

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ŠNEKOVÉHO PŘEVODU POHONU VÝTAHU

PROJECT OF WORM GEAR FOR LIFT MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN OTISK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JIŘÍ MALÁŠEK, PH.D.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2007/08



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Otisk Jan

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh šnekového převodu pohonu výtahu

v anglickém jazyce:

Project of worm gear for lift mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte šnekový převod do stávající převodové skříně pohonné jednotky řady S3 pro pohon výtahu BOV 320/0,63.

Nosnost výtahu	320kg
Hmotnost kabiny	320kg
Max hmotnost lan	75kg
Průměr bubnu	450mm
Rychlost zdvihu	0,63m.s-1

Cíle diplomové práce:

Navrhněte šnekový převod do stávající převodové skříně pohonné jednotky řady S3 pro pohon výtahu BOV 320/0,63.

Seznam odborné literatury:

Boháček, F. a kol.: Části a mechanismy strojů - převody.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 20.11.2007



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem šnekového převodu pohonu výtahu do stávající převodové skříně pohonné jednotky řady S3 pro pohon výtahu BOV 320/0,63. V této práci je obsažen rozměrový a kontrolní výpočet šnekového převodu. Výkresová dokumentace šneku a šnekového kola včetně jeho uložení je přílohou této práce.

Klíčová slova

Šnekový převod, ozubení, geometrie, pitting, hřídel, kroutící moment, otáčky, účinnost, výkon

Abstract

This graduation thesis dwells on a worm gear design for an elevator mechanism in an already existing wheel case with actuator unit S3 for elevator type BOV 320/0,63. The work includes dimensional and control calculation for the worm gear and as an attachment you will find spiral worm and worm gear drawing documentation, including its specific location.

Keywords

Worm and wheel, geometrick dimension, pitting, worm shaft, gearing, torsion moment, speed, efficiency, power



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

OTISK, J. Návrh šnekového převodu pohonu výtahu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením
Ing. Jiřího Maláška, Ph.D.

Další informace mi poskytli Jiří Bartůšek.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

.....
Jméno Příjmení

Datum



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. a také konzultantovi ve firmě panu Jiřímu Bartuškoví. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

Obsah	1
1. Úvod návrhu šnekového převodu pohonu výtahu	3
1. 1 Rozbor zadání	4
2. Šneková soukolí	6
2. 1 Vlastnosti šnekových soukolí	7
2. 2 Soukolí šneková s válcovým šnekem	7
2. 2. 1 Geometrické charakteristiky šneku	8
2. 2. 2 Druhy ozubení	9
2. 2. 3 Základní rozměry šneku	11
2. 2. 4 Základní rozměry šnekového kola	13
2. 2. 5 Rychlostní poměry a převodový poměr	14
2. 2. 6 Záběrové poměry	15
2. 3 Silové poměry vnější (nominální stav)	16
2. 4 Silové poměry vnitřní	18
2. 5 Energetické poměry a účinnost šnekového soukolí	19
2. 6 Materiál šnekového soukolí	21
2. 7 Typy namáhání ozubení	22
2. 7. 1 Dimenzování šnekového soukolí	22
2. 7. 1. 1 Výpočet na kontaktní napětí	23
2. 7. 1. 2 Pevnostní výpočet na ohyb	24
2. 7. 1. 3 Kontrola bezpečnosti proti ohřátí	25
3. Převodové mechanismy (převodovky)	25
3. 1 Uložení ozubeného soukolí	26
4. Výpočet šnekového převodu	27
4. 1 Geometrie šnekového soukolí	27
4. 1. 1 Výpočet geometrických prvků šneku	28
4. 1. 2 Výpočet geometrických prvků šnekového kola	30
4. 1. 3 Společné geometrické vlastnosti	32
4. 1. 4 Proporční zobrazení šnekového soukolí	33
4. 2 Výběr druhu a jakosti materiálu	34
4. 3 Vnější síly na ozubených kolech od kroutícího momentu	35
4. 4 Vyšetření reakcí v ložiskách	39

4. 5	Kontrola ložisek.....	43
4. 6	Návrh nejmenšího průměru hřídelí.....	46
4. 7	Návrhový výpočet modulu.....	46
4. 8	Kontrola pera na otlačení.....	47
4. 9	Pevnostní výpočet šnekového soukolí.....	49
4. 9. 1	Kontrola únavového dolíčkovitého opotřebení (pitting).....	49
4. 9. 2	Kontrola bezpečnosti proti únavovému lomu.....	51
4. 9. 3	Zhodnocení bezpečnosti šnekového soukolí.....	53
4. 10	Kontrolní výpočet bezpečnosti proti přehřátí.....	53
4. 11	Kontrolní výpočet průhybu hřídele šneku.....	54
4. 12	Výsledné vnitřní účinky - VVU.....	55
4. 13	Kontrola bezpečnosti hřídelí.....	56
4. 13. 1	Hřídel šneku.....	57
4. 13. 2	Hřídel šnekového kola.....	62
5.	Výpočet Autodesk Inventor 10.....	65
6.	Závěr.....	69
7.	Seznam použitých zdrojů.....	70
8.	Přehled použitých značek a symbolů.....	71
	Přílohy.....	74
	Model šnekového převodu Autodesk Inventor 11.....	74
	Výsledné vnitřní účinky - VVU.....	75
	Rozměry motoru.....	78
	Výkresová dokumentace	

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

1. Úvod návrhu šnekového převodu pohonu výtahu

Zadání: Navrhnete šnekový převod do stávající výtahové skříně stroje řady S3 pro pohon výtahu BOV 320/0,63.

Cíl práce:

Kontrolní výpočet šnekového převodu pro příkon 5,5 kW
pro příkon 4,5 kW

Výrobní výkresy šneku včetně jeho uložení

Výrobní výkresy šnekového kola včetně jeho uložení

Technická data:

Nosnost výtahu	320 kg
Hmotnost kabiny	320 kg
Max. hmotnost lan	75 kg
Průměr bubnu	Ø 450 mm
El. motor	Siemens typ 1 LA 7 133-6AA 4,5 kW In 9,4 A 1 LA 7 134-6AA 5,5 kW In 12,8 A

Diplomová práce mi byla zadána firmou Výtahy Velké Meziříčí s.r.o., která se zabývá:

- výrobou a modernizací výtahů
- výrobou vrat a bran
- výrobou mostových jeřábů



Vrchlovská 216
Velké Meziříčí
594 29

1. 1 Rozbor zadání

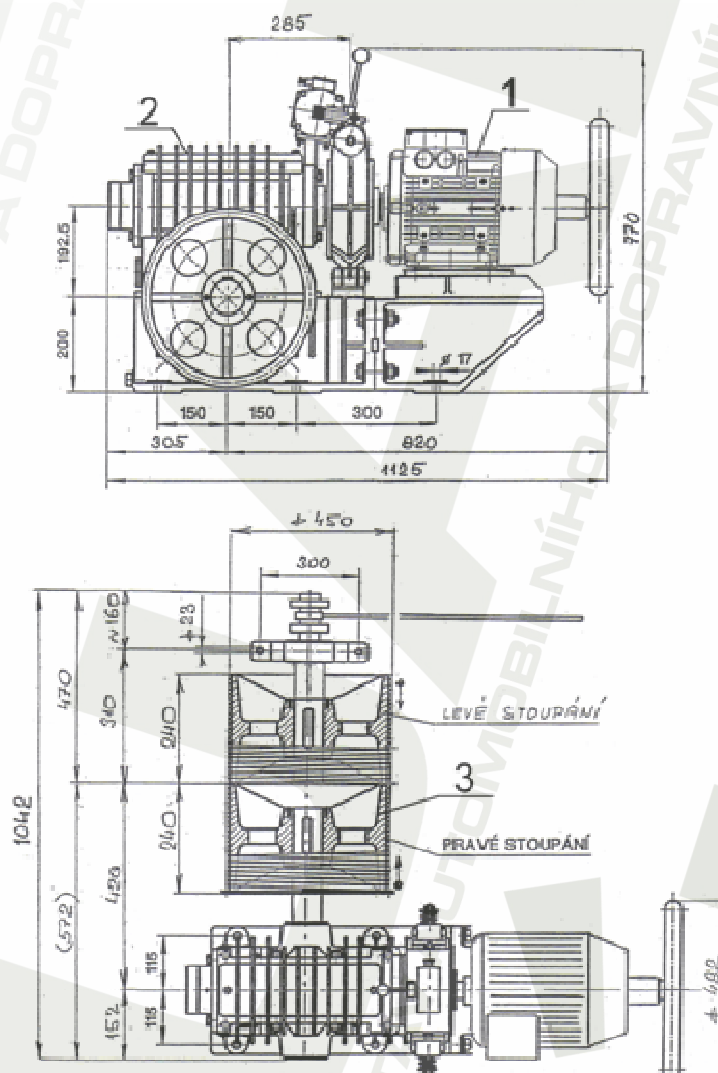
Cílem je přepracovat pohon výtahu řady S3 (s nosností 240 kg) na pohon s vyšší nosností řady výtahů S4 (s nosností 320 kg), přičemž musím zachovat stávající rozměry převodové skříně typu S3.

Výtahy Velké Meziříčí s.r.o. řadí jednotlivé typy výtahů podle jejich nosnosti od řady S1 až S6.

Zkratka BOV 320/0,63, která byla použita výše, zahrnuje následující vlastnosti pohonu: bubnový výtah s nosností 320 kg a rychlosti do $0,63 \text{ m.s}^{-1}$.

Rozměry a základní části pohonu si můžete prohlédnout na obr. 1. Návrh šnekového převodu pohonu výtahu je prováděn pro provedení pravé obr. 2.

- Základní části obr. 1:
- 1 – Motor
 - 2 – Převodová skříň
 - 3 – Buben



Obr. 1 Náčrty a rozměry pohonu

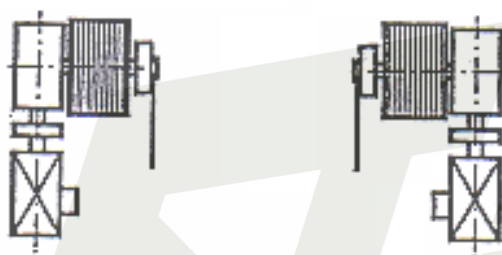
Pro výpočet a návrh pohonu použiji motor Siemens typu 1 LA 7 134-6AA 5,5 kW In 12,8 A. Druhý motor má menší výkon, tedy nebude zatěžovat převod takovými silami, jak je u výkonově silnějšího motoru.

Základní parametry motoru: Šesti pólový motor
Otáčky1000 ot./min
Výkon..... 5,5 kW

Převodová skříň je konstruována pro šnekový převod, kde je šnek umístěn v horní části šnekového soukolí obr. 3, hřídel šnekového kola tedy vystupuje ve spodní části skříně, kde je na ni umístěn buben výtahu o průměru 450 mm, konec hřídele je zajištěn ložiskem.

Při výpočtu šnekového soukolí jsem využil výpočtového programu Autodesk Inventor 10 a 11. Výsledky výpočtu uvádím v závěru diplomové práce str. 65, model šneku a šnekového kola je umístěn v příloze str. 33 a 75. Program mi zároveň posloužil jako pomůcka, že jsou mé výpočty správné a bez nežádoucích údajů.

Provedení pravé Provedení levé



Obr. 2 Typ provedení pohonu



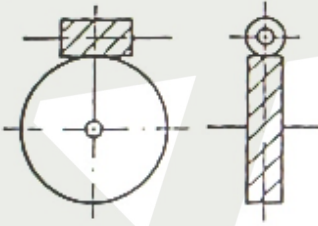
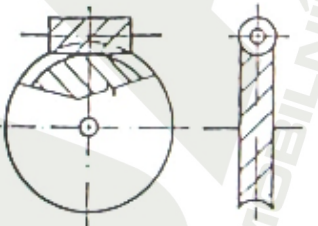
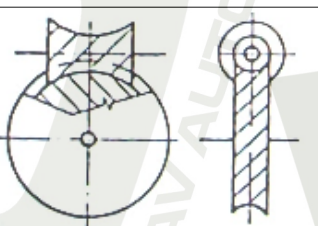
Obr. 3 Umístění šneku v horní části

2. Šneková soukolí

Šnekové soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší příčky. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji $\Sigma = 90^\circ$. V přiblížení je možno šnekové soukolí považovat za zvláštní případ šroubového soukolí válcového, u něhož počet zubů jednoho kola (zpravidla hnacího) klesl na minimum, tj. $z_1 = 1, 2, 3$ atd. Šířka tohoto kola překračuje několikanásobně roztečný průměr, takže ozubený člen připomíná jednochodý nebo vícechodý šroub; je označován jako šnek a spolu zabírající člen jako šnekové kolo. Podle tvaru těles se šneková soukolí dělí na :

- Soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců (tab. 1a)
- Soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo globoidní (tab. 1b)
- Soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů (tab. 1c)

Tab. 1 Základní rozdělení šnekových soukolí

Název	Zobrazení	Použití
Válcové soukolí (válcový šnek a válcové šnekové kolo)	 a)	U podřadných zařízení (pro malé výkony, ruční pohon)
Smíšené soukolí (válcový šnek a globoidní šnekové kolo)	 b)	Nejčastěji používané (dražší výroba)
Globoidní soukolí (globoidní šnek a globoidní šnekové kolo)	 c)	Pro výkony až 200 kW, převodové číslo až 100

2. 1 Vlastnosti šnekových soukolí

Výhody šnekových soukolí:

- Jedním soukolím je možno realizovat velká převodová čísla. Pro silové převody jsou běžná převodová čísla $u = 10 \div 1000$.
- Soukolí mohou přenášet velké výkony $P = 50 \div 60 \text{ kW}$.
- Větší počet zubů v záběru. Tichý chod při libovolných otáčkách (nejtišší převod).
- Možnost dosažení samosvornosti.
- Malé rozměry, nízká hmotnost, kompaktní konstrukce.

Nevýhody šnekových soukolí:

- Velký skluz v ozubení vedoucí k vyšším ztrátám třením.
- Nižší účinnost, $\eta = 45 \div 90\%$. Účinnost klesá s rostoucím převodovým číslem.
- Nutnost intenzivního chlazení.
- Náročnější a dražší výroba ozubení.
- Nižší životnost vinou opotřebení.

2. 2 Soukolí šneková s válcovým šnekem

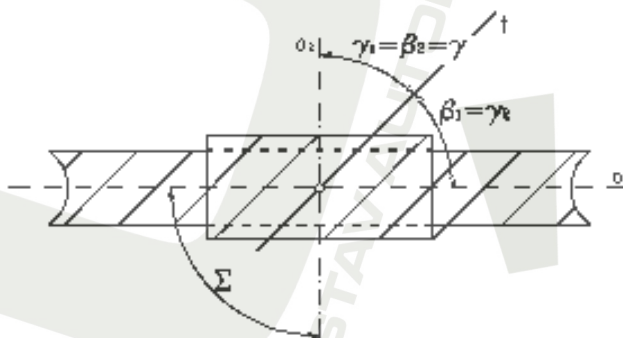
Jde o nejčastější typ šnekových převodů silových. Dotyk v ozubení je teoreticky křivkový. Dosahuje se ho tím, že se ozubení šnekového kola vyrábí odvalovacím způsobem šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku (fréza má kromě břitů hlavovou nastavbu pro vytvoření radiální vůle). Ozubení šnekového soukolí je determinováno ozubením šneku, které je geometricky určeno především boční plochou jeho zubů.

U šnekového soukolí s úhlem $\Sigma = 90^\circ$ se zavádí jediný úhel, který odpovídá:

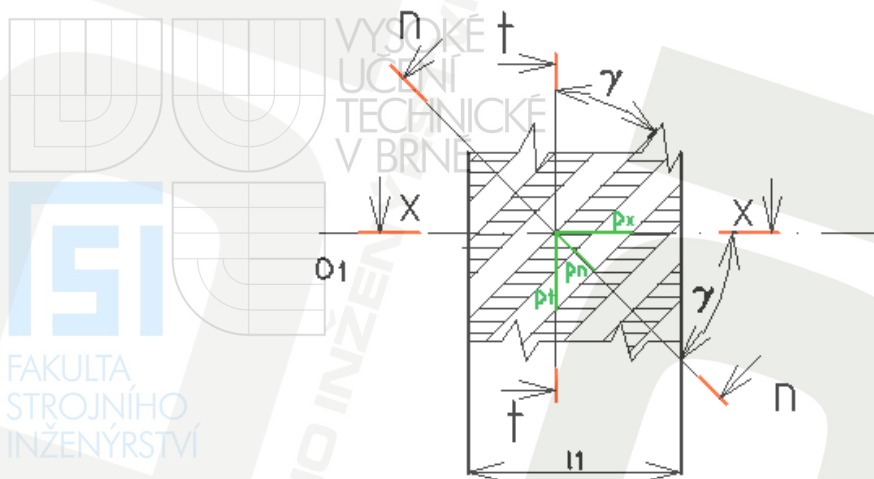
- u šneka, úhlu stoupání, tj. $\gamma = \gamma_1$
- u šnekového kola, úhlu sklonu, tj. $\gamma = \beta_2$

Toto zjednodušení vyplývá z doplňkovosti úhlů sklonu stoupání, tj.

$\gamma_1 + \beta_1 = \gamma_2 + \beta_2$, a z platnosti vztahu $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ (obr. 4). Jak je patrné úhly se symboly γ , představují úhly zubů na šneku. Úhly β označují úhly zubu na šnekovém kole.



Obr. 4 Úhel stoupání a úhel sklonu zubu



Obr. 5 Roviny řezu

2. 2. 1 Geometrické charakteristiky šneku

Geometricky je šnek určen počtem zubů (chodů) šneku z_1 , průměrem roztečného válce d_1 , délkou roztečného válce l_1 , druhem ozubení, parametry základního profilu: m , α , h_a^* , c^* , r_f^* ; běžné hodnoty: $\alpha = 20^\circ$ (též 15°), $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$ (též 0,2 a 0,3), $r_f^* = 0,38$, modul m (podle normalizované řady). Ozubení šneku se dělá zásadně bez posunutí (bez korekce), tj. $x = 0$. Plášť roztečného válce protíná boční plochy zubů ve šroubovicích o úhel stoupání γ . Podle směru stoupání šroubovice jsou šneky pravé a levé. Na šneku je třeba sledovat roviny řezu (obr. 5):

- osový (index x)
- normální (index n), který může být veden kolmo na
 - a) střední šroubovici zubu
 - b) střední šroubovici mezery
- čelní (index t)

Střední šroubovici zubu, popř. mezery, se rozumí šroubovice na roztečném válci o úhlu stoupání γ , která půlí tloušťku zubu, popř. šířku mezery (obr. 7).

Tyto tři řezy vedou ke třem roztečím p_x , p_n , p_t , ke třem modulům m_x , m_n , m_t , a třem úhlům profilu α_x , α_n , α_t . Vztahy lze tedy vyjádřit následovně:

– **Rozteče p_x , p_n , p_t**

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma; \quad p_t = \frac{p_x}{\tan \gamma} = \frac{p_n}{\sin \gamma} \quad (2/2-1)$$

– **Moduly m_x , m_n , m_t**

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma; \quad m_t = \frac{m_x}{\tan \gamma} = \frac{m_n}{\sin \gamma} \quad (2/2-2)$$

– Úhly profilu $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma; \quad \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma} \quad (2/2-3)$$

Pro obvod ozubeného kola platí obecný vztah:

$$\pi \cdot d = p \cdot z$$

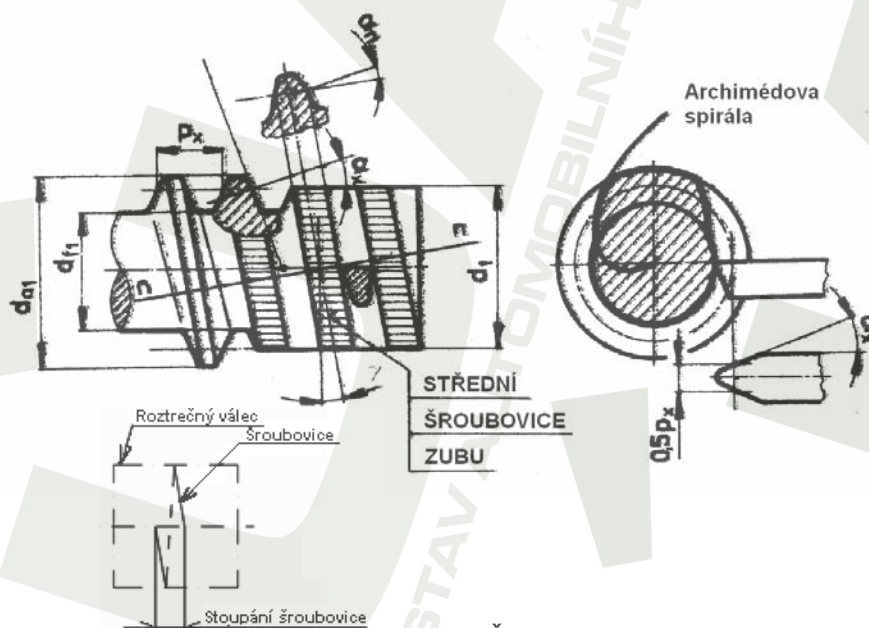
$$d = \frac{p \cdot z}{\pi} = m \cdot z \quad (2/2-4)$$

Normalizovaný řez se obvykle uvádí bez indexů, tj. p, m, α .

2.2.2 Druhy ozubení

a) Šnek s ozubením spirálním (Archimédovým)

Jedná se o ozubení spirální (Archimédova spirála), má přímkový (lichoběžníkový) profil zubu v osovému řezu (obr. 6), v osovému řezu je tedy tento typ ozubení převážně normalizován, tj. $m_x = m, \alpha_x = \alpha$. V normálním řezu jsou boky zubů mírně vypouklé. Čelní řez vede k Archimédově spirále. Ozubení se vyrábí na soustruhu nebo na závitorezných strojích (šnek připomíná pohybový šroub se závitem lichoběžníkového profilu). Nůž s tvarem základního profilu se přikládá k obrobku v osové rovině. Při větších úhlech γ vznikají u tvarového nože na bočních břitech odlišné úhly řezu, což vede k nestejnému namáhání a otupování ostří. Boční plochy šneku lze brousit jen za použití speciálního tvarového brousícího kotouče. Spirální ozubení se proto používá u šneků s malým úhlem stoupání ($\gamma = 10^\circ$), a to v případech, kdy se boky zubů tepelně neupravují a nevyžadují přebroušení.



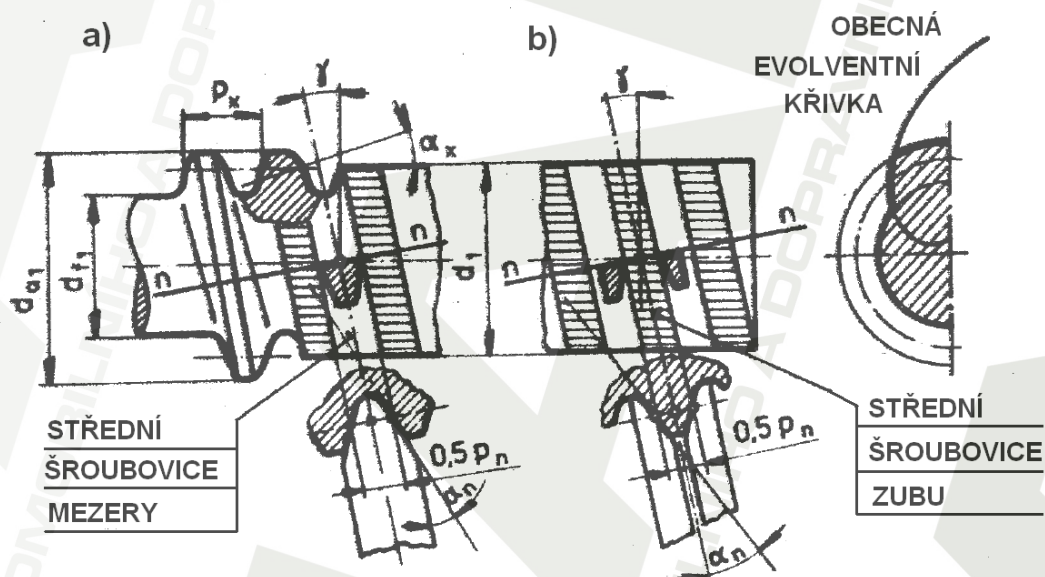
Obr. 6 Šnek s ozubením spirálním

b) Šnek s obecným ozubením

Má přímkový (lichoběžníkový) profil zubu v normálním řezu, a to:

- a) na střední šroubovici mezery (obr. 7a), nebo
- b) na středí šroubovici zubu (obr. 7b).

Normalizovány jsou prvky v rovině normální, tj. $m_n = m$, $\alpha_n = \alpha$. V osovému řezu jsou boky zubů mírně vypuklé, osový řez vede k obecné evolventní křivce (k prodloužené nebo zkrácené evolventě). Ozubení se soustruží v případě a) jedním, v případě b) dvěma tvarovými noži v normální rovině. Úhly řezu jsou tu stejné i při velkých γ . Tepelně zpracované boky lze brousit kotoučem s přímkovými povrchy na závitových bruskách. Toto broušení vede k nepřímkovým bočním plochám, které jsou však velmi blízké plochám teoretickým. Jestliže se tomuto broušení podrobí i šroubová fréza, kterou se vyrábí ozubení šnekového kola, vytvářejí šnek i šnekové kolo teoreticky správnou sdruženou dvojici. Obecné ozubení je vhodné i pro šneky s větším úhlem stoupání γ a pro šneky s tepelně upravenými boky zubů, které vyžadují přebroušení. V praxi je častější případ a).

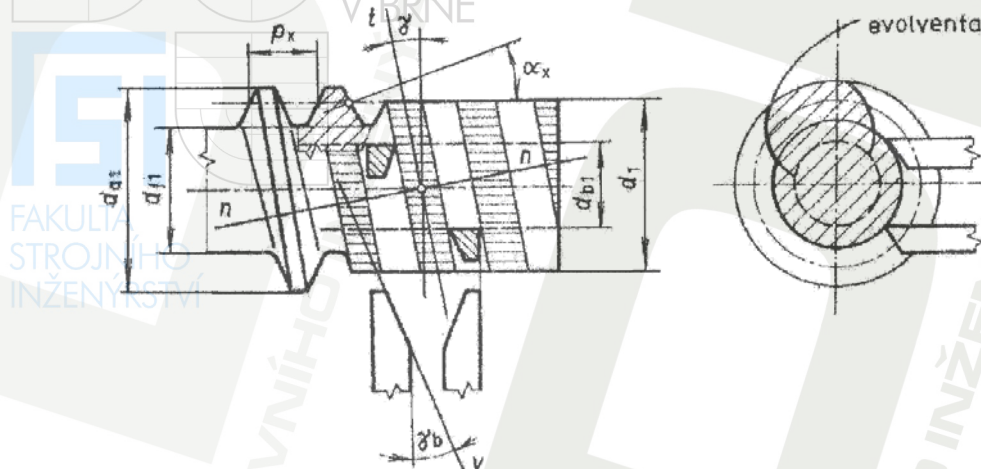


Obr. 7 Šnek s obecným ozubením

c) Šnek s ozubením evolventním

Šnek s ozubením evolventním má přímkový (lichoběžníkový) profil zubu v rovinných řezech tečných k základnímu válci (obr. 8). V osovému i normálním řezu jsou boky zubu vypouklé, osový řez vede k evolventě. Normalizovány jsou prvky v rovině tečné, tj. $m = m_n$, $\alpha = \alpha_n$. Ozubení se soustruží dvěma noži přiloženými k obrobku podle obr. 8, kde je jednoduchý šnek. Ostří nožů leží ve směru tečny ke šroubovici na základním válci. Evolventní ozubení se používá u šneků s větším počtem zubů, např. $z_1 \geq 4$. Šnek připomíná šikmozubé kolo válcové. Boky zubů lze

brousit plochou stranou brousícího kotouče. Vzhledem relativně malému úhlu γ je nutno použít brusek. Toto ozubení se u nás téměř nepoužívá (díky dlouhodobé patentní ochraně).



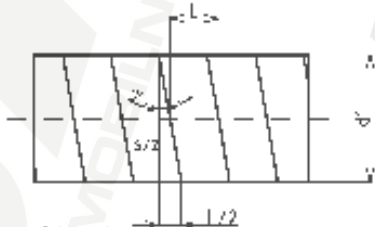
Obr. 8 Šnek s ozubením evolventním

2. 2. 3 Základní rozměry šneku

Základní rozměry šneků jsou znázorněny na obr. 11.

- Průměr roztečného válce:

ozubení spirální (obr. 9):
$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x}{\tan \gamma} \cdot z_1 \quad (2/2-5)$$



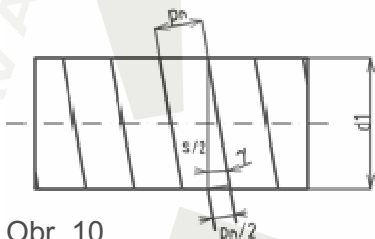
Obr. 9

$s = \pi \cdot d_1$obvod šneku

$L = p_x \cdot z_1$stoupání šroubovice

$$\tan \gamma = \frac{L}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = \frac{p_x \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m_x \cdot z_1}{d_1}$$

ozubení obecné (obr. 10):
$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n}{\sin \gamma} \cdot z_1 \quad (2/2-6)$$



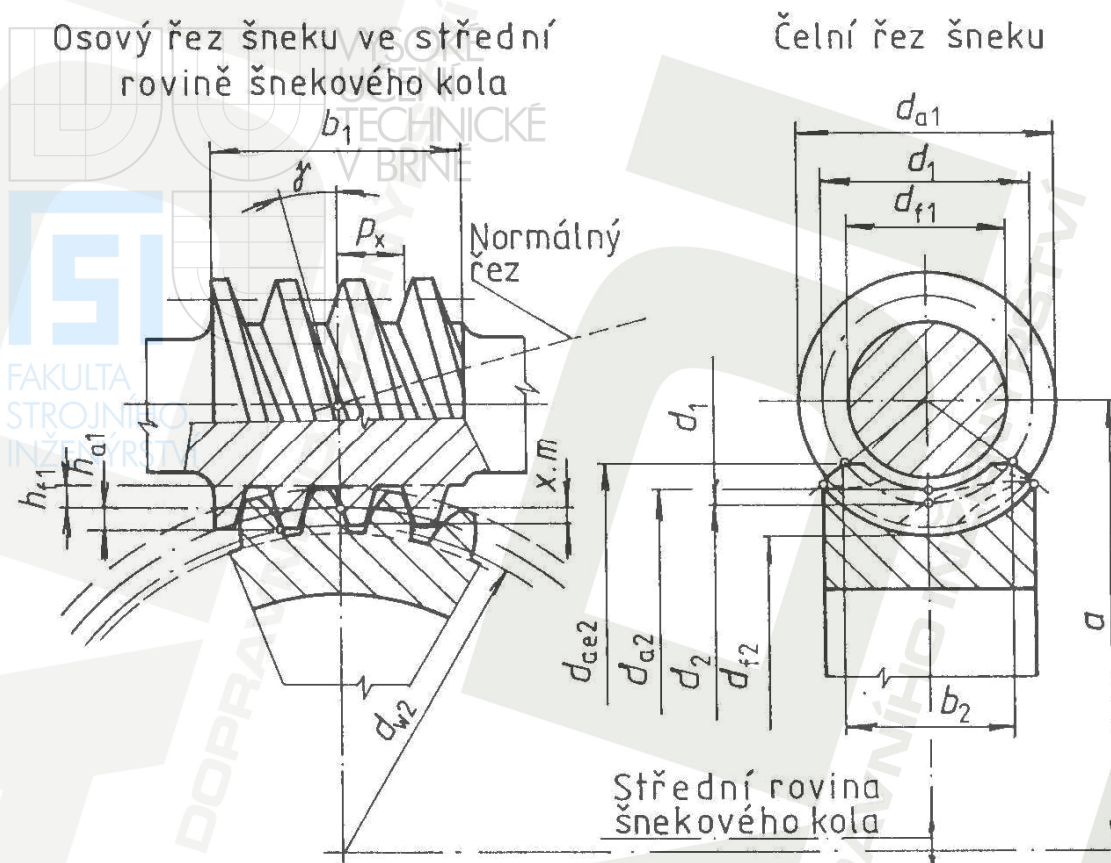
Obr. 10

$s = \pi \cdot d_1$obvod šneku

$$\sin \gamma = \frac{p_n \cdot z_1}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = \frac{p_n \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m_n \cdot z_1}{d_1}$$

Ve snaze zmenšit potřebný počet šroubových fréz na výrobu ozubení šnekových kol doporučují výrobci volit d_1 podle:

$$d_1 = m \cdot q \quad (2/2-7)$$



Obr. 11 Základní rozměry šnekového soukolí

Kde q je součinitel průměru šneku a závisí na velikosti normalizovaného modulu m_x nebo m_n (ta. 2). Nejčastější hodnoty součinitele průměru šneku jsou od $8 \div 13$.

Tab. 2 Doporučené q pro stanovní d_1

m	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
q	16	12	12	9	9	9	8	8	8	8
			14	10	10	10	9	10	10	
				12	12	12	10			
				14	14	14	12			

- Úhel stoupání:
ozubení spirální:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m_x \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}$$

- ozubení obecné:

$$\sin \gamma = \frac{m_n \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}$$

(2/2-8)

- Průměr hlavového válce:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m$$

(2/2-9)

- Průměr patního válce:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m \quad (2/2-10)$$

Ostatní výpočty rozměrů jsou uvedeny ve výpočtové části návrhu šnekového převodu.

2. 2. 4 Základní rozměry šnekového kola

Šnekové kolo je geometricky určeno počtem zubů z_2 , součinitelem posunutí $x_2 = x$, druhem ozubení a geometrickými prvky spoluzabírajícího šneku, šířkou věnce ozubení b_2 a hlavovým převýšením $v = v^* \cdot m$ (obr. 11).

Základní rozměry šnekového kola jsou zobrazeny na obr. 11.

- Průměr roztečné kružnice:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 \quad (2/2-11)$$

- Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m \quad (2/2-12)$$

- Průměr patní kružnice:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m \quad (2/2-13)$$

- Průměr hlavového válce:

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m \quad (2/2-14)$$

Kde poměr hlavového převýšení v^* lze volit podle tab. 3 (přičemž při malém počtu zubů kola může hodnota $v^* = 1$ vést ke špičatým zubům).

Tab. 3

z_1	1	2	3	4
v^*	1; 0,75	0,75	0,75	0,75

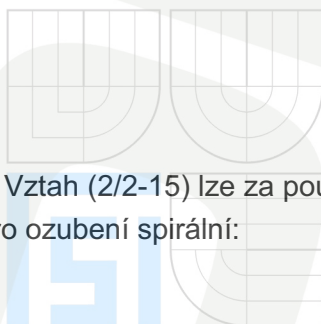
U zubu šnekového kola mohou vzniknout:

- Nebezpečí podřezání paty zubu: sleduje se v osovému řezu šneku ve střední rovině šnekového kola. Závisí na počtu zubů z_2 a úhlu profilu zubu α . Pro teoretický mezní počet zubů při $h_a^* = 1$ a $z_2 \geq z_m$ platí: $z_m = 17$ pro $\alpha = 20^\circ$ a $z_m = 30$ pro $\alpha = 15^\circ$ (viz. [2, str.180])
- Nebezpečí špičatosti zubu: je ho třeba sledovat v místě, kde hlavová globoidní plocha přechází v hlavový válec (nebezpečí převážně u malých počtů zubů).

Pokud se kolo nebude korigovat posunutím profilu, dosadí se všude $x = 0$.

Ozubení šnekového kola se obrábí šnekovou frézou, která je tvarovou kopií šneku.

Za provozu zaujímá šnek vůči kolu tutéž polohu, kterou měla při výrobě fréza. Pro osovou vzdálenost šnekového soukolí platí:



$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} + x.m = a + x.m \quad (2/2-15)$$

a – roztečná vzdálenost os (osová vzdálenost šnekového soukolí bez korekce)

Vztah (2/2-15) lze za použití (2/2-7) a (2/2-11) upravit:

pro ozubení spirální:

$$a_w = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2 + 2.x) \quad (2/2-16)$$

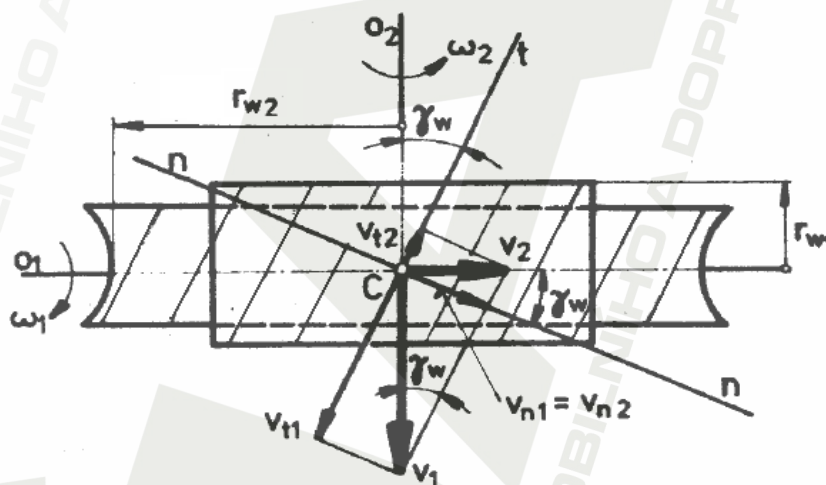
pro ozubení obecné:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot \left(q + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2.x \right) \quad (2/2-17)$$

U soukolí s posunutím profilu je užitečná představa nového kinematického útvaru, tj. valivého průměru v jeho střední rovině, označujeme jej indexem w , tedy d_{w1} , d_{w2} .

Hlavním důvodem ke korekci posunutím profilu bývá potřeba dosáhnout dané (normalizované) osové vzdálenosti. Méně časté je posunutí k odstranění podřezání paty zubů nebo ke zvýšení ohybové pevnosti zubu.

2. 2. 5 Rychlostní poměry a převodový poměr



Obr. 12 Rychlostní poměry

Na obr. 13 jsou znázorněny rychlostní poměry v centrálním bodě C pro obecný případ šnekového soukolí s posunutím profilu. Dotyk obou členů v centrálním bodě C je u šnekového kola realizován valivým průměrem d_{w2} , u šneku pak valivým průměrem d_{w1} (výpočet $d_{w1,2}$ je uveden ve výpočtové části diplomové práce str. 28, 30). Šroubovice s úhlem stoupání γ_w , která tvoří boční čáru zubu, má v bodě C normálu n a tečnu t ; úhel γ_w pak splňuje:

$$d_{w2} \cdot \tan \gamma_w = d_2 \cdot \tan \gamma \quad (2/2-18)$$

Po vyznačení obvodových rychlostí $v_1 = r_{w1} \cdot \omega_1$, $v_2 = r_{w2} \cdot \omega_2$ byl proveden jejich rozklad na složky do směru normály v_{n1} , v_{n2} do směru tečny v_{t1} , v_{t2} . Podmínkou styku zubu ve směru normály jsou stejné normální rychlosti:

$$v_{n1} = v_{n2} \quad ; \quad r_{w1} \cdot \omega_1 \cdot \sin \gamma_w = r_{w2} \cdot \omega_2 \cdot \sin \gamma_w \quad (2/2-19)$$

z toho pak velikost převodu:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1} \cdot \tan \gamma_w} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \tan \gamma} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (2/2-20)$$

Kluzná rychlost:

$$v_k = v_{t1} - v_{t2} = r_{w1} \cdot \omega_1 \cdot \cos \gamma_w - r_{w2} \cdot \omega_2 \cdot \sin \gamma_w \quad (2/2-21)$$

nebo

$$v_k = \frac{r_{w1} \cdot \omega_1}{\cos \gamma_w} = \frac{r_{w2} \cdot \omega_2}{\sin \gamma_w} \quad (2/2-22)$$

U soukolí nekorigovaného bude $r_{w1} = r_1$; $r_{w2} = r_2$; $\gamma_w = \gamma$.

2. 2. 6 Záběrové poměry

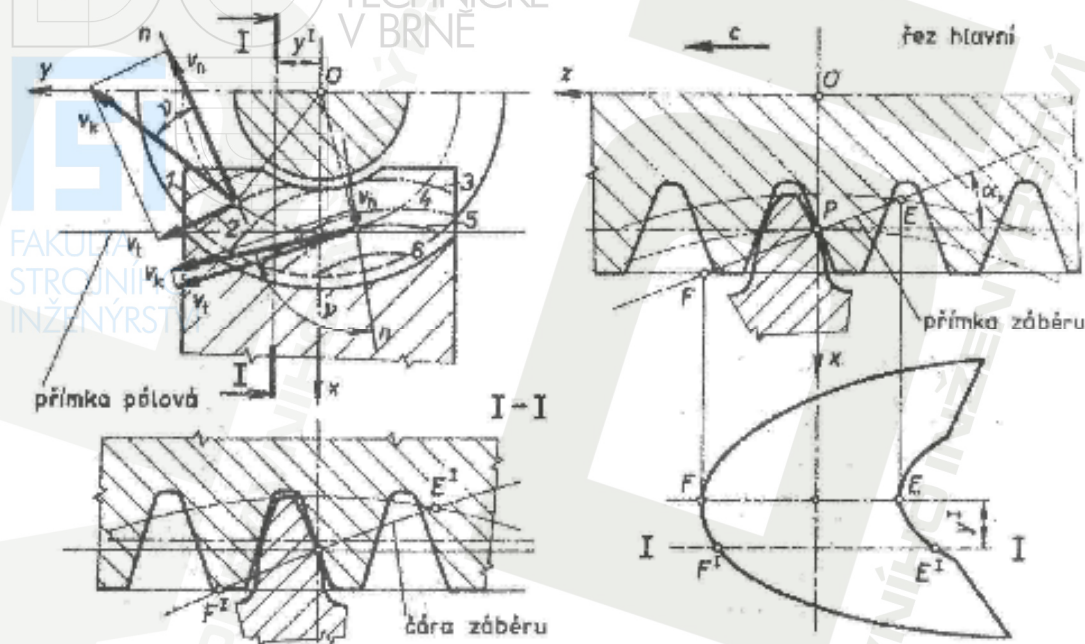
Přibližný rozbor záběrových poměrů se provede pomocí rovinných řezů rovnoběžných s řezem hlavním (obr. 13). Úplný rozbor záběrových poměrů je uveden v literatuře [2, str. 183]. Šnekové soukolí je možno si představit jako soustavu souměrných řezů, v níž vystupují sdružené rovinné dvojice: hřeben – kolo.

Úsečku $\overline{FE}$ označujeme jako záběrovou přímku (tj. v bodě F vstupuje zub do záběru a v bodě E ze záběru vychází). Při náhonu šnekem postupuje dotyková čára od hlavy zubu kola směrem k patě podle vyznačeného číselného sledu. V průběhu záběru se polohou mění tvar i délka dotykové čáry. Důležitým ukazatelem pro únosnost šnekového soukolí je s ohledem na poměry mazání vzájemná poloha dotykové čáry a příslušné kluzné rychlosti v_k . Vzájemná poloha je vyznačena pomocí úhlu ν , tj. odklonem vektoru v_k od normály n k čáře dotyku (obr. 13). Spoluzabírající boky zubů vytvářejí klínovou mezeru, která je zavřená právě dotykovou čarou a to má příznivý vliv na mazání (dochází ke kapalnému tření) spoluzabírajících zubů. Aby došlo k příznivému mazání, je vhodné, aby složka rychlosti v_k do normály n byla co největší, tedy úhel ν co nejmenší. Příznivým místem u sledovaného soukolí není především patní část zubu, jak je patrné z obr. 13.

Záběrové poměry šnekového soukolí se též charakterizují součinitelem záběru ε_α , který je sledován v hlavním řezu soukolí. Jedná se zde jen o hodnotu srovnávací, která se vyšetřuje podle vztahu

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{EF}}{\pi \cdot m_x \cdot \cos \alpha_x} \quad , \quad (2/2-23)$$

jako by šlo o záběr hřebene a evolventního kola. Přesnější údajem by byl součinitel $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ používaný u čelních kol se šikmými zuby, jeho vyšetření je však náročné. Velikost ε_α bývá v rozmezí $1,5 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1,8$, tj. záběr jednopárový se střídá s dvou párovým.



Obr. 13 Záběrové poměry

2. 3 Silové poměry vnější (nominální stav)

Vzájemné silové působení šneku a šnekového kola v záběrové oblasti podél dotykových čar se určuje staticky ekvivalentním systémem osamělých sil - vektorů s působištěm v pólu P. Řešení je na obr. 14, a to zvlášť pro šnek (obr. 14 - 1) a zvlášť pro kolo (obr. 14 - 2). V obou případech je nutno vyjít z normálního řezu $n - n$, kde výsledná normální síla F_N (působí v důsledku geometrie zubu, tj. úhlu záběru α úhlu stoupání šneku γ) se nahradí složkami F_n a F_r podle vztahu:

$$F_n = F_N \cdot \cos \alpha_n \quad (2/3-1)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_N \cdot \sin \alpha_n = F_n \cdot \tan \alpha_n \quad (2/3-2)$$

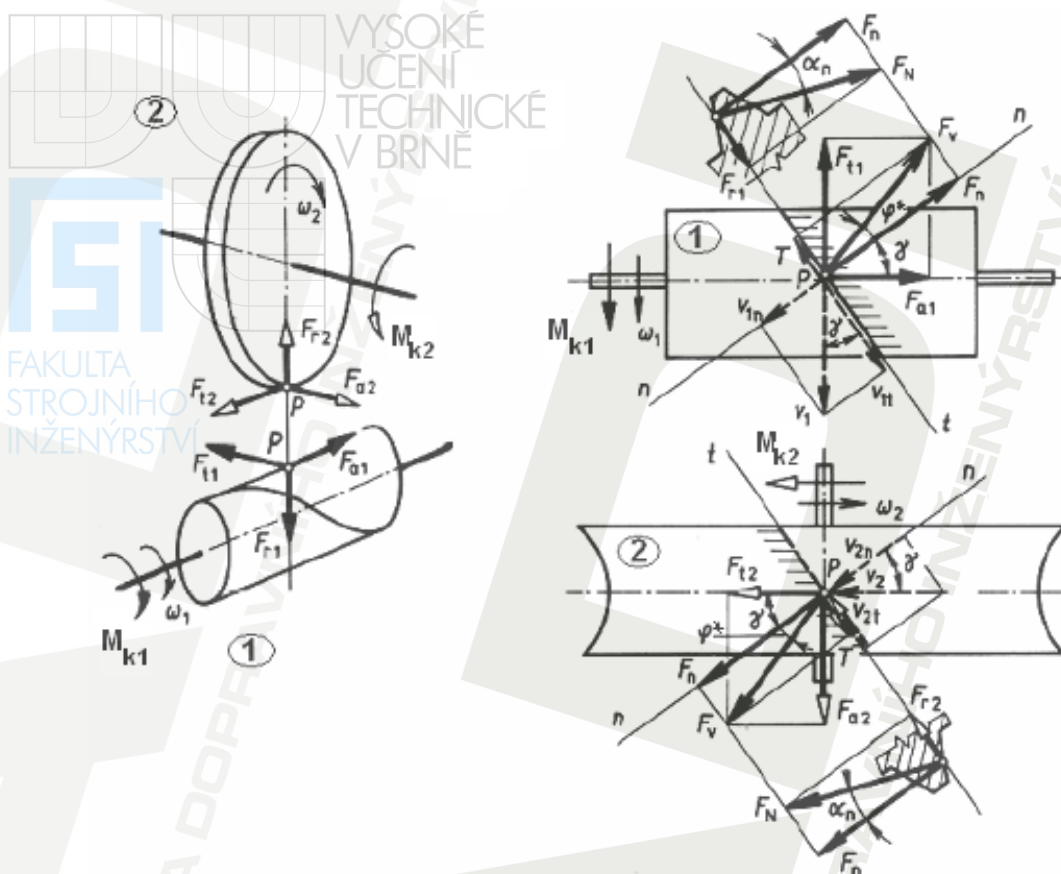
Ke složce F_n je přičtena třecí síla T , která leží ve směru tečny t , je orientována proti směru příslušné rychlosti v_t a má velikost:

$$T = f \cdot F_N = \frac{f}{\cos \alpha_n} \cdot F_n = F_n \cdot \tan \varphi^* \quad (2/3-3)$$

Geometrický součet sil F_n a T vede k výslednici F_v , kterou lze rozložit na složku obvodovou a axiální, tj. F_{t1} a F_{a1} u šneku F_{t2} a F_{a2} u šnekového kola, složky jsou určeny vztahy:

$$F_{t1} = F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi^*) = F_{a2} \quad (2/3-4)$$

$$F_{a1} = F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi^*) = F_{t2} \quad (2/3-5)$$



Obr. 14 Silové poměry

Vzájemné silové působení šneku a šnekového kola je tak dostatečně definováno trojicí ortogonálních vektorů F_{t1} , F_{a1} , F_{r1} nebo trojicí F_{t2} , F_{a2} , F_{r2} .

Při zadaném kroutícím momentu na šneku M_{k1} , popř. na šnekovém kole M_{k2} , lze nejjednodušeji dospět ke složkám obvodovým (obvodovým silám):

$$F_{t1} = \frac{2M_{k1}}{d_{w1}}, \quad F_{t2} = \frac{2M_{k2}}{d_{w2}} \quad (2/3-6)$$

Axiální složky (síly):

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^*)}, \quad F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi^*) \quad (2/3-7)$$

Radiální složky (síly):

$$F_r = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi^*} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi^*},$$

$$F_r = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma - \sin \gamma \operatorname{tg} \varphi^*} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_x}{1 - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi^*} \quad (2/3-8)$$

Výrazy s α_x jsou vhodné pro ozubení spirální, výrazy s α_n pro ozubení obecné.

Normální síla:

$$F_N = \frac{F_r}{\sin \alpha_n} = \frac{F_{t1}}{(\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi^*) \cdot \cos \alpha_n} = \frac{F_{t2}}{(\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi^*) \cdot \cos \alpha_n} \quad (2/3-9)$$

Tab. 3 Silové účinky na zubu

smysl kroutícího momentu	smysl šroubovice	
	pravá	levá
kladný		
záporný		

Působení axiální síly vychází z geometrie zubu šneku, pro axiální a tečnou sílu platí tab. 3. Také by se zde dalo uplatnit pravidlo pravé ruky pro pravé stoupání šneku a pravidlo levé ruky pro levé stoupání šneku. Je dobré uvést, že není rozdíl, zdali je šnek uložen ve spodní části ozubeného soukolí (pod šnekovým kolem) nebo je šnek uložen v horní části soukolí (nad šnekovým kolem), pro silové účinky tedy platí stejná pravidla.

Vektorové řešení podle obr. 14 a z něho získané výsledky platí pro případ, že hnacím členem je šnek. Obdobné řešení by bylo pro případ, kdyby hnacím členem bylo šnekové kolo [2, str. 188].

Vyšetření reakcí v ložiskách se provádí ve dvou vzájemně kolmých osovéch rovinách za využití principu superpozice. Podrobně se jim zabývám ve výpočtové části diplomové práce (str. 39). Vyšetřený systém sil slouží nejen k dimenzování ložisek, ale též k pevnostní kontrole hřídelů (ohyb a krut) a kontrole ohybové tuhosti (průhybu) u hřídele šneku. Zpravidla se připouští maximální průhyb $y_{\max} = (0,005 \text{ až } 0,01) \cdot m$ (modulu).

2. 4 Silové poměry vnitřní

Vnitřní silové poměry v ozubení spolu s vnějšími a vnitřními dynamickými účinky lze charakterizovat prostřednictvím součinitele zatížení K. Ten můžeme dále rozdělit pro dvě různé namáhání zubu a to:

- K_Hsoučinitel zatížení při namáhání zubu na dotyk
- K_Fsoučinitel zatížení při namáhání zubu na ohyb, pro jeho hodnotu prakticky platí $K_F \approx K_H$; předběžně možno volit $K_F = K_H = 0,9 \text{ až } 1,1$.

Užití a výpočet součinitele zatížení, je uveden ve výpočtové části diplomové práce na st. 49.

2. 5 Energetické poměry a účinnost šnekového soukolí

Celkovou ztrátu výkonu (ztracený výkon) lze u šnekového soukolí rozdělit na ztrátu:

- Ztrátu v ozubení:

- a) kdy hnacím členem je šnek – účinnost η_z ,
- b) kdy hnacím členem je šnekové kolo – účinnost η_z'

- Ztrátu v ložiskách:

šneku – účinnost η_{11} ,

šnekového kola – účinnost η_{12}

- Ztráta broděním šneku nebo kola je vůči ostatním ztrátám (v ozubení, v ložiskách) zanedbatelná a není uvažována.

Účinnost ozubení je obecně definováno jako poměr výkonu na členu hnaném a hnacím.

V obou případech ztrát v ozubení je dále zachováno číselné označení: šnek – člen 1 a šnekové kolo – člen 2, a to bez ohledu na to, který člen je hnací a který hnaný.

Ad a) Šnek je hnacím členem. Vztah pro η_z lze získat postupnou úpravou výchozího poměru výkonu za použití rovnic na str. 16, tj.:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi^*) \cdot v_n / \cos \gamma}{F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi^*) \cdot v_n / \sin \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^*)} \quad (2/5-1)$$

Závislost η_z na úhlu stoupání γ při určitém třecím úhlu $\varphi^* = \text{konst.}$ Je na obr. 15a. S rostoucím γ účinnost z počátku rychle stoupá, přechází v plochý extrém, načež stejně rychle klesá. Poněvadž křivka je symetrická, leží její vrchol uprostřed intervalu $0 \leq \gamma \leq (90^\circ - \varphi^*)$ a má souřadnice:

$$\gamma_{opt} = 45^\circ - \frac{\varphi^*}{2} \quad (2/5-2)$$

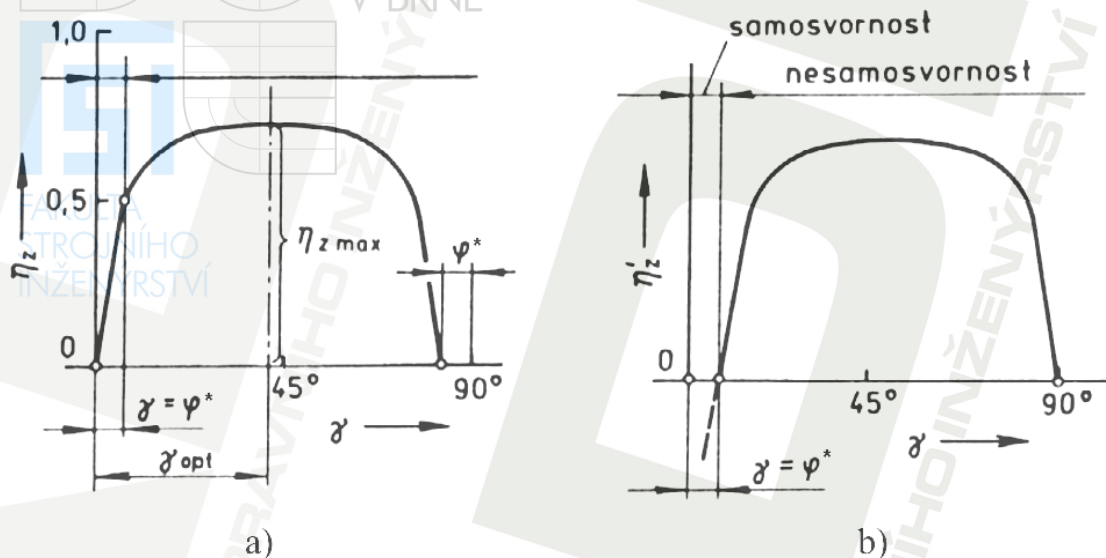
Dosazením γ_{opt} do rovnice (2/5-2) získáme vztah pro maximální účinnost šnekového soukolí.

Prakticky používané úhly jsou $\gamma \leq 8^\circ$ až 10° u spirálního ozubení a $\gamma \leq 20^\circ$ až 25° u obecného ozubení, a to především z výrobních důvodů. Vzhledem k plochému vrcholu křivky η_z lze však u obecného ozubení i při těchto úhlech dosáhnout účinnosti o málo menší než η_{zmax} . Velikost úhlu γ možno účinně ovlivnit počtem zubů (chodů) z_1 šneku. Požadavek vysoké účinnosti pak vede k vícechodým šnekům. Účinnost lze pro různé hodnoty $f^l = \operatorname{tg} \varphi^*$ odečíst z obr. 16.

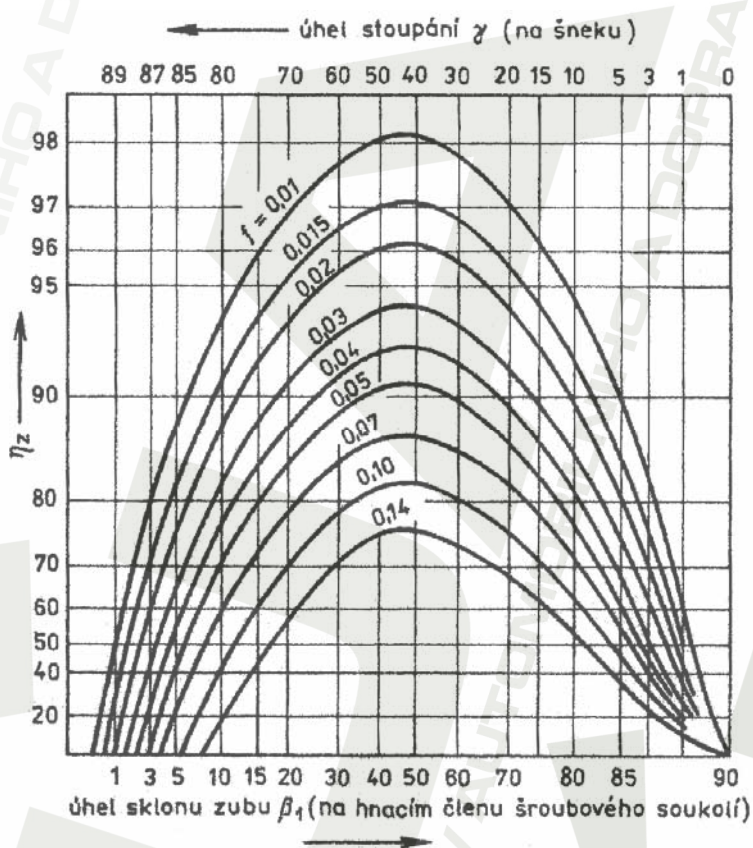
Ad b) Šnekové kolo je hnacím členem, tj. šnekový multiplikátor. U silových převodů se prakticky nevyskytuje. Rozbor účinnosti tohoto případu je důležitý pro pochopení samosvornosti a nesamosvornosti převodů.

Pro účinnost η_z platí vztah:

$$\eta_z' = \frac{P_1}{P_2} = \frac{F_{t1} \cdot v_1}{F_{t2} \cdot v_2} = \frac{F_v \cdot \sin(\gamma - \varphi^*) \cdot v_n / \sin \gamma}{F_v \cdot \cos(\gamma - \varphi^*) \cdot v_n / \cos \gamma} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi^*)}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (2/5-3)$$



Obr. 15 Průběh účinnosti η_z a úhlu γ šnek. soukolí při $\varphi^* = \text{konst.}$



Obr. 16 Průběh účinnosti η_z a úhlu γ šnek. soukolí pro různé f (různé φ^*)

Závislost η_z' na úhlu γ při určitém třecím úhlu $\varphi^* = \text{konst.}$ je na obr. 15b. Důležitým místem, je pro nás oblast, kde η_z' začne narůstat.

Převody, u nichž $0 < \gamma \leq \varphi^*$, představují převody samosvorné. Zařízení pracuje, jen když je šnek hnacím členem. Sebevětším momentem na šnekovém kole M_{k2} nelze uvést soukolí do pohybu (významné u zdvihacích zařízení).

Převody, kde $\gamma > \varphi^*$, představují převody nesamosvorné. Jde o mechanismy, jejichž účinnost se s rostoucím γ mění podle obr. 15.

Hodnota $\gamma = \varphi^*$, je označována jako mez samosvornosti, jedná se o místo, kde se převod mění ze samosvorného na nesamosvorný a naopak. Při pohledu na obr. 15a, kdy je šnek hnacím členem šnekového převodu má mez samosvornosti účinnost $\eta_z = 0,5$. U převodů, které se při hnacím šnekovém kole chovají jako samosvorné, je tedy $\eta_z < 0,5$, u převodů nesamosvorných $\eta_z > 0,5$ (případ je rozebírán, kdy γ narůstá z hodnoty 0° , jak je zřejmé z obr. 15).

Hodnota třecího úhlu φ^* je závislá na dvojici materiálů spoluzabírajících zubů, na jakosti povrchů, na použitém mazivu a na skluzové rychlosti (vliv působení klínové mezery). Pro pečlivě obrobené boky zubů oceli a cínofosforového bronzu platí:

$$\operatorname{tg} \varphi^* = f' = 0,02 + \frac{0,03}{v_k}, \quad (2/5-4)$$

kde v_k ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) je kluzná rychlost. Jestliže materiálem je hliníkový bronz, je třeba hodnotu f' zvýšit nejméně o 30 až 50%.

Účinnost ložisek η_{11} a η_{12} je možno předpokládat 0,97 až 0,99.

Celková účinnost šnekového soukolí:

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_{11} \cdot \eta_{12} \quad (2/5-5)$$

Celkovou účinnost η_c je možno předběžně odhadovat podle tab. 4.

Tab. 4 Závislost účinnosti η_z na počtu chodů šneku a úhlu sklonu zubu

z_1	1	2	3	4
η_z	0,75 až 0,80	0,78 až 0,88	0,85 až 0,90	0,88 až 0,93
$\gamma(^{\circ})$	~ 7	~13	~19	~26

2. 6 Materiál šnekového soukolí

Zcela převažujícím materiálem pro šneky je ocel a to ocel uhlíková nebo legovaná, která umožňuje dosáhnout tepelným zpracováním (převážně kalením, cementováním) tvrdých povrchů.

Základním materiálem pro šneková kola je bronz, méně častá je litina nebo mosaz, umělé hmoty se užívají jen pro malé výkony. Při použití bronzů se kola z úsporných důvodů navrhuje jako skládané. Bronzový věnec je nasazen a vhodně upevněn na litinovém nebo ocelovém tělese kola. Kvalitní polotovar věnce se získává odstředivým litím.

Vhodným materiálem věnce jsou bronzы cínové s velkým obsahem cínu ($10 \div 12\%$),

kteří mají výborné třecí vlastnosti, jsou odolné proti zadírání a dobře se zaběhávají, jsou však drahé.

Při rychlostech $v_k < 4 \text{ m.s}^{-1}$ jsou vhodnější levnější bronzы bez přísady cínu, jako např. bronz hliníkový nebo olověný, příp. mosaz. Jsou poměrně Tvrdé a pevné, jsou však méně odolné proti zadírání a hůř se zaběhávají.

Kolo se šedé litiny ve dvojici s ocelovým šnekem je vhodné pro převody méně namáhané a pro $v_k < (1,5 \div 2) \text{ m.s}^{-1}$.

2. 7 Typy namáhání ozubení

Nejčastějším důvodem k vyřazení šnekového soukolí z provozu je poškození pracovních povrchů zubů především u šnekového kola. Příčinou je:

- Zadírání – zadírání aktivních ploch je zvláště nebezpečné u soukolí, jejichž kola mají věnec z poměrně tvrdého materiálu, z tvrdého bronzы (s malým obsahem cínu) nebo litiny. Mechanismus mikrosvarů rychle narušuje kvalitu povrchu potřebnou pro pracovní kluzný pohyb. Uvolněné částčky materiálu jsou příčinou dalšího intenzivního otěru.
- Únavové dolíčkované opotřebení (pitting) – se objevuje u soukolí, jejichž materiály jsou odolné proti zadírání a otěru, tj. cínové bronzы a jiné vlastnostmi podobné materiály. Objevuje se především v oblasti hlavního řezu na zubech kola.
- Lom zubu – je méně častý, dochází k němu jen u šnekového kola a to po předchozím poškození boku zubu.

Aby tato poškození nevznikala a dosahovalo se dobré pracovní spolehlivosti šnekového soukolí, je nutné ho dobře dimenzovat osvědčeným výpočtem, volit vhodné materiály a mazivo i techniku mazání, zajistit přesnou výrobu, montáž a pečlivou údržbu.

2.7.1 Dimenzování šnekového soukolí

O mezním stavu šnekového soukolí rozhoduje obvykle mezní stav šnekového kola, které je pravidelně více namáháno než spoluzabírající šnek, jak bylo zmíněno výše. Při kontrole (návrhu) šnekového soukolí se provádí následující výpočty bezpečnosti:

- Výpočet na kontaktní napětí – dle zvoleného materiálu věnce šnekového kola se dělí na:
 - a) kontrolu bezpečnosti proti pittingu – u materiálu odolného proti zadírání.
 - b) kontrolu bezpečnosti proti zadírání – u materiálu náchylného na zadírání.
- Kontrolní výpočet na únavu v ohybu – je méně závažný a má charakter kontrolní.

- Kontrolní výpočet bezpečnosti proti přehřátí – zabývá se tepelnou bilancí převodové skříně, tj. kontrolou tepelného výkon, která vychází z přípustného oteplení mazacího média.

Pro složitost řešení mezních stavů šnekových ozubení se často využívá značně zjednodušených předpokladů. Postup řešení dimenzování šnekového soukolí, je uveden ve výpočtové části diplomové práce.

2.7.1.1 Výpočet na kontaktní napětí

Řešení spočívá ve vyřešení porovnávacího (kontaktního) napětí σ_H ze základního vztahu podle Hertze pro dotyk zubů v pólu

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H \cdot F_N \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{b_n \cdot \pi \cdot \left(\frac{1 + \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{K_H \cdot F_N \cdot E_H}{b_n \cdot 2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2) \rho_H}} \quad (2/7-1)$$

b_n [mm, m] - délka zubu

$Q_{1,2}$ [mm, m] - hlavní poloměry křivosti v místech styku

Q_H [mm, m] - redukovaný poloměr křivosti; $\frac{1}{Q_H} = \frac{1}{Q_1} + \frac{1}{Q_2}$

$\mu_{1,2}$ - Poissonovy konstanty materiálu šneku a kola

$E_{1,2}$ [MPa] - moduly pružnosti materiálu šneku a kola

E_H [MPa] - redukovaný modul pružnosti; $E_H = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

Šnekové kolo se při výpočtu nahrazuje válcovým kolem se šikmými zuby, jehož čelní řez odpovídá hlavnímu řezu šnekovým kolem ($\beta_2 = \gamma$). Za předpokladu, že ozubení šneku je obecné, normální řez vedený pólem připomíná záběr hřebene s virtuálním kolem o počtu zubů $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Jelikož $Q_1 = \infty$, bude redukovaný poloměr křivosti podle Hertze Q_H dán vztahem:

$$Q_H = Q_2 = \frac{d_2}{2 \cdot \cos^2 \gamma} \cdot \sin \alpha_n \quad (2/7-2)$$

Dále je třeba dosadit $b_n = b_2 / \cos \gamma$ a

$$F_N = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_n} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha_n} \quad (2/7-3)$$

tento výraz vznikl zjednodušením rovnice na str. 18 pro $\varphi^* = 0$.

Pro porovnávací napětí platí následující vztah:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HD} \quad (2/7-4)$$

σ_{HD} - je dovolená únavová pevnost materiálu na dotyk. σ_{HD} je dvojnásobek podle druhu poškození zubů, tj. pro:

1. Únavové vydrolování (pitting)

2. Únavovou pevnost s ohledem na zadírání

1. Únavové vydrolování (pitting) – připadá v úvahu u materiálu odolných proti zadírání.

$$\sigma_{HD} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \sqrt[8]{\frac{N_o}{N}} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \cdot Z_N \quad (2/7-5)$$

$\sigma_{H \lim}$ - je únavová pevnost materiálu kola (dlouhodobá únavová pevnost), jedná se o materiálovou charakteristiku udávanou v tabulkách. Při nedostatku podkladů ji lze získat z rovnice $\sigma_{H \lim} = (0,56 \text{ až } 0,65) \sigma_{pt}$.

S_H - součinitel bezpečnosti; $S_H = 1,1 \text{ až } 1,2$

N_o - základní počet cyklů – souřadnice průsečíku šikmé a vodorovné větve Wöhlerovy křivky, $N_o \approx 25 \cdot 10^7$ cyklů

N - ekvivalentní počet provozních cyklů. Při neproměnlivém zatížení $N = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$ (kde n_2 jsou otáčky [min^{-1}], L_h trvanlivost [h])

Z_N - součinitel trvanlivosti na dotyk ($1 \leq Z_N \leq 1,8$)

2. Únavová pevnost s ohledem na zadírání – se užívá u kol, jejichž věnec je vyroben z hliníkových bronzů, z mosazi a šedé litiny (u materiálů náchylných na zadírání). Pro tyto materiály platí vztah:

$$\sigma_{HD} = \frac{\sigma_{Hz \lim}}{S_H} \sqrt[8]{\frac{N_o}{N}} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \cdot Z_N \quad (2/7-6)$$

$\sigma_{Hz \lim}$ - je únavová pevnost materiálu kola v dotyku s ohledem na zadírání (dlouhodobá únavová pevnost), jedná se o materiálovou charakteristiku udávanou v tabulkách.

Výpočet bezpečnosti na dotyk pro únavové vydrolování (pitting) je uveden na str. 49.

2.7.1.2 Pevnostní výpočet na ohyb

Zuby šnekového kola se mohou kontrolovat na pevnost obdobně jako čelní kola se šikmými zuby dle ČSN 01 4686, ČSN 01 4780. Tyto normy pro pevnostní výpočet šnekového soukolí jsou již zastaralé, ve výpočtové části diplomové práce jsem však použil nejnovější používané výpočty u nás.

Pevnostní výpočet na ohyb se provádí obdobně jak u výpočtu na kontaktní napětí, vychází se ze vztahu:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FD} \quad , \quad (2/7-7)$$

úplný rozbor výpočtu je uveden na st. 51. Oproti výpočtu na kontaktní napětí, je méně závažný a má charakter kontrolní.

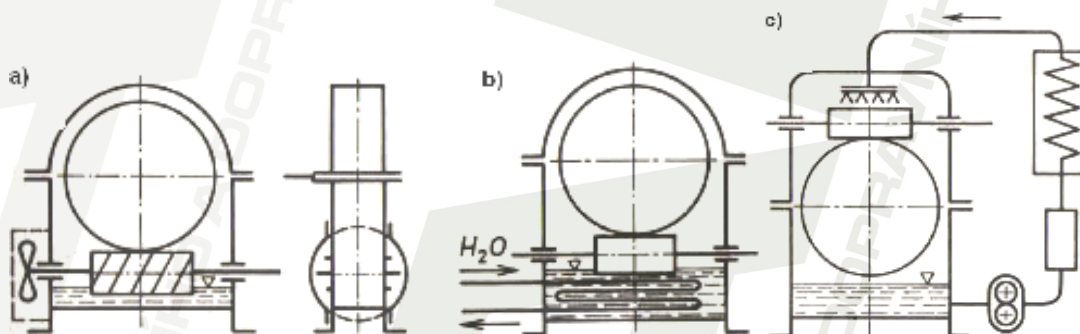
2.7.1.3 Kontrola bezpečnosti proti přehřátí

Výpočet vychází z předpokladu, že všechna mechanická energie zmařená v soukolí se změní v teplo, které ohřívá olejovou náplň skříně. Teplota mazacího oleje nemá překročit určitou stanovenou hodnotu t_{Lmax} a proto je nutno zajistit, aby množství tepla, které se převádí z oleje o teplotě t_{Lmax} za jednotku času do okolí, bylo větší než množství tepla, které uvnitř skříně za jednotku času vzniká. Jinak řečeno tepelný výkon skříně Q'_{od} při teplotě oleje t_{Lmax} musí být větší nebo roven ztracenému mechanickému výkonu P_z :

$$Q'_{od} \geq P_z = P_1 \cdot (1 - \eta_c) \quad (2/7-8)$$

Jestliže je $Q'_{od} < P_z$, je nutno použít některého z těchto opatření:

- Zvětšit součinitel přestupu tepla (součinitel k) na vnějším povrchu skříně ventilátorem, umístěným na volném konci šneku (obr. 17a).
- Použít chladič (chladicí had) ve skříní převodovky (obr. 17b).
- Použití chladicího systému s nuceným oběhem oleje přes čistič a vnější chladič podle obr. 17c. Užití u převodu o vysokém výkonu.



Obr. 17 Chlazení převodové skříně

3. Převodové mechanismy (převodovky)

Pod obecným pojmem převodové mechanismy se zahrnují jak jednoduchá, tak složitá zařízení, která vznikají sériovým nebo paralelním řazením jednotlivých převodů. Převodové mechanismy lze rozdělit na:

Obyčejné (předlokové) – osy kol zachovávají neměnnou polohu vůči rámu.

Planetové – osy některých kol (satelitů) konají krouživý pohyb okolo centrální osy.

Převodovka se zpravidla vkládá mezi motor a pracovní stroj. Jejím základním úkolem je dosažení:

- především změny úhlových rychlostí a s tím související změny točivých momentů na hřídeli motoru a pracovního stroje
- změnu smyslu otáček (reverzací)
- změnu polohy a směru os

- rozdělení silového toku z jednoho hřídele vstupního do dvou nebo více hřídelů výstupních aj.

Rozdělení převodovek podle otáček:

- převodovky do pomala (reduktory), pracovní stroj má tak nižší otáčky než jsou otáčky motoru.
- převodovky do rychla (multiplikátory), pracovní stroj má vyšší otáčky než jsou otáčky motoru (méně časté).

Základní charakteristikami převodového mechanismu jsou výkon a otáčky na vstupním hřídeli, celkový převodový poměr i_c , celková účinnost η_c a požadovaná životnost (zpravidla $(20 \text{ až } 50) \cdot 10^3 \text{ h}$).

Rozdělení ozubených soukolí (převodů) podle polohy os hřídelů a tvaru ozubení

Rovnoběžné osy:

- soukolí válcová se zuby – přímými
 - šikmými
 - šípovými
- soukolí s vnitřním ozubením
- soukolí s ozubeným hřebenem

Různoběžné osy:

- soukolí kuželová se zuby – přímými
 - šikmými
 - zakřivenými

Mimoběžné osy:

- soukolí šroubová válcová
- soukolí šneková
- soukolí šroubová kuželová (hybridní)



3. 1 Uložení ozubeného soukolí

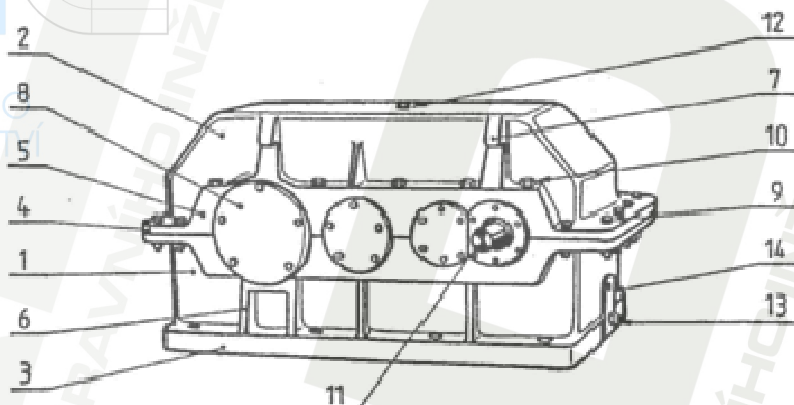
Převodovka je soustava převodů uložený ve vhodně tvarované skříně (převodové skříně). Hlavní části převodové skříně jsou vyznačeny na obr. 18.

- Těleso skříně – sestává z výrobních a montážních důvodů z několika sešroubovaných částí zpravidla ze dvou:
 - a) spodku skříně
 - b) víka skříně

Požadovaná pevnost a tuhost skříně závisí na tloušťce stěn, vhodných výtuhách (žebrech) a zesílení exponovaných míst (přiruba v dělicí rovině, náboje ložisek, patka atd.) Žebra také významně napomáhají odvodu tepla ohřátého media (oleje) a zajišťují tak optimální funkci soukolí. Vzájemná poloha obou dílů je zajištěna kolíky. Těsnost příruby

v dělicí rovině se docílí jemným opracováním dosedacích ploch a stažením šrouby bez použití těsnění. Plochy se před spojením obou dílů těsní tmelem. Na vhodném místě jsou umístěny plnicí a vypouštěcí otvory, olejznak, závěsné šrouby, případně další příslušenství.

- Víčka skříně – zajišťují polohu hřídele ve skříní, kryjí otvory pro ložiska a tím zabraňují unikání oleje a vnikání nečistot.
- Patka skříně – je umístěna na spodku skříně a slouží k upevnění na podklad.



Obr. 18 Hlavní části převodové skříně

1 SPODEK SKŘÍNĚ	8 VÍČKO
2 VÍKO SKŘÍNĚ	9 ŠROUB PŘÍRUBY
3 PATKA SKŘÍNĚ	10 ŠROUB NÁBOJE
4 PŘÍRUBA DĚLÍCÍ ROVINY	11 VSTUPNÍ HŘÍDEL
5 NÁBOJE LOŽISEK	12 PLNÍCÍ OTVOR
6 VÝZTUHA	13 VYPOŠTĚCÍ OTVOR
7 ZÁVĚS	14 OLEJOZNAK

4. Výpočet šnekového převodu

4.1 Geometrie šnekového soukolí

Jelikož se jedná o návrh šnekového soukolí do stávající převodové skříně, musel jsem ve výpočtu vycházet z dané osové vzdálenosti a_w . Rozbor geometrie a vysvětlení jednotlivých pojmů, je uveden v kapitole 2. 2.

Typ šnekového soukolí:

- smíšené soukolí (válnový šnek a globoidní šnekové kolo)
- s obecným ozubením (má přímkový lichoběžníkový profil zubu v normálním řezu)

Z typu šnekového soukolí vyplývá, že geometrické prvky soukolí budou normalizovány v normálním řezu, tj. $m = m_n$, $\alpha = \alpha_n$.

Parametry základního profilu šneku:

Úhel profilu zubu $\alpha = 15^\circ$

Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$

Součinitel hlavové vůle $c^* = 0,2$

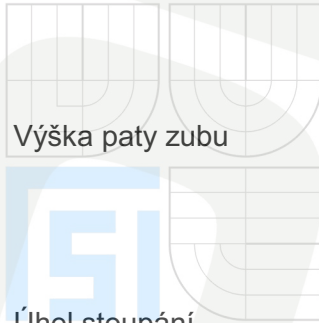
Součinitel poloměru zaoblení $r_f = 0,27$

Součinitel průměru šneku $q = 8$

Součinitel hlavového převýšení $v^* = 0,75$ (pro $z_1 = 1$, viz tab. 3)

4. 1. 1 Výpočet geometrických prvků šneku

• Převodové číslo	$u = z_2 / z_1$ $u = 40 / 1$ $u = 40$	(4/1-1)
• Počet zubů	$z_1 = 1$	(4/1-2)
• Počet zubů virtuálního kola	-	(4/1-3)
• Modul	$m = 8$	(4/1-4)
• Úhel profilu	$\alpha = 15^\circ$	(4/1-5)
• Směr stoupání	Pravý	(4/1-6)
• Roztečný průměr	$d_1 = q \cdot m$ $d_1 = 8 \cdot 8$ $d_1 = \underline{64mm}$	(4/1-7)
• Hlavový průměr	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n$ $d_{a1} = 64 + 2 \cdot 1 \cdot 8$ $d_{a1} = \underline{80mm}$	(4/1-8)
• Patní průměr	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n$ $d_{f1} = 64 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 8$ $d_{f1} = \underline{44,8mm}$	(4/1-9)
• Valivý průměr	$d_{w1} = d_1$ $d_{w1} = \underline{64mm}$	(4/1-10)
• Výška hlavy zubu	$h_{a1} = h_a^* \cdot m_n$	(4/1-11)



- Výška paty zubu

$$h_{a1} = 1.8$$

$$h_{f1} = 8mm$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n \quad (4/1-12)$$

$$h_{f1} = (1 + 0.2) \cdot 8$$

$$h_{f1} = \underline{9.6mm}$$

- Úhel stoupání

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (4/1-13)$$

$$\sin \gamma = \frac{1}{8} = \underline{0.125}$$

$$\arcsin \gamma = \underline{7.1808^\circ} = \underline{7^\circ 10' 50''}$$

- Tloušťka zubů a šířka mezer v rovině normální (s_n, e_n) a osově (s_x, e_x)

$$s_{n1} = e_{n1} = 0.5 \cdot \pi \cdot m_n \quad (4/1-14)$$

$$s_{n1} = 0.5 \cdot \pi \cdot 8$$

$$s_{n1} = \underline{12.5664_{-0.201}^{-0.165} mm}$$

$$s_{x1} = e_{x1} = 0.5 \cdot \pi \cdot m_n / \cos \gamma$$

$$s_{x1} = 0.5 \cdot \pi \cdot 8 / \cos 7.1808$$

$$s_{x1} = \underline{12.6657mm}$$

- Délka šneku (pro $z_1 = 1$ a 2)

$$l_1 = b_1 \approx (11 + 0.06 \cdot z_2) \cdot m \quad (4/1-15)$$

$$b_1 = (11 + 0.06 \cdot 40) \cdot 8$$

$$b_1 = 107.2 \approx \underline{150mm}$$

- Roztečná vzdálenost

$$a = 0.5 \cdot (d_1 + d_2) \quad (4/1-16)$$

$$a = 0.5 \cdot (64 + 322.5297)$$

$$a = \underline{193.26mm}$$

- Osová vzdálenost

$$a_w = 0.5 \cdot (d_1 + d_{w2}) \quad (4/1-17)$$

$$a_w = 0.5 \cdot (64 + 321)$$

$$a_w = \underline{192.5 \pm 0.067mm}$$

- Součinitel posunutí profilu

$$x = (a_w - a) / m \quad (4/1-18)$$

$$x = (192.5 - 193.26) / 8$$

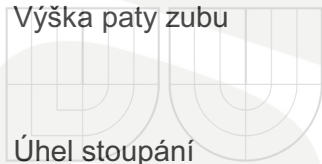
$$x = \underline{-0.0956mm}$$

4. 1. 2 Výpočet geometrických prvků šnekového kola

- 

• Převodové číslo $u = z_2 / z_1$ (4/1-19)
 $u = 40 / 1$
 $u = 40$
- Počet zubů $z_2 = 40$ (4/1-20)
- Počet zubů virtuálního kola $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ (4/1-21)
 $z_{v2} = 40 / \cos^3 (7,18088)$
 $z_{v2} = \underline{40,9562}$
- Modul $m = 8$ (4/1-22)
- Úhel profilu $\alpha = 15^\circ$ (4/1-23)
- Směr stoupání Pravý (4/1-24)
- Roztečný průměr $d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2$ (4/1-25)
 $d_2 = \frac{8}{\cos 7,1808} \cdot 40$
 $d_2 = \underline{322,5297mm}$
- Hlavový průměr $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m$ (4/1-26)
 $d_{a2} = 322,5297 + 2 \cdot (1 - 0,0956) \cdot 8$
 $d_{a2} = \underline{337mm}$
- Patní průměr $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m_n$ (4/1-27)
 $d_{f2} = 322,5297 - 2 \cdot (1 + 0,2 + 0,0956) \cdot 8$
 $d_{f2} = \underline{301,8mm}$
- Valivý průměr $d_{w2} = d_2 + 2 \cdot x \cdot m$ (4/1-28)
 $d_{w2} = 322,5297 - 2 \cdot 0,0956 \cdot 8$
 $d_{w2} = \underline{321mm}$
- Průměr hlavového válce $d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m$ (4/1-29)
 $d_{ae2} = 337 + 2 \cdot 0,75 \cdot 8$
 $d_{ae2} = \underline{349mm}$
- Výška hlavy zubu $h_{a2} = (h_a^* + x) \cdot m$ (4/1-30)
 $h_{a2} = (1 - 0,0956) \cdot 8$
 $h_{a2} = \underline{7,2352mm}$

- Výška paty zubu



$$h_{f2} = (h_a^* + c^* + x) \cdot m \quad (4/1-31)$$

$$h_{f2} = (1 + 0,2 - 0,0956) \cdot 8 = \underline{8,8376mm}$$

- Úhel stoupání



$$\sin \gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} \quad (4/1-32)$$

$$\sin \gamma = \frac{8 \cdot 1}{64} = \underline{0,125}$$

$$\arcsin \gamma = \underline{7,1808^\circ} = \underline{7^\circ 10' 50''}$$

- Tloušťka zubů a šířka mezer v rovině normální (s_n, e_n) a osově (s_x, e_x)

$$s_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha_n \quad (4/1-33)$$

$$s_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot 8 - 2 \cdot 0,0956 \cdot 8 \cdot \tan 15^\circ$$

$$s_{n2} = \underline{12,157_{-0,251}^{+0,165} mm}$$

$$e_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha_n$$

$$e_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot 8 + 2 \cdot 0,0956 \cdot 8 \cdot \tan 15^\circ$$

$$e_{n2} = \underline{12,976mm}$$

$$s_{x2} = s_{n2} / \cos \gamma$$

$$s_{x2} = 12,157 / \cos 7,1808^\circ$$

$$s_{x2} = \underline{12,2526mm}$$

$$e_{x2} = e_{n2} / \cos \gamma$$

$$e_{x2} = 12,976 / \cos 7,1808^\circ$$

$$e_{x2} = \underline{13,079mm}$$

- Šířka šnekového kola (pro $z_1 < 4$)

$$b_2 \approx 0,75 \cdot (1 + 2/q) \cdot d_1 \quad (4/1-34)$$

$$b_2 = 0,75 \cdot (1 + 2/8) \cdot 64$$

$$b_2 = 60 \approx \underline{56mm}$$

- Roztečná vzdálenost

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) \quad (4/1-35)$$

$$a = 0,5 \cdot (64 + 322,5297)$$

$$a = \underline{193,26mm}$$

- Osová vzdálenost

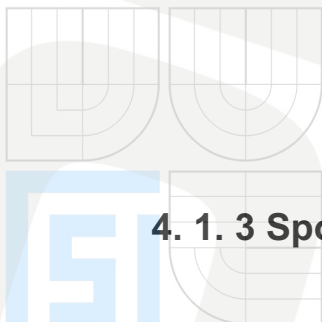
$$a_w = \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2x \right) \quad (4/1-36)$$

$$a_w = \frac{8}{2} \cdot \left(\frac{1}{\sin 7,1808^\circ} + \frac{40}{\cos 7,1808^\circ} - 2 \cdot 0,0956 \right)$$

$$a_w = \underline{192,5 \pm 0,067mm}$$

- Součinitel posunutí profilu

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot \left(\frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} \right) \quad (4/1-37)$$



$$x = \frac{192,5}{8} - 0,5 \cdot \left(\frac{1}{\sin 7,1808^\circ} + \frac{40}{\cos 7,1808^\circ} \right)$$

$$x = -0,0956 \text{ mm}$$

4. 1. 3 Společné geometrické vlastnosti soukolí

- Z obvodu ozubeného kola vyplývá následující závislost:

$$o = z \cdot p = \pi \cdot d \quad (4/1-38)$$

$$\frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} = m$$

pro roztečnou kružnici (roztečný průměr) zubů

- Normální modul

$$m = 8 \quad (4/1-39)$$

- Osový modul

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} \quad (4/1-40)$$

$$m_x = \frac{8}{\cos 7,1808^\circ} = 8,06324$$

- Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\sin \gamma} \quad (4/1-41)$$

$$m_t = \frac{8}{\sin 7,1808^\circ} = 64$$

- Rozteč v normální rovině

$$p_n = p = m \cdot \pi \quad (4/1-42)$$

$$p = 8 \cdot \pi$$

$$p = 25,1327 \text{ mm}$$

- Rozteč v osově rovině

$$p_x = \frac{p}{\cos \gamma} \quad (4/1-43)$$

$$p_x = \frac{25,1327}{\cos 7,1808^\circ}$$

$$p_x = 25,3314 \text{ mm}$$

- Rozteč v čelní rovině

$$p_t = \frac{p}{\sin \gamma} \quad (4/1-44)$$

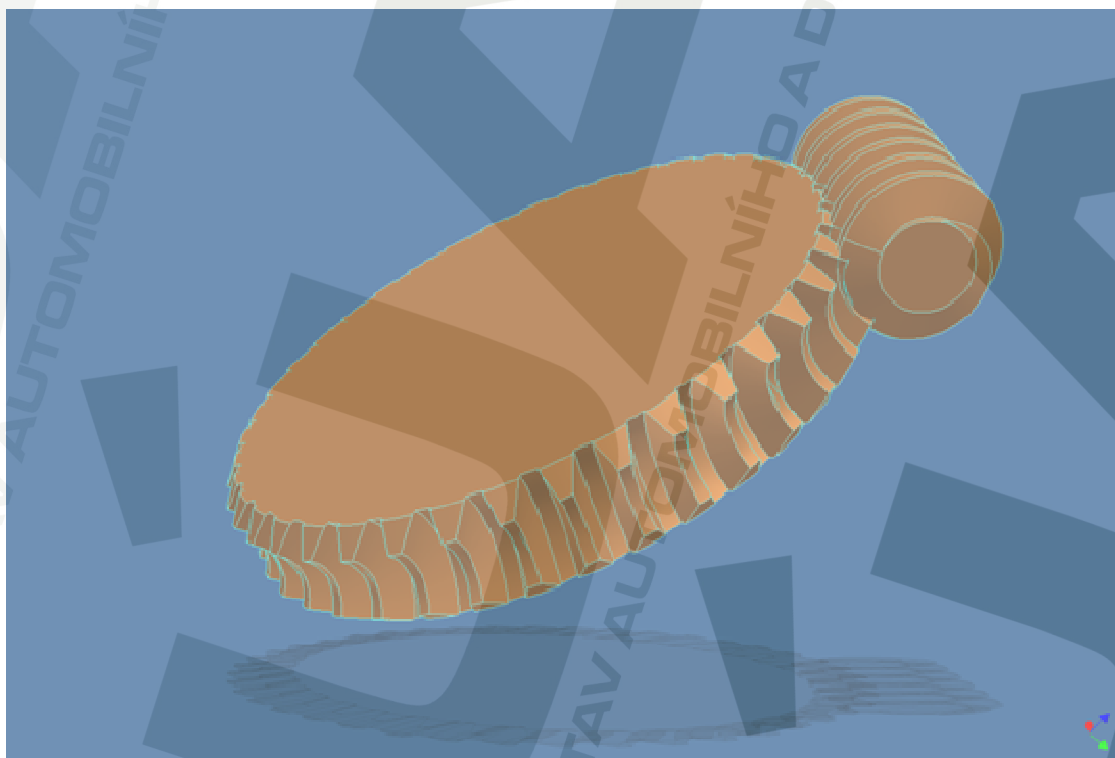
$$p_t = \frac{25,1327}{\sin 7,1808^\circ}$$

$$p_t = 201,0604 \text{ mm}$$

- Úhel profilu zubu v normální rovině $\alpha = \alpha_n = 15^\circ$ (4/1-45)
- Úhel profilu zubu v osové rovině $\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_x &= \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma \\ \operatorname{tg} \alpha_x &= \operatorname{tg} 15^\circ / \cos 7,1808^\circ = 0,27006 \\ \operatorname{arctg} \alpha_x &= 15,1132^\circ \end{aligned}$ (4/1-46)
- Úhel profilu zubu v čelní rovině $\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_t &= \operatorname{tg} \alpha / \sin \gamma \\ \operatorname{tg} \alpha_t &= \operatorname{tg} 15^\circ / \sin 7,1808^\circ = 2,14358 \\ \operatorname{arctg} \alpha_t &= 64,991^\circ \end{aligned}$ (4/1-47)
- Stoupání šneku (v osové rovině) $\begin{aligned} L &= p_x \cdot z_1 = \operatorname{tg} \gamma / (\pi \cdot d_1) \\ L &= \operatorname{tg} 7,1808^\circ / (\pi \cdot 64) \\ L &= 25,3314 \text{ mm} \end{aligned}$ (4/1-48)

4. 1. 4 Proportční zobrazení výsledného šnekového soukolí

Pro modelování šnekového soukolí, jsem využil program Autodesk Inventor 11, model je zobrazen na obr. 19. Další zobrazení šnekového soukolí naleznete na str. 75 a ve výkresové dokumentaci.



Obr. 19 Šnekové soukolí

4. 2 Výběr druhu a jakosti materiálu

- Součásti málo (nizko) a středně namáhané se zhotovují nejčastěji z oceli 10 až 12, používají se odlitky z uhlíkových ocelí, šedé a nelegované tvárné litiny.
- Pro vysoká, případně i střední namáhání se užívají zpravidla oceli tříd 12 až 17, odlitky z legovaných ocelí a nízkolegované tvárné litiny.

Soudobý požadavek snižování hmotnosti výrobků směrem k častějšímu použití legovaných materiálů i za cenu zvyšování materiálových nákladů. Jejich konečné

Tab. 6 Srovnání cen materiálu a tvářených polotovarů

Srovnání cen odlitků z různých materiálů							
Druh materiálu	Šedá litina	Legovaná litina	Legovaná ocel	Slitiny Al	Slitiny Cu		
Index ceny	1	2,5	2	4	10		
Srovnání cen tvářených polotovarů z různých materiálů							
Jakost materiálu	Oceli tříd						
	10	11, 12	13	14	15	16, 17	
Index ceny	0,9	1	1,25	1,5	2	4, 6,5	
Jakost materiálu	Neželezné materiály						
	Slitiny Al	Mosaz		Bronz	Teflon		
Index ceny	7	8,5		20	65		
Srovnání cen ocelových tvářených polotovarů podle profilu průřezu							
Druh polotovaru	4 HR	Ø	Placchy		Pásky	6 HR	Trubky
			tlusté	tenké			
Index ceny	1	1	1	1,3	1,05	1,5	1,5

požadované vlastnosti lze však získat pouze účelným chemicko-tepelným zpracováním. Bez odpovídajícího tepelného zpracování, by použití drahých legovaných materiálů ztratilo své opodstatnění. Výběr polotovarů i materiálu je třeba provádět uvážlivě, přihlížet k jeho ceně, možnostem tepelného zpracování a přitom mít stále na zřeteli požadované vlastnosti hotového výrobku (tab. 6).

Volba a vlastnosti zvolených materiálů šnekového soukolí

Tab. 7 Materiál hřídelí

	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$10^5 \cdot E$ [MPa]	Mez únavy v tahu G_c [MPa]	Mez únavy v ohybu G_{co} [MPa]	Mez únavy v krutu τ_{ck} [MPa]	G_D [MPa]
Šneková hřídel 14 220	800	600	2,06	340	400	250	100
Hřídel šnek. kola 11 600	600	340	2,06	210	280	160	100

- Šneková hřídel: materiál konstrukční nízkolegovaná ocel 14 220, legující prvky Cr, Mn,

Si, Al. Zvoleno dle materiálů vhodných pro šneková soukolí [6, str. 601].

- Hřídel šnekového kola: materiál nelegovaná ocel 11 600.
- Věnc šnekového kola: materiál cínový bronz CuSn12 (42 3123). Zvoleno dle materiálů vhodných pro šneková soukolí [6, str. 601].
- Náboj šnekového kola, spojka: materiál šedá litina

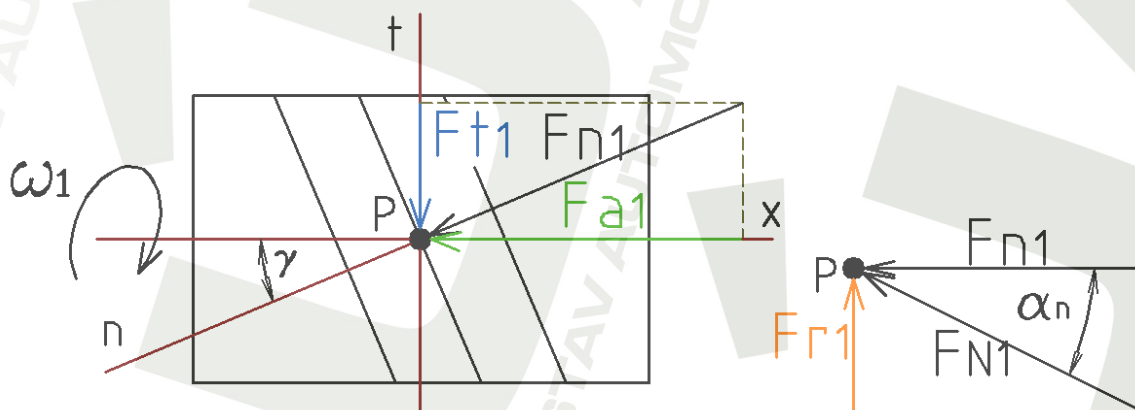
Uvedené vlastnosti materiálu dále využívám ve výpočtu návrhu šnekového převodu. Materiály, které musí odolávat největšímu zatížení, jsou ocel 14 220 (materiál šneku) a materiál věnce šnekového kola. Srovnání cen různých materiálu je uvedeno v tab. 6.

Tab. 8 Další užití materiály

	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ $R_{p0,1}$ [MPa]	V_{hvm}	$10^5 \cdot E$ [MPa]	Z_E	$G_{hlím}$ [MPa]	$G_{flím}$ [MPa]	G_D [MPa]
Náboj šnek. kola 42 2425	250	165-225	180-240	1,259	166	93-165	110	60
Věnc šnek. kola 42 3123	240-260	160-170	80-85	1,039	156	170-200	110-130	-
Spojka 42 2420	200	130-195	160-220	1,099	159	93-165	90	50

4. 3 Vnější síly na ozubených kolech od kroutícího momentu

Potřebné teoretické znalosti pro pochopení a výpočet, jsou obsaženy v kapitole 2. 3. Vyřešení působení vnějších sil, je základním vstupem pro řešení ostatních důležitých výpočtů, tj. dimenzování šnekového soukolí, vyřešení sil v ložiskách, pevnostní výpočet hřídelí atd. Šnek je umístěn nahoře (pod šnekem je uloženo šnekové kolo), silové výslednice na šneku jsou uvedeny na obr. 20. Výpočet je řešen pro nominální stav (stav plné provozní zátěže), kdy je šnek hnacím členem šnekového soukolí.



Obr. 20 Síly na zubu šneku

- Otáčky na šneku $n_1 = 1000 \text{ ot./min}$ (4/3-1)
- Otáčky šnek. kola $n_2 = 25 \text{ ot./min}$ (4/3-2)
- Úhlová rychlost šneku $\omega_1 = 2\pi \cdot f = (2\pi \cdot n_1) / 60$ (4/3-3)
 $\omega_1 = (2\pi \cdot 1000) / 60$
 $\omega_1 = 104,72 \text{ rad.s}^{-1}$
- Úhlová rychlost šnekového kola $\omega_2 = 2\pi \cdot f = (2\pi \cdot n_2) / 60$ (4/3-4)
 $\omega_2 = (2\pi \cdot 25) / 60$
 $\omega_2 = 2,618 \text{ rad.s}^{-1}$
 $f \dots \text{frekvence}_{\text{otáčtáčení}} [\text{Hz}, \text{s}^{-1}]$
- Převodové číslo $u = i = n_1 / n_2$ (4/3-5)
 $u = 1000 / 25$
 $u = 40$
- Střední obvodová rychlost šneku $v_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1$ (4/3-6)
 $v_1 = \frac{64 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 104,72$
 $v_1 = 3,351 \text{ m.s}^{-1}$
- Střední obvodová rychlost šnekového kola $v_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \omega_2$ (4/3-7)
 $v_2 = \frac{322,5297 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 2,618$
 $v_2 = 0,422 \text{ m.s}^{-1}$
- Střední kluzná rychlost $v_k = v_1 / \cos \gamma$ (4/3-8)
 $v_k = 3,351 / \cos 7,1808^\circ$
 $v_k = 3,3775 \text{ m.s}^{-1}$
- **Součinitel tření v ozubení f' :** je významný pro určení účinnosti šnekového soukolí, problematika účinnosti šnekového soukolí je uvedena v kapitole 2. 5. Ve výpočtu se budu věnovat pouze účinnostem ozubení η_z , poněvadž jsou ostatní ztráty druhořadé, tj. ztráty v ložiskách, ztráty broděním kola v oleji atd. Podrobný výpočet ztrát v ozubení je uveden v literatuře [5, str. 129].

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha_n}, \text{ příslušný třecí úhel: } \varphi^* = \arctg f' \quad (4/3-9)$$

$$f' = 0,02 + 0,03 / v_k \quad \varphi^* = \arctg 0,02888231$$

$$f' = 0,02 + 0,03 / 3,3775 = 0,02888231 \quad \varphi^* = 1,7^\circ$$

Vztah pro součinitel tření f' , platí pro dvojici materiálu ocel – fosforový bronz, pro dvojici ocel – cínový bronz (v mém případě), je nutno daný výsledek navýšit nejméně o 50%. Po úpravě vzatu f' z rovnice (4/3-9) získám hodnotu:

$$f' = 0,05$$

$$\varphi^* = 2,8624^0$$

f součinitel tření (str. 16)

- **Volba oleje:** Při vhodné volbě maziva (oleje) lze součinitel tření úspěšně snížit, doporučuji následující typy olejů:
 - Shell HD320 – plně syntetický převodový olej. Je určen zejména pro uzavřené převodové systémy, které pracují ve velmi náročných provozních podmínkách, zejména nadměrného nebo rázového zatížení, vysokých teplot nebo širokého rozsahu provozních teplot. Přehled fyzikálních vlastností oleje naleznete v tab. 8.
 - MV PG460, OMV PG220 – vlastnosti a užití těchto uvedených olejů jsou obdobné jako u oleje Shell.

Tab. 8 Vlastnosti olejů Shell

Shell Omala Oil	HD68	HD100	HD150	HD220	HD320	HD460	HD680	HD1000
Kinematická viskozita @ 40°C cSt	68.0	100.0	150	222.4	319.1	458.3	667.6	1031
100°C cSt (IP 71)	10.68	14.26	19.7	25.8	33.8	45.5	62.6	93.9
Viskózní Index (ASTM D 2270)	146	146	149	148	145	155	164	178
Hustota @ 15°C kg/m (ISO 3675)	842	846	849	853	855	857	859	860
Teplota varu °C (ISO 2592)	242	242	238	245	242	240	238	236
Bod tuhnutí °C (ASTM D 97)	-60	-54	-54	-48	-45	-42	-39	-36

- Účinnost převodu

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^*)} \quad (4/3-10)$$

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} 7,1808^0}{\operatorname{tg}(7,1808^0 + 2,8624^0)}$$

$$\eta_z = 0,711 = 71,1\%$$

- při vhodné volbě oleje lze získat účinnost:

$$\eta_z = 0,80 = 80\%$$

- Ztrátový výkon
kluzných ložisek

$$P_{z1,2} = (0,03 \cdot P_1) \quad (4/3-11)$$

$$P_{z1,2} = (0,03 \cdot 5,5)$$

$$P_{z1,2} = 0,165 \text{ kW}$$

- Výkon motoru (vstupní výkon) $P_1 = 5,5 kW$ (4/3-12)
- Výstupní výkon $P_2 = P_1 \cdot \eta_z$ (4/3-13)
 $P_2 = 3,927 kW$
- Krouticí moment (vstupní) na šneku $M_{k1} = P_1 / \omega_1$ (4/3-14)
 $M_{k1} = 5,5 \cdot 10^3 / 104,71976$
 $M_{k1} = 52,5211 N.m$
- Krouticí moment (výstupní) na šnek. kole $M_{k2} = M_{k1} \cdot u \cdot \eta_z$ (4/3-15)
 $M_{k1} = 52,5211 \cdot 40 \cdot 0,711$
 $M_{k1} = 1494,4999 N.m$
- Obvodová síla na šneku F_{t1} , axiální síla na šnekovém kole F_{a2} $F_{t1} = \frac{2M_{k1}}{d_1} = -F_{a2}$ (4/3-16)
 $F_{t1} = \frac{2 \cdot 52,5211}{64 \cdot 10^{-3}}$
 $F_{t1} = 1641,2854 N$
 $F_{a2} = 1641,2854 N$
- Obvodová síla na šnek. kole F_{t2} , axiální síla na šneku F_{a1} $F_{t2} = F_{t1} \cdot u \cdot \eta_z \cdot \frac{d_1}{d_{w2}} = -F_{a1}$ (4/3-17)
 $F_{t2} = 1641,2854 \cdot 40 \cdot 0,711 \cdot \frac{64}{321}$
 $F_{t2} = 9311,5235 N$
 $F_{a1} = 9311,5235 N$
- Radiální síla na šneku a šnekového kola F_{r1} , F_{r2} $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \varphi^*)} = -F_{r2}$ (4/3-18)
 $F_{r1} = \frac{1641,2854 \cdot \tan 7,1808^\circ}{\sin(7,1808^\circ + 2,8624^\circ)}$
 $F_{r1} = 2521,8253 N$
 $F_{r2} = 2521,8253 N$
- Normální síla F_N $F_N = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_n \cdot (\sin \gamma + f' \cdot \cos \gamma)}$ (4/3-19)
 $F_N = \frac{1641,2854}{\cos 15^\circ (\sin 7,1808^\circ + 0,05 \cdot \cos 7,1808^\circ)}$
 $F_N = 9731,4282 N$

- Složka normální síly $F_n = F_N \cdot \cos \alpha_n$ (4/3-20)
 $F_n = 9731,4282 \cdot \cos 15^\circ$
 $F_n = 9399,8378 \text{ N}$

Přehled výsledků silového rozboru

Tab. 9 Hlavní výsledky silového rozboru

Silové účinky	$F_{t1} = -F_{a2}$ $F_{a1} = -F_{t2}$ $F_{r1} = -F_{r2}$ $F_{n1} = -F_{n2}$ F_N	$F_{t1} = 1641,2854 \text{ N}$ $F_{a1} = 9311,5235 \text{ N}$ $F_{r1} = 2521,8253 \text{ N}$ $F_{n1} = 9399,8378 \text{ N}$ $F_N = 9731,4282 \text{ N}$
Výkon	P_1 P_2	$P_1 = 5,5 \text{ kW}$ $P_2 = 3,927 \text{ kW}$
Účinnost v ozubení	η_z	$\eta_z = 0,711 (0,80)$

4. Vyšetření reakcí v ložiskách, vnější silové účinky

Výsledky silového rozboru v ozubení st. 39 využívám k vyřešení výpočtu výsledných stykových sil v podporách (silových reakcí v ložiskách), které dál přenášejí silové účinky do převodové skříně a zároveň zajišťují funkčnost převodu. Na obr. 21 popisují silové účinky na šnekovém hřídeli. Symboly A, B, uvažuji místa, ve kterých jsou zakomponována ložiska hřídele. Dále následuje samotné vyřešení reakcí v ložiskách. Obdobný postup vyplývá pro ložiska hřídele šnekového kola obr. 22.

- Šneková hřídel, rovina Z - X:**

$$\sum F_x = 0 : F_{Ax} - F_{a1} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Az} + F_{r1} + F_{Bz} = 0$$

$$\sum M_{yA} = 0 : F_{r1} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot r_1 + F_{Bz} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

(4/4-1)

$$F_{Ax} = F_{a1}$$

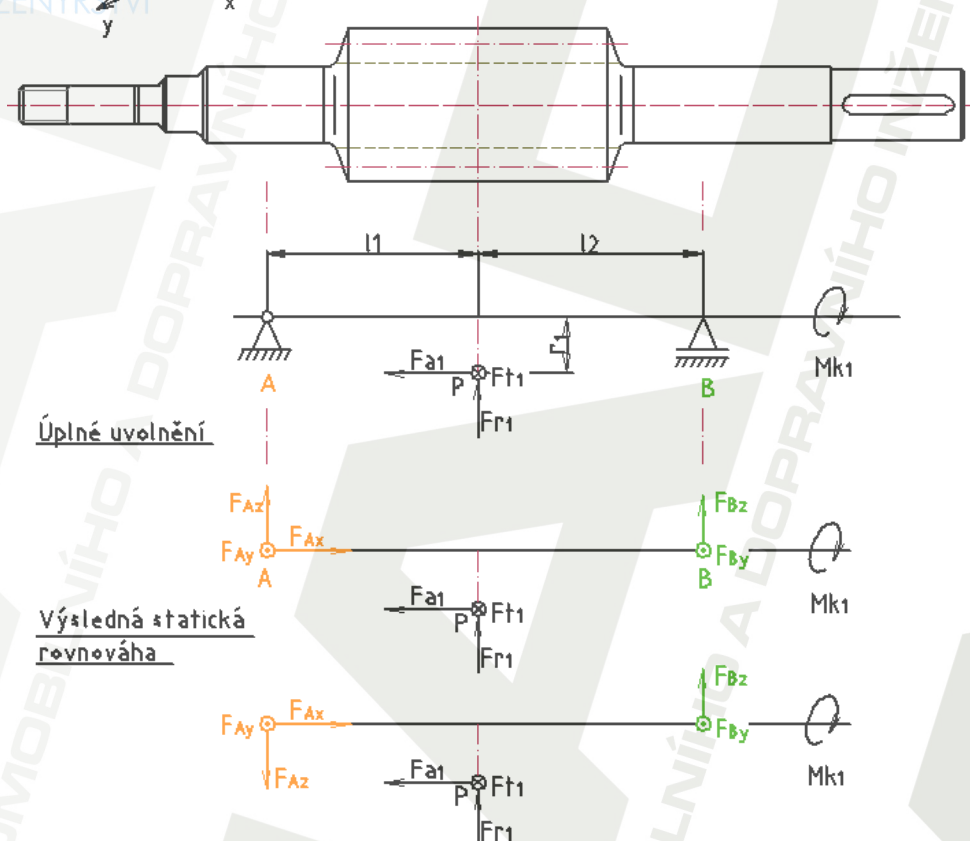
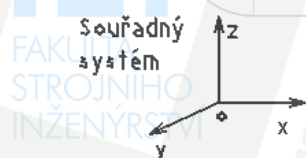
$$F_{Az} = -F_{r1} - F_{Bz} = -F_{r1} - \left(\frac{F_{a1} \cdot r_1 - F_{r1} \cdot l_1}{l_1 + l_2} \right)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{a1} \cdot r_1 - F_{r1} \cdot l_1}{l_1 + l_2}$$

$$F_{Ax} = 9311,5235 N$$

$$F_{Az} = -2521,8253 - 57,0285 = -2578,8538 N$$

$$F_{Bz} = \frac{9311,5235 \cdot 0,032 - 2521,8253 \cdot 0,113}{0,113 + 0,115} = 57,0285 N$$



Obr. 21 Vnější silový rozbor šnek. hřídele

$$F_{Ax} = 9311,5235 N$$

$$F_{Az} = -2521,8253 - 57,0285 = -2578,8538 N$$

$$F_{Bz} = \frac{9311,5235 \cdot 0,032 - 2521,8253 \cdot 0,113}{0,113 + 0,115} = 57,0285 N$$

• Šneková hřídel, rovina Y - X:

$$\sum F_x = 0 : F_{Ax} - F_{A1} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : F_{By} - F_{t1} + F_{Ay} = 0$$

(4/4-2)

$$\sum M_{zA} = 0 : F_{t1} \cdot l_1 - F_{By} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$F_{Ay} = F_{t1} - F_{By}$$

$$F_{By} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{l_1 + l_2}$$

$$F_{Ay} = 1641,2854 - 813,4441 = 827,8413 \text{ N}$$

$$F_{By} = \frac{1641,2854 \cdot 0,113}{0,113 + 0,115} = 813,4441 \text{ N}$$

Ložisko A

$$F_{Ax} = 9311,5235 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 827,8413 \text{ N}$$

$$F_{Az} = -2578,8538 \text{ N}$$

Ložisko B

$$F_{By} = 813,4441 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = 57,0285 \text{ N}$$

Celková radiální síla F_{AR}

$$F_{AR} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} =$$

$$F_{AR} = \sqrt{(-2578,8538)^2 + 827,8413^2}$$

$$F_{AR} = 2708,4697 \text{ N}$$

Celková radiální síla F_{BR}

$$F_{BR} = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2} =$$

$$F_{BR} = \sqrt{57,0285^2 + 813,4441^2}$$

$$F_{BR} = 815,441 \text{ N}$$

Kde výraz:

$$l_1 = 0,113 \text{ m}$$

- vzdálenost od ložiska A k ose šneku [m]

$$l_2 = 0,115 \text{ m}$$

- vzdálenost od ložiska B k ose šneku [m]

$$r_1 = d_1/2 = 0,032 \text{ m}$$

- poloměr základní kružnice [m]

$$P$$

- pól styku ozubení

• **Hřidel šnekového kola, rovina Z - X:**

$$\sum F_x = 0 : F_{cx} - F_{a2} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : F_{cz} - F_{r2} + F_{Dz} = 0$$

(4/4-3)

$$\sum M_{yA} = 0 : -F_{r2} \cdot l_1 + F_{a2} \cdot r_{w2} + F_{Dz} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$F_{Cx} = F_{a1}$$

$$F_{Cz} = F_{r2} - F_{Dz}$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{r2} \cdot l_1 - F_{a2} \cdot r_{w2}}{l_1 + l_2}$$

$$F_{Cx} = 1641,2854 N$$

$$F_{Cz} = 2521,8253 + 329,826 = 2851,6513 N$$

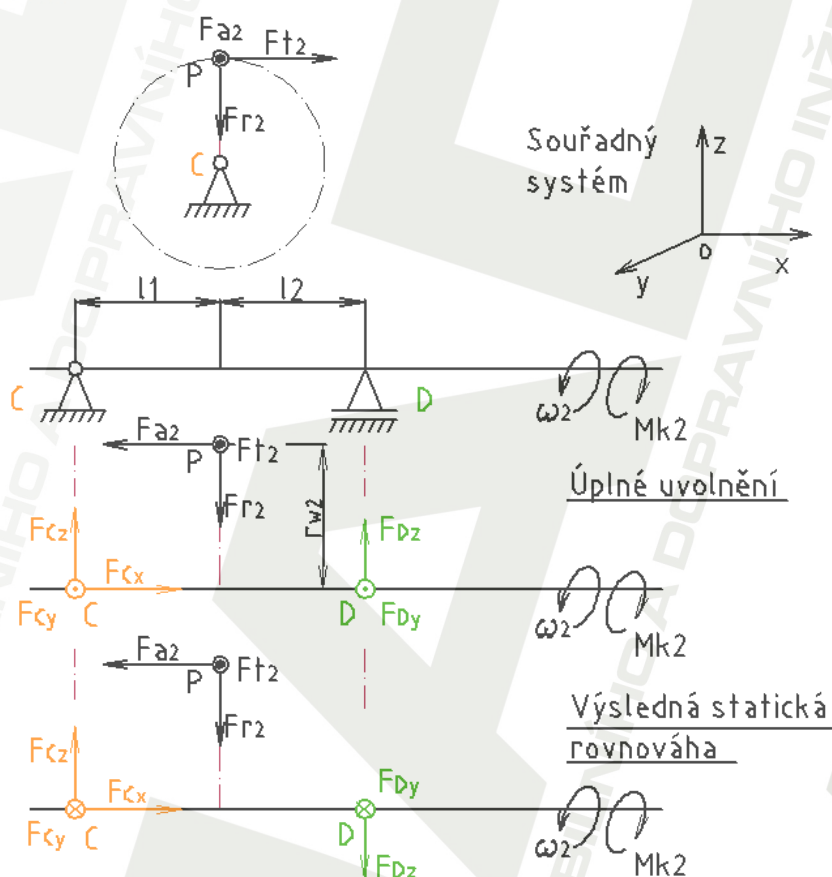
$$F_{Dz} = \frac{2521,8254 \cdot 0,0828 - 1641,2854 \cdot 0,1605}{0,0828 + 0,0828} = -329,826 N$$

Hřídel šnekového kola, rovina Y - X:

$$\sum F_y = 0 : F_{Cy} + F_{t2} + F_{Dy} = 0$$

$$\sum M_{zA} = 0 : -F_{t2} \cdot l_1 - F_{Dy} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

(4/4-4)



Obr. 22 Vnější silový rozbor hřídele šnekového kola

$$F_{Ay} = -F_{t2} - F_{Dy}$$

$$F_{By} = \frac{-F_{t2} \cdot l_1}{l_1 + l_2}$$

$$F_{Ay} = -9311,5235 + 4655,7618 = -4655,7618 N$$

$$F_{By} = \frac{-9311,5235 \cdot 0,0828}{0,0828 + 0,0828} = -4655,7618 N$$

Ložisko C

$$F_{Cx} = 1641,2854 N$$

$$F_{Cy} = -4655,7618 N$$

$$F_{Cz} = 2851,6513 N$$

Celková radiální síla F_{CR}

$$F_{CR} = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2} =$$

$$F_{CR} = \sqrt{2851,6513^2 + (-4655,7618)^2}$$

$$F_{CR} = 5459,6733 N$$

Kde výraz:

$$l_1 = l_2 = 0,0828 \text{ m} \quad - \text{ vzdálenost od ložiska C, D k ose šneku [m]}$$

$$r_{w1} = d_{w2}/2 = 0,1605 \text{ m} \quad - \text{ poloměr základní kružnice [m]}$$

$$P \quad - \text{ pól styku ozubení}$$

Jak je patrné z obr. 22, silový rozbor hřídele šnekového kola provádím pro podpory v rámci převodové skříně. Při řešení případu pro radiální ložisko umístěno za bubnem výtahu (ložisko „E“), úloha řešení silových reakcí nabývá neurčitosti pro rovnice statické rovnováhy.

Ložisko D

$$F_{Dy} = -4655,7618 N$$

$$F_{Dz} = -329,826 N$$

Celková radiální síla F_{DR}

$$F_{DR} = \sqrt{F_{Dz}^2 + F_{Dy}^2} =$$

$$F_{DR} = \sqrt{(-329,826)^2 + (-4655,7618)^2}$$

$$F_{DR} = 4667,43 N$$

4. 5 KONROLA LOŽISEK

K zachycení axiální síly na šnekové hřídeli je použito axiální kuličkové ložisko dle ČSN 02 4730 (jedná se o obousměrné axiální ložisko), axiální sílu na hřídeli šnekového kola přenáší kruhové ocelové destičky, které se kalí a poté usadí na oba boky šnekového kola. Dochází tak ke styku dvou materiálů kalená ocel – litina, jenž vykazuje nízký součinitel tření ($f = 0,005$ až $0,008$, [6, str. 34]).

Radiální síly jsou zachycovány pomocí kluzných ložisek vyrobených ze slitutého bronzu, který má výborné kluzné vlastnosti (nízký součinitel tření) a díky své pórovitosti umožňuje trvalé mazání kluzných ploch i při dlouhodobějších provozních pauzách (viz katalog kluzných ložisek SKF).

LOŽISKO „A“: a) Radiální kluzné ložisko

b) Axiální ložisko 52 406 ČSN 02 4730

a) Radiální kluzné ložisko:

Kontrolní výpočet kluzných ložisek je uveden [4, str. 171].

BEZPEČNOST:

$$1. (0,3 \div 0,5) < b/d < (1,0 \div 1,5) \quad - \text{ podmínka poměru } b/d$$

$$(0,3 \div 0,5) < 52 / 40 < (1,0 \div 1,5)$$

$$(0,3 \div 0,5) < 1,3 < (1,0 \div 1,5)$$

$$2. S_{OD} = \frac{F \cdot \psi_e^2}{(b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega_A)} = \frac{2708,4697 \cdot (0,8 \cdot 10^{-3})^2}{(0,052 \cdot 0,040 \cdot 0,02 \cdot 16,6)}$$

- podmínka pro Sommerfeldovo číslo

$$S_{OD} = 2,51 \dots 1 < S_{OD} < 15$$

VYHOVUJE

3. $\varepsilon \Rightarrow$ dle grafu [4, st. 177],

- podmínka pro relativní výstřednost

$$\varepsilon = 0,72 \dots 0,95 > \varepsilon > 0,7$$

VYHOVUJE

$$4. h_o > 3,4 \cdot (R_{aH} + R_{aP}) + (2 \div 15)$$

- podmínka nejmenší tloušťky olejové

$$4,48 > 3,4 \cdot (0,2 + 0,4) + 2$$

vrstvy

$$4,48 > 4,02 \text{ } [\mu\text{m}]$$

VYHOVUJE

Charakteristiky ložiska:

$$F = F_{AR} = 2708,4697 \text{ N}$$

- radiální síla v ložisku „A“ [N]

$$b = 52 \text{ mm}$$

- délka ložiska [mm]

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

- valivý průměr [mm]

$$\psi_e = 0,8 \cdot 10^{-3}$$

- hydrodynamická účinnost ložiskové vůle

$$\omega_A = \omega_1 = 16,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

- rychlost proudění maziva [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$h_o = 0,5 \cdot \psi_e \cdot d \cdot (1 - \epsilon) \cdot 10^3$$

- nejmenší tloušťka olejové vrstvy [m]

$$0,5 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot (1 - 0,72) \cdot 10^3 = 4,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$R_{aH} = (0,2 \text{ až } 0,8) = 0,2 \text{ } \mu\text{m}$$

- drsnost čepu [μm]

$$R_{aP} = (0,4 \text{ až } 1,6) = 0,4 \text{ } \mu\text{m}$$

- drsnost pouzdra [μm]

$$\eta_v = 0,02 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

- dynamická viskozita [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

Materiál pouzdra: cínový bronz (slinutý) - modul pružnosti $E = 1,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$,

Poissonovo číslo $\nu = 0,35$, teplotní roztažnost $\alpha = 18 \cdot 10^{-6} [\text{K}^{-1}]$.

b) Axiální ložisko 52 406 ČSN 02 4730

~ Zatížení ložiska: $F_{a1} = 9311,5235 \text{ N}$

~ Ekvivalentní zatížení: $F_e = F_{a1} = 9311,5235 \text{ N}$

~ Trvanlivost ložiska: $\bullet L_h = \left(\frac{C_{10}}{F_e} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq \text{Požadovaná hodnota} \quad (4/5-1)$

$$L_h = \left(\frac{72,8 \cdot 10^3}{9311,5235} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1000}$$

$$L_h = 7964,91 \text{ h}$$

~ Celkový počet otáček:

$$\bullet L_{ot} = 60 \cdot L_h \cdot n_2 \quad (4/5-2)$$

Hodnoty volím dle údajů výrobce ložisek SKF:

$$C_{10} = 72,8 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ dynamická únosnost ložiska [N]}$$

Podklady pro výpočet trvanlivosti, jsem získal z [4, st. 128]. Axiální ložisko jsem kontroloval podle parametrů výrobce SKF.

LOŽISKO „C“: a) Radiální kluzné ložisko

b) Axiální ložisko - kalená ocelová destička

a) Radiální kluzné ložisko:

Kontrolní výpočet kluzných ložisek je uveden [4, st. 171].

BEZPEČNOST:

1. $(0,3 \div 0,5) < b/d < (1,0 \div 1,5)$ - podmínka poměru b/d
 $(0,3 \div 0,5) < 70/65 < (1,0 \div 1,5)$
 $(0,3 \div 0,5) < 1,077 < (1,0 \div 1,5)$
VYHOVUJE
2. $S_{OD} = \frac{F \cdot \psi_e^2}{(b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega_A)} = \frac{5459,6733 \cdot (0,8 \cdot 10^{-3})^2}{(0,070 \cdot 0,065 \cdot 0,022 \cdot 618)} = 14,67 \dots\dots\dots 1 < S_{OD} < 15$ - podmínka pro Sommerfeldovo číslo
VYHOVUJE
3. $\varepsilon \Rightarrow$ dle grafu [4, st. 177],
 $\varepsilon = 0,943 \dots\dots 0,95 > \varepsilon > 0,7$ - podmínka pro relativní výstřednost
VYHOVUJE
4. $h_o > 3,4 \cdot (R_{aH} + R_{aP}) + (2 \div 15)$ - podmínka nejmenší tloušťky olejové vrstvy
 $7,68 > 3,4 \cdot (0,2 + 0,4) + 2$
 $7,68 > 4,02 \quad [\mu\text{m}]$
VYHOVUJE

Charakteristiky ložiska:

- | | |
|--|---|
| $F = F_{CR} = 5459,6733 \text{ N}$ | - radiální síla v ložisku „C“ [N] |
| $b = 70 \text{ mm}$ | - délka ložiska [mm] |
| $d = 65 \text{ mm}$ | - valivý průměr [mm] |
| $\psi_e = 0,8 \cdot 10^{-3}$ | - hydrodynamická účinnost ložiskové vůle |
| $\omega_A = \omega_1 = 2,618 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | - rychlost proudění maziva [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| $h_o = 0,5 \cdot \psi_e \cdot d \cdot (1 - e) \cdot 10^3$
nebo
$h_o = 0,00508 + 0,00004 \cdot d = 0,00508 + 0,00004 \cdot 65 = 7,68 \mu\text{m}$ | - nejmenší tloušťka olejové vrstvy [μm , m] |
| $R_{aH} = (0,2 \text{ až } 0,8) = 0,2 \mu\text{m}$ | - drsnost čepu [μm] |
| $R_{aP} = (0,4 \text{ až } 1,6) = 0,4 \mu\text{m}$ | - drsnost pouzdra [μm] |

$$\eta_v = 0,02 \text{ Pa.s}$$

- dynamická viskozita [Pa.s]

Materiál pouzdra: cínový bronz (slinutý) - modul pružnosti $E = 1,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$,Poissonovo číslo $\nu = 0,35$, teplotní roztažnost $\alpha = 18 \cdot 10^{-6} [\text{K}^{-1}]$.

Kontrolu ložisek provádím pro ložiska nejvíce namáhaná, dle výsledků vyšetření reakcí v ložiscích kapitoly 4. 4 Pro symetrii uložení šnekové hřídele jsou užitá radiální ložiska stejného typu, u hřídele šnekového kola je návrh uložení obdobný.

4. 6 Návrh nejmenších průměrů hřídelí

Obecný vztah pro výpočet:

$$D_{\min} = d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \quad (4/6-1)$$

M_k ...krouticí moment na hřídeli [N.m]

τ_{Dk} ...dovolené napětí v krutu [N.m]

Min. průměr na šnekové hřídeli $D_{1\min}$:

$$M_{k1} = 52,5211 \text{ N.m}$$

$$\tau_{Dk} = 40 \text{ N. m, voleno dle [5, str. 25]}$$

Minimální průměr hřídele jsem stanovil dle grafu [5, str. 18]:

$$D_{1\min} = \underline{18 \text{ mm}}, \text{ mnou volený nejmenší průměr hřídele:}$$

$$D_{1\min} = \underline{20 \text{ mm}}$$

Min. průměr hřídeli šnek. kola $D_{2\min}$:

$$M_{k2} = 1494,4999 \text{ N.m}$$

$$\tau_{Dk} = 40 \text{ N. m, voleno dle [5, str. 25]}$$

Minimální průměr hřídele jsem stanovil dle grafu [5, str. 18]:

$$D_{2\min} = \underline{56 \text{ mm}}, \text{ mnou volený nejmenší průměr hřídele:}$$

$$D_{2\min} = \underline{60 \text{ mm}}$$

4. 7 Návrhový výpočet modulu

Pro návrhový výpočet modulu m jsem využil vztah pro známé převodové číslo a osovou vzdálenost a_w dle podkladů [5, str. 143].

$$m = \frac{(1,7 \dots 1,4) a_w}{u \cdot z_1} = \frac{1,5 \cdot 192,5}{40 \cdot 1} = 7,21875 \approx 8 \quad (4/7-1)$$

4. 8 Kontrola pera na otláčení

Šneková hřídel:

- spojení šnekového hřídele s hřídelí motoru: průměr hřídele $D = 38\text{mm}$ $\Rightarrow$ viz. ČSN 02 2562: $\Rightarrow$ **Pero 10 e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562**

Tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem:



$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} \leq p_D \quad \dots \quad p_1 = \frac{F_1}{l_1 \cdot t} \leq 100 \text{ MPa} \quad (4/8-1)$$

$$\Rightarrow l_1 = \frac{F_1}{p_D \cdot t}$$

$$l_1 = \frac{3632,67}{120 \cdot 4,7} =$$

$$l_1 = 7,814\text{mm}, \text{ volím délku pera } l = \underline{60\text{mm}}$$

Síla na boku drážky

$$\Rightarrow F_1 = \frac{M_{k1}}{\frac{D}{2} \cdot \frac{t}{2}} = \frac{52,5211}{\frac{38}{2} \cdot \frac{4,7}{2}} = \underline{3627,804\text{N}}$$

$$\bullet \quad p_1 = \frac{3627,804}{60 \cdot 4,7}$$

$$p_1 = \underline{13,024\text{MPa}} \leq 100\text{MPa} \quad \text{VYHOVUJE}$$

Tlak mezi bokem drážky v náboji a perem:

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} \leq p_D \quad \dots \quad p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l_2 - b)} \leq 50 \text{ MPa} \quad (4/8-2)$$

$$\Rightarrow l_2 = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} + b$$

$$l_2 = \frac{2355,206}{50 \cdot 3,3} + 10$$

$$l_2 = 24,274\text{mm}, \text{ volím délku pera } l = \underline{60\text{mm}}$$

Síla na boku drážky

$$\Rightarrow F_2 = \frac{M_{k1}}{\frac{D}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{52,5211}{\frac{20}{2} + \frac{3,3}{2}} = \underline{2355,206\text{N}}$$

$$\bullet \quad p_2 = \frac{2355,206}{3,3 \cdot (60 - 10)}$$

$$p_2 = \underline{14,274\text{MPa}} \leq 50\text{MPa} \quad \text{VYHOVUJE}$$

Hodnoty l_1 a l_2 jsou vypočítané délky pera ze vztahů výše, přičemž pro mou zvolenou délku pera dle ČSN 02 2562 musí platit $l \geq l_1, l_2$:

Délka pera 10 e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562: $l = 60\text{mm}$

Hřídel šnekového kola:

- spojení hřídele šnekového kola a náboje šnekového kola: průměr hřídele $D = 73\text{mm}$, viz. ČSN 02 2562: $\Rightarrow$ **Pero 20 e7 x 12 x 225 ČSN 02 2562**

Tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} \leq p_D \quad \dots \quad p_1 = \frac{F_1}{l_1 \cdot t} \leq 100 \text{ MPa} \quad (4/8-3)$$

$$\Rightarrow l_1 = \frac{F_1}{p_D \cdot t} \quad l_1 = \frac{F_1}{p_D \cdot t}$$

$$l_1 = \frac{45564,021}{100 \cdot 7,4}$$

$$l_1 = 61,573 \text{ mm} \quad \text{volím délku pera } l = 225 \text{ mm}$$

Síla na boku drážky

$$\Rightarrow F_1 = \frac{M_{k2}}{\frac{D}{2} \cdot \frac{t}{2}} = \frac{1494,4999}{\frac{73}{2} \cdot \frac{7,4}{2}} = 45564,021 \text{ N}$$

$$\bullet \quad p_1 = \frac{45564,021}{225 \cdot 7,4}$$

$$p_1 = 27,369 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad \text{VYHOVUJE}$$

Tlak mezi bokem drážky v náboji a perem:

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} \leq p_D \quad \dots \quad p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l_2 - b)} \leq 60 \text{ MPa} \quad (4/8-4)$$

$$\Rightarrow l_2 = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} + b$$

$$l_2 = \frac{38518,039}{60 \cdot 4,6} + 20$$

$$l_2 = 159,558 \text{ mm}, \text{ volím délku pera } l = 225 \text{ mm}$$

Síla na boku drážky

$$\Rightarrow F_2 = \frac{M_{k2}}{\frac{D}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1494,4999}{\frac{73}{2} + \frac{4,6}{2}} = 38518,039 \text{ N}$$

$$\bullet \quad p_2 = \frac{38518,0387}{4,6 \cdot (225 - 20)}$$

$$p_2 = 40,846 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \quad \text{VYHOVUJE}$$

Hodnoty l_1 a l_2 jsou vypočítané délky pera ze vztahů výše, přičemž pro mou zvolenou délku pera dle ČSN 02 2562 musí platit $l \geq l_1, l_2$:

Délka pera 20 e7 x 12 x 225 ČSN 02 2562: $l = 225 \text{ mm}$, délka pera l je dosažena třemi pery o délce 75 mm.

- spojení hřídele šnekového kola a bubnu výtahu: průměr hřídele

$D = 70\text{mm}$, viz. ČSN 02 2562: $\Rightarrow$ **Pero 22 e7 x 14 x 445 ČSN 02 2562**

Při dané délce pera $l = 445\text{ mm}$, vyplývá ze vztahů pro pero 20 e7 x 12 x 225 ČSN 02 2562, že pero VYHOVUJE proti nebezpečí na otlačení.

- Pro přenos kroutícího momentu využívám možnosti nalisování hřídele do náboje za pomoci lisu, této možnosti využívám ve všech případech přenosu kroutícího momentu. Díky této technologii jsou hřídele v místech přenosu kroutícího momentu opatřeny pouze jedním perem o délce, která byla navržena výše.

4. 9 Pevnostní výpočet šnekového soukolí

Věnc šnekového kola, je zhotoven z cínového brozu CuSn12, který je náchylný na dolíčkové vydrolování (pitting) viz str. 22. Pro stávající materiál vyplývá následující kontrolní (pevnostní) výpočet šnekového soukolí (viz str. 22 až 24).

4. 9. 1 Kontrola únavového dolíčkovitého opotřebení (pitting)

- Napětí v dotyku:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tw2} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_{w2}}} \quad (4/9-1)$$

$$\sigma_H = 156,2,817,0,7595 \sqrt{\frac{9311,5235,0,993}{56 \cdot 321}}$$

$$\sigma_H = 239,3743 \text{ MPa}$$

- Součinitel materiálu:

$$Z_E = \left[\pi \left(\frac{1 - \mu_3^2}{E_3} + \frac{1 - \mu_4^2}{E_4} \right) \right] \quad (4/9-2)$$

$$Z_E = 156 \text{ MPa} \quad \text{volím dle [6, str. 601]}$$

- Součinitel tvaru zubu:

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos \gamma}{\sin(2\alpha)}} \quad (4/9-3)$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos 7,1808^\circ}{\sin(2 \cdot 15^\circ)}}$$

$$Z_H = 2,817$$

- Součinitel součtové délky stykových čar zubů:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{\cos \gamma}{\varepsilon_{\alpha}}} = \quad (4/9-4)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{\cos 7,1808^{\circ}}{1,72}}$$

$$Z_{\varepsilon} = 0,7595$$

- Součinitel trvání záběru profilu:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,8 - 3,2 \left(\frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \gamma \quad (4/9-5)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,8 - 3,2 \left(\frac{1}{40} \right) \right] \cos 7,1808^{\circ}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,72$$

- Součinitel zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,775 \cdot 1,069 \quad (4/9-6)$$

$$K_H = 0,993$$

- Součinitele zatížení jsou:

$$\sim K_A = 1,2 \quad \text{- součinitel vnějších dynamických sil, dle [5, str. 133]}$$

$$\sim K_V = 1 \quad \text{- součinitel vnitřních dynamických sil, dle [5, str. 134]}$$

$$\sim K_{H\alpha} = 0,775 \quad \text{- součinitel rozdělení zatížení na spoluzabírající páry zubů.}$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{\lambda \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,72} = 0,775$$

$$\lambda \approx 0,75; 1,5 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 1,8$$

$$\sim K_{H\beta} = 1,068 \quad \text{- součinitel koncentrace zatížení podél dotykových čar.}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2^3}{\theta} \right) \cdot (1 - \kappa) = 1 + \left(\frac{40}{72} \right) \cdot (1 - 0,6) = 1,068$$

$$\theta = 72 \quad \text{- součinitel deformace šneku [2, str. 190]}$$

$$\kappa = 0,6 \quad \text{- pomocný součinitel, pro málo proměnlivé zatížení}$$

- Obvodová síla na roztečné kružnici:

$$F_{t2} = F_{tw2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{w2}} \quad (4/9-7)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 1494,4999}{0,321}$$

$$F_{tw2} = 9311,5235 N$$

➤ **Bezpečnost proti tvorbě pittingu:**

$$S_H = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{\sigma_H} \geq 1,1 \quad (4/9-8)$$

$$S_H = \frac{200 \cdot 1,35}{239,3743} \geq 1,1$$

$$S_H = 1,13 \geq 1,1$$

Soukolí **vyhovuje** bezpečnosti proti zadírání i pittingu.

~ $\sigma_{H \lim}$ - je únavová pevnost materiálu kola v dotyku, volím z [5, str. 157]:

$$\sigma_{H \lim} = 200 \text{ MPa}$$

- Součinitel trvanlivosti pro dotyk:

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{25 \cdot 10^7}{L}}$$

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{25 \cdot 10^7}{2,25 \cdot 10^7}}$$

$$Z_N = 1,35$$

$$1 \leq Z_N \leq 1,8$$

$$1 \leq 1,35 \leq 1,8$$

VYHOVUJE

- Počet cyklů šnekového kola:

$$L = 60 \cdot L_h \cdot n_2$$

$$L = 60 \cdot 15000 \cdot 25$$

$$L = 2,25 \cdot 10^7$$

$$L_h = 15\,000 \text{ h} - \text{požadovaná trvanlivost ozubení [h]}$$

(4/9-10)

4. 9. 2 Kontrola bezpečnosti proti únavovému lomu (ohyb)

- Napětí v ohybu:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_{tw2} \cdot K_A}{m_n \cdot b_2} \quad (4/9-11)$$

$$\sigma_F = 1,550 \cdot \frac{9311,5235 \cdot 0,0897}{8 \cdot 56}$$

$$\sigma_F = 28,898 \text{ MPa}$$

$$K_A \approx K_H - \text{součinitel zatížení}$$

➤ **Bezpečnost:**

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot Y_N}{\sigma_F} \geq 1,5 \quad (4/9-12)$$

$$S_F = \frac{130,1,3}{28,898} \geq 1,5$$

$$S_F = 5,85 \geq 1,5$$

Soukolí **vyhovuje** na kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu.

$\sigma_{F \lim}$ - únavová pevnost v ohybu. Volím z [5, str. 157]. $\sigma_{F \lim} = 130 \text{ MPa}$

- Počet zubů porovnávacího (virtuálního) kola:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} \quad (4/9-13)$$

$$z_v = \frac{40}{\cos^3 7,1808^\circ}$$

$$z_v = 40,9562$$

- Součinitel tvaru zubu:

$$Y_F = 1,45 \quad \text{volím dle tabulek [5, str. 144]} \quad (4/9-14)$$

- Součinitel trvanlivosti pro ohyb:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{L}} \quad (4/9-15)$$

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{2,25 \cdot 10^7}}$$

$$Y_N = 1,3$$

$$1 \leq Y_N \leq 1,85$$

$$1 \leq 1,3 \leq 1,85$$

VYHOVUJE

Zhodnocení bezpečnosti zubů šnekového soukolí, patří mezi nejdůležitější části výpočtu šnekového soukolí. Určující roli pro vyhovující navržení a tedy zaručený chod šnekového soukolí pro danou trvanlivost je materiál zubů šneku a šnekového kola. Výsledky bezpečnosti zubů šnekového soukolí na kontaktní napětí (pitting) a ohyb jsou uvedeny v tab. 11.

4. 9. 3 Zhodnocení bezpečnosti zubů šnekového soukolí

Tab. 11 Výsledky bezpečnosti proti pittingu, na únavu v ohybu

Bezpečnost proti pittingu	Bezpečnostní výpočet na únavu v ohybu
$S_H = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_n}{\sigma_H} \geq 1,1$	$S_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot Y_n}{\sigma_F} \geq 1,5$
$S_H = 1,13 \geq 1,1$ vyhovuje	$S_F = 5,85 \geq 1,5$ vyhovuje
Kontrolováno pro trvanlivost 15 000 hod.	

4. 10 Kontrolní výpočet bezpečnosti proti přehřátí

➤ **Bezpečnost proti přehřátí:**

$$S_T = \frac{\bar{Q}_{od}}{P_Z} \geq 1 \quad (4/10-1)$$

$$S_T = \frac{1,8}{1,57} \geq 1$$

$$S_T = 1,144 \geq 1$$

Soukolí **vyhovuje** na kontrolní výpočet bezpečnosti proti přehřátí

– Celkový ztrátový výkon:

$$P_Z = (1 - \eta_Z) \cdot P_1 \quad (4/10-2)$$

$$P_Z = (1 - 0,711) \cdot 5,5$$

$$P_Z = 1,589 \text{ kW}$$

– Teplo odvedené olejem pro převody s horním šnekem:

$$\bar{Q}_{od} = (\delta_D \cdot A \cdot k) = 70 \cdot 1,52 \cdot 0,017 \quad (4/10-3)$$

$$\bar{Q}_{od} = 1,8 \text{ kW}$$

Teplotní charakteristiky:

$$\sim A = 1,52 \text{ m}^2 \quad \text{– povrch skříně odvádějící teplo [m}^2\text{]}$$

$$A = 9 \cdot 10^{-5} \cdot a_w^{1,85} = 9 \cdot 10^{-5} \cdot 192,5^{1,85}$$

$$A = 1,52 \text{ m}^2$$

$$\sim k = 0,02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{– součinitel přestupu tepla [m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$k \cong 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,23 \cdot n_1^{0,75}) \cdot 0,85$$

$$k \cong 9 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,23 \cdot 16,6^{0,75}) \cdot 0,85$$

$$k \cong 0,17 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

$$\sim \delta_D = 70^\circ \text{C} \quad \text{– dovořený teplotní spád [}^\circ\text{C]}$$



$$\delta_D = t_{L_{\max}} - t_0 = 90 - 20 = 70^\circ C$$

$t_{L_{\max}}$ - teplota oleje (70 až 90°C)
 t_0 - teplota okolí (20°C)

Kompletní rozbor teplotní únosnosti převodové skříně, je znázorněn na str. 25.

4. 11 Kontrolní výpočet průhybu hřídele šneku

- Dílčí průhyb ve dvou kolmých rovinách:

$$y_r = \frac{F_{r1} J_2^3}{48 EI}$$

$$y_t = \frac{F_{t1} J_2^3}{48 EI} \quad (4/11-1)$$

$$y_r = \frac{2521,8253 \cdot 0,115^3}{48 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1,31767 \cdot 10^{-5}}$$

$$y_t = \frac{1641,2854 \cdot 0,115^3}{48 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1,31767 \cdot 10^{-5}}$$

$$y_r = 0,028 mm$$

$$y_t = 0,019 mm$$

- Výsledný průhyb y:

$$y = \sqrt{y_r^2 + y_t^2}$$

$$(4/11-2)$$

$$y = \sqrt{0,028^2 + 0,019^2}$$

$$y = 0,03 mm$$

- Dovolенý průhyb hřídele šneku:

$$y_D = 0,004 \cdot m_n$$

$$(4/11-3)$$

$$y_D = 0,004 \cdot 8$$

$$y_D = 0,032 mm$$

- Bezpečnost proti průhybu:

$$S_y = \frac{y_D}{y} \geq 1$$

$$(4/11-4)$$

$$S_y = \frac{0,032}{0,03} \geq 1$$

$$S_y = 1,1 \geq 1$$

Soukolí **vyhovuje** na kontrolní výpočet průhybu hřídele.

Pro dané hodnoty platí:

$$E = 2,06 \cdot 10^5 MPa$$

– modul pružnosti pro ocel šneku [MPa]

$$I = 1,31767 \cdot 10^{-5} m^4$$

– kvadratický moment [m⁴]

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{4} = \frac{\pi \cdot 0,064^4}{4} = 1,31767 \cdot 10^{-5} m^4$$

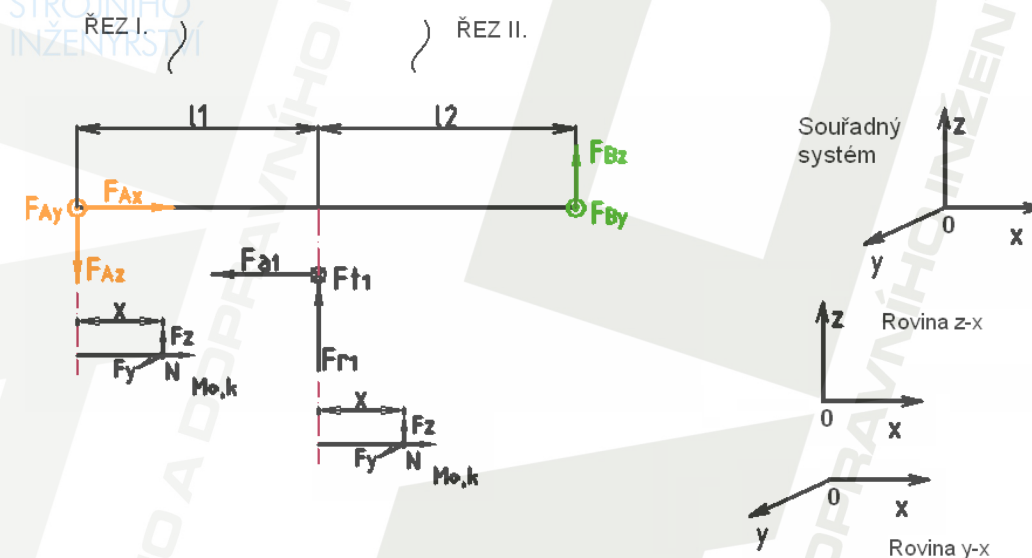
$$l_2 = 0,115 mm$$

– vzdálenost od ložiska ke šneku [mm]

4. 12 Výsledné vnitřní účinky - VVU

Důležitým parametrem pro zjištění vnitřních účinků v hřídeli, je zjištění vnějších sil, které vznikají vzájemnou interakcí zubů, při které dochází k přenosu sil ze šneku na šnekové kolo (platí pro převod do pomalu str. 26). Síly se posléze přenášejí do podpor (ložisek), které slouží ke správnému chodu a funkčnímu uložení hřídele. Hřídel je tedy po svém průřezu namáhána silovými účinky, kterým musí vzdorovat. Silové účinky na hřídel pro případ návrhu šnekového převodu pohonu výtahu jsou následující:

Hřídel šneku:



Obr. 22 Silový rozbor na šnekové hřídeli pro řešení VVU

➤ **Výsledné rovnice vnitřních účinků šnekové hřídele:**

Rovina z - x

$$N = F_{Ax}$$

$$M_k = -F_{t1} \cdot r_1$$

Řez I.

$$F_z^I = F_{Az}$$

$$M_{oy}^I = -F_{Az} \cdot x$$

Řez II.

$$F_z^II = F_{Az} - F_{r1}$$

$$M_{oy}^{II} = -F_{Az} \cdot (l_1 + x) + F_{a1} \cdot r_1 + F_{r1} \cdot x$$

Rovina y - x

$$N = F_{Ax}$$

$$M_k = -F_{t1} \cdot r_1$$

Řez I.

$$F_y^I = -F_{Ay}$$

$$M_{oz}^I = -F_{Ay} \cdot x$$

Řez II.

$$F_y^{II} = F_{Az} - F_{r1}$$

$$M_{oz}^{II} = -F_{ay} \cdot (l_1 + x) + F_{t1} \cdot x$$

(4/12-1)

➤ **Výsledné rovnice vnitřních účinků hřídele šnekového kola:** vychází se z obdobného řešení, jak je uvedeno u vyřešení vnitřních účinků šnekové hřídele (4/12-1).

Rovina z - x

$$N = F_{Cx}$$

Rovina y - x

$$N = F_{Ax}$$

(4/12-2)

Rovina z - x

$$M_k = -F_{t2} \cdot r_{w2}$$

Řez I.

$$F_z^I = -F_{cz}$$

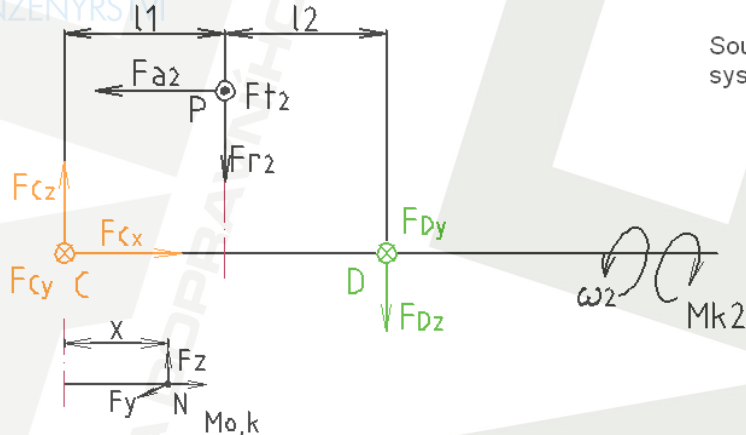
$$M_{oy}^I = -F_{az} \cdot x$$

Řez II.

$$F_z^II = -F_{cz} + F_{r2}$$

$$M_{oy}^{II} = F_{cz} \cdot (l_1 + x) - F_{a2} \cdot r_{w2} - F_{r2} \cdot x$$

Hřídel šnekového kola:



Rovina y - x

$$M_k = -F_{t2} \cdot r_{w2}$$

Řez I.

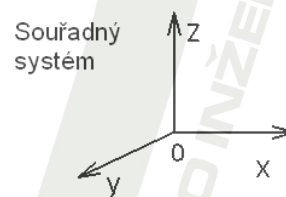
$$F_y^I = F_{cy}$$

$$M_{oz}^I = F_{cy} \cdot x$$

Řez II.

$$F_y^{II} = F_{cy} - F_{t2}$$

$$M_{oz}^{II} = F_{cy} \cdot (l_1 + x) - F_{t2} \cdot x$$



Obr. 23 Silový rozbor na hřídeli šnekového kola pro řešení VVU

Celkové zakreslení výsledných vnitřních účinků je zobrazeno v příloze str. 76. Hodnoty sil a vzdálenosti ložisek od šneku jsou obsaženy na str. 41, 43. Výsledné vztahy jsou odvozeny ze statické rovnováhy. Při řešení statické rovnováhy, nabývají hodnoty v místě řezu kladné směry podle zadaného souřadného systému. Záporné znaménka ve výsledku znamenají, že je směr vektoru síly (momentu) opačný, jak je zakresleno na obr. 23.

4. 13 Kontrola bezpečnosti hřídelí

Kontrola bezpečnosti hřídele vychází z rozboru výsledných vnitřních účinků a zabývá se statickou zátěží a zátěží dynamickou. Kontrola je zaměřená na místa, kde je hřídel nejvíce namáhána nebo v nebezpečných místech kumulace energie (ve vrubech, aj.).

~ Kontrola statické bezpečnosti, postup řešení:

1. Napětí pro nominální stav a kumulaci napětí (kritické místo):

(4/13-1)

$$\text{ohyb: } G = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} \quad G_{kr} = G \cdot \alpha$$

$$\text{krut: } \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_{kr} = \tau_k \cdot \alpha$$

2. Redukované napětí:

(4/13-2)

$$G_{RED} = \sqrt{G_{kr}^2 + 3\tau_{kr}^2}$$

3. Bezpečnost:

(4/13-3)

$$k_k = \frac{R_e}{G_{RED}} \geq 1,3$$

~ Kontrola dynamické bezpečnosti, postup řešení:

Kontrola bude prováděna pro kmitavé (cyklické) napětí střídavé (je tak namáhána většina hřídelů).

1. Napětí:

(4/13-4)

$$\begin{aligned} G_m &= 0 & \tau_m &= 0 \\ G_a &= G & \tau_a &= \tau \end{aligned}$$

2. Bezpečnost na ohyb a krut:

(4/13-5)

$$k_G = \frac{G_{Co}}{\frac{\beta_G}{v_G \cdot \varepsilon_{pG}} \cdot G_a} \quad k_\tau = \frac{G_{Ck}}{\frac{\beta_\tau}{v_\tau \cdot \varepsilon_{p\tau}} \cdot \tau_a}$$

3. Celková bezpečnost:

(4/13-6)

$$k_{dyn} = \frac{k_G \cdot k_\tau}{\sqrt{k_G^2 + k_\tau^2}} \geq 1,5$$

4. 13. 1 Hřídel šneku

Nebezpečné místa na hřídeli jsou znázorněna symboly V1 a V2 na obr. 23.

~ **Nebezpečné místo V1:**

rovina x-z:

$$\text{Řez I.: } M_{oy}^I = -(F_{Az} \cdot l_1) \quad (4/13-7)$$

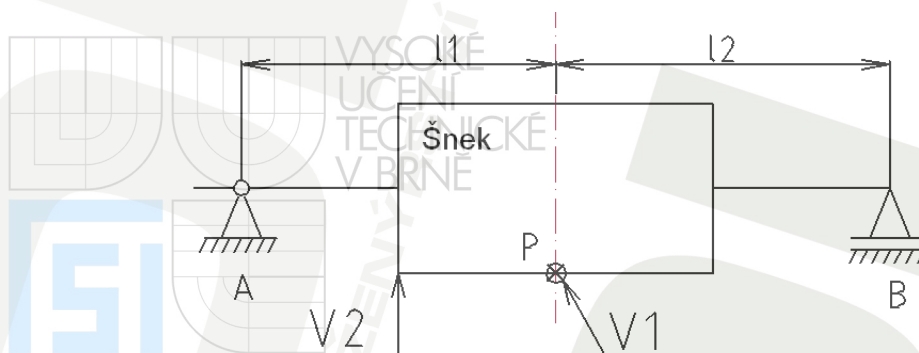
$$M_{oy}^I = -(2578,8538.0,113)$$

$$M_{oy}^I = -291,41 \text{ N.m}$$

$$\text{Řez II.: } M_{oy}^{II} = -F_{Az}(l_1 + x) - F_{r1} \cdot x + F_{a1} r_1 \quad (4/13-8)$$

$$M_{oy}^{II} = -2578,8538.0,013 + 9311,5235.0,032$$

$$M_{oy}^{II} = 6,5588 \text{ N.m}$$



Obr. 24 Místa největšího napětí

Ohybový moment v rovině x-z:

$$M_{oy} = |M_o^I| + |M_o^{II}| \quad (4/13-9)$$

$$M_{oy} = |291,41| + |6,5588|$$

$$M_{oy} = 297,9686 \text{ N.m}$$

rovina x-y:

$$\text{Řez I.: } M_{oz} = (F_{Ay} \cdot l_1) \quad (4/13-9)$$

$$M_{oz} = (827,8413 \cdot 0,113)$$

$$M_{oz} = 95,2017 \text{ N.m}$$

Celkový ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{(M_{oy}^2 + M_{oz}^2)} \quad (4/13-9)$$

$$M_o = \sqrt{297,9686^2 + 95,2017^2}$$

$$M_o = 312,8077 \text{ N.m}$$

Kroutící moment:

$$M_k = 52,5211 \text{ N.m}$$

$x = 0 \text{ m}$ – vzdálenost od středu šneku směrem k ložisku „B“ [m]

Hodnoty l_1 , aj. jsem získal ze str