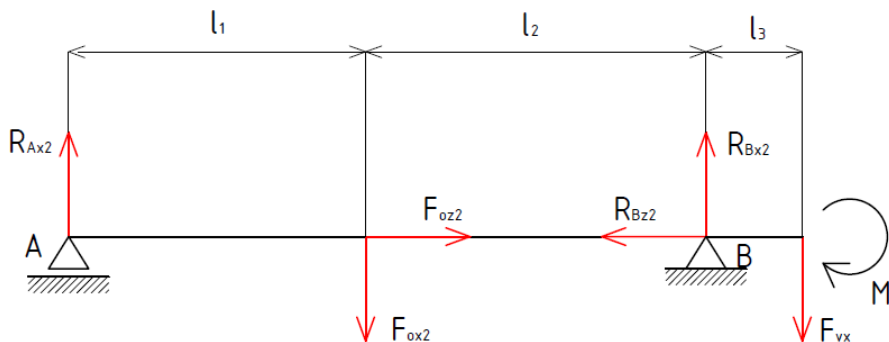
$$R_{A1} = \sqrt{R_{Ax1}^2 + R_{Ay1}^2} = \sqrt{141,86^2 + (-129,16)^2} = 191,85 \text{ N} \quad (5.24)$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{Bx1}^2 + R_{By1}^2} = \sqrt{1975,75^2 + 989,2^2} = 2209,55 \text{ N} \quad (5.25)$$

Kde:  $R_{A1}[N]$  – celková reakce v podpoře A při zaseknutí míchadla

$R_{B1}[N]$  – celková reakce v podpoře B při zaseknutí míchadla

Nyní je nutné dopočítat reakce pro druhou situaci, tedy ve chvíli, kdy na ložisko budou působit největší axiální síly. Jde tedy o situaci, při které je míchadlo v chodu a síla vzniká na lopatkách díky odporu míchaného materiálu. Lopatky jsou nakloněné pod úhlem  $45^\circ$ , čímž docílíme nejefektivnějšího rozložení sil do axiálního a radiálního směru. Na hřídel tedy budou působit síly od řemenice a zároveň rozložená síla od odporu materiálu. (obr. 17)



Obr. 17: Rozložení sil v rovině XZ při chodu míchadla

Pro zjednodušení se síly určí tak, že veškerý přenášený výkon se rozdělí do těchto dvou sil a pak tedy platí:

$$F_{ox2} = F_{oz2} = \frac{F_{ox1}}{\sqrt{2}} = \frac{671,8}{\sqrt{2}} = 475,03 \text{ N} \quad (5.26)$$

Kde:  $F_{ox2} [N]$  – síla od odporu materiálu ve směru osy  $x$

$F_{oz2} [m]$  – síla od odporu materiálu ve směru osy  $z$

Z těchto hodnot již lze dopočítat reakce v podporách. Nejprve v rovině XZ:

$$x: R_{Ax2} + R_{Bx2} - F_{vx} - F_{ox2} = 0 \quad (5.27)$$

$$z: R_{Bz2} = F_{oz2} = 475,03 \text{ N} \quad (5.28)$$

$$M_B: R_{Ax2} \cdot (l_1 + l_2) - F_{ox2} \cdot l_2 + F_{vx} \cdot l_3 = 0 \quad (5.29)$$

$$R_{Ax2} = \frac{F_{ox2} \cdot l_2 - F_{vx} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{475,03 \cdot 424,2 - 1445,81 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} = 36,53 \text{ N} \quad (5.30)$$

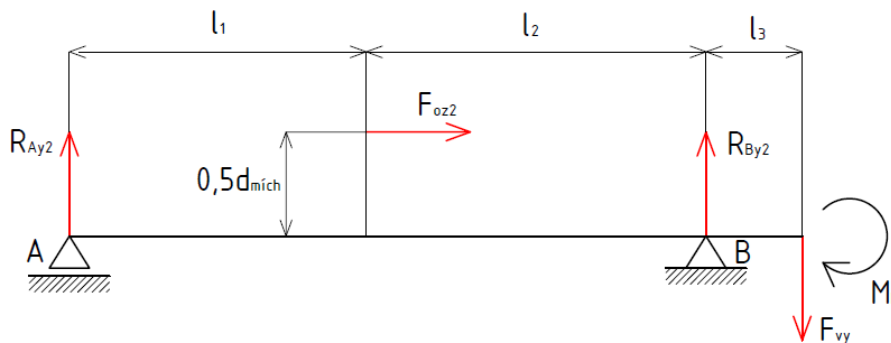
$$R_{Bx2} = F_{vx} + F_{ox2} - R_{Ax2} = 1445,81 + 475,03 - 36,53 = 1884,31 \text{ N} \quad (5.31)$$

Kde:  $R_{Ax2} [N]$  – reakce v podpoře A ve směru osy  $x$  při chodu míchadla

$R_{Bx2} [N]$  – reakce v podpoře B ve směru osy  $x$  při chodu míchadla

$R_{Bz2} [N]$  – reakce v podpoře B ve směru osy  $z$  při chodu míchadla

Poté v rovině YZ, kde se projeví i síla  $F_{oz2}$ . (obr.18)



Obr. 18: Rozložení sil v rovině YZ při chodu míchadla

$$y: R_{Ay2} + R_{By2} - F_{vy} = 0 \quad (5.32)$$

$$M_B: R_{Ay2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{vy} \cdot l_3 + F_{oz2} \cdot \frac{d_{mich}}{2} = 0 \quad (5.33)$$

$$R_{Ay2} = -\frac{F_{oz2} \cdot \frac{d_{mich}}{2} + F_{vy} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = -\frac{475,03 \cdot \frac{300}{2} + 860,04 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} \quad (5.34)$$

$$= -218,85 \text{ N}$$

$$R_{By2} = F_{vy} - R_{Ay2} = 860,04 - (-218,85) = 1078,89 \text{ N} \quad (5.35)$$

Kde:  $R_{Ay2}[N]$  – reakce v podpoře A ve směru osy y při chodu míchadla

$R_{By2}[N]$  – reakce v podpoře B ve směru osy y při chodu míchadla

Opět se dopočítají celkové reakce v podporách A a B, tentokrát při chodu míchadla:

