



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů**



**Bakalářská práce**

**NÁVRH POHONU KYVNÝCH TRYSEK DEŠŤOVÉHO  
SIMULÁTORU II**

Studijní obor: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

Vypracoval: Jiří Podlipný

## Zadání

V rešerši bakalářské práce bude vypracován stručný přehled problematiky výzkumu srážkoodtokových vztahů a eroze různých druhů půdy z hlediska meliorací a krajinného inženýrství a konstrukčních řešení pro tyto účely již používaných dešťových simulátorů včetně pohonů kyvných trysek. Podstatnou částí práce bude návrh nové varianty pohonu kyvných trysek stávajícího konstrukčního řešení dešťového simulátoru včetně provedení potřebných návrhových výpočtů a pevnostních kontrol. V závěru práce bude provedeno vyhodnocení efektivnosti navrženého řešení.



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru II“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D, s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze .....

.....

Jiří Podlipný

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost a trpělivost při konzultacích a za neocenitelné rady při řešení. Dále také Ing. Martinu Dubovi a Ing. Ondřeji Berkovi za ochotu a pomoc při řešení MKP analýzy. Paní Ing. Pavle Schwarzové, Ph.D. za cenné rady, informace a možnost pracovat na zařízení dešťového simulátoru. Dále také děkuji své rodině za podporu a trpělivost po celou dobu tvorby této bakalářské práce.

## Anotační list

Jméno autora:	Jiří Podlipný
Název BP:	Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru II.
Anglický název:	Drive Design of the Rainfall Simulator's Swinging Nozzles II.
Rok:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Pavla Schwarzová, Ph.D.

## Bibliografické údaje

počet stran:	64
počet obrázků:	42
počet tabulek:	12
počet příloh:	8
Klíčová slova:	Dešťový simulátor, elektromotor, převodovka
Keywords:	Rainfall simulator, electric motor, gearbox
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá rešerší používaných konstrukčních možností dešťových simulátorů. Dále pak konkrétním řešením pohonu kyvných trysek simulátoru Fakulty Stavební, ČVUT v Praze.
Abstract:	Bachelors thesis researches widely used types of constructions of rainfall simulators. Furthermore, a specific solution to drive swinging nozzles simulator Faculty of Civil Engineering, Czech Technical University in Prague.

## Abstrakt

První část bakalářské práce popisuje základní princip funkce a využití dešťového simulátoru v technické praxi. Následuje rešerše současných používaných konstrukčních variant dešťových simulátorů a porovnání jednofázových a třífázových asynchronních elektromotorů.

Druhá část práce se zabývá konstrukčním provedením pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru, který je provozován Fakultou stavební, ČVUT v Praze. Práce zahrnuje stanovení potřebného výkonu pohonu, návrh stejnosměrného elektromotoru převodovky. Návrhové a kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů. Řešení metody MKP.

## **Obsah:**

Zadání .....	2
Prohlášení .....	4
Poděkování .....	5
Anotační list .....	6
Abstrakt .....	7
Seznam použitých veličin .....	11
1. Dešťový simulátor obecně .....	13
1.1 Účel dešťového simulátoru .....	13
1.2 Vývoj dešťového simulátoru .....	13
1.3 Typy konstrukce dešťového simulátoru .....	14
1.4 Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze .....	15
1.5 Varianty a vyhodnocení výběru elektromotoru .....	17
1.5.1 Význam, princip asynchronního elektromotoru obecně .....	17
1.5.1.1 Význam a použití .....	17
1.5.1.2 Princip .....	17
1.5.2 Třífázový asynchronní elektromotor .....	17
1.5.2.1 Konstrukce třífázového asynchronního motoru .....	19
1.5.3 Jednofázový asynchronní elektromotor .....	19
1.5.3.1 Konstrukce jednofázového asynchronního motoru .....	19
1.5.3.2 Zdůvodnění výběru jednofázového elektromotoru .....	20
2. Návrh pohonu .....	21
2.0 Určení potřebného výkonu pohonu .....	21
2.0.1 Určení ztrát pohonného mechanismu - obecně .....	21
2.0.2 Výpočet pasivních účinků v čtyřkloubovém mechanismu .....	21
2.0.3 Výpočet pasivních účinků v kluzných ložiscích .....	23
2.0.3.1 Výpočet Navierovou-Stokesovou rovnicí .....	23
2.0.3.1 Výpočet základní mechanikou .....	25
2.0.4 Výpočet pasivních účinků v čepech čtyřkloubového mechanismu .....	25
2.0.5 Měření točivého momentu pomocí digitálního měřiče od firmy MARK-10 s. MG ....	25
2.0.5.1 Vyhodnocení měření .....	26
2.0.6 Srovnání experimentálního měření s analytickým výpočtem .....	27
2.1 Výpočet potřebného výkonu .....	27



3. Návrh převodovky.....	28
3.1 Parametry šnekové převodovky a volba druhu soukolí .....	28
3.2 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola.....	29
3.3 Parametry, volba elektromotoru .....	29
3.3.1 Potřebný výkon elektromotoru .....	29
3.3.2 Volba elektromotoru .....	29
3.3.3 Skutečné otáčky výstupního hřídele .....	29
3.3.4 Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli .....	30
3.4 Volba materiálu šneku a šnekového kola .....	30
3.5 Předběžný výpočet průměru šnekového kola.....	30
3.6 Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola.....	31
3.6.1 Volba modulu .....	31
3.6.2 Roztečný průměr a základní rozměry šneku .....	31
3.6.3 Kluzná rychlost šneku a skutečné parametry na hřídeli šnekového kola.....	32
3.6.4 Účinnost šnekového soukolí .....	32
3.6.5 Krouticí moment na výstupním hřídeli .....	33
3.6.6 Vypočtený výkon na výstupním hřídeli.....	33
3.6.7 Výstupní průměr hřídele šnekového kola .....	33
3.7 Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí .....	33
3.7.1 Porovnání dotykového napětí .....	33
3.7.2 Kontrola zubů šnekového kola na ohyb.....	35
3.8 Silové poměry na šnekovém soukolí .....	36
3.8.1 Velikosti sil a reakcí na šneku .....	36
3.8.1.1 Rovina radiálních a axiálních sil na šneku .....	37
3.8.1.2 Rovina radiálních a axiálních sil na šneku 2 směr otáčení.....	38
3.8.2 Velikosti sil a reakcí na šnekovém kole.....	39
3.8.2.1 Rovina radiálních a axiálních sil na šnekovém kole .....	40
3.8.2.2 Rovina radiálních a axiálních sil na šnekovém kole 2 směr otáčení.....	41
3.9 Návrh per, kontroly na oteplení, ložiska a statická kontrola hřídele .....	42
3.9.1 Návrh per .....	42
3.9.1.1 Hřídel šneku .....	43
3.9.1.2 Hřídel šnekového kola.....	43
3.9.2 Kontrola na oteplení.....	44
3.9.2.1 Přirozené odvádění tepla .....	44

3.9.2.2 Zvětšení přestupu tepla pomocí ventilátoru na hřídeli šneku.....	45
3.9.2.3 Použití chladících trubek (teoretické použití) .....	45
3.9.3 Kontrola ložisek .....	46
3.9.4 Statická kontrola hřídelí .....	48
4. Volba uložení.....	51
5. Návrh spojek.....	51
6. Síly v řetězovém převodu .....	51
7. Ekonomická kalkulace (hřídel, celek) .....	53
8. MKP výpočet výstupního hřídele .....	56
9. Závěrečné zhodnocení .....	58
Seznam použité literatury .....	61
Seznam obrázků.....	61
Seznam tabulek.....	63
Seznam příloh .....	64

## Seznam použitých veličin:

$E$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti v tahu
$J_p$	[ mm <sup>4</sup> ]	Polární moment průřezu
$k$	[ 1 ]	Bezpečnost
$M_o$	[ Nm ]	Ohybový moment
$R_{1,2}$	[ m ]	Poloměr
$A,B,C,D$	[ N ]	Reakce v uložení
$M$	[ Nmm ]	Kroutící moment
$v$	[ m/s ]	Rychlost
$W_k$	[ mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$\lambda$	[ 1 ]	Štíhlostní poměr
$\lambda_m$	[ 1 ]	Mezní štíhlostní poměr
$d_{a,f,b}$	[ m ]	Průměry kružnic
$\alpha_n$	[ ° ]	Úhel profilu
$\gamma$	[ ° ]	Předběžný úhel stoupání
$\sigma_{red}$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Redukované napětí
$\sigma_D$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Dovolené napětí
$\sigma_{1,2}$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Hlavní napětí
$\tau$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Tečné napětí
$\tau_D$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Dovolené tečné napětí
$L$	[ m ]	Délka uložení
$\mu$	[ Pa·s ]	Dynamická viskozita
$\omega$	[ rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$M_{cB,C}$	[ Nm ]	Čepový moment
$M_{zatižení}$	[ Nm ]	Moment ve valivém ložisku
$P_{elm}$	[ W ]	Výkon elektromotoru
$\Psi_d$	[ 1 ]	Předběžný poměr šířky věnce kola
$q$	[ 1 ]	Součinitel průměru šneku
$\gamma_W$	[ ° ]	Valivý úhel
$\sigma_{Pt}$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez pevnosti:
$\sigma_K$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez kluzu:



$\sigma_C$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez únavy:
$\sigma_{C(0)}$	[ Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez únavy při souměrně střídavém namáhání
$\sigma_{HDov}$	[ MPa ]	Dovolené dotykové napětí
$\eta_Z$	[ 1 ]	Účinnost šnekového soukolí
$\eta_{Lš}$	[ 1 ]	Účinnost uložení šneku
$\eta_{LK}$	[ 1 ]	Účinnost uložení šnekového kola
$z_V$	[ 1 ]	Náhradní počet zubů šnekového kola
$k_\beta$	[ 1 ]	Součinitel
$K_F$	[ 1 ]	Součinitel zatížení
$K_H$	[ 1 ]	Součinitel
$N_O$	[ 10 <sup>7</sup> cyklů ]	Počet provozních cyklů
$N_E$	[ 10 <sup>7</sup> cyklů ]	Ekvivalentní počet provozních cyklů
$n_{II}$	[ min <sup>-1</sup> ]	Skutečné otáčky výstupního hřídele
$n_1$	[ min <sup>-1</sup> ]	Skutečné otáčky vstupního hřídele
$\bar{\gamma}$	[ ° ]	Skutečný úhel stoupání šroubovice
$\bar{\Psi}_d$	[ 1 ]	Součinitel poměrné šířky šnekového kola
$\varphi'$	[ ° ]	Třecí úhel
$S_{Fmin}$	[ 1 ]	Součinitel minimální bezpečnosti
$Y_F$	[ 1 ]	Součinitel tvaru zubu
p	[ MPa ]	Tlak
$C_L$	[ N ]	Dynamická únosnost ložiska
$C_O$	[ N ]	Statická únosnost ložiska
m	[ kg ]	Hmotnost
$M_S$	[ Nm ]	Moment spojky
$\Delta T$	[ °C ]	Teplotní rozdíl

# 1. Dešťový simulátor obecně

## 1.1 Účel dešťového simulátoru

Dešťový simulátor slouží k výzkumu srážkoodtokových vztahů a eroze půdy. Jedná se o zařízení zkoumající zejména vlhkost půdy, schopnost půdy pohltit srážky, smyv půdních částic a infiltraci. Tento proces je ovlivněn dvěma základními charakteristikami, které je třeba sledovat - srážkovými a půdními.

V podmínkách terénního výzkumu nelze ovlivnit přirozené srážkové události. Zejména deště s vyšší intenzitou, které jsou důležitým faktorem při rozvoji eroze půdy, se v průběhu roku vyskytují nahodile a jejich podchycení si žádá velké úsilí a velkou dávku štěstí. Z těchto důvodů se používá k měření uměle vytvořené prostředí, kde můžeme tyto faktory ovlivnit a nastavit potřebné veličiny dle potřeb výzkumu.

## 1.2 Vývoj dešťového simulátoru

První případ potřeby zařízení na principu dešťového simulátoru se objevil ve třicátých letech minulého století. Vědečtí pracovníci americké univerzity se snažili vyhodnotit erozní schopnosti vody na půdě již zerodované do úrovně písku. Čekání na dešť bylo značně zdoluhavé a především neefektivní, proto začali hledat řešení založené na stejném principu jako dnešní simulátory.



*Obr.1.: Ruční kropení půdy [1]*

Nejjednodušším řešením se zdálo ruční kropení zkoumané plochy (viz obr. 1). Tento způsob se ale velmi rychle ukázal jako nevyhovující, protože nebylo možné udržet stejnou intenzitu deště po dobu trvání celého experimentu. Tvar kapek se dal ovlivnit pouze nástavcem na konci konve a v neposlední řadě zde byl problém s náročnou organizací práce.

Roku 1958 začali Meyer a McCune zkoumat trysky pro účely dešťového simulátoru. Vybrali trysku VeeJet 80-100 s výstupní rychlostí 8,8 m/s (viz obr. 2) a použili ji ve stacionárním stavu, což se ale nepřiblížilo vytvoření věrného modelu skutečného deště.



Obr.2.: VeeJet 80-100 [2]

Dalšího pokroku bylo dosaženo v (70. - 80.) letech, kdy se zkoušením různých podmínek a hledáním optimálního řešení tak, aby kapka simulátoru odpovídala dešťové kapce, zabýval Dr. Darrel Norton, který sestavil výslednou konstrukci - Norton Ladder Rainfall Simulator. Ta používá trysky VeeJet 80-100 při tlaku 6 p.s.i.g (0,42 bar), které se při simulaci kývou a tím jsou schopny vytvořit situaci velmi podobnou skutečnému dešti.

### 1.3 Typy konstrukce dešťového simulátoru

„Typy konstrukce dešťového simulátoru se dělí podle místa provedení pracovního cyklu bez ohledu na způsob dodávání kinetické energie dešti. Záleží tedy jen na tom, zda je výzkum veden v uzavřených laboratorních podmínkách, nebo v otevřeném venkovním prostředí. Rozlišujeme dva základní typy těchto zařízení: Laboratorní a mobilní.

Při návrhu mobilního zařízení (viz obr. 3) jsou základními požadavky především rychlé a jednoduché sestavení, snadná obsluha a maximální odlehčení použitých prvků pro převoz na další měřicí stanoviště. Návrh zařízení ale nesmí být proveden na úkor kvalitativních parametrů charakterizujících dešť a neúměrného navýšování pořizovacích nákladů.



Obr.3.: Mobilní dešťový simulátor [3]

Laboratorní provedení zpravidla obsahuje hmotnější podpůrnou konstrukci (můžeme ji nazvat žlabem), který umožňuje samotné uložení zkoumaného vzorku. Výhodou tohoto provedení je možnost rotačního uložení žlabu a jeho kontrolované natáčení. Tímto způsobem lze dosáhnout dostatečně přesné simulace svahového profilu. Obdobně je možné si předem upravit svahový profil, například vytvořením koryta potoku.“ [4]

## 1.4 Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze

Dále popisovaný dešťový simulátor zaštiťovaný Katedrou meliorací a krajinného inženýrství na Fakultě stavební ČVUT v Praze, pro který navrhuji pohon kyvných trysek (viz obr. 4 a 5), se druhově řadí jako Norton Ladder Rainfall Simulator. Název je převzat po americkém vědci L. D. Nortonovi, který použil žebřík jako základní nosný prvek konstrukce.

Výkonná část simulátoru se skládá ze dvou paralelních hliníkových žebříků. Tyto žebříky o délce 5 m jsou od sebe vzdáleny 0,8 m a umístěny ve výšce 2,4 m nad kontejnerem s půdním vzorkem. Na každé straně jsou rovnoměrně umístěny čtyři trysky VeeJet 80-100. Na tyto trysky je přiváděna voda o tlaku 0,41 bar.

Trysky konají kyvný pohyb, realizovaný elektromotorem SIEMENS SPD 4APC 63-4s společně se šnekovou převodovkou a elektromagnetickou spojkou Destrol controls 55600-60 240VAC a čtyřkloubovým mechanismem. Žebříky jsou připevněny k nosné prutové konstrukci z trubkového profilu. Celá tato sestava je uchycena svěrným šroubovým spojením k hydraulickému žlabu, který je možno naklánět v rozsahu (0-8)°.



*Obr.4.: Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]*



*Obr.5.: Pohon dešťového simulátoru na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]*



## 1.5 Varianty a vyhodnocení výběru elektromotoru

### 1.5.1 Význam, princip asynchronního elektromotoru obecně

#### 1.5.1.1 Význam a použití

Asynchronní stroje se užívají nejčastěji jako motory. Jsou nejrozšířenějšími elektromotory vůbec a používají se k nejrůznějším pohonům proto, že jsou ze všech elektromotorů nejjednodušší a nejlacinější. Jsou rovněž provozně nejspolehlivější a vyžadují malou údržbu. Užívají se k pohonům zařízení, jako jsou čerpadla, ventilátory, kompresory, pásové dopravníky, jeřáby, výtahy, obráběcí stroje, atd. [8]

#### 1.5.1.2 Princip

„Princip činnosti asynchronního motoru (dále jen AM) je založen na vzájemném elektromagnetickém působení točivého magnetického pole statoru vyvolaného přívodem střídavého napětí na statorové vinutí a proudů, vytvořených ve vinutí rotoru tímto magnetickým polem.

Tento jev se nazývá indukcí napětí a proudů v rotoru a proto se motor také nazývá indukčním motorem. Točivé magnetické pole se u AM vytvoří ve vinutí statoru (statorové cívky), které je nejčastěji provedeno jako trojfázové, kde vinutí jednotlivých fází jsou prostorově natočena o  $120^\circ$ , a kterými protéká trojfázový harmonický proud. [17]

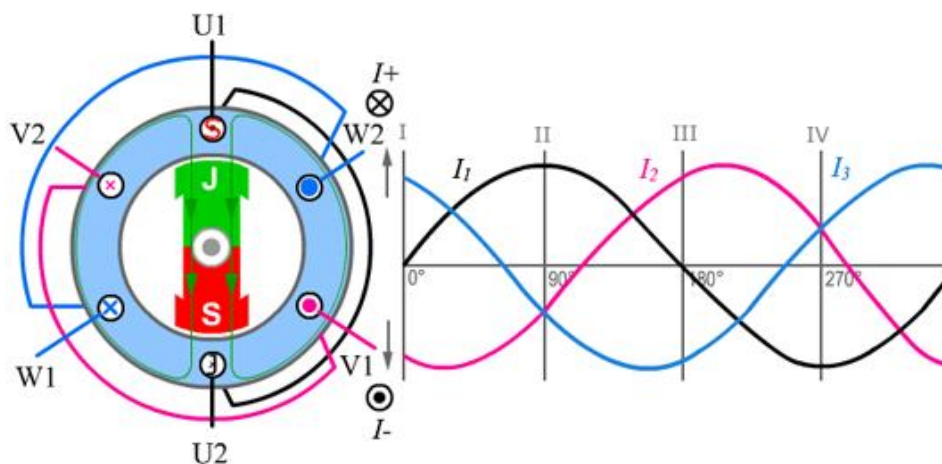
### 1.5.2 Třífázový asynchronní elektromotor

„V třífázovém motoru točivé magnetické pole vzniká pomocí třífázového proudu, kde jednotlivé fáze jsou fázově posunuty o  $120^\circ$ . Po zapnutí elektromotoru se vytvoří ve statoru točivé magnetické pole. Točivé magnetické pole začne ve vodičích rotoru vlivem elektromagnetické indukce indukovat napětí. Rotorem začne procházet střídavý elektrický proud, který vyvolá vznik magnetického pole. Silové účinky magnetického pole vyvolají točivý moment, který uvede rotor do otáčivého pohybu a poté je rotor točivým

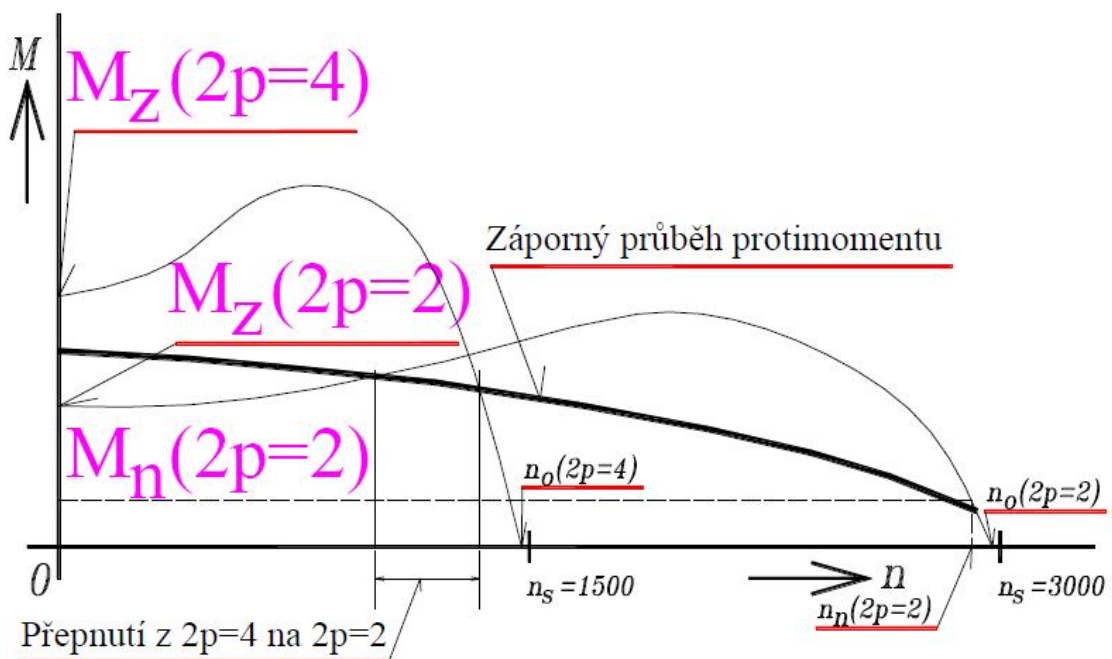
magnetickým polem statoru „vtážen“ do asynchronních otáček. Rotor se pohybuje dále synchronně (viz obr. 6) ve směru otáčení točivého magnetického pole statoru. [5]

Aby vznikl točivý moment, musí točivé magnetické pole statoru indukovat napětí v rotoru. Otáčky rotoru musí být proto stále menší, než otáčky točivého magnetického pole statoru.

Pokud by otáčky rotoru dosáhly otáček točivého magnetického pole statoru, klesl by točivý moment na nulu. Ve skutečnosti otáčky rotoru nikdy nedosáhnou otáček točivého magnetického pole statoru vlivem např. tření na hřídeli, odporu vzduchu apod. “ [5]



Obr.6.: Chod synchronního elektromotoru třífázového [6]



Obr.7.: Momentové charakteristiky třífázového AM pro dvoupólové a čtyřpólové zapojení [7]

### 1.5.2.1 Konstrukce třífázového asynchronního motoru

„Asynchronní třífázový elektromotor se skládá ze dvou hlavních částí statoru a rotoru. Stator je tvořen elektrotechnickými plechy naskládanými na sebe do tvaru dutého válce. Po vnitřním obvodu jsou drážky. V drážkách je uloženo třífázové vinutí vzájemně posunuté o  $120^\circ$ . Začátky vinutí U1, V1, W1 a konce vinutí U2, V2, W2 jsou vyvedeny na svorkovnici. Spojíme-li konce těchto tří vinutí, vznikne zapojení vinutí do hvězdy. Spojíme-li konec jednoho vinutí se začátkem následujícího vinutí, vznikne zapojení vinutí do trojúhelníka.

Rotor je tvořen svazkem elektrotechnických plechů připevněných na hřídeli elektromotoru. Po obvodu jsou drážky. V drážkách jsou uloženy navzájem spojené vodiče. Vodiče jsou tvořeny hliníkovými nebo měděnými tyčemi spojenými na svých koncích zkratovacími kroužky – klecové vinutí.“ [8]

### 1.5.3 Jednofázový asynchronní elektromotor

„Jednofázové asynchronní motory (občas nazývané jako jednofázové indukční motory) využíváme k pohonu průmyslových ale i jiných zařízení, u kterých výkon zpravidla nepřesahuje 1000 W. Mohou to být například čerpadla, ventilátory, pračky apod.

U těchto zařízení vystačíme s jednofázovým napájecím napětím. U vyšších výkonů by docházelo k nevhodnému zatížení pouze jedné fáze, což by mělo negativní vliv na rozvodnou síť. Jednofázové asynchronní motory se zpravidla používají tam, kde není nutné regulovat otáčky během provozu zařízení.“ [8]

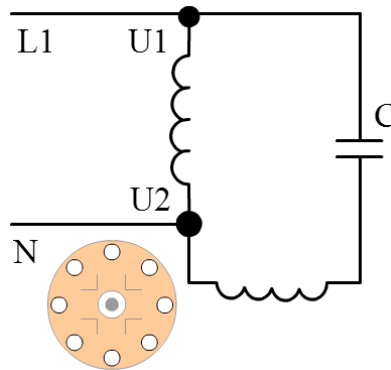
#### 1.5.3.1 Konstrukce jednofázového asynchronního motoru

„Jednofázový asynchronní motor s kotvou nakrátko se liší od trojfázového asynchronního motoru především v konstrukci statorového vinutí.

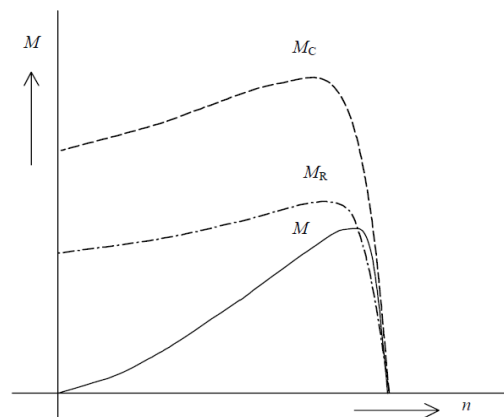
Stator je tvořen elektrotechnickými plechy naskládanými na sebe do tvaru dutého válce. Na vnitřním obvodu jsou drážky. Dvě třetiny drážek statoru jsou obsazeny pracovním vinutím (hlavní fáze) a v jedné třetině je uloženo vinutí rozběhové (pomocná fáze). Pomocnému (rozběhovému) vinutí je do série zapojen kondenzátor C. Začátek hlavního vinutí U1 a jeho

konec U2 jsou vyvedeny na svorkovnici (viz obr. 8).

Rotor je tvořen svazkem elektrotechnických plech připevněných na rotující hřídel. Plechy naskládané k sobě tvoří válec, který je podélně drážkovaný. V drážkách jsou uloženy navzájem spojené vodiče - vinutí na rotoru je vždy v podobě klece. Vodiče jsou tvořeny hliníkovými, nebo měděnými tyčemi spojenými na svých koncích zkratovacími kroužky. Průběh momentové charakteristiky je na obr. 9.“ [8]



Obr.8.: Zapojení hlavního a pomocného vinutí s kondenzátorem C [6]



Obr.9.: Momentové charakteristiky jednofázových AM ( $M$  bez pomocné fáze,  $M_R$  – s odporovou pomocnou fází,  $M_C$  - s rozběhovým kondenzátorem) [6]

### 1.5.3.2 Zdůvodnění výběru jednofázového elektromotoru

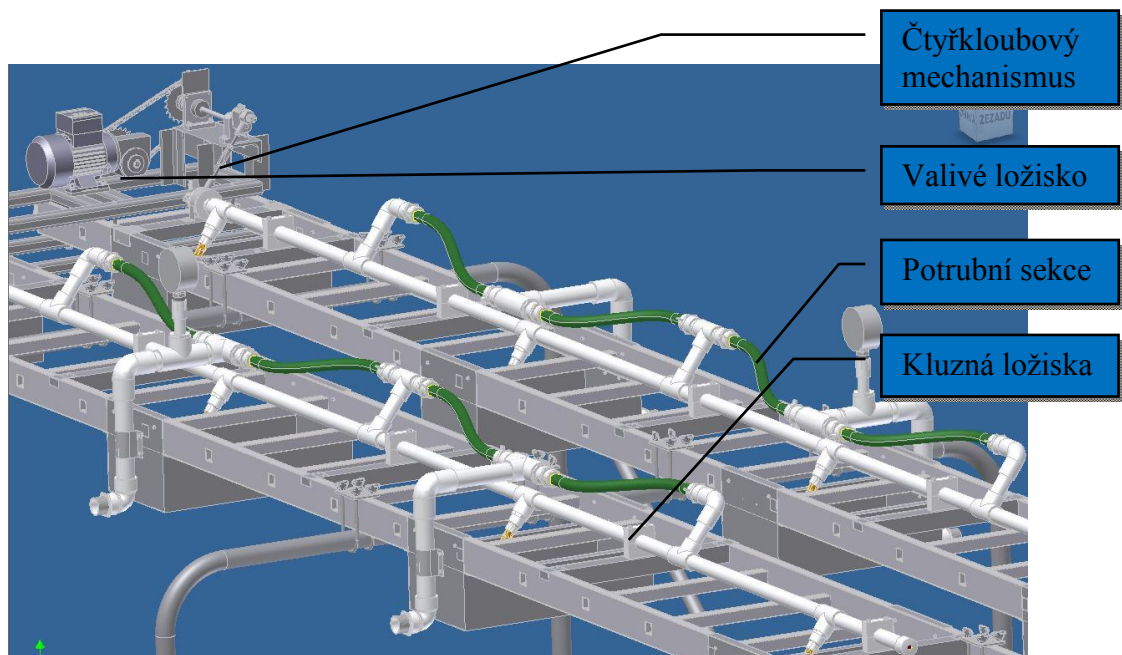
Jelikož můj požadovaný výkon nepřevyšuje 120 W, je během rozběhu zařízení pod hranicí 1000 W a lze použít jednofázový asynchronní elektromotor. Navíc v průběhu funkce není třeba regulovat otáčky. V hale není k dispozici dostatečně blízko zásuvka pro třífázový proud a motor by byl i po finanční stránce náročnější. Rozhodl jsem se tedy, že vhodnější pro řešenou aplikaci bude jednofázový elektromotor. Lze ale použít i třífázový elektromotor.

## 2. Návrh pohonu

### 2.1 Určení potřebného výkonu pohonu

#### 2.1.1 Určení ztrát pohonného mechanismu - obecně

Při určování potřebného výkonu bude potřeba počítat se ztrátami ve valivém ložisku, kluzných ložiscích, čepech čtyřkloubového mechanismu a v převodovce. Ztrátu ve valivém ložisku určil Bc. Pavel Bém ve své práci Dešťový simulátor. Ztráta v převodovce je odhadnuta dle účinnosti soukolí. Zbylé ztráty jsou určeny níže. Celková ztráta bude stanovena i experimentálně.



Obr.10.: Schéma pohonného mechanismu kyvných trysek [7]

#### 2.1.2 Výpočet pasivních účinků v čtyřkloubovém mechanismu

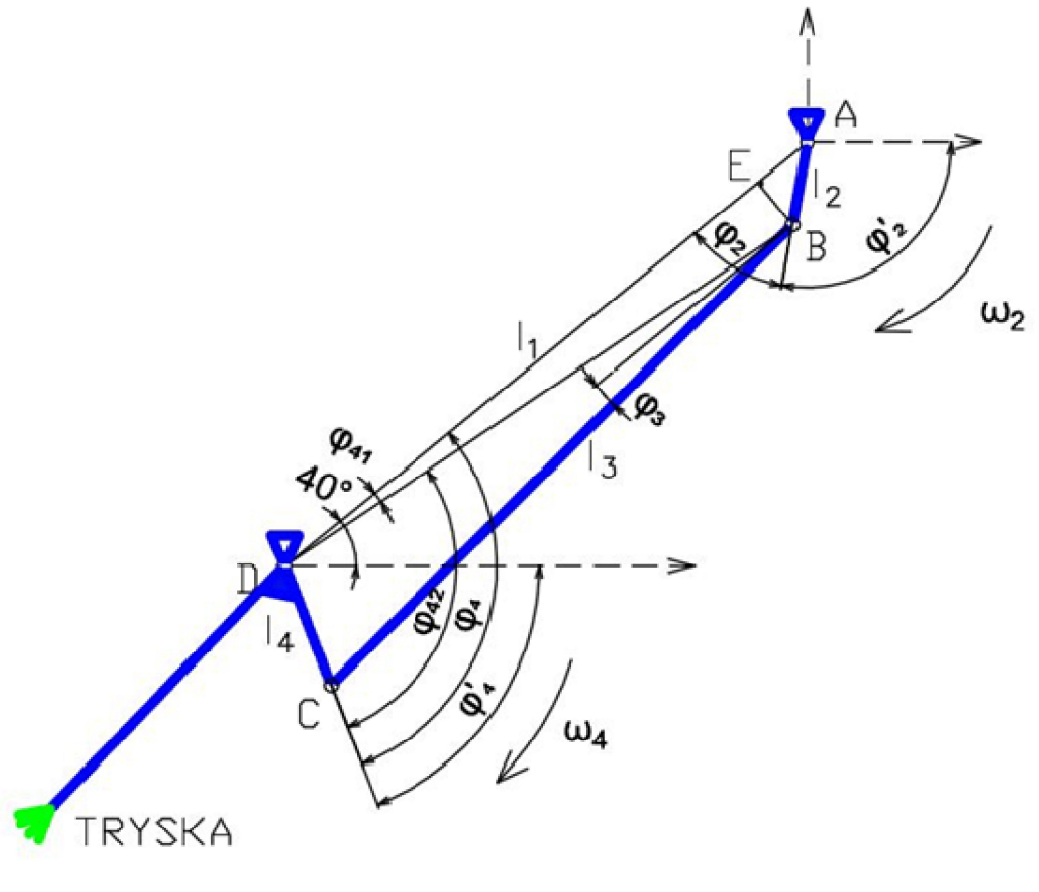
Kinematický rozbor 4 kloubového mechanismu pohonu kyvných sekcí potrubí s tryskami (viz Bc. Pavel Bém – Dešťový simulátor).

$l_2 = 25 \text{ mm}$  (klika)

$l_3 = 200 \text{ mm}$

$l_4 = 38 \text{ mm}$  (vahadlo spojené s tryskou)

$l_1 = 200 \text{ mm}$  (rám)



Obr.11.: Schéma čtyřkloubového mechanismu [9]

$M_{\text{zatížení}}$  ..... tření v uložení kyvného potrubí (valivé ložisko)

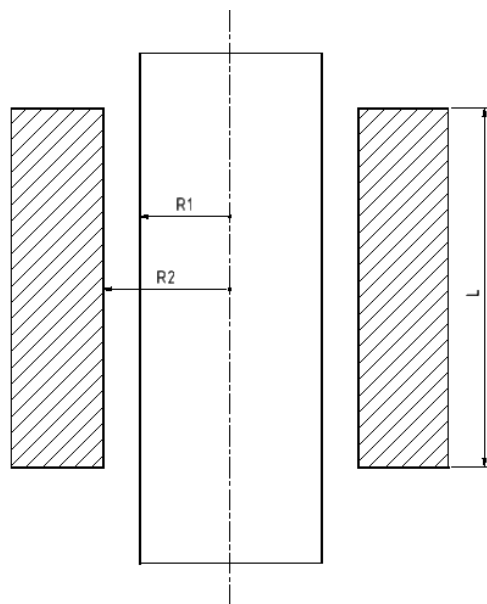
$$M_{\text{zatížení}} = (m_{\text{potrubí}} + m_{\text{vody}}) \cdot g \cdot r_{\text{potrubí}} \cdot f \quad (1)$$

$$M_{\text{zatížení}} = (4,6 + 0,0116^2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 1000) \cdot 9,81 \cdot 0,0116 \cdot 0,3 = 0,23 \text{ Nm} \quad (2)$$

Kromě určení ztrátového momentu ve valivém ložisku bude využito z jeho práce i stanovení maximálních úhlové rychlosti v uložení pro výpočet ztráty v něm pomocí Navierovy-Stokesovy rovnice (obr. 13).

## 2.1.3 Výpočet pasivních účinků v kluzných ložiscích

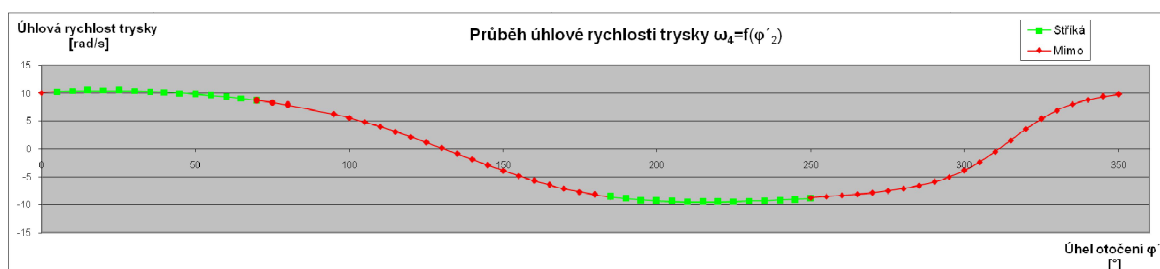
### 2.1.3.1 Výpočet Navierovou-Stokesovou rovnicí



Obr.12.: Schéma kluzného ložiska [autor]

Tab.1.: Rozměry

R1=16,7 mm	R2=16,75 mm	$\mu=0,3 \text{ Pa}\cdot\text{s}$	L=20 mm
------------	-------------	-----------------------------------	---------



Obr.13.: Průběh úhlové rychlosti trysky [9]

Hodnota  $\omega$  je brána jako nejhorší možná  $\omega=10,11 \text{ rad/s}$  a viskozita maziva je zvětšena 10x z důvodu velmi prašného prostředí a výměny maziva jen v havarijních stavech. Pro výpočet bude použita Navierova-Stokesova rovnice – bilance hybnosti newtonské kapaliny. Vzhledem k idealizovanému stavu, velkému počtu korekcí a zjednodušení bude výsledná ztráta ještě vypočtena pomocí jiné metody s realističtější modelem.

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \rho \vec{f} \quad (3)$$

Budou zavedeny předpoklady – stacionární proudění, laminární proudění, newtonská kapalina, izotermický děj,  $L \gg x$ ,  $u_z = u_r = 0$  a  $u_\varphi = f(r)$ . Řešeno v cylindrickém souřadnicovém systému.

$$\rho \left( \frac{\partial u_\varphi}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + u_z \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + u_\varphi \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} \cdot \frac{1}{r} + \frac{u_r \cdot u_\varphi}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \mu \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\varphi) \right) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2} + 2r \frac{\partial u_r}{\partial r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} + \rho \cdot f_z \quad (4)$$

Po vyloučení všech nulových členů zůstane pouze výraz

$$0 = \mu \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\varphi) \right) \right) \quad (5)$$

Ted' lze naradit parciální derivaci totálním diferenciálem.

$$0 = \mu \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot u_\varphi) \right) \right) \gg \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot u_\varphi) = C_1 \gg u_\varphi = C_1 \frac{r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (6)$$

Okrajové podmínky jsou určeny jako  $1) r = R_2 \gg u_\varphi = 0$  (7)

$2) r = R_1 \gg u_\varphi = \omega R_1$  (8)

Po dosazení a úpravě vyjde vztah pro třecí rychlost (9).

$$u_\varphi = \frac{\omega R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( \frac{R_2^2}{r} - r \right) \quad (9)$$

Tento vztah bude dosazen do rovnice (10).

$$\bar{\tau} = 2\mu \bar{\Delta} = \mu r \frac{d}{dr} \left( \frac{u_\varphi}{r} \right) \quad (10)$$

Ztrátový moment se vypočte jako (11).

$$M_{kz} = F_z \cdot R_1 = \tau \cdot 2\pi \cdot R_1^2 \cdot L \quad (11)$$

Kde  $\tau$  se dosadí z rovnice 10. Výsledný ztrátový moment se vypočte podle vztahu (12).

$$M_{kz} = 4\pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \quad (12)$$

Bude dosazeno do rovnice 12 a vyjde výsledný ztrátový moment v kluzném ložisku.

$$M_{kz} = 4\pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} = 4\pi \cdot 0,02 \cdot 0,3 \cdot 10,11 \cdot \frac{0,0167^2 \cdot 0,01675^2}{0,01675^2 - 0,0167^2} = 0,0356 \text{ Nm}$$

Kluzných ložisek je zde 5, proto výsledný ztrátový moment na kluzných ložiscích vzejde po znásobení pěti a je roven  $M_{kzc} = 0,178 \text{ Nm}$ .



### 2.1.3.1 Výpočet základní mechanikou

Bude zaveden předpoklad, že mazivo mezi potrubím a ložiskem již není a ztrátový třecí moment se vypočte dle (13).

$$M_{kz} = m_{\text{potrubí}} \cdot g \cdot f \cdot R_1 = 4,6 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,0167 = 0,452 \text{ Nm} \quad (13)$$

kde hmotnost potrubí byla zjištěna v práci Pavel Bém – Dešťový simulátor, součinitel tření mezi ocelí a PVC byl zjištěn z tabulek a poloměr potrubí byl zjištěn v předchozím výpočtu.

### 2.1.4 Výpočet pasivních účinků v čepch čtyřkloubového mechanismu

Vzhledem ke složitosti výpočtu všech pasivních a setrvačných účinků v čtyř-kloubovém mechanismu bude výsledná ztráta v něm určena jako dopočet do hodnoty zjištěné experimentálním měřením. Vzhledem k rozdílnosti výsledků u kluzného ložiska pro idealizovaný a reálnější případ je vhodné zvolit jako výsledný potřebný moment moment z experimentálního měření.

$$M_{ztrc} = \frac{M_{kz} + M_{zatižení} + M_{čtyřkloub}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} \quad (14)$$

Vyjádřením  $M_{čtyřkloub}$  ze (14) a dosazením vyjde ztrátový moment v čtyř-kloubovém mechanismu.

$$M_{čtyřkloub} = M_{ztrc} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} - M_{zatižení} - M_{kz} = 5,37 \cdot 0,98 \cdot 0,98 - 0,23 - 0,452$$

$$M_{čtyřkloub} = 4,47 \text{ Nm}$$

### 2.1.5 Měření točivého momentu pomocí digitálního měřiče od firmy MARK-10 série MG

$$\text{Pravděpodobná hodnota veličiny při } n \text{ měřeních } \bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_n x_i \quad (15)$$

$$\text{Chyba aritmetického průměru } n \text{ měření } \bar{p} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (16)$$

$$\text{Chyba } x = \bar{x} - \bar{p} \quad (17)$$

$$\text{Směrodatná chyba } p_{n-1} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (18)$$

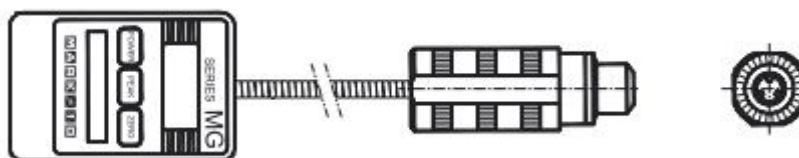
$$\text{Pravděpodobná chyba aritmetického průměru } \bar{\theta} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_n (\Delta x_i)^2} \quad (19)$$

Tab.2.: Naměřené a vypočtené hodnoty

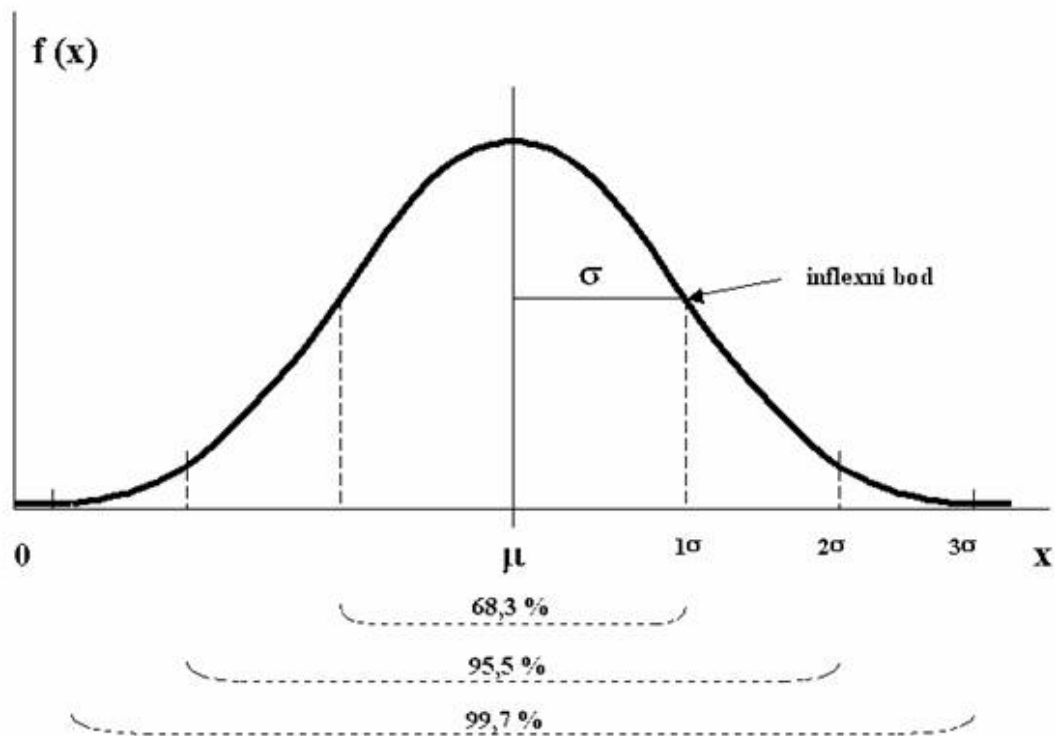
Číslo měření	Naměřená hodnota [N/m]		
1	5,572		
2	5,576		
3	5,552		
4	5,576		
5	5,57	Pravděpodobná hodnota veličiny při n měření	5,37
6	5,567	Chyba aritmetického průměru n měření	0,019
7	5,571	Chyba	5,370±0,019
8	5,577	Směrodatná chyba	0,019
9	5,569	Interval	<5,351,5,389>
10	5,568	Pravděpodobná chyba aritmetického průměru	0,019

### 2.1.5.1 Vyhodnocení měření

Ze statistické analýzy naměřených hodnot byla zjištěna pomocí výpočtu chyba v měření, a určena tak výsledná hodnota (**5,370±0,019**) Nm, která v dalších výpočtech bude brána jako požadovaný krouticí moment za řetězovým převodem. Jelikož cílem tohoto měření bylo zjistit potřebný krouticí moment na výstupním hřídeli, využijeme přepočtu námi získané hodnoty za řetězovým převodem k získání potřebného výkonu na výstupním hřídeli. Ačkoliv by mělo být provedeno měření s minimálně třiceti naměřenými hodnotami, měření s deseti naměřenými hodnotami bude bráno jako rovnocenné vzhledem k přesnosti měřicího přístroje.



Obr.14.: Schéma použitého přístroje MARK-10 série MG [10]



Obr.15.: Gaussovo normální rozdělení pravděpodobností [11]

### 2.1.6 Srovnání experimentálního měření s analytickým výpočtem

V experimentálním měření byl potřebný krouticí moment stanoven na 5,37 Nm. Z analytického řešení vyšel potřebný krouticí moment 1,1936 Nm. V analytickém řešení je počítáno s ideálním stavem, proto je vypočítaná hodnota značně menší, než naměřená. Dále byly opomenuty některé další ztrátové činitele a setrvačnost celého zařízení, což nadále zvyšuje hodnotu potřebného krouticího momentu. Z toho plyne, že za potřebný krouticí moment bude brán moment stanovený experimentálním měřením.

## 2.2 Výpočet potřebného výkonu

Stávající pohon je SIEMENS SPD 4APC 63-4S se šnekovou převodovkou, o výkonu 120 W a otáčkách 1415 ot/min, který pohání kyvný mechanismus o  $n_{\text{trys}}=134$  ot/min. Experimentálně byl stanoven potřebný výkon na výstupním hřídeli z převodovky na  $P_{\text{výst}}=78,2$  W (20). Vzhledem k účinnosti obou soukolí  $\eta_{12,34}=0,98$  byl dopočten potřebný výkon elektromotoru (21).

$$P_{\text{výst}} = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{trys}}}{60} = 5,57 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 134}{60} = 78,2 \text{ W} \quad (20)$$

$$P_{\text{elm}} = \frac{P_{\text{výst}}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} = \frac{78,2}{0,98 \cdot 0,98} = 81,42 \text{ W} \quad (21)$$

Byl zvolen jednofázový asynchronní elektromotor SIEMENS 1LF7060-4AE s rozběhem do zátěže. Jmenovitý výkon  $P=120 \text{ W}$  s otáčkami  $n=1415 \text{ ot/min}$ . [4] Výkon elektromotoru byl předdimenzován, protože stávající pohon při horším promazání komponentů mechanismu není dostačující. Zvolením účinnější převodovky a zachováním stávajícího výkonu bude dosaženo bezproblémového chodu mechanismu a omezení potřeby častého servisu celého kyvného mechanismu.

### 3. Návrh převodovky

#### 3.1 Parametry šnekové převodovky a volba druhu soukolí

- a) Výkon na výstupním hřídeli šnekové převodovky

$$\overline{P_{II}} = P_b = 0,078 \text{ kW}$$

- b) Otáčky výstupního hřídele

$$\overline{n_{II}} = n_b = 98 \text{ min}^{-1}$$

- c) Převodové číslo šnekové převodovky

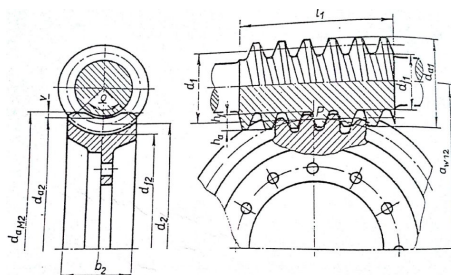
$$\overline{u_{12}} = u_c = 14,44$$

- d) Trvanlivost šnekového soukolí a ložisek

$$L_h = 25\,000 \text{ hod}$$

- Volím smíšené soukolí, tj. válcový šnek s obecným ozubením a globoidní šnekové kolo.

Základní geom. Prvky jsou zobrazeny na obr. 16



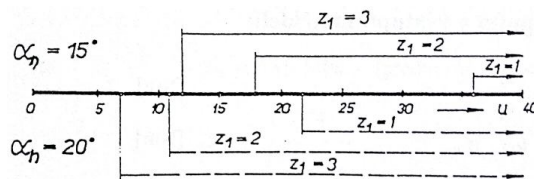
Obr.16.: Základní geometrické prvky

## 3.2 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola

Dle diagramu jsem určil počet zubů (chodů) šneku  $z_1$  pro převodová čísla  $u_{12} = z_2/z_1$  a to s ohledem na mezní počet pro  $\alpha_n = 20^\circ$ .

$$z_1 = 2$$

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = u_{12}z_1 = 14,42 \cdot 2 = 28,84 \cong 29 \quad (22)$$



Obr.17.: Diagram určení počtu zubů (chodů) šneku

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{29}{2} = 14.5 \text{ Skutečné převodové číslo} \quad (23)$$

## 3.3 Parametry, volba elektromotoru

### 3.3.1 Potřebný výkon elektromotoru

$$\overline{P}_m = \frac{\overline{P}_{II}}{\overline{\eta}_{12}} = \frac{0,078}{0,78} = 0,1 \text{ kW} \text{ Volím } \overline{P}_m = 0,12 \text{ kW} \quad (24)$$

### 3.3.2 Volba elektromotoru

- Volím 4 pólový Elektromotor SIEMENS 1LF7060 – 4AE, 0.12 kW, 1415  $\text{min}^{-1}$

$$P_m = P_1 \geq \overline{P}_m = 0,12 \text{ kW} \quad (25)$$

$$n_m = n_1 = 1415 \text{ min}^{-1}$$

### 3.3.3 Skutečné otáčky výstupního hřídele

$$n_{II} = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{1415}{14,5} = 97,59 \text{ min}^{-1} \quad (26)$$

### 3.3.4 Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli

$$M_{kl} = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = \frac{9550 \cdot 0,12}{1415} = 0,81 \text{ Nm} \quad (27)$$

$$\overline{M_{kII}} = M_{kl} \cdot u_{12} \cdot \overline{\eta}_{12} = 0,809 \cdot 14,5 \cdot 0,78 = 9,13 \text{ Nm} \quad (28)$$

### 3.4 Volba materiálu šneku a šnekového kola

Volím parametry - Materiál šneku: 14 331

- Materiál věnce šnekového kola: CuSn12

- Odlito: Do písku

Tab.3.: Hodnoty materiálu

CuSn12	$\sigma_{Pt}$ [MPa]	$\sigma_K$ [MPa]	$\sigma_C$ [MPa]	$\sigma_{C(0)}$ [MPa]
	240	160	180	110

### 3.5 Předběžný výpočet průměru šnekového kola

Tab.4.: Volené hodnoty

$\bar{\gamma}$	$\alpha_n$ [°C]	$K_H$	$\sigma_{HDov} = \sigma_C$ [MPa]	$\overline{\Psi}_d$
11	20	1	180	0,9

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2\bar{\gamma}}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin(2 \cdot 11)}{\sin(2 \cdot 20)}} = 0,7634 \quad (29)$$

$$Z_M = 155 \text{ MPa}^{1/2}$$

$$\overline{d}_2 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M Z'_H}{\sigma_{HDov}}\right)^2 \cdot \frac{2K_H \overline{M_{kII}} u_{12}}{\overline{\Psi}_d}} = \sqrt[3]{\left(\frac{155 \cdot 0,7634}{180}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 9130 \cdot 14,5}{0,9}} = 50,34 \text{ mm} \quad (30)$$

## 3.6 Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola

### 3.6.1 Volba modulu

$$\overline{m}_n = \frac{\overline{d}_2}{z_2} \cos \bar{\gamma} = \frac{50,34}{29} \cos 11 = 1,7 \rightarrow m_n = 2 \quad (31)$$

### 3.6.2 Roztečný průměr a základní rozměry šneku

*Roztečný průměr šneku:*

$$d_1 = q \cdot m_n = 16 \cdot 2 = 32 \text{ mm} \quad (32)$$

*Hlavový průměr šneku:*

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^x \cdot m_n = 32 + 2 \cdot 2 = 36 \text{ mm} \quad (33)$$

*Patní průměr šneku:*

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^x + c^x)m_n = 32 - (2,5 \cdot 2) = 27 \text{ mm} \quad (34)$$

*Délka šneku:*

$$l_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2)m_n = (11 + 0,06 \cdot 29) \cdot 2 = 25 \text{ mm} \quad (35)$$

*Přibližný vstupní průměr hřídele šneku:*

$$\overline{d}_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{kl}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,81}{\pi \cdot 25}} = 5,5 \text{ mm} \quad (36)$$

*Skutečný úhel stoupání šroubovice:*

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} \rightarrow \gamma = \arcsin\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arcsin\left(\frac{2}{16}\right) = 7,18^\circ \quad (37)$$

*Roztečný průměr šnekového kola:*

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} z_2 = \frac{2}{\cos 7,18} \cdot 29 = 58,46 \text{ mm} \quad (38)$$

$$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{16}\right) = 0,84 \quad (39)$$

$$b_2 = \psi_d \cdot d_1 = 0,84 \cdot 32 = 27 \text{ mm} \quad (40)$$

*Vzdálenost os:*

$$a_{w12} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{32 + 58,46}{2} = 45,23 \text{ mm} \rightarrow a_{w12} = 45 \text{ mm} \quad (41)$$

**Jednotkové posunutí:**

$$x = \frac{a_{w12}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2\cos\gamma} = \frac{45}{2} - \frac{16}{4} - \frac{29}{\cos 7,18} = -0,115 \quad (42)$$

>> dle [11] str. 94 doporučeno volit  $\pm 0,5$

**Průměr šroubového šneku:**

$$d_{w1} = d_1 + 2xm_n = 32 + 2 \cdot (-0,115) \cdot 2 = 31,54 \text{ mm} \quad (43)$$

**Průměr kružnic šnekového kola:**

$$d_{w2} = d_2 = 58,46 \text{ mm} \quad (44)$$

**Průměr hlavové kružnice šnekového kola:**

$$d_{a2} = d_2 + (h_a^x + x)m_n = 58,46 + 2 \cdot 2 \cdot (1 + (-0,115)) = 62 \text{ mm} \quad (45)$$

**Průměr patní kružnice šnekového kola:**

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^x + c^x - x)m_n = 58,46 - 2 \cdot 2 \cdot (1,25 - (-0,115)) = 53 \text{ mm} \quad (46)$$

### 3.6.3 Kluzná rychlost šneku a skutečné parametry na hřídeli šnekového kola

$$v_K = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 31,54 \cdot 1415}{60 \cdot \cos \frac{7,25 \cdot \pi}{180}} = 2,36 \text{ ms}^{-1} \quad (47)$$

$$\gamma_w = \left( \frac{180}{\pi} \right) \cdot \left( \frac{32}{31,54} \right) \cdot \arctg \left( \frac{7,18 \cdot \pi}{180} \right) = 7,25 \quad (48)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \left( \frac{d_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \gamma \right) \quad (49)$$

### 3.6.4 Účinnost šnekového soukolí

**Třecí úhel:**

$$\varphi' = \frac{180}{\pi} \cdot \arctg \left( 1,5 \cdot \left( 0,02 + \left( \frac{0,03}{2,36} \right) \right) \right) = 2,81 \quad (50)$$



$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{7,18 \cdot \pi}{180}\right)}{\operatorname{tg}\left(\left(\frac{(7,18 + 2,81) \cdot \pi}{180}\right)\right)} = 0,72 \quad (51)$$

**Účinnost šnekové převodovky:**

$$\eta_{LS} = 0,99 \text{ voleno}$$

$$\eta_{LK} = 0,999 \text{ voleno}$$

$$\eta_{12} = \eta_z \cdot \eta_{LS} \cdot \eta_{LK} = 0,72 \cdot 0,99 \cdot 0,999 = 0,707 \quad (52)$$

### 3.6.5 Krouticí moment na výstupním hřídeli

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 0,81 \cdot 14,5 \cdot 0,707 = 8,31 \text{ Nm} \quad (53)$$

### 3.6.6 Vypočtený výkon na výstupním hřídeli

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = 0,12 \cdot 0,707 = 0,08 \text{ kW} \quad (54)$$

### 3.6.7 Výstupní průměr hřídele šnekového kola

$$\begin{aligned} \overline{d}_{II} &= \sqrt[3]{\frac{16M_{kII}}{\pi\tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8,31}{\pi\tau_d}} = \\ &= 11,9 \text{ mm jedna se o orientační hodnotu } d_{II} \text{ volím } 14 \text{ mm} \end{aligned} \quad (55)$$

## 3.7 Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí

### 3.7.1 Porovnání dotykového napětí

**Součinitel materiálů:**

$$Z_M = 155 \text{ MPa}^{-\frac{1}{2}} \quad (56)$$

**Součinitel tvaru zubů:**

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{2 \cos^2 7,25}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,750 \quad (57)$$

**Volba součinitele trvání záběru:**  $\varepsilon_\alpha = 1,5$

**Součinitel rozdělení zatížení:**  $K_{H\alpha} = \frac{1}{(0,5 \cdot \varepsilon_\alpha)} = 0,89$

**Volba součinitele koncentrace zatížení:**  $K_{H\beta} = 1$

**Volba s. vnitřních dyn.sil:**  $K_V = 1,2$

**Volba s. vnějších dyn.sil:**  $K_I = 1,2$

**Součinitel zatížení na dotyk:**

$$K_H = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 0,89 \cdot 1 = 1,28 \quad (58)$$

**Trvanlivost šnekového převodu:**

$$L_H = 250000 \text{ h}$$

**Ekvivalentní počet provozních cyklů:**

$$N_E = 60 \cdot n_{II} \cdot L_H = 60 \cdot 97,59 \cdot 25000 = 14,638 \cdot 10^7 \text{ cyklu} \quad (59)$$

**Dotykové napětí:**

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{(2000 \cdot K_H \cdot M_{KII})}{d_2^2 \cdot b_2}} = 155 \cdot 1,750 \cdot \sqrt{\frac{(2000 \cdot 1,28 \cdot 8,31)}{58,46^2 \cdot 27}} = 130,20 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\sigma_{HDov} = \sigma_C \cdot \sqrt[8]{\frac{N_O}{N_E}} = 180 \cdot \sqrt[8]{\frac{25}{14,638}} = 192,46 \text{ MPa} \quad (61)$$

**Součinitel bezpečnosti:**

$$S_H = \frac{\sigma_{HDov}}{\sigma_H} = \frac{192,46}{130,20} = 1,48 > S_{Hmin} = (1,1 \div 1,2) \quad (62)$$

**Odůvodnění vyšší bezpečnosti:**

Z důvodu použití lepšího materiálu je součinitel bezpečnosti vyšší.

**3.7.2 Kontrola zubů šnekového kola na ohyb**

**Dovolené ohybové napětí:**

Tab.5.: Zadané hodnoty

$k\beta$	$\sigma_{C(o)}$ [MPa]	$S_{Fmin}$	$N_O$	$N_E$
1,75	110	2	$25 \cdot 10^7$	$14,638 \cdot 10^7$

$$z_v = \frac{z_2}{\cos(\gamma)^3} = \frac{29}{\cos(7,18)^3} = 30 \quad (63)$$

$$K_F = K_H = 1,28$$

$$\sigma_{FDov} = \frac{\sigma_{C(o)}}{k\beta \cdot S_{Fmin}} \sqrt{\frac{N_O}{N_E}} = \frac{110}{1,75 \cdot 2} \sqrt{\frac{25 \cdot 10^7}{14,638 \cdot 10^7}} = 33,35 \text{ MPa} \quad (64)$$

**Součinitel sklonu zubu:**

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{7,18}{140} = 0,95 \quad (65)$$

**Ohybové napětí:**

$$Y_F = 1,76$$

$$\sigma_F = \frac{2K_F M_{kII} Y_F Y_\beta}{d_2 b_2 m_n} = \frac{2 \cdot 1,28 \cdot 8,31 \cdot 1,76 \cdot 0,95}{58,46 \cdot 27 \cdot 2} = 11,25 \text{ MPa} \quad (66)$$

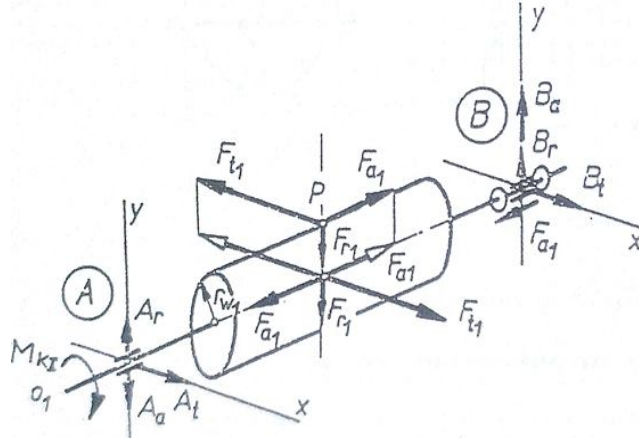
**Součinitel bezpečnosti:**

$$S_F = \frac{\sigma_{FDov}}{\sigma_F} = \frac{33,35}{11,25} = 2,97 > S_{Fmin} = (1,5 \div 2) \text{ Vyhovuje} \quad (67)$$

**Odůvodnění vyšší bezpečnosti:**

Z důvodu použití lepšího materiálu je součinitel bezpečnosti vyšší.

### 3.8 Silové poměry na šnekovém soukolí



Obr.18.: Silové poměry na šneku

#### 3.8.1 Velikosti sil a reakcí na šneku

**Tečná (obvodová) síla:**

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot M_{kl}}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 0,81}{31,54} = 51,4 \text{ N} \quad (68)$$

**Axiální síla:**

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{51,4}{\operatorname{tg}(7,18 + 2,81)} = 291,5 \text{ N} \quad (69)$$

**Radiální síla:**

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma_w + \cos \gamma_w \operatorname{tg} \varphi'} = \frac{51,4 \cdot \operatorname{tg} 20}{\sin 7,18 + \cos 7,18 \cdot \operatorname{tg} 2,81} = 107,6 \text{ N} \quad (70)$$

**Reakce v rovině tečných sil:**

$$F_{Ax} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{51,4}{2} = 25,7 \text{ N} \quad (71)$$

**Volená vzdálenost radiálních ložisek:**

$$l_s = 90 \text{ mm} \quad (72)$$

**Reakce v rovině radiálních a axiálních sil:**

$$F_{Ay} = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1} \frac{d_{w1}}{2}}{l_s} = \frac{107,6}{2} + \frac{291,5 \cdot \frac{31,54}{2}}{90} = 104,9 \text{ N} \quad (73)$$

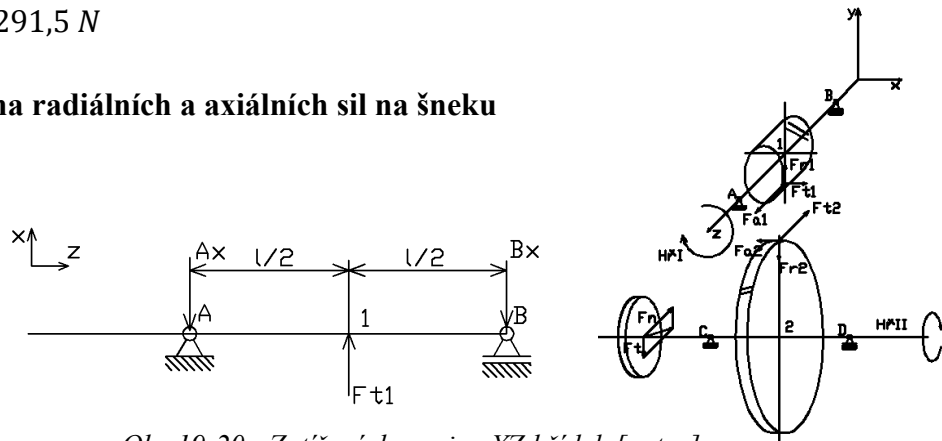
**Výsledná radiální reakce:**

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{25,7^2 + 104,9^2} = 108 \text{ N} \quad (74)$$

**Axiální zatížení ložiska:**

$$F_{Aax} = F_{a1} = 291,5 \text{ N} \quad (75)$$

### 3.8.1.1 Rovina radiálních a axiálních sil na šneku



Obr.19-20.: Zatížení do roviny XZ hřídele[autor]

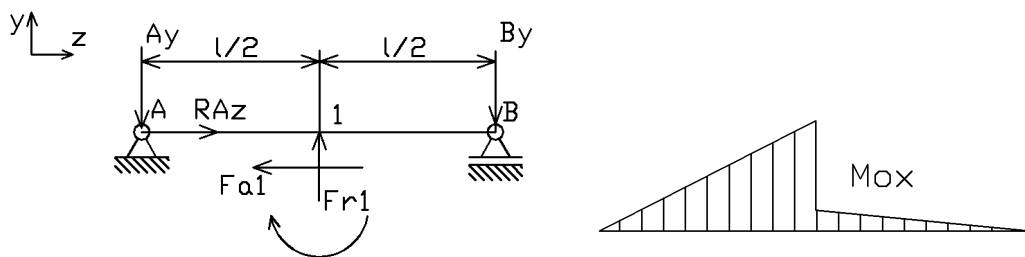
-Vzdálenost podpór  $l = 90\text{mm}$  tedy rameno  $a = l/2$

$$x: A_x + B_x - F_{t1} = 0 \quad (76)$$

$$M_A: F_{t1} \cdot a - B_x \cdot 2a = 0 \quad (77)$$

$$B_x = \frac{F_{t1} \cdot a}{2a} = \frac{51,4 \cdot 45}{2 \cdot 45} = 25,7 \text{ N} \quad (78)$$

$$A_x = F_{t1} - B_x = 51,4 - 25,7 = 25,7 \text{ N} \quad (79)$$



Obr.21-22.: Zatížení do roviny YZ hřídele a průběh momentů[autor]

$$Y: A_y + B_y - F_{r1} = 0 \quad (80)$$

$$M_A: -F_{r1} \cdot \frac{l}{2} + B_y \cdot l + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 0 \quad (81)$$

$$B_z = F_{a1} = 291,5 \text{ N} \gg F_{AX} = B_z = 291,5 \text{ N}$$

$$B_Y = \frac{+F_{r1} \cdot \frac{l}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{l} = \frac{+107,6 \cdot \frac{90}{2} - 291,5 \cdot \frac{31,54}{2}}{90} = 2,72 \text{ N} \quad (82)$$

$$A_Y = +F_{r1} - B_Y = 2,72 + 104,87 = 104,87 \text{ N} \quad (83)$$

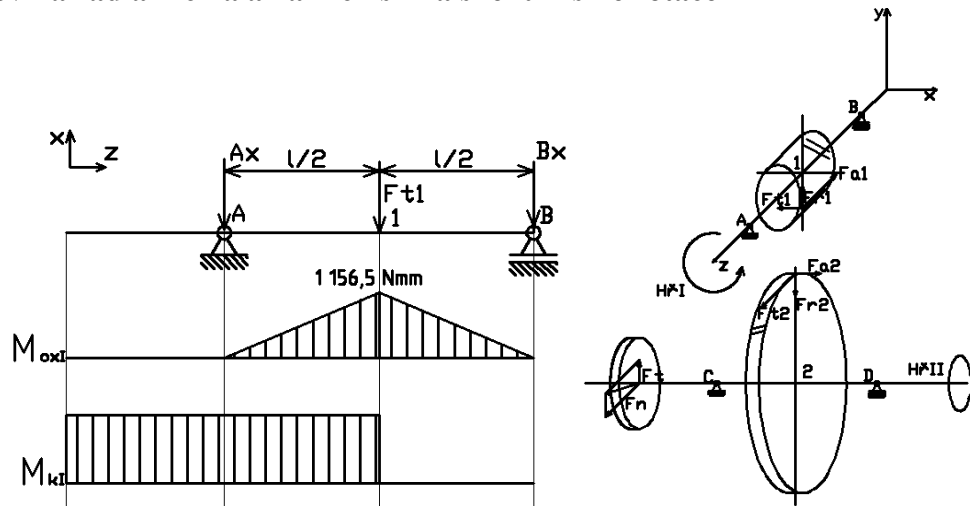
$$M_{01} = -A_Y \cdot \frac{l}{2} = -104,87 \cdot \frac{90}{2} = -4719,47 \text{ Nmm} \quad (84)$$

$$M_{02} = B_Y \cdot \frac{l}{2} = 2,72 \cdot \frac{90}{2} = 122,52 \text{ Nmm} \quad (85)$$

$$F_{ARad} = \sqrt{A_Y^2 + A_X^2} = \sqrt{(104,87)^2 + 25,7^2} = 107,97 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_{BRad} = \sqrt{B_Y^2 + B_X^2} = \sqrt{2,72^2 + 25,7^2} = 25,84 \text{ N} \quad (87)$$

### 3.8.1.2 Rovina radiálních a axiálních sil na šneku 2 směr otáčení



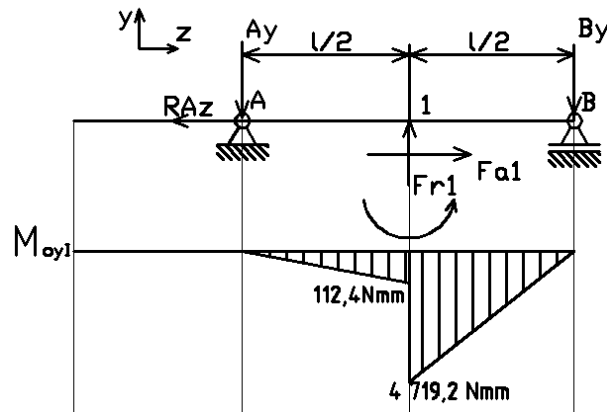
Obr.23-24.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2 směr[autor]

$$x: A_x + B_x + F_{t1} = 0 \quad (88)$$

$$M_A: F_{t1} \cdot a + B_x \cdot 2a = 0 \quad (89)$$

$$B_x = -\frac{F_{t1} a}{2a} = -\frac{51,4 \cdot 45}{2 \cdot 45} = -25,7 \text{ N} \quad (90)$$

$$A_x = -F_{t1} - B_x = -51,4 + 25,7 = -25,7 \text{ N} \quad (91)$$



Obr.25-26.: Zatížení do roviny YZ hřídele a průběh momentů 2směr [autor]

$$Y: A_Y + B_Y - F_{t1} = 0 \quad (92)$$

$$M_A: -F_{r1}a - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + B_Y \cdot 2a = 0 \quad (93)$$

$$B_Z = F_{a1} = 291,5 \text{ N} \gg F_{AX} = B_Z = 291,5 \text{ N}$$

$$B_Y = \frac{+F_{r1} \cdot \frac{l}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{l} = \frac{+107,6 \cdot \frac{90}{2} + 291,5 \cdot \frac{31,54}{2}}{90} = 104,87 \text{ N} \quad (94)$$

$$A_Y = +F_{r1} - B_Y = +107,6 - 104,87 = 2,72 \text{ N} \quad (95)$$

$$M_{01} = -A_Y \cdot \frac{l}{2} = 2,72 \cdot \frac{90}{2} = -122,52 \text{ N} \quad (96)$$

$$M_{02} = +B_Y \cdot \frac{l}{2} = +104,87 \cdot \frac{90}{2} = 4719,47 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_{ARad} = \sqrt{A_Y^2 + A_X^2} = \sqrt{2,72^2 + (-25,7)^2} = 25,84 \text{ N} \quad (98)$$

$$F_{BRad} = \sqrt{B_Y^2 + B_X^2} = \sqrt{104,87^2 + (-25,7)^2} = 107,97 \text{ N} \quad (99)$$

### 3.8.2 Velikosti sil a reakcí na šnekovém kole

**Tečná (obvodová) síla:**

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot M_{kII}}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 8,31}{58,46} = 284,29 \text{ N} \quad (100)$$

**Axiální síla:**

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\gamma_w + \varphi') = 284,29 \cdot \text{tg}(7,18 + 2,81) = 50,1 \text{ N} \quad (101)$$

**Radiální síla:**

$$F_{r2} = F_{r1} = 107,6 \text{ N} \quad (102)$$

**Reakce v rovině tečných sil:**

$$F_{Ax} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{284,29}{2} = 142,15 \text{ N} \quad (103)$$

**Volená vzdálenost ložisek:**

$$l_k = 40 \text{ mm}$$

**Reakce v rovině radiálních a axiálních sil:**

$$F_{Ay} = \frac{F_{r2}}{2} + \frac{F_{a2} \frac{d_{w2}}{2}}{l_s} = \frac{107,6}{2} + \frac{50,1 \cdot \frac{58,46}{2}}{40} = 90,41 \text{ N} \quad (104)$$

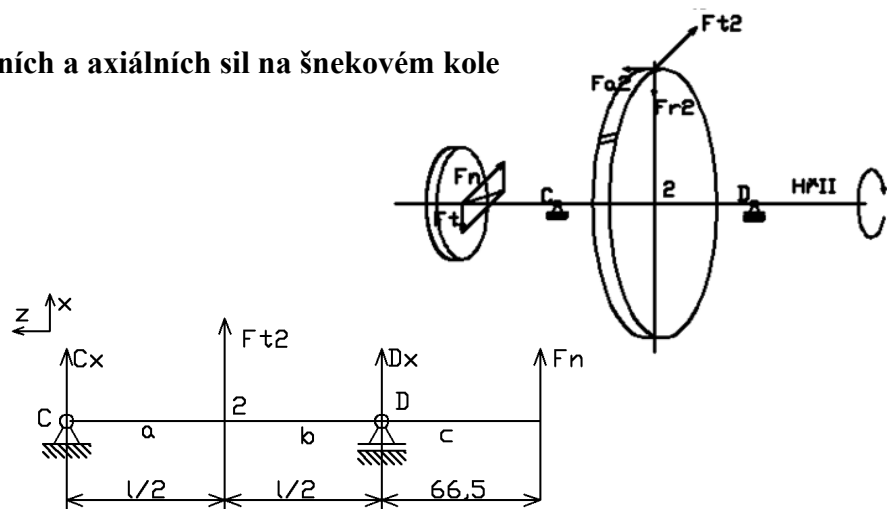
**Výsledná radiální reakce:**

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{142,15^2 + 90,41^2} = 168,47 \text{ N} \quad (105)$$

**Axiální zatížení ložiska:**

$$F_{Aax} = F_{a2} = 50,1 \text{ N}$$

### 3.8.2.1 Rovina radiálních a axiálních sil na šnekovém kole



Obr.27-28.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2 [autor]

-Vzdálenost podpor  $i = 40 \text{ mm}$  tedy rameno  $l/20 = 20 \text{ mm}$

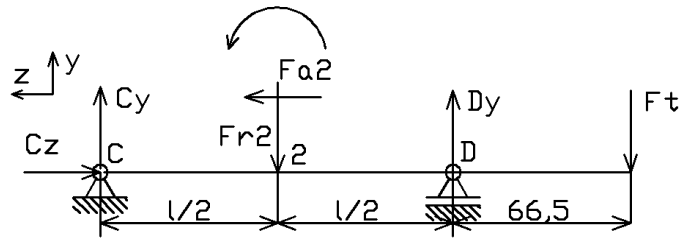
$$x: C_x + D_x + F_{t2} + F_t = 0 \quad (106)$$

$$M_C: -F_{t2} \cdot l - D_x \cdot 2l - F_n \cdot (2l + 66,5) = 0 \quad (103)$$

$$D_x = \frac{-F_{t2} \cdot l - F_n \cdot (2l + 66,5)}{2l} = \frac{-284,29 \cdot 20 - 169,92 \cdot (106,5)}{40} = -594,03 \text{ N} \quad (107)$$

$$C_x = -F_{t2} - D_x - F_n = -284,29 + 594,03 - 169,72 = 140,02 \text{ N} \quad (108)$$





Obr.29.: Zatížení do roviny YZ hřídele 2 [autor]

$$Y: C_Y + D_Y - F_{r2} - F_t = 0 \quad (109)$$

$$M_C: F_{r2} \cdot l - D_Y \cdot 2l + F_t \cdot (2l + 66,5) - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 0 \quad (110)$$

$$C_Z = F_{a2} = 50,1 \text{ N} \gg F_{Ax} = C_Z = 50,1 \text{ N}$$

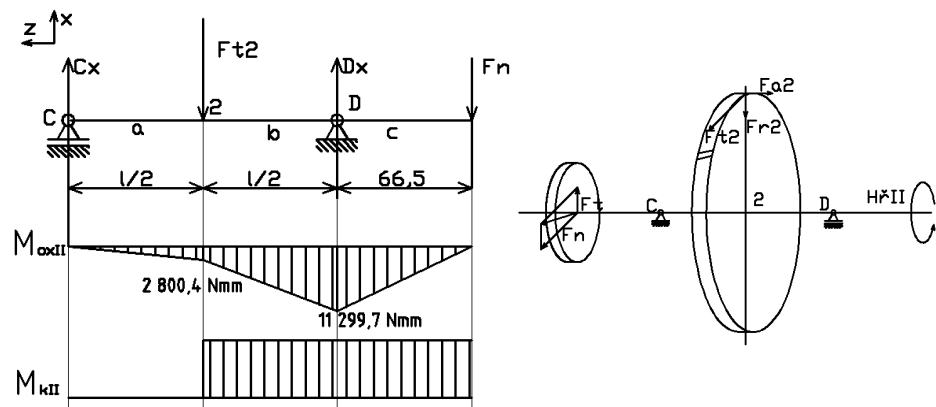
$$D_Y = \frac{F_{r2} \cdot \frac{2l}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_t \cdot 106,5}{2l} = \frac{107,6 \cdot \frac{40}{2} - 50,1 \cdot \frac{58,46}{2} + 92,92 \cdot 106,5}{40} = 264,58 \text{ N} \quad (111)$$

$$C_Y = F_{r2} - D_Y + F_n = 107,6 - 264,58 + 92,92 = -64,07 \text{ N} \quad (112)$$

$$F_{CRad} = \sqrt{C_X^2 + C_Y^2} = \sqrt{140,02^2 + (-64,07)^2} = 153,98 \text{ N} \quad (113)$$

$$F_{DRad} = \sqrt{D_X^2 + D_Y^2} = \sqrt{(-594,03)^2 + 264,58^2} = 650,29 \text{ N} \quad (114)$$

### 3.8.2.2 Rovina radiálních a axiálních sil na šnekovém kole 2 směr otáčení



Obr.30-31.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2(2 směr) [autor]

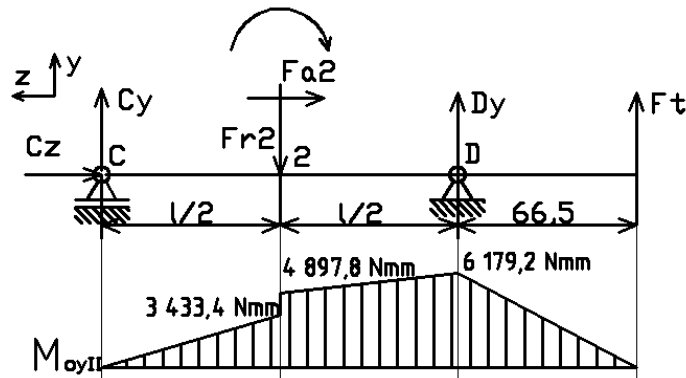
$$x: C_x + D_x - F_{t2} - F_n = 0 \quad (115)$$

$$M_C: F_{t2} \cdot l - D_x \cdot 2l + F_n \cdot (2l + 66,5) = 0 \quad (116)$$



$$D_X = \frac{+F_{t2} \cdot l + F_n \cdot (2l + 66,5)}{2l} = \frac{+284,29 \cdot 20 + 169,92 \cdot (106,5)}{40} = 594,03 \text{ N} \quad (117)$$

$$C_X = +F_{t2} - D_X + F_n = +284,29 - 594,03 - 169,92 = -140,02 \text{ N} \quad (118)$$



Obr.32.: Zatížení do roviny YZ hřídele 2(2 směr) [autor]

$$Y: C_Y + D_Y - F_{r2} + F_t = 0 \quad (119)$$

$$M_C: F_{r2} \cdot l + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - D_Y \cdot 2l - F_t \cdot (2l + 66,5) = 0 \quad (120)$$

$$C_Z = F_{a2} = 50,1 \text{ N} \gg F_{Ax} = C_Z = 50,1 \text{ N}$$

$$D_Y = \frac{F_{r2} \cdot \frac{2l}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_t \cdot 106,5}{2l} = \frac{107,6 \cdot \frac{40}{2} - 50,1 \cdot \frac{58,46}{2} - 92,92 \cdot 106,5}{40} = -156,99 \text{ N} \quad (121)$$

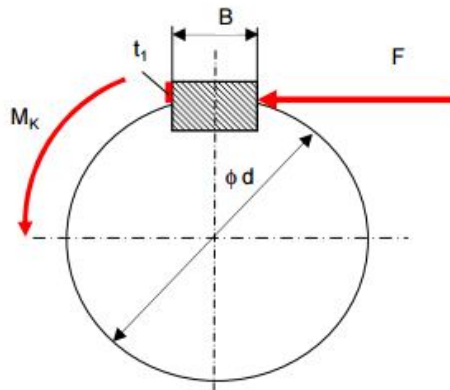
$$C_Y = F_{r2} - D_Y - F_t = 107,6 + 156,99 - 92,92 = 171,67 \text{ N} \quad (122)$$

$$F_{CRad} = \sqrt{C_X^2 + C_Y^2} = \sqrt{(-140,02)^2 + 171,67^2} = 221,53 \text{ N} \quad (123)$$

$$F_{DRad} = \sqrt{D_X^2 + D_Y^2} = \sqrt{592,03^2 + (-156,99)^2} = 614,42 \text{ N} \quad (124)$$

### 3.9 Návrh per, kontroly na oteplení, ložiska a statická kontrola hřídele

#### 3.9.1 Návrh per



Obr.33.: Schéma zatížení pera

### 3.9.1.1 Hřídel šneku

$d_h = 12 \text{ mm}$  u vstupního hřídele, voleno 1 PERO 4e7x4x12 ČSN 02 2562

**Kontrola pera na otláčení:**

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot (L - B)} = \frac{108}{1,6 \cdot (12 - 4)} = 8,43 \text{ MPa} < p_D = 110 \text{ MPa} \quad (125)$$

**Kontrola pera na sřih:**

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot B^2}{4} + (B \cdot (L - B))} = \frac{108}{\frac{\pi \cdot 4^2}{4} + (4 \cdot (12 - 4))} = 2,43 \text{ MPa} < \tau_D = 65 \text{ MPa} \quad (126)$$

- Pero vyhovují pevnostní podmínce, je možné jeho použití.

### 3.9.1.2 Hřídel šnekového kola

$d_h = 15 \text{ mm}$  pod šnekovým kolem, voleno 1 PERO 5e7x5x12 ČSN 02 2562

**Kontrola pera na otláčení:**

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot (L - B)} = \frac{1108}{2,1 \cdot (12 - 5)} = 75,37 \text{ MPa} < p_D = 110 \text{ MPa} \quad (127)$$

**Kontrola pera na stříh:**

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot B^2}{4} + (B \cdot (L - B))} = \frac{1108}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4} + (5 \cdot (12 - 5))} = 20,28 \text{ MPa} < \tau_D = 65 \text{ MPa} \quad (128)$$

- Pero vyhovují pevnostní podmínce, je možné jeho použití.

$d_h = 12 \text{ mm}$  pod šnekovým kolem, voleno 1 PERO 4e7x4x12 ČSN 02 2562

**Kontrola pera na otláčení:**

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot (L - B)} = \frac{1108}{1,6 \cdot (12 - 4)} = 86,56 \text{ MPa} < p_D = 110 \text{ MPa} \quad (129)$$

**Kontrola pera na stříh:**

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot B^2}{4} + (B \cdot (L - B))} = \frac{1108}{\frac{\pi \cdot 4^2}{4} + (4 \cdot (12 - 4))} = 24,86 \text{ MPa} < \tau_D = 65 \text{ MPa} \quad (130)$$

- Pero vyhovují pevnostní podmínce, je možné jeho použití.

### 3.9.2 Kontrola na oteplení

#### 3.9.2.1 Přirozené odvádění tepla

**Ztracený mechanický výkon:**

$$Z = (1 - \eta_z) \cdot P_m \cdot 1000 = (1 - 0,707) \cdot 0,12 \cdot 1000 = 35 \geq Q \quad (131)$$

**Tepelný výkon skříně:**

$$Q = k \cdot [S_1 \cdot (t_{M1} - t_o) + S_2 \cdot (t_{M2} - t_o)] = 14 \cdot [0,004 \cdot (70 - 20) + 0,41 \cdot (70 - 20)] \\ = 288,96 \text{ W} \quad (132)$$

### 3.9.2.2 Zvětšení přestupu tepla pomocí ventilátoru na hřídeli šneku

*Souč. př. tepla ovívanou st. skř. :*

$$K_v = 14 \cdot \sqrt{\frac{n}{200}} = 14 \cdot \sqrt{\frac{1415}{200}} = 37,2 \text{ Wm}^{-2} \cdot \text{C}^{-1} \quad (133)$$

*Ovívaná část plochy:*

$$S_o = 0,016 \text{ m}^2$$

*Neovívaná část plochy:*

$$S_n = 0,396 \text{ m}^2$$

*Tepelný výkon skříně:*

$$\begin{aligned} Q_v &= K_v \cdot S_o \cdot (70 - 20) + k \cdot [S_1(t_{M1} - t_o) + S_2(t_{M2} - t_o)] \\ &= 37,2 \cdot 0,016 \cdot (70 - 20) + 14 \cdot [0,004(70 - 20) + 0,41 \cdot (70 - 20)] \\ &= 308 \text{ W} \end{aligned} \quad (134)$$

### 3.9.2.3 Použití chladících trubek (teoretické použití)

*Součinitel přestupu tepla chladící trubky:*

$$K_t = 130 \text{ Wm}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$$

*Teplota chladící vody:*

$$t_{vo} = 20 \text{ [C]}$$

*Minimální povrch chladících trubek:*

$$S_t = \frac{(Z - Q) \cdot 1000000}{(K_t \cdot (t_{M1} - t_{vo}))} = \frac{(35 - 288,96) \cdot 1000000}{(130 \cdot (80 - 20))} = -32\,542 \text{ mm}^2 \quad (135)$$

*Zvolený vnější průměr chl.trubky:*

$$d_t = 15 \text{ mm}$$

*Minimální délka chladící trubky:*

$$l_t = \frac{S_t}{(\pi \cdot d_t)} = \frac{-32542}{(\pi \cdot 15)} = -691 \text{ mm} \quad (136)$$

### 3.9.3 Kontrola ložisek

**Šnek:**

- Voleno radiální jednořadé kuličkové ložisko SKF 61902 a dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem SKF 3201A

Tab.6.: Parametry radiálního ložiska šneku

$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$F_A$ [N]	$F_R$ [N]	$L_h$ [h]	$C$ [N]	$C_o$ [N]
1415	0	107,97	25000	4360	2240

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{0}{107,6} = 0 \leq e \rightarrow X = 1, Y = 0 \quad (137)$$

$$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 107,97 + 2 \cdot 0 = 214,018 \text{ N} \quad (138)$$

$$C_L = F \sqrt[3]{\frac{L_H n_I}{16666}} = 107,97 \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 1415}{16666}} = 1387,580 \text{ N} \leq C = 4360 \text{ N} \quad (139)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1415} \cdot \frac{4360^3}{107,97^3} = 775\,608,65 \text{ h} \quad (140)$$

- Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko lze použít.

Tab.7.: Parametry Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$F_A$ [N]	$F_r$ [N]	$L_h$ [h]	$C$ [N]	$C_o$ [N]
1415	291,5	107,97	25 000	10 100	5 600

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{291,5}{107,6} = 2,709 \leq e = 0,8 \rightarrow Y = 0,63 \quad (141)$$

$$F = X F_R + Y F_A = 107,97 + 0,63 \cdot 291,5 = 291,615 \text{ N} \quad (142)$$

$$C_L = F \sqrt[3]{\frac{L_H n_I}{16666}} = 291,615 \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 1415}{16666}} = 3\,747,700\,N \leq C = 10\,100\,N \quad (143)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1415} \cdot \frac{10100^3}{291,615^3} = 489\,358,18\,h \quad (144)$$

- Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko lze použít.

**Šnekové kolo:**

- Voleno radiální jednořadá kuličková ložiska SKF 61902

Tab. 8.: Parametry radiálního ložiska šnekového kola

$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$F_A$ [N]	$F_R$ [N]	$L_h$ [h]	$C$ [N]	$C_o$ [N]
98	50,1	650,286	25000	4360	2240

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{50,1}{650,286} = 0,077 \leq e \rightarrow F = F_R \quad (145)$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} = 650,29 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 98}{16\,666}} = 33\,432,016\,N \leq C = 4\,360\,N \quad (146)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 98} \cdot \frac{4360^3}{650,29^3} = 51\,258,85\,h \quad (147)$$

- Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko můžu použít.



### Kontrola provedená pomocí inventuru:

#### Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	650 N
Axiální zatížení ložiska	$F_a$	50 N
Otáčky	$n$	98 rpm
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$S_0$	2,0 ul

#### Ložisko

Určení		CSN 024630 SKF (SKF 61902)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	15,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	28,000 mm
Šířka ložiska	$B$	7,000 mm
Jmenovitý úhel dotyku ložiska	$\alpha$	5 deg
Základní dynamická nosnost	$C$	4360 N
Základní statická nosnost	$C_0$	2040 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	1,00 ul / 0,56 ul
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,00 ul / 0,00 ul
Mezní hodnota $F_a/F_r$	$e$	0,40 ul
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 ul
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,60 ul
Přípustné otáčky pro mazání tukem	$n_{lim1}$	24000 rpm
Přípustné otáčky pro mazání olejem	$n_{lim2}$	30000 rpm

Základní jmenovitá životnost	$L_{10}$	51259 hr
Upravená jmenovitá životnost	$L_{na}$	51259 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	3,13708 ul
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	0,07508 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	20 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	650 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	650 N
Součinitel přetáčekování	$k_n$	306,122 ul
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 ul
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 ul
Ekvivalentní otáčky	$n_e$	98 rpm
Minimální otáčky	$n_{min}$	98 rpm
Maximální otáčky	$n_{max}$	98 rpm
Pevnostní kontrola		Kladný

Obr.34.: Tabulky výsledku kontroly ložiska SKF 61902 [autor]

#### Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	108 N
Axiální zatížení ložiska	$F_a$	292 N
Otáčky	$n$	1415 rpm
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$S_0$	2,0 ul

#### Ložisko

Určení		BS 290 SKF (SKF 3201 A)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	12,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	32,000 mm
Šířka ložiska	$B$	15,900 mm
Jmenovitý úhel dotyku ložiska	$\alpha$	5 deg
Základní dynamická nosnost	$C$	10100 N
Základní statická nosnost	$C_0$	5600 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	1,00 ul / 0,62 ul
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,73 ul / 1,17 ul
Mezní hodnota $F_a/F_r$	$e$	0,86 ul
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	1,00 ul
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	1,00 ul
Přípustné otáčky pro mazání tukem	$n_{lim1}$	15000 rpm
Přípustné otáčky pro mazání olejem	$n_{lim2}$	20000 rpm

Základní jmenovitá životnost	$L_{10}$	78685 hr
Upravená jmenovitá životnost	$L_{na}$	78685 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	7,01857 ul
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	0,87057 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	56 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	399 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	408 N
Součinitel přetáčekování	$k_n$	14,134 ul
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 ul
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 ul
Ekvivalentní otáčky	$n_e$	1415 rpm
Minimální otáčky	$n_{min}$	1415 rpm
Maximální otáčky	$n_{max}$	1415 rpm
Pevnostní kontrola		Kladný

Obr.35.: Tabulky výsledku kontroly ložiska SKF 3201A [autor]

### 3.9.4 Statická kontrola hřídelí

Pro pevnostní výpočty hřídelů se používá pevnostní hypotézy HMH materiál hřídelů:

$$\text{vstupního} \quad 14\,331 \quad \sigma_d = 80 \text{ MPa}$$

$$\text{Výstupního} \quad 11\,600 \quad \sigma_d = 80 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v krutu:

$$\text{Pro vstupní hřídel} \quad \tau_{Dk} = 46 \text{ MPa}$$

$$\text{Pro výstupní hřídel} \quad \tau_{Dk} = 46 \text{ MPa}$$

Minimální bezpečnost

$$k_{smin} = (1,2-1,3)$$



**Pod šnekem (v místě největšího momentu):**

$$M_{OX} = -A_X \cdot \frac{l}{2} = -25,7 \cdot \frac{90}{2} = -1156,5 \text{ Nmm} \quad (148)$$

$$M_{OY} = +A_Y \cdot \frac{l}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = -2,73 \cdot \frac{90}{2} - 291,5 \cdot \frac{31,54}{2} = -4719,805 \text{ Nmm} \quad (149)$$

$$M_{O'} = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-1156,5)^2 + (-4719,805)^2} = 4859,429 \text{ Nmm} \quad (150)$$

$$M_{KI} = 0,81 \text{ Nm} = 810 \text{ Nmm}$$

**Výpočet statické bezpečnosti:**

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 27^3}{32} = 1932,37 \text{ mm}^3 \quad (151)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 27^3}{16} = 3864,74 \text{ mm}^3 \quad (152)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{4859,429}{1932,37} = 2,51 \text{ MPa} \quad (153)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{810}{3864,74} = 0,21 \text{ MPa} \quad (154)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{2,51^2 + (\sqrt{3} \cdot 0,21)^2} = 2,54 \text{ MPa} \quad (155)$$

**Součinitelé bezpečnosti:**

$$K_s = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{80}{2,54} = 31,49 \text{ VYHOVUJE} \quad (156)$$

**Pro hřídel pod šnekovým kolem:**

$$M_{OX} = C_X \cdot \frac{l}{2} = -140,015 \cdot \frac{40}{2} = -2800,29 \text{ Nmm} \quad (157)$$

$$M_{OY} = +C_Y \cdot \frac{l}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 171,688 \cdot \frac{40}{2} + 50,1 \cdot \frac{58,46}{2} = 4898,183 \text{ Nmm} \quad (158)$$

$$M_{O'} = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-2800,29)^2 + 4898,183^2} = 5642,14 \text{ Nmm} \quad (159)$$

$$M_{KII} = 8,31 \text{ Nm} = 8310 \text{ Nmm} \quad (160)$$

**Výpočet statické bezpečnosti:**

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} - \frac{5 \cdot 2,9 \cdot (16 - 2,9)^2}{2 \cdot 16} = 324,36 \text{ mm}^3 \quad (161)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 16^3}{16} - \frac{5 \cdot 2,9 \cdot (16 - 2,9)^2}{2 \cdot 16} = 726,481 \text{ mm}^3 \quad (162)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{5642,14}{324,36} = 17,39 \text{ MPa} \quad (163)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{8310}{726,481} = 11,438 \text{ MPa} \quad (164)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{17,39^2 + (\sqrt{3} \cdot 11,438)^2} = 26,74 \text{ MPa} \quad (165)$$

**Součinitelé bezpečnosti:**

$$K_s = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{80}{26,36} = 3,03 \text{ VYHOVUJE} \quad (166)$$

**Diskuze a odůvodnění vyšších bezpečností:**

Výsledné bezpečnosti jsou vyšší z důvodu lepšího materiálu, který se týká především hřídele šneku. Ten byl volen v souladu se šnekovým kolem (Cu Sn12 odlito do písku) Tab. 9.

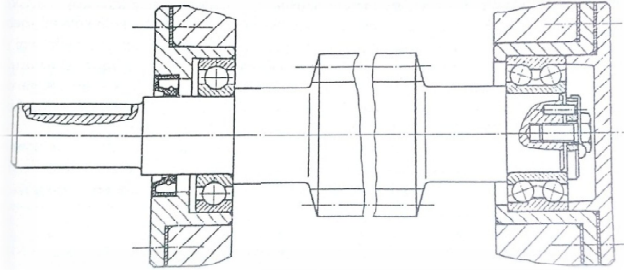
Tab.9.: Výběr materiálů

Kluzná rychlost $v_k$ [ms <sup>-1</sup> ]	ŠNEKOVÉ KOLO								ŠNEK				
	Materiál	$\sigma_{Pt}$ [MPa]	$\sigma_K$ [MPa]	HB	E [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{c(0)}$ [MPa]	Ocel	HRC				
$v_k > 10$	CINOVÉ BRONZY	Cu Sn10 P1	P	220	120	80	1,187 · 10 <sup>5</sup>	130	85	12 050	51÷56		
			K	250	150	90		180	120	14 140			
		Cu Sn12	P	240	160	85	1,039· 10 <sup>5</sup>	170	110	14 331			
			K	260	170	85		180	120	16 240			
				Cu Sn10 Nil P1	O	300	170	120	1,039· 10 <sup>5</sup>	300		130	aj.
		$v_k = 4 \div 10$	CINOVÉ BRONZY	Cu Sn8 Zn6 Pb3	P	170	100	65	1,039· 10 <sup>5</sup>	110		70	12 050
K	190				110	70	130	90		16 240			
Cu Sn5 Zn5 Pb5	P			150	80	60	1,010· 10 <sup>5</sup>	100	70	aj.			
	K			180	100	65		105	85	aj.			



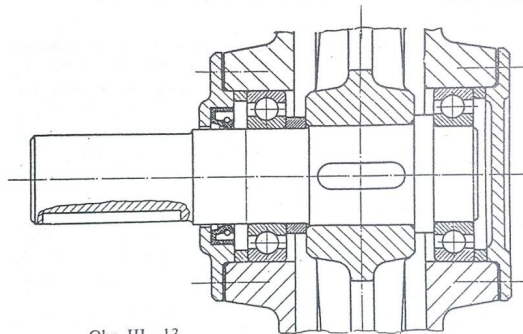
## 4. Volba uložení

a) Šnek



Obr.36.: Schéma uložení šneku

b) Šnekové kolo



Obr III - 13

Obr.37.: Schéma uložení šnekového kola

## 5. Návrh spojek

Provozní součinitel:  $k=1,6$

**Výpočtový moment:**

$$M_s = k \cdot M_{kl} = 1,6 \cdot 0,81 = 1,296 Nm \quad (167)$$

Pro spojku je udán maximální přenesený krouticí moment  $M_{\max} = 20 Nm$  a nominální  $M_{\text{nom}} = 10 Nm$ . Navrhovaná spojka VYHOVUJE.

Zvolena pružná spojka: **GE-T 19/24 AI PŘEDVRTANÁ 10/10**

Tab. 10.: Parametry spojky

Jmenovitý moment [Nm]	1,296
Max. otáčky [min <sup>-1</sup> ]	4 100
Průměry děr [mm]	10-12



Obr. 38.: Schéma pružné spojky ECCN 020 R [autor]

Předvrtané otvory budou upraveny. Spojení mezi elektromotorem a spojkou bude provedeno pomocí pera 4e7x4x16 ČSN 02 2562. Spojení spojky se vstupním hřídelem bude provedeno pomocí pera 4e7x4x12 ČSN 02 2562.

## 6. Síly v řetězovém převodu

$$d_{r1} = 116,25 \text{ mm}$$

$$d_{r2} = 85,31 \text{ mm}$$

$$z_1 = 30$$

$$z_2 = 22$$

$$a_m = 194,6 \text{ mm}$$

$$K_H = 4,3$$

$$m = 0,36 \text{ kg}$$



$$v_{r1} = \frac{\pi \cdot d_{r1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11625 \cdot 98}{60} = 0,597 \frac{m}{s} \quad (168)$$

$$v_{r2} = \frac{\pi \cdot d_{r2} \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08531 \cdot 134}{60} = 0,587 \frac{m}{s} \quad (169)$$

$$\sin \delta = \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2 \cdot a_m} = \frac{85,31 - 116,25}{2 \cdot 194,6} = -0,0795 \quad (170)$$

$$\delta = -4,56^\circ$$

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 11,23}{0,11625} = 193,2 N \quad (171)$$

$$F_{ocr} = m \cdot v_r^2 = 0,36 \cdot 0,597^2 = 0,128 N \quad (172)$$

$$F_{gr} = K_H \cdot m \cdot g \cdot a_m = 4,3 \cdot 0,36 \cdot 9,81 \cdot 0,1946 = 2,955 N \quad (173)$$

$$F_{rt} = F_{Tr} + F_{ocr} + F_{gr} = 193,2 + 0,128 + 2,955 = 196,28 \quad (174)$$

$$F_{ru} = F_{ocr} - F_{gr} = 0,128 - 2,955 = -2,83 N \quad (175)$$

$$F_{vr} = \sqrt{F_{rt}^2 + F_{ru}^2 + 2 \cdot F_{rt} F_{ru} \cdot \cos(\delta + \delta^*)} = 193,49 N \quad (176)$$

$$\sin \gamma = \frac{F_{rt} \cdot \sin \delta - F_{ru} \cdot \sin \delta}{F_{vr}} = -0,0820 \rightarrow \gamma = -4,7^\circ \quad (177)$$

$\varphi = -24^\circ$  úhel sklonu do hlavních rovin

$$F_N = F_{vrx} = F_{vr} \cdot \cos(\varphi + \gamma) = 169,72 N \quad (178)$$

$$F_t = F_{vry} = F_{vr} \cdot \sin(\varphi + \gamma) = 92,92 N \quad (179)$$

## 7. Ekonomická kalkulace (hřídel, celek)

Hřídel II (hřídel šnekového kola)

Tab. 11.: Výpočet vnitropodnikové ceny hřídele

VÝPOČET VNITROPODNIKOVÉ CENY A KRITICKÉHO BODU			Vypracoval: Podlipný Jiří			
ZADÁNÍ K SOUČÁSTI (název):	Hřídel 1		Dne:	26.4.2015		
roční plán $q_r$ (ks/r)	0	režijní přírážka střediska $p_r$ (%)	1000	Mzdová	Mzd.tarif	
cena materiálu $C_s$ (Kč/kg)	60	zisková přírážka $r_N$ (%)	100	třída	Kč/Nh	
hmotnost polotovaru $m$ (kg/ks)	0,23	cena el. energie $C_{kWh}$ (Kč/kWh)	3,2	3	48,00	
koeficient ztrát seřizováním "a"	0,08	náklady na JOS $n_{JOS}$ (Kč/JOS)	6000	4	51,38	
max. $t_{bc}/t_{AC}$	0,0000	doba použitelnosti stroje $T_{ps}$ (r)	6	5	55,54	
minimální dávka $d_{min}$ (ks/dávku)	1	dtto budovy $T_{pb}$ (r)	30	6	61,03	
cyklus odvádění $c$ (1/r)	1	měrné dopravní náklady $n_m$ (Kč/kg)	0,75	7	66,96	
výrobní dávka $d$ (ks/dávku)	1	cena podlahové plochy $C_{m2}$ (Kč/m <sup>2</sup> )	10000	8	72,80	
prům. koef. plnění norem $k_{pn}$	1,2	využitelný časový fond $F$ (h/r)	3800	9	78,81	

TECHNOLOGICKÝ POSTUP: (Pozn.: metalurgické a kontrolní operace se nenormují!)										
Číslo oper.	Tř. č. TM	Stručný popis operace	Časy v Nmin			Mzdová třída	MT Kč/Nh	Mzda Kč/kus	Poměr $t_{bc}/t_{ac}$	
			$t_{ac}$ /ks	$t_{bc}$ /dávkou	$t_N$ /ks					
1	5967	Dělení materiálu	0,08	0,08	0,2	7	66,96	0,18	1,0000	
2	4422	Soustružit z jedné strany	0,3	0,3	0,6	8	72,80	0,73	1,0000	
3	4422	Soustružit z druhé strany	0,55	0,33	0,9	8	72,80	1,07	0,6000	
4	5318	Frézovat drážku pro pero	0,1	0,1	0,2	8	72,80	0,24	1,0000	
5	5511	Brousit hřídel	1,2	1,2	2,4	9	78,81	3,15	1,0000	
6			1		1,0		0,00	0,00	0,0000	
7			1		1,0		0,00	0,00	0,0000	
8			1		1,0		0,00	0,00	0,0000	
9			1		1,0		0,00	0,00	0,0000	
10			1		1,0		0,00	0,00	0,0000	
Součty			7,23	2,01	9,2	*	*	5,37	*	
VÝPOČET CEN:										
Náklady na přímý materiál $S_{p1}$ (Kč/ks)			13,8	VNITROPODNIKOVÁ CENA C (Kč/ks)			208,3			
Náklady na přímé mzdy $M_{p1}$ (Kč/ks)			8,22							
Režie $R_1$ (Kč/ks)			82,15							
VÝROBNÍ CENA $C_v$ (Kč/ks)			104,17							

Při výpočtu hřídele bylo počítáno pouze jeho obrobení, mzdové náklady, zaplacení strojů a spotřeby elektřiny. Tato cena ale vzroste o tepelně-chemické zpracování a o vysokou marži způsobenou jednokusovou výrobou. Cena se navýší na 1.800 Kč.

Tab. 12 .: Celková kalkulace

Poř. číslo	Součásti šnekové převodovky včetně motoru	Cena materiálu včetně DPH	Cena práce [Kč]	Součtová cena [Kč]
1	Elektromotor SIEMENS 1LF7060-4AE , 0.12kW,1415ot	3 559,0 Kč	0,0 Kč	3 559,0 Kč
2	Pružná spojka GE-T 19/24 Al	320,0 Kč	0,0 Kč	320,0 Kč
3	Hřídel 1	13,8 Kč	1 800,0 Kč	1 813,8 Kč
4	Hřídel 2	8,0 Kč	1 500,0 Kč	1 508,0 Kč
5	Kolo 1	65,0 Kč	1 200,0 Kč	1 265,0 Kč
6	Plech spodní část	10,5 Kč	30 Kč	40,5 Kč
7	Plech vrchní část	10,5 Kč	30 Kč	40,5 Kč
8	Plech bočních stran	13,5 Kč	60 Kč	73,5 Kč
9	Plech trubka 1	12,2 Kč	40 Kč	52,2 Kč
10	Plech trubka 2	13,6 Kč	60 Kč	73,6 Kč
11	Plech trubka 3	9,8 Kč	30 Kč	39,8 Kč
12	Plech trubka 4	6,7 Kč	25 Kč	31,7 Kč
13	Ložisko SKF 61902 3ks	684,0 Kč	0,0 Kč	684,0 Kč
14	Ložisko SKF 3201A	650,0 Kč	0,0 Kč	650,0 Kč
15	Pero 4e7x4x12 2ks	15,0 Kč	0,0 Kč	15,0 Kč
16	Pero 5e7x5x12	17,0 Kč	0,0 Kč	17,0 Kč
17	Rozpěrné trubky	21,0 Kč	350,0 Kč	371,0 Kč
18	Gufero GP 15-24-7	13,6 Kč	0,0 Kč	13,6 Kč
19	Gufero GP 14-24-7	15,3 Kč	0,0 Kč	15,3 Kč
20	Zátka 2 1915.21M 20 x 10:3 2Ks	30,0 Kč	0,0 Kč	30,0 Kč
21	Šroub ISO 4762 M5x12 24Ks	30,7 Kč	0,0 Kč	30,7 Kč
22	Podložka pod šroub M5 ČSN 02 1740	13,0 Kč	0,0 Kč	13,0 Kč
23	Šroubová zátka - CSN 02 1915.11 M8 x 1 x 8	2,8 Kč	0,0 Kč	2,8 Kč
24	Víčka do skříně	32 Kč	90 Kč	122,0 Kč
25	Svářecí materiál	357,0 Kč	150,0 Kč	507,0 Kč
26	Olej CASTROL	98,1 Kč	0,0 Kč	98,1 Kč
			<b>Součet</b>	<b>11.387,1 Kč</b>

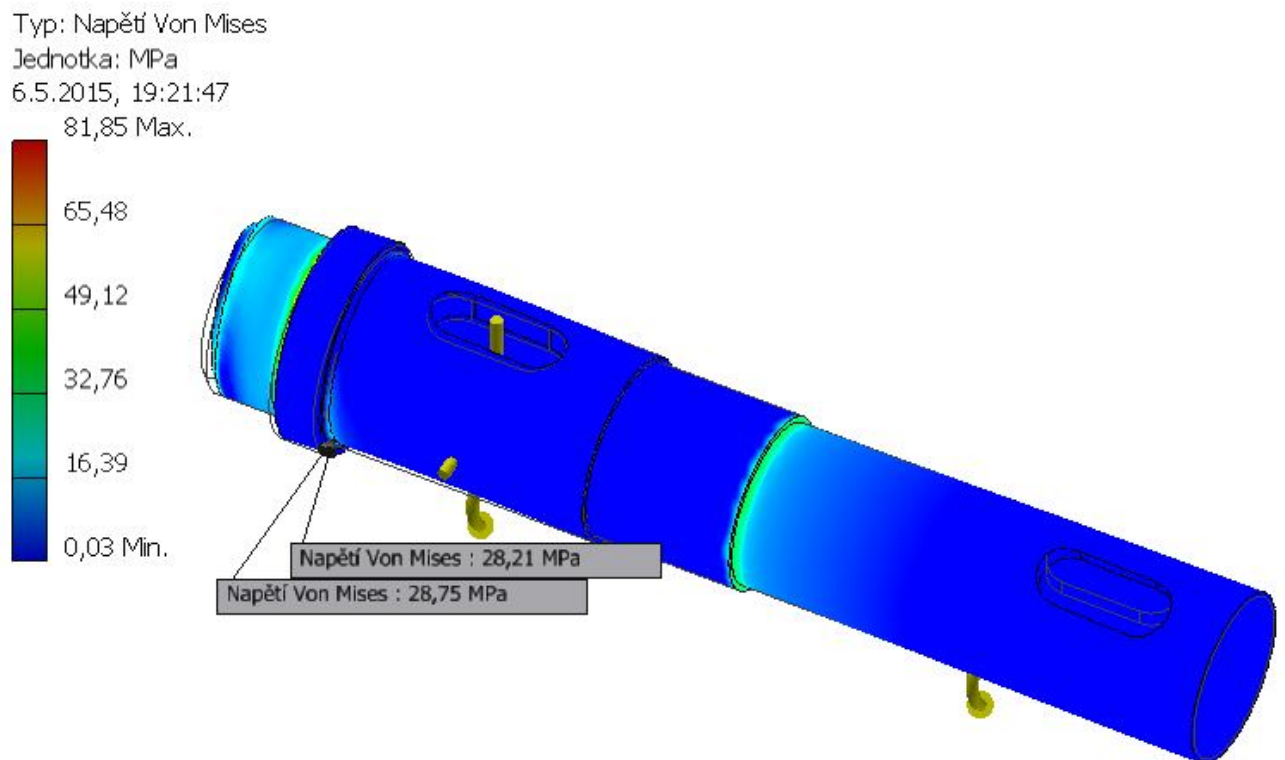
Výrobní cena šnekové převodovky včetně motoru činí 11.400 Kč. Jelikož převodovka představuje jednodusovou výrobu cena patřičně vzroste o 50% z kalkulovaného výsledku převodovky, tedy na cenu 11.762 Kč. Započteme-li motor, konečná cena bude **15.320 Kč**.

## 8. MKP výpočet výstupního hřídele

### *Komentář k řešení MKP-Metody konečných prvků:*

Hlavním důvodem zahrnutí MKP byl nejen zájem o vyzkoušení funkčnosti metody, ale i seznámení s možnostmi využití tohoto programu a v neposlední řadě zadaní vypočtených hodnot, ze kterých si ověříme, zda kontrolovaná součást při daném zatížení vydrží. Již při výpočtu a provedení kontrol bylo zřejmé, že daný díl je naddimenzován. Důvody tohoto dimenzování, již byly opodstatněny.

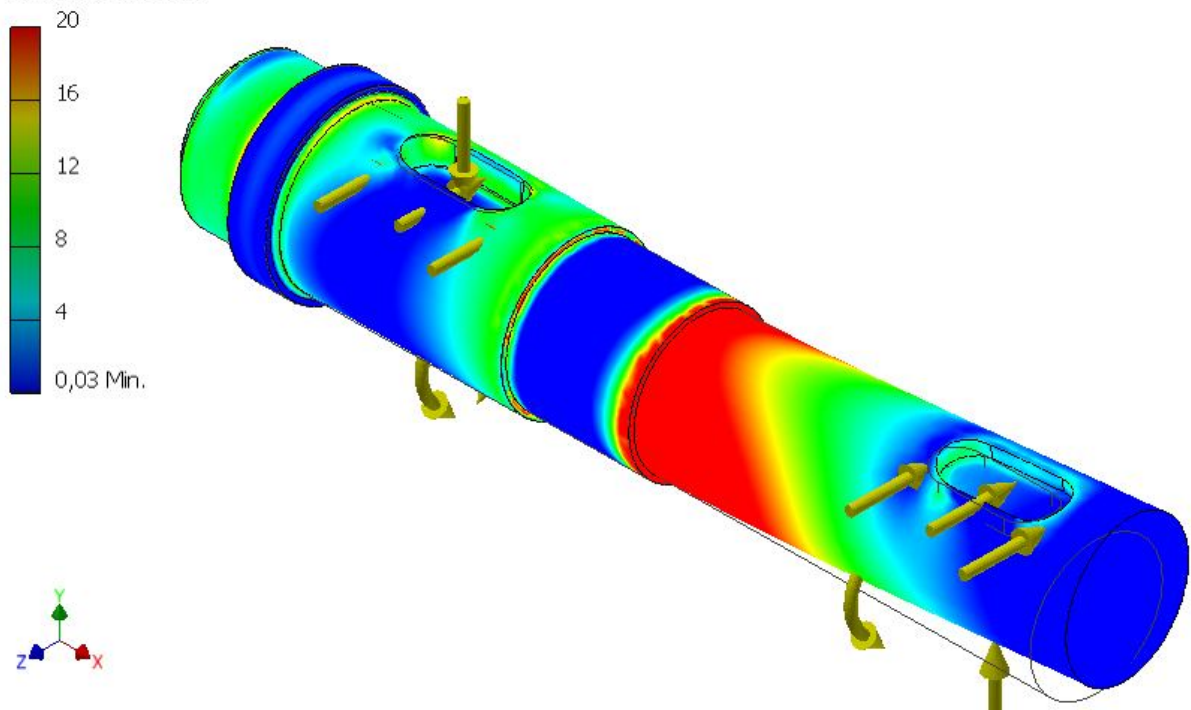
Výsledky nemusí odpovídat skutečnosti. Z důvodů použití programu inventor 2013, který není v praxi používán jako stěžejní (běžně používaný) program k této metodě a je využíván spíše k rychlému nastínění, jak daná součást reaguje na zadané zatížení.



*Obr. 39.: Napětí Von Mises [autor]*

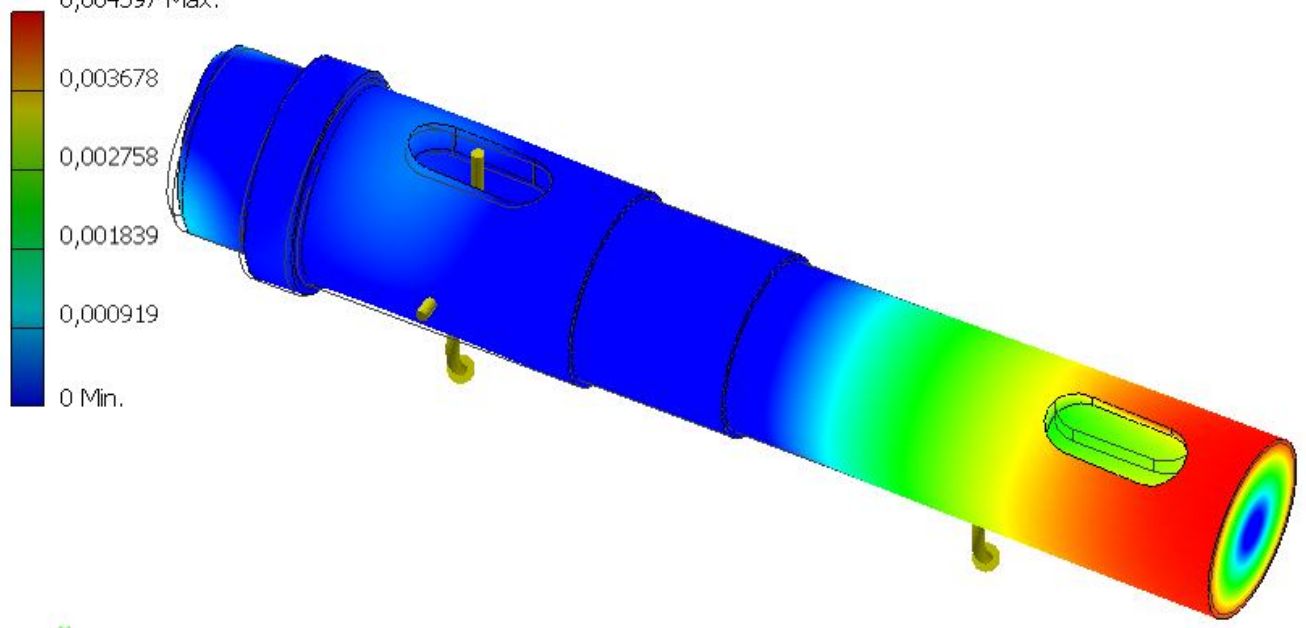


Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
9.5.2015, 16:14:42



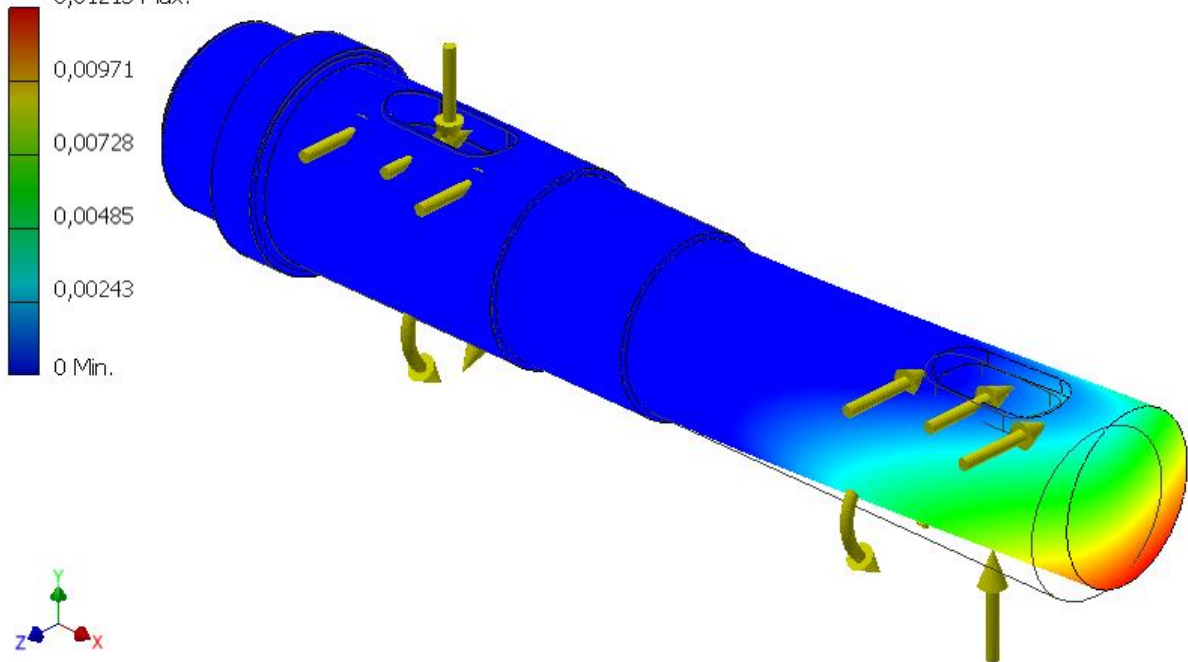
*Obr. 40.: Napětí Von Mises 2 [autor]*

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
6.5.2015, 19:24:52  
0,004597 Max.



*Obr. 41.: Maximální posunutí [autor]*

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
9.5.2015, 16:44:05  
0,01213 Max.



Obr. 42.: Maximální posunutí 2 [autor]

## 9. Závěrečné zhodnocení

V bakalářské práci byla zpracována rešerše v oblasti dešťových simulátorů a pohonů kyvných trysek. Z výpočtů, experimentů a požadavků vyšel nejvhodnější jednofázový asynchronní elektromotor s rozběhem do zátěže.

Byla navržena šneková převodovka, která splňuje zadané a požadované provozní a pevnostní parametry, včetně kontroly výstupního hřídele metodou MKP, statické kontroly hřídelů, kontroly ozubení, únavové pevnosti a životnosti ložisek. Kontrolní výpočty simulace byly provedeny v programech MS Excel, Inventor a Mitcalc. Modely a výkresy sestavy převodovky a pohonu byly vytvořeny v programu Inventor 2013.

Oproti původnímu řešení bylo cílem této bakalářské práce vytvořit efektivnější šnekovou převodovku, než která je dosud v provozu. Nově navržená převodovka je méně náchylná k poruchám a je zapotřebí menší údržba. Jako další zlepšení byl použit ochranný kryt řetězu řetězového převodu, čímž bylo, zabránění usazování prachu a byla zvýšena ochrana obsluhy. Z důvodu jednokusové výroby a použití lepších materiálu bude pořizovací cena vyšší oproti stávající sestavě převodovky a motoru ale nové řešení přinese značné výhody a delší životnost.

## Seznam použité literatury

- [1] Ispray.com: nozzle. SPRAYING SYSTEMS CO. [online]. 2009. vyd. 12.3.2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: [http://www.ispray.com/htm/nozzle\\_selection\\_guide.htm](http://www.ispray.com/htm/nozzle_selection_guide.htm)
- [2] Sofia.usgs: sfrsf. EVERGLADES AGRICULTURAL HYDROLOGY RESEARCH UNIT (EAHRU) MIAMI, Florida. [online]. 1999. vyd. 14.3.2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://sofia.usgs.gov/sfrsf/rooms/sustain/restore/>
- [3] LOCH, Rob. Rainfall simulation. [online]. s. 2 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.landloch.com.au/pdf/RainfallSimulation.pdf>
- [4] TONAR, P., *Návrh úprav a optimalizace konstrukce dešťového simulátoru (DS)*. Praha, 2014. Bakalářská. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
- [5] KOČMAN, S. *Asynchronní stroje* [online]. Katedra obecné elektrotechniky FEI VŠB-TU Ostrava, 2002 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://p.kobrle.sweb.cz/stroje/as-skriptum.pdf>. VŠB-TU Ostrava.
- [6] Trojfázové asynchronní elektromotory nakrátko 1LA7. In: [online]. [cit. 2015-03-14]. DOI:Katalog K02-0811 CZ. Dostupné z: <http://www.elektromotory.gral.cz/kcfinder/upload/files/1LA7.pdf>
- [7] Řízení otáček změnou počtu pólů. In: [online]. Fei VSB [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: [http://fei1.vsb.cz/kat410/studium/studijni\\_materialy/pves/Dahlander.pdf](http://fei1.vsb.cz/kat410/studium/studijni_materialy/pves/Dahlander.pdf)
- [8] NOVÁK, I. Synchronní elektromotor třífázový. In: [online]. Ostravská univerzita v Ostravě [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.emotor.cz/synchronni-elektromotor-trifazovy.htm>
- [9] BÉM, P. *Dešťový simulátor*. Praha, 2014. Oborový projekt. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

- [10] Tequipment: Torque Gauge. EQUIPMENT.NET. [online]. 2015 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.tequipment.net/Mark10TorqueSeriesMG.html>
- [11] KUGL, O.; HOUKAL, J.; TOMEK, P.; ZÝMA J. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.
- [12] PROCHÁZKA, J., *Teplotní analýzy násuvné převodovky s využitím CAx metod*. 1. vyd. Brno: VUT, 2004. 32 s. ISBN 80-214-2688-8.
- [13] T.E.A.technik: hřídelové spojky. T.E.A.TECHNIK S.R.O. [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/>
- [14] SCHWARZOVÁ, P. *Vodní eroze jako činitel dynamiky krajiny*. Praha: ČVUT, 2001
- [15] O Dimensor: Dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Dimensor [online]. 2015. vyd. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: [http://www.dimensor.cz/produkty/prumyslova-loziska/loziska-kulickova/s-kosouhlym-stykem-dvourada/3201-atn9-000-011382.html?utm\\_source=GoogleNakupy&utm\\_medium=Aktivita-zakaznika&utm\\_campaign=google-nakupy](http://www.dimensor.cz/produkty/prumyslova-loziska/loziska-kulickova/s-kosouhlym-stykem-dvourada/3201-atn9-000-011382.html?utm_source=GoogleNakupy&utm_medium=Aktivita-zakaznika&utm_campaign=google-nakupy)
- [16] O elektromotory: Jednofázové elektromotory do zátěže 1LF7. MORAVEC, Vlastimil. Elektromotory [online]. 2011. vyd. Hoštejn 20 789 01 Hoštejn, 2011 [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1lf7-ae-1500-otacek/1lf7-060-4ae10.html>.
- [17] WASSERBAUER, R. *Návrh pohonu kyvných trysek dešťového simulátoru I. (DS)*. Praha, 2015. Bakalářská. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

## Seznam obrázků

- Obr. 1.: Ruční kropení půdy [1]  
Obr. 2.: VeeJet 80-100 [2]  
Obr. 3.: Mobilní dešťový simulátor [3]  
Obr. 4.: Dešťový simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]  
Obr. 5.: Pohon dešťového simulátor na Fakultě stavební ČVUT v Praze [autor]  
Obr. 6.: Chod synchronního elektromotoru třífázového [6]  
Obr. 7.: Momentové charakteristiky třífázového AM pro dvoupólové a čtyřpólové zapojení [7]  
Obr. 8.: Zapojení hlavního a pomocného vinutí s kondenzátorem C [8]  
Obr. 9.: Momentové charakteristiky jednofázových AM (M bez pomocné fáze, MR – s odporovou pomocnou fází, MC- s rozběhovým kondenzátorem) [8]  
Obr. 10.: Schéma pohonného mechanismu kyvných trysek [4]  
Obr. 11.: Schéma čtyřkloubového mechanismu [9]  
Obr. 12.: Schéma kluzného ložiska [autor]  
Obr. 13.: Průběh úhlové rychlosti trysky [9]  
Obr. 14.: Schéma použitého přístroje MARK-10 série MG [10]  
Obr. 15.: Gaussovo normální rozdělení pravděpodobností [11]  
Obr. 16.: Základní geometrické prvky  
Obr. 17.: Diagram určení počtu zubů (chodů) šneku  
Obr. 18.: Silové poměry na šneku [autor]  
Obr. 19-20.: Zatížení do roviny XZ hřídele [autor]  
Obr. 21-22.: Zatížení do roviny YZ hřídele a průběh momentů [autor]  
Obr. 23-24.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2 směr [autor]  
Obr. 25-26.: Zatížení do roviny YZ hřídele a průběh momentů 2směr [autor]  
Obr. 27-28.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2 [autor]  
Obr. 29.: Zatížení do roviny YZ hřídele 2 [autor]  
Obr. 30-31.: Zatížení do roviny XZ hřídele 2 (2 směr)  
Obr. 32.: Zatížení do roviny YZ hřídele 2 (2 směr) [autor]  
Obr. 33.: Schéma zatížení pera [autor]  
Obr. 34.: Tabulky výsledku kontroly ložiska SKF 61902 [autor]  
Obr. 35.: Tabulky výsledku kontroly ložiska SKF 3201A [autor]

Obr. 36.: Schéma uložení šneku [autor]

Obr. 37.: Schéma uložení šnekového kola [autor]

Obr. 38.: Schéma pružné spojky ECCN 020 R [autor]

Obr. 39.: Napětí Von Mises [autor]

Obr. 40.: Napětí Von Mises 2 [autor]

Obr. 41.: Maximální posunutí [autor]

Obr. 42.: Napětí Von Mises 2 [autor]

## Seznam tabulek

Tab. 1.: Rozměry

Tab. 2.: Naměřené hodnoty

Tab. 3.: Hodnoty materiálu

Tab. 4.: Volené hodnoty

Tab. 5.: Zadané hodnoty

Tab. 6.: Parametry radiálního ložiska šneku

Tab. 7.: Parametry Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

Tab. 8.: Parametry radiálního ložiska šnekového kola

Tab. 9.: Výběr materiálů

Tab. 10.: Parametry spojky

Tab. 11.: Výpočet vnitropodnikové ceny hřídele

Tab. 12.: Celková kalkulace

## Seznam příloh

Příloha č. 1 - Výkres sestavy převodovky včetně 3D modelu

Příloha č. 2 - Kusovník převodovky

Příloha č. 3 - Výkres sestavy pohonu kyvného mechanismu včetně 3D modelu

Příloha č. 4 - Kusovník sestavy pohonu kyvného mechanismu

Příloha č. 5 - Výsledky Excel

Příloha č. 6 - Rozbory zatížení hřídelů pomocí inventoru 2013 a mitcalcu

Příloha č. 7 - Šneková převodovka 3D pohled

Příloha č. 8 - Celkový pohon 3D pohled