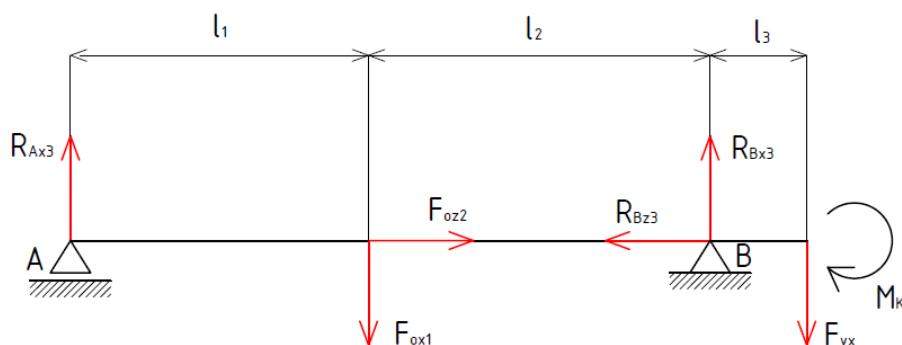
$$R_{A2} = \sqrt{R_{Ax2}^2 + R_{Ay2}^2} = \sqrt{36,53^2 + (-218,85)^2} = 221,88 \text{ N} \quad (5.36)$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{Bx2}^2 + R_{By2}^2} = \sqrt{1884,31^2 + 1078,89^2} = 2171,32 \text{ N} \quad (5.37)$$

Kde:  $R_{A2}[N]$  – celková reakce v podpoře A při chodu míchadla

$R_{B2}[N]$  – celková reakce v podpoře B při chodu míchadla

Pokud tedy známe namáhání při obou situacích, můžeme jejich kombinací simulovat nejkritičtější možnou situaci, z které pak lze bezpečně určit ohybový moment pro stanovení průměru hřídele a také navrhnout ložiska. Z první situace bude na hřídel působit tečná síla od zaseknutého míchadla a z druhé situace pak axiální síla. (Obr. 19)



Obr. 19: Rozložení sil v rovině XZ při kombinaci situací

Mohu tedy spočítat reakce v rovině XZ:

$$x: R_{Ax3} + R_{Bx3} - F_{vx} - F_{ox1} = 0 \quad (5.38)$$

$$z: R_{Bz3} = F_{oz2} = 475,03 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$M_B: R_{Ax3} \cdot (l_1 + l_2) - F_{ox1} \cdot l_2 + F_{vx} \cdot l_3 = 0 \quad (5.40)$$

$$R_{Ax3} = \frac{F_{ox1} \cdot l_2 - F_{vx} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{671,8 \cdot 424,2 - 1445,81 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} = 141,61 \text{ N} \quad (5.41)$$

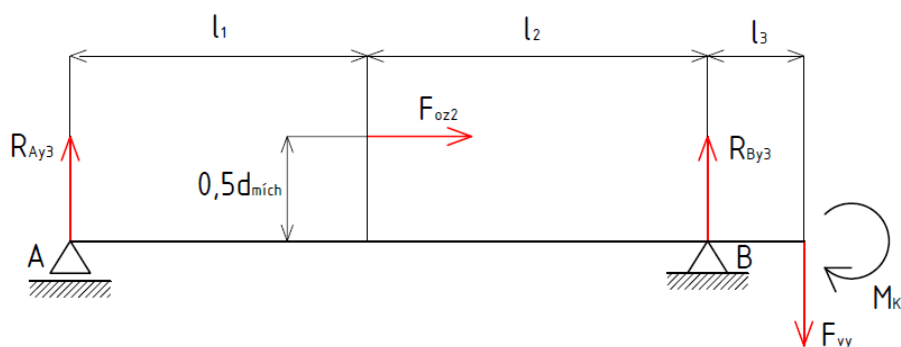
$$R_{Bx3} = F_{vx} + F_{ox1} - R_{Ax3} = 1445,81 + 671,61 - 141,61 = 1975,81 \text{ N} \quad (5.42)$$

Kde:  $R_{Ax3}$  [N] – reakce v podpoře A ve směru osy x při kombinaci situací

$R_{Bx3}$  [N] – reakce v podpoře B ve směru osy x při kombinaci situací

$R_{Bz3}$  [N] – reakce v podpoře B ve směru osy z při kombinaci situací

A následně v rovině YZ:



Obr. 20: Rozložení sil v rovině YZ při kombinaci situací

$$y: R_{Ay3} + R_{By3} - F_{vy} = \emptyset \quad (5.43)$$

$$M_B: R_{Ay3} \cdot (l_1 + l_2) + F_{vy} \cdot l_3 + F_{oz2} \cdot \frac{d_{mich}}{2} = \emptyset \quad (5.44)$$

$$R_{Ay3} = -\frac{F_{oz2} \cdot \frac{d_{mich}}{2} + F_{vy} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = -\frac{475,03 \cdot \frac{300}{2} + 860,04 \cdot 119,3}{(370,2 + 424,2)} \quad (5.45)$$

$$= -218,85 \text{ N}$$

$$R_{By3} = F_{vy} - R_{Ay2} = 860,04 - (-218,85) = 1078,89 \text{ N} \quad (5.46)$$

Kde:  $R_{Ay3}[N]$  – reakce v podpoře A ve směru osy y při kombinaci situací

$R_{By3}[N]$  – reakce v podpoře B ve směru osy y při kombinaci situací

Nyní lze dopočítat celkové reakce v podporách A a B, při kombinaci situací:

$$R_{A3} = \sqrt{R_{Ax3}^2 + R_{Ay3}^2} = \sqrt{141,61^2 + (-218,85)^2} = 260,67 \text{ N} \quad (5.47)$$

$$R_{B3} = \sqrt{R_{Bx3}^2 + R_{By3}^2} = \sqrt{1975,81^2 + 1078,89^2} = 2251,18 \text{ N} \quad (5.48)$$

Kde:  $R_{A3}[N]$  – celková reakce v podpoře A při kombinaci situací

$R_{B3}[N]$  – celková reakce v podpoře B při kombinaci situací

#### 5.2.4 Návrh průměru hřídele [5], [7], [8], [9]

Hřídel míchadla je namáhán krutem a ohybem. V některých případech může být namáhán ještě tahem potažmo tlakem. Pro návrh průměru hřídele lze použít pevnostní podmínku pro kombinaci krut s ohybem.

$$\frac{M_{red}}{W_o} \geq \sigma_{dov} \quad (5.49)$$

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\alpha_k}{2} M_k\right)^2} \quad (5.50)$$

Kde:  $\sigma_{dov}$  [MPa] – dovolené napětí

$M_{red}$  [Nm] – redukovaný moment

$W_o$  [mm<sup>3</sup>] – modul průřezu v ohybu

$M_k$  [Nm] – kroutící moment na hřídeli

$M_o$  [Nm] – ohybový moment na hřídeli

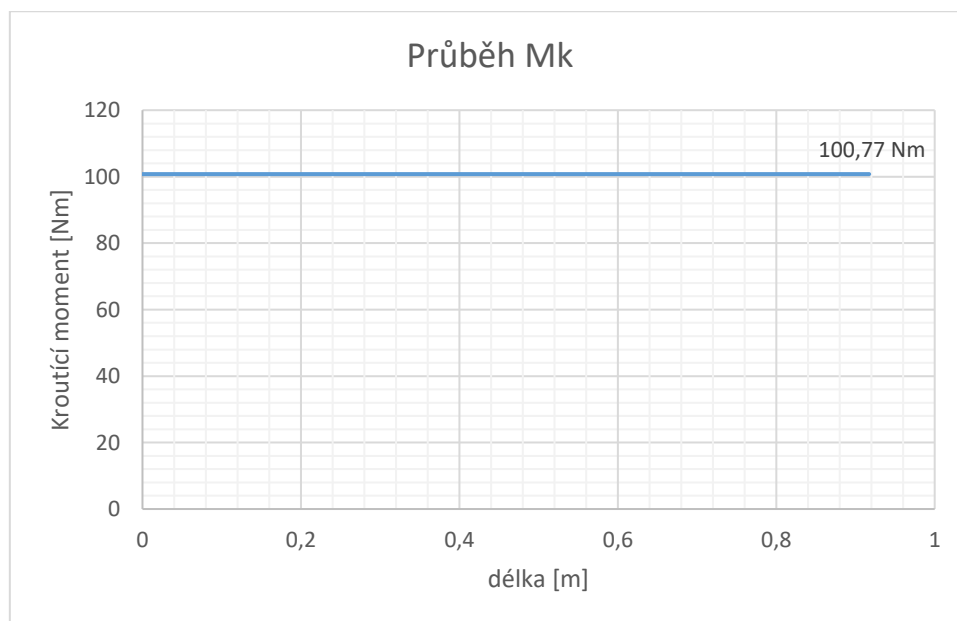
$\alpha_k$  [-] –  $\alpha_k = 2$  pro teorii " $\tau_{max}$ ",  $\alpha_k = \sqrt{3}$  pro teorii HMH

Kroutící moment na hřídeli míchadla lze vypočítat ze vztahu:

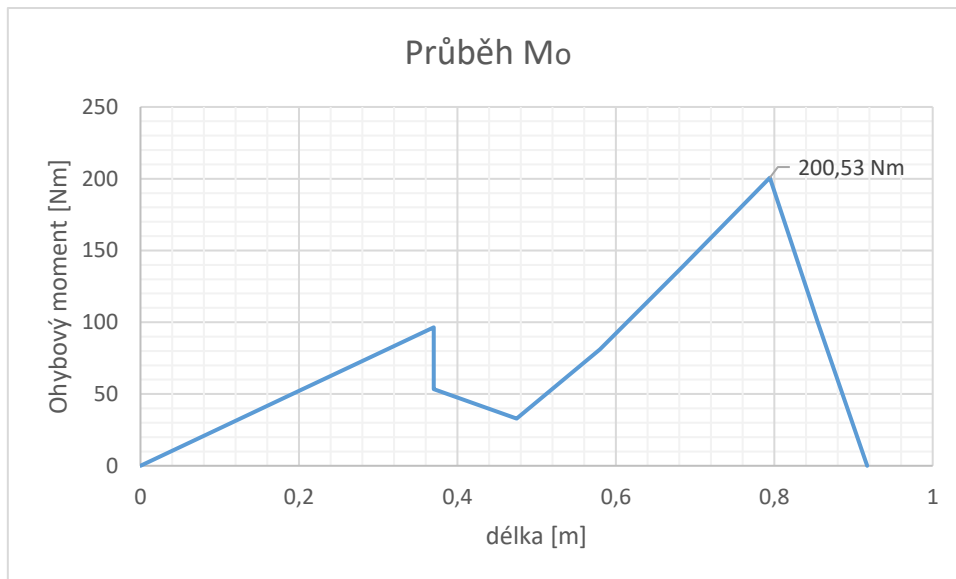
$$M_k = M_a \cdot i_{rem} \cdot \eta_{rem} = 67 \cdot 1,6 \cdot 0,94 = 100,77 \text{ Nm} \quad (5.51)$$

Kde:  $\eta_{rem}$  [-] – účinnost řemenového převodu

Aby bylo možné spočítat průměr hřídele správně, je nutné stanovit místo na hřídeli, kde je největší namáhání. Jelikož je průběh kroutícího momentu konstantní (Obr. 21), je potřeba zjistit průběh ohybového momentu. (Obr. 22) Pro tento průběh použijí kombinaci možných situací, tedy při maximálním zatížení v tečném i axiálním směru.



Obr. 21: Průběh kroutícího momentu



Obr. 22: Průběh ohybového momentu

Nyní lze jednoduše z grafů odečíst, že nejvíce namáhaným místem je podpora B. Návrh průměru hřídele se tedy bude počítat v tomto místě. Vypočítám proto ohybový moment ze vzorců:

$$M_{oBx} = F_{vx} \cdot b = 1445,81 \cdot 0,1192 = 172,34 \text{ Nm} \quad (5.52)$$

$$M_{oBy} = F_{vy} \cdot b = 860,04 \cdot 0,1192 = 102,52 \text{ Nm} \quad (5.53)$$

$$M_{oB} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{172,53^2 + 102,52^2} = 200,53 \text{ Nm} \quad (5.54)$$

Kde:  $M_{oBx}$  [Nm] – ohybový moment k bodu B v rovině XZ

$M_{oBy}$  [Nm] – ohybový moment k bodu B v rovině YZ

$M_{oB}$  [Nm] – celkový ohybový moment k bodu B

Pro výpočet redukovaného napětí je vhodnější použít teorii " $\tau_{\max}$ ", aby návrh byl na straně bezpečnosti. Výsledné redukované napětí v podpoře B je tedy:

$$M_{red} = \sqrt{M_{oB}^2 + \left(\frac{\alpha_k}{2} M_k\right)^2} = \sqrt{200,53^2 + \left(\frac{2}{2} 100,77\right)^2} = 224,43 \text{ Nm} \quad (5.55)$$



Pro míchací zařízení je nutno použít bezpečnost minimálně 3, proto lze určit dovolené namáhání ve smyku jako:

$$\tau_d = \frac{R_e}{k} = \frac{500}{3} = 166,67 \text{ MPa} \quad (5.56)$$

Kde:  $R_e[\text{MPa}]$  – mez kluzu (pro korozivzdornou ocel 17 022 je  $R_{p0,2} = 500 \text{ MPa}$ )  
 $k[-]$  – bezpečnost

Lze tedy spočítat průměr hřídele:

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 224530}{\pi \cdot 166,67}} = 23,94 \text{ mm} \quad (5.57)$$

Kde:  $d_H[\text{mm}]$  – průměr hřídele

Nyní lze zvolit průměr hřídele  $d_H = 30 \text{ mm}$ .

#### 5.2.5 Návrh ložisek [5], [10]

Pro navrhované míchadlo byla vybrána varianta uložení hřídele do ložiskových domků. Je tedy nutné stanovit dynamické ekvivalentní zatížení. Já jsem zvolil výpočet podle firmy SKF. Nejprve je nutné spočítat relativní axiální zatížení:

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{14 \cdot 475,03}{10500} = 0,633 \quad (5.58)$$

Kde:  $f_0[-]$  – výpočetní faktor ložiska

$F_a[\text{N}]$  – axiální síla v uložení ( $F_a = R_{Bz2}$ )

$C_0[\text{N}]$  – statická únosnost ložiska

Z něj lze určit mezní hodnotu poměru axiální a radiální síly působící na ložisko. Tato hodnota posléze rozhodne, jestli je nutné počítat s axiální silou nebo je možné sílu zanedbat. V případě relativního axiálního zatížení 0,633 je odpovídající hodnota poměru  $e = 0,36$ . Aby bylo možné

zvolit vhodný vztah pro výpočet dynamického ekvivalentního zatížení, je nutné spočítat poměr axiální a radiální síly. Do tohoto vztahu použijeme největší axiální i radiální síly, které v podporách působí.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{475,03}{2251,18} = 0,211 \quad (5.59)$$

Kde:  $F_r[N]$  – radiální síla v uložení ( $F_r = R_{Bx2}$ )

Jelikož je poměr axiální a radiální síly menší, nežli mezní hodnota  $e$ , lze zanedbat působení axiální síly a ekvivalentní dynamické zatížení se tak vypočte podle vztahu:

$$P = F_r = 2251,18 \text{ N} \quad (5.60)$$

Kde:  $P[N]$  – ekvivalentní dynamické zatížení

Je tedy možné dopočítat potřebnou dynamickou únosnost ložisek, pro kterou musíme ložiska dimenzovat. Jelikož chceme použít oba ložiskové domky stejné, postačí dopočítat dynamickou únosnost pouze v podpoře, kde je radiální reakce vyšší. Pro náš případ to je podpora B, v které jsme také určili, pro výpočet potřebné, ekvivalentní dynamické zatížení.

$$C = P \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{mích} \cdot L_h}{10^6}} = 2251,18 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 196,16 \cdot 10000}{10^6}} = 11032,25 \text{ N} \quad (5.61)$$

Kde:  $C[N]$  – dynamická únosnost ložiska

$L_h[h]$  – trvanlivost ložiska v hodinách (pro navrhované zařízení je postačující trvanlivost  $L_h = 10000 \text{ h}$ )

Pro hodnotu  $C = 11032,25 \text{ N}$  je postačujícím ložiskovým domkem kterýkoli s označením 206. Já tedy volím ložiskový domek UCP 206 jehož dynamická únosnost činí 19 500 N.

### 5.2.6 Návrh přírubových spojek [11]

Aby byla možná výměna míchadla, zvolil jsem dělený hřídel, jehož jednotlivé části jsou spojené pomocí přírubových spojek. Je tedy nutné navrhnout přírubový spoj tak, aby vydržel veškeré namáhání, které na něj působí. Nejprve je nutné určit výpočtový krouticí moment spojky. Ten je možné určit ze vztahu:

$$M_v = K \cdot M_k = 2 \cdot 100,77 = 201,54 \text{ N} \quad (5.63)$$

Kde:  $M_v [Nm]$  – výpočtový krouticí moment

$K [-]$  – provozní součinitel (pro míchací zařízení  $K = 1,6 \div 2,2$ )

Dále se zvolí šrouby, které by měly být na spoj použité. V tomto případě bych použil šrouby se závitem M8.

$$i_s = \frac{4 \cdot M_v}{f \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \sigma_{D_s} \cdot R_s} = \frac{4 \cdot 201540}{0,15 \cdot \pi \cdot 6,647^2 \cdot 80 \cdot 75} = 6,45 \quad (5.64)$$

Kde:  $i_s [-]$  – počet šroubů

$f [-]$  – součinitel tření ( $0,15 \div 0,2$ )

$d_{1s} [mm]$  – průměr jádra šroubu

$\sigma_{D_s} [MPa]$  – dovolené napětí šroubu ( $80 \div 100 \text{ MPa}$ )

$R_s [mm]$  – střední poloměr tření

Střední poloměr tření se spočítá jako:

$$R_s = \frac{1}{2} (D_1 + D_2) = \frac{1}{2} (50 + 100) = 75 \text{ mm} \quad (5.65)$$

Kde:  $D_{1p} [mm]$  – průměr středícího výběhu

$D_{2p} [mm]$  – průměr příruby

Je tedy potřeba použít 8 šroubů velikosti M8.

## 6. ZPŮSOB REGULACE A MĚŘENÍ

Podmínky míchání závisí na mnoha faktorech. Jelikož má zařízení fungovat pro různé typy partikulárních materiálů a zároveň za použití míchadel s různým geometrickým uspořádáním, je jasné, že míchadlo bude muset fungovat za různých otáček. Je tedy nutné se zamyslet nad tím, jak by bylo možné otáčky regulovat. Další věcí, která vyplývá z laboratorního využití zařízení, je nutnost měření frekvence otáčení a kroutícího momentu, aby bylo možné určit skutečné podmínky, za kterých zařízení pracuje, přímo při provozu.

### 6.1 Regulace otáček [12], [13]

Regulace otáček závisí na typu motoru, u kterého chceme regulaci provádět. Jelikož u navrhovaného mísícího zařízení je jako pohon použit asynchronní motor, je potřeba zvolit jednu z možností regulace právě tohoto motoru.

Možnosti regulace jsou:

- Změnou napájecího napětí
- Změnou počtu pólů
- Změnou rotorového odporníku
- Změnou frekvence

#### 6.1.1 Změnou napájecího napětí

V případě regulace otáček změnou napájecího napětí lze regulovat otáčky pouze směrem dolů. Používají se k tomu měniče napětí (softstarty). Velkou nevýhodou této regulace je, že lze snižovat otáčky pouze v malém rozsahu (o 10 ÷ 20 %). Při větším snižování začne docházet k oteplení motoru. Další nevýhodou je, že regulace je značně energeticky nevýhodná.

#### 6.1.2 Změnou počtu pólů

Za pomoci přepínatelného vinutí je možno zapojit motor na různý počet pólů. Nevýhodou této regulace je, že ke změně dochází skokově, proto je tato regulace využívána velmi zřídka. Používá se například u praček nebo výjimečně u výtahů, kde se spíše používá regulace fázově řízeným měničem střídavého napětí.

#### 6.1.3 Změnou rotorového odporníku

Tento druh regulace se používá pouze u kroužkových motorů. Pro docílení plynulé regulace otáček dochází k pulzním spínáním odporu za pomoci tyristorovým nebo tranzistorovým pulzním spínačem.

#### 6.1.4 Změnou frekvence

Regulace otáček pomocí změny frekvence je v dnešní době nejběžnější způsob regulace asynchronních motorů. Oproti ostatním způsobům regulace má tu výhodu, že při ní nedochází ke vzniku přídavných ztrát. Je tedy z energetického hlediska nejvýhodnější.

Nejde však řídit rychlost asynchronního motoru pouze změnou frekvence. V případě, že by jsme začali snižovat frekvenci, došlo by při konstantním proudu ke zvýšení magnetického toku, čímž by došlo k nasycení stroje, zvětšení magnetizačního proudu a tím zhoršení energetických ukazatelů. V některých případech by mohlo dojít i k růstu teploty. Naopak, kdybychom začali zvyšovat frekvenci při konstantním napětí, začalo by docházet ke snižování magnetického toku a při konstantním momentu by začal narůstat rotorový proud. To by mělo za následek nadměrné zvýšení teploty vinutí a malé využití magnetického obvodu. Navíc se snižuje maximální moment.

Z těchto situací vyplývá, že je nutné regulovat nejen frekvenci, ale i napětí nebo proud.

Pro míchací zařízení zvolím regulaci za pomoci frekvenčního měniče. Vzhledem k tomu, že na hřídeli míchadla jsou při jmenovitém výkonu otáčky  $n_{mích} = 196,16 \text{ min}^{-1}$ , je potřeba zvolit měnič s vhodným rozsahem regulace. Jelikož míchací zařízení na partikulární látky nepracují při vyšších otáčkách nežli  $150 \text{ min}^{-1}$ , není třeba použít měnič, který by měl rozsah frekvencí značně nad hodnotu jmenovité frekvence ( $50 \text{ Hz}$ ). Bohatě tedy postačuje řízení v rozsahu  $0 \div 60 \text{ Hz}$ . Problém by mohl nastat ve chvíli, kdyby bylo míchadlo potřeba provozovat při nízkých otáčkách. V té chvíli se frekvenčním měničem značně sníží otáčky elektromotoru oproti jmenovitým hodnotám a mohlo by dojít k jeho vysokému zahřívání. Jelikož se dají tyto situace vzhledem k laboratorním účelům míchadla předpokládat, bylo by vhodné zvolit elektromotor s přídavným chlazením. Zvolil bych tedy měnič ABB ACS 55-01E-09A8-2 frekvenční měnič 230V 2,2kW.

#### 6.2 Měření frekvence otáček [14], [15], [16]

Zařízení pro měření otáček lze rozdělit do dvou kategorií. Tou první je měření dotykové, kdy se měřící přístroj přikládá přímo na součást, na které chceme měřit otáčky. Tyto přístroje buď měří rotační pohyb v ose součásti (např.: hřídel, ozubené kolo) přiložením do zápichu nebo to jsou přístroje, které měří obvodovou rychlost při přiložení na povrch měřené součásti. Pokud jde o druhý způsob dotykového měření, lze jej použít i pro měření lineárního pohybu například u pásových dopravníků.

Druhou možností měření je bezdotykové. V tomto případě je snímání otáček realizováno pomocí optického odrazu nebo změnou magnetického pole. Mezi nejběžnější způsoby bezdotykového měření patří měření pomocí:

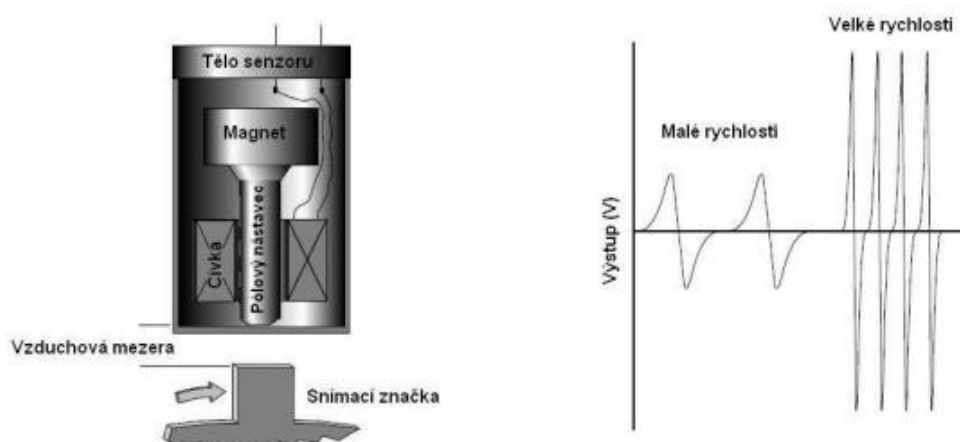
- Optického snímače
- Indukčního snímače
- Kapacitního snímače
- Magnetického snímače

### 6.2.1 Optické snímače

Optické snímače mohou pracovat na dvou principech. První z nich je na principu odrazu, kdy dochází k odrazení světelného paprsku od odrazné plošky do fotodetektoru, který zaznamenává světelné impulzy. Ty lze následně přepočítat na otáčky. Druhou možností je měření za pomoci optické závory. Na otáčející se součást se připojí kolo s dírami, skrz které prochází vypuštěný světelný paprsek do fotodetektoru, který opět zaznamenává impulzy. Poté je z impulzů a počtu děr vyhodnocena frekvence otáčení. Nevýhodou těchto snímačů je, že musí pracovat v prostředí, kde se nepráší, jinak by se zanášelo čidlo, což by způsobovalo nepřesnosti v měření.

### 6.2.2 Indukční snímače

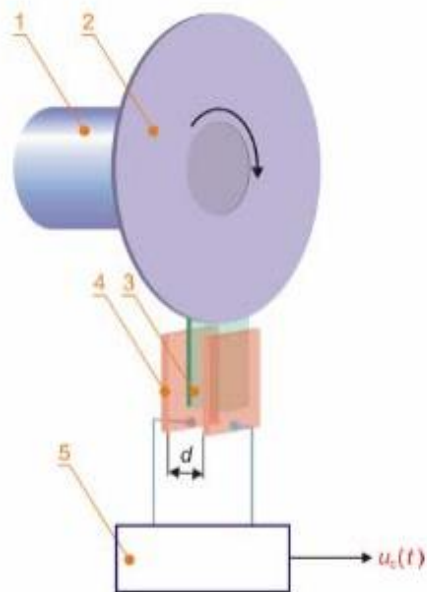
Indukční snímače zaznamenávají impulzy tím, že při průchodu kovového materiálu v blízkosti snímače dojde ke změně indukčnosti cívky. Proto se pro měření používají kola s výstupkem, který při každém otočení zapříčiní vznik impulzu. (Obr.23) Tyto snímače se například používají u systému ABS v automobilech.



Obr. 23: Princip indukčního snímače otáček a typické výstupní signály

### 6.2.3 Kapacitní snímače

Kapacitní snímače pracují na principu změny kapacity v kondensátoru. Z této změny se generují impulzy, které jsou následně vyhodnoceny a převedeny na frekvenci otáčení. Pro měření se používá kotouč připevněný na hřídeli, na kterém je navařena destička, která při každé otáčce prochází měřicí částí kondensátoru. (Obr. 24) To zapříčiní změnu kapacity.



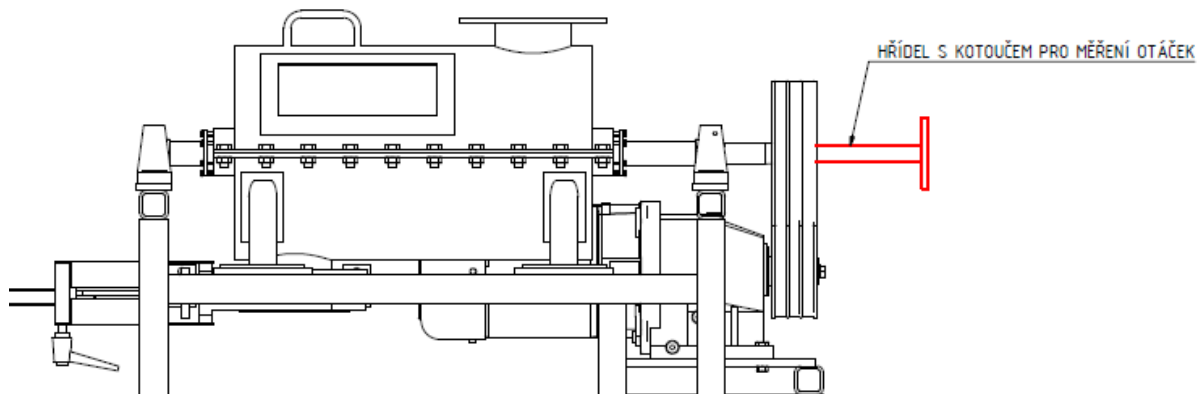
Obr. 24: Princip kapacitního snímače otáček

1-hřídel, 2-kotouč, 3-kovová destička, 4-desky kondensátoru, 5-měřič kapacity

### 6.2.4 Magnetické snímače

Pro měření na těchto snímačích se na hřídel připevňuje permanentní magnet. Snímač funguje tak, že při průchodu magnetu okolo něj začne snímač generovat Haalovo napětí, které je však velmi malé a je nutné ho zesílit. Pak ho lze vyhodnotit a určit frekvenci otáčení.

Pro měření frekvence otáček u navrhovaného laboratorního zařízení lze použít kterýkoli ze zmíněných snímačů. Nejméně vhodnou metodou je použití magnetického snímače, jelikož má složitější způsob vyhodnocení impulzů. U zbylých tří metod postačí k měření prodloužení hřídele za řemenici, kde se navaří kotouč, díky kterému bude možné otáčky měřit. (Obr. 24) Jelikož se může prášit v laboratoři, optický snímač by také nebyl nejvhodnějším řešením pro toto zařízení. Proto bych zvolil indukční snímač, u kterého čistota prostředí neovlivňuje přesnost měření.



Obr. 24: Připojení kotouče pro měření frekvence otáček

### 6.3 Měření krouticího momentu [14], [15]

Přístroje na měření krouticího momentu pracují na principu deformačního členu. Tím může být samotný hřídel stroje, u kterého chceme zjistit krouticí moment nebo hřídel, který je součástí měřícího přístroje. Podle fyzikálních vlastností, na jejichž principu snímače fungují je lze rozdělit na:

- Odporové snímače
- Indukční snímače
- Magnetoelastické snímače
- Kapacitní snímače
- Snímače s využitím Wiedemannova jevu

#### 6.3.1 Odporové snímače

Odporové snímače krouticího momentu jsou nejběžněji používané přístroje pro měření této veličiny. Lze je rozdělit do dvou skupin podle toho, jakou deformaci přístroj zaznamenává:

##### **Odporový potenciometr**

Tento přístroj zaznamenává úhlovou výchylku, která však musí být dostatečně velká. Z tohoto důvodu je to jeden z méně využívaných přístrojů. Častěji se používá jako převodník k mechanickým snímačům krouticího momentu, kde převádí měřené hodnoty na elektrický signál.

##### **Odporový tenzometr**

Tento přístroj zaznamenává smyková napětí na deformačním členu. Tím bývá nejčastěji hřídel, na jehož povrchu jsou nalepené tenzometry pod úhlem  $45^\circ$ , tedy ve směru hlavních napětí. Ty tvoří celý můstek. Signál z můstku je veden přes sběrné kroužky a sběrnici



do svorkovnice. Nevýhodou těchto zařízení je, že je nutné eliminovat ohybové a tahové namáhání.



Obr. 25: Odporový snímač kroutícího momentu od firmy HBP  
(<http://www.hbm.cz/produkty/snimace-krouticiho-momentu/t5/>)

### 6.3.2 Indukčnostní snímače

U indukčnostních snímačů kroutícího momentu je principem měření změna indukčnosti. K té dochází vlivem natočení deformačního členu a tím změně velikostí vzduchových mezer, které se nacházejí uvnitř snímače. Velkou nevýhodou těchto snímačů je, že mají vývody pouze ve statorové části. Tento druh snímačů se používá pouze do  $4000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

### 6.3.3 Magnetoelastické snímače

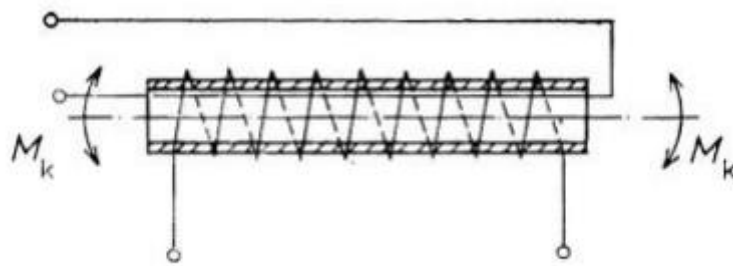
Měření pomocí těchto snímačů je velice výjimečné. Lze je zapojit dvěma možnými způsoby. Jednodušší z nich je, že se na namáhaný hřídel nasadí cívka, čímž se hřídel stane součástí elektrického obvodu. Vlivem deformace hřídele dochází ke změně permeability a tím i ke změně indukčnosti cívky. Velkou nevýhodou tohoto zapojení je, že vlivem odchylky od přesného kruhového průřezu hřídele a vůle v ložiskách dochází k mnoha chybám při měření. Druhou možností zapojení je přiložení indukčnostního snímače tvaru U na hřídel, kde se mezi dvěma body mění permeabilita, která se měří.

### 6.3.4 Kapacitní snímače

Kapacitní snímač se skládá ze dvou elektrod zubového tvaru. Ty jsou pevně uchycené na hřídeli, přičemž jedna z nich je izolována od hřídele. Vlivem kroutícího momentu dojde k deformaci hřídele a tím také natočení elektrod vůči sobě, což zapříčiní změnu kapacity. Signál, který vznikne, je veden z hřídele na statorovou část.

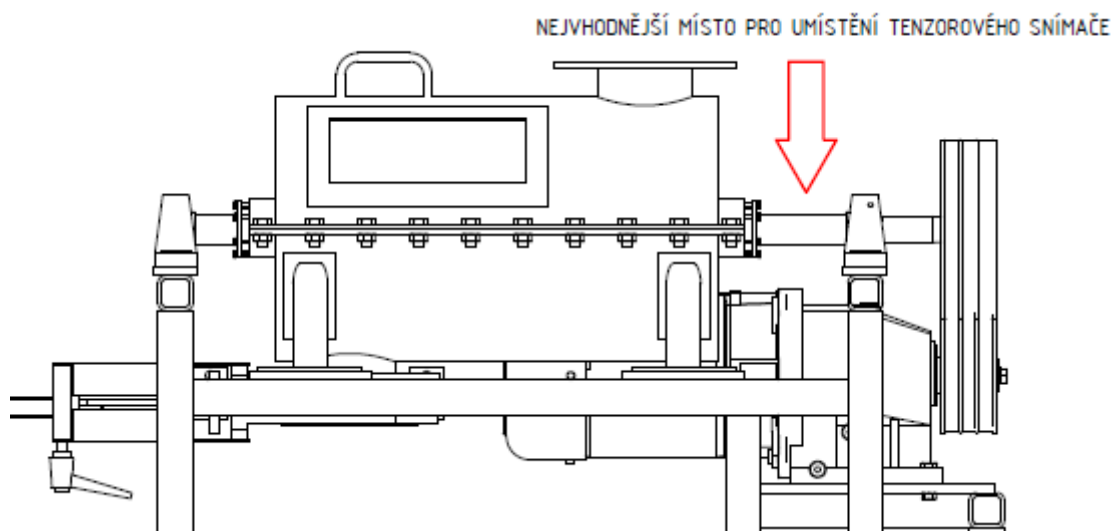
### 6.3.5 Snímače s využitím Wiedemannova jevu

Tento snímač se skládá z trubky a dvou vinutí. Trubka je umístěna mezi hnací a hnaný hřídel. Jedno vinutí s mnoha závity je na tyči namáhané na krut, druhé je pouze protaženo skrz trubku. (Obr. 26) Při deformaci hřídele se indikuje v sekundární cívce napětí. Toto napětí je přímo úměrné krouticímu momentu. Vzhledem k tomu, že při měření krutu hřídele přechází budící proud, který je dosti veliký, do rotujícího vinutí, je řešení obtížné a v praxi se moc nepoužívá.

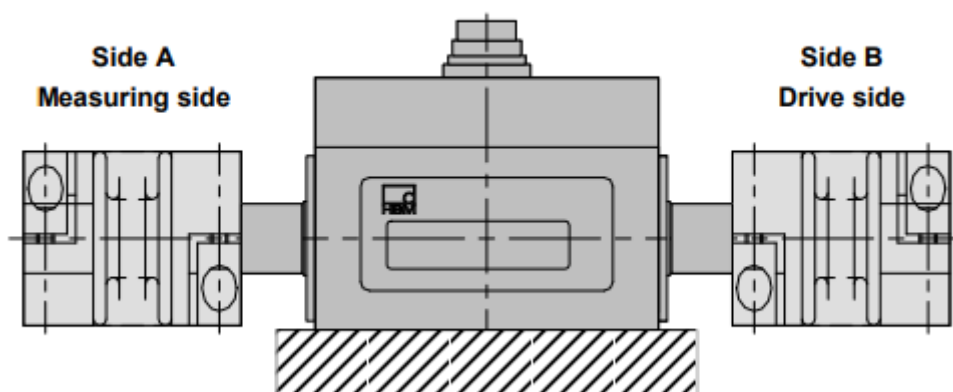


Obr. 26: Princip snímače síly využívající inverze Wiedemannova jevu [17]

V případě aplikace jednoho ze snímačů na navrhované zařízení není volba jednoduchá. Nejlepší možností by bylo použít snímač s odporovým tenzometrem, vzhledem k jejich četnosti provedení. Bylo by však nutné použít dostatečně robustní přístroj, jelikož místa na hřídeli, kam je možné snímač umístit, jsou značně namáhána na ohyb. (Obr.27) Navíc by bylo nutné rozdělit hřídel na další části, čímž by se značně snižovala jeho odolnost vůči namáhání. (Obr. 28) V případě, že by se použila možnost aplikace tenzometrů přímo na namáhaný hřídel, bylo by obtížné uchycení sběrných kroužků a sběrnice.



Obr. 27: Volba místa pro zapojení snímače krouticího momentu



Obr. 28 Zapojení odporového snímače pomocí spojek  
(<http://www.hbm.cz/wp-content/uploads/b0673.pdf>)

## 7. ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo navrhnout laboratorní zařízení na míchání partikulárních látek. Zařízení mělo být uzpůsobeno tak, aby bylo možné míchat různé látky, za různých pracovních podmínek a za použití různých geometrických konfigurací míchadel.

- Seznámil jsem se se samotným procesem míchání partikulárních látek a s jednotlivými typy zařízení k tomu určených. Zhodnotil jsem možnost jejich aplikace jakožto laboratorního zařízení a vybral jsem z nich několik typů, které by pro navrhované zařízení byli vhodné. Jelikož bylo podmínkou, aby mělo zařízení stacionární komoru, vybral jsem pásové a lopatkové míchadlo, u nichž se konstrukce příliš neliší.
- Rozpracoval jsem variantní řešení konstrukce zvolených typů míchadel. Jako první jsem se zaměřil na velikost a tvar komory. Její objem měl být do 60 litrů a konstrukce měla umožňovat snadnou výměnu míchadla. Dále jsem řešil návrh hřídele. Ten z podmínky výměny míchadla musel být navržen dělený, proto jsem řešil možnosti spojení jednotlivých částí, jejich uložení v ložiskových domcích a následně způsob připojení hřídele k pohonnému mechanismu, jehož možné varianty jsem zhodnotil vzápětí. Dle rozložení pohonného mechanismu jsem pak navrhl možnosti konstrukcí rámu, na které by se celé zařízení umístilo.
- Vybral jsem nejvhodnější z variantních řešení, které jsem dále rozpracoval. Komoru míchadla jsem zvolil válcovou, s odnímatelnou vrchní půlkou. Délku komory jsem navrhl 500 mm a její průměr 300 mm. Její objem tedy činí 35,34 litrů. Pro spojení jednotlivých částí hřídele jsem vybral přírubové spoje, které by se na jednotlivé části navařily. Co se týče pohonného mechanismu, zvolil jsem kombinaci převodového motoru s řemenovým převodem. Tuto kombinaci jsem zvolil hned z několika důvodů. Prvním důvodem je, že míchadla tohoto typu pracují při otáčkách do  $150 \text{ min}^{-1}$ , proto bylo nutné snížit jmenovité otáčky motoru na přijatelnou hodnotu, což vyřešilo rozložení potřebného převodu mezi převodovku a řemenový převod. Dále řemenový převod nahradil pružný člen, což má také své výhody. Umístění elektromotoru jsem zvolil podél komory míchadla, především kvůli zmenšení potřebného prostoru pro umístění v laboratoři. Pro takto umístěný pohon jsem pak navrhl rám svařovaný z čtvercových trubek. Veškerá zvolená řešení jsem doplnil návrhovými výpočty, abych byl schopen určit jejich přesné rozměry. Z těch jsem pak vycházel při tvorbě

návrhového výkresu, v kterém jsou vyznačeny důležité kóty, tolerance a poznámky tak, aby bylo možno z tohoto výkresu dál vycházet při následném detailnějším rozpracování tohoto projektu

- Kvůli laboratorním účelům tohoto zařízení jsem se zabýval regulací otáček a možnostmi měření některých veličin. Regulace otáček je nutná, aby zařízení bylo schopno pracovat za různých pracovních režimů. Proto jsem navrhl způsob regulace pomocí frekvenčního měniče s rozsahem  $0 \div 60$  Hz, díky němuž by bylo možné provozovat zařízení v rozmezí otáček  $0 \div 235$  min<sup>-1</sup>. Jelikož však hrozí přehřívání elektromotoru při snižování otáček oproti jmenovitým, doporučil jsem zakoupit elektromotor s přídatným chlazením, což by tento problém vyřešilo. Potřebné veličiny, které je nutné u tohoto zařízení měřit, jsou otáčky míchadla a krouticí moment na hřídeli. Pro měření otáček jsem vybral indukční snímač, jehož výhodou je relativně jednoduché zapojení na navrhované míchadlo a zároveň přesnost snímání i v případě, že by bylo míchadlo umístěno do prašného prostředí. Co se týče měření kroutícího momentu, zvolil bych použití odporového tenzometru. Bylo by však složité rozhodnutí, jak ho na zařízení nejvhodněji umístit. V případě vložení snímače do osy hřídele za pomoci spojek by bylo nutno rozdělit hřídel, což by snížilo jeho pevnost. Navíc takovýto druh snímačů nesmí být namáhán na ohyb a tah, což by opět zkomplikovalo jeho zapojení. Druhou možností by bylo zapojit tenzometry přímo na hřídel míchadla, kde by ovšem vznikl problém s uchycením sběrných kroužků a sběrnice.

## 8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PAUL, Edward L., Victor A. ATIEMO-OBENG a Suzanne M. KRESTA. *Handbook of industrial mixing: science and practice*. Hoboken, N.J.: Wiley-Interscience, c2004
- [2] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. Vyd. 3. přeprac. Brno: PC-DIR, 1998. ISBN 80-214-1264-X.
- [3] Prof. Ing. RIEGER, F., DrSc, doc. Ing NOVÁK, V., CSc., Ing JIROUT, T. *Hydrodynamické procesy II. 1. Vydání*. Praha: České vysoké učení v Praze, 2005. ISBN 80-01-01102-3.
- [4] KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01638-2.
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.*
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 4. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [7] MICHALEC, Jiří, a kol.: *Pružnost a pevnost I*, Vydavatelství ČVUT, 2006.
- [8] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady III*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-03947-2.
- [9] Bolzano | X20Cr13 (1.4021) martenzitické. Bolzano | Úvod [online]. Copyright © 2017 Bohdan Bolzano, s.r.o. [cit. 22.08.2017]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/vyrobky-z-korozivzdornych-a-zaruvzdornych-oceli/vyrobky-z-oceli-korozivzdornych/materialove-listy/x20cr13-martenziticke>
- [10] SKF Group, *Y – bearings and Y – bearing units*, 2013
- [11] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [12] NEBORÁK, Ivo – SLÁDEČEK, Václav. *Elektrické pohony KE pro kombinované a distanční studium*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, FEI, 2005 [online]. Dostupné z: <http://fei1.vsb.cz/kat430/old/Studium/Materialy/EP/ELEKTRICKE%20POHONY%201.pdf>

- [13] HRNČIŘÍK, Karel. *Regulace otáček asynchronních motorů*, 2010, [online]. [cit. 22.08.2017] Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/?action=2&doc=6303&instance=1>
- [14] BRADÁČ P. *Elektronický otáčkoměr pro zážehový motor: Semestrální práce*. Brno: FEKT VUT v Brně, 2010. 42 s., 5 příloh.
- [15] ZIKMUND, Jiří. *Laboratorní přípravek pro měření otáček*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Ústav automatizace a měřicí techniky, 2010. 51s., 7s příloh. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Beneš Ph.D.
- [16] JEHLÁŘ, Zbyněk. *Vliv externích elektromagnetických polí na funkci snímačů otáček*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2009. 61s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladislav Singule CSc.
- [17] Vávra, J. *Způsoby měření otáček a krouticího momentu v automatizovaných systémech*, Brno: FEKT VUT v Brně, 2009. 68 s.
- [18] [http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/moment/moment\\_zakladni\\_typy\\_mericu.htm](http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/moment/moment_zakladni_typy_mericu.htm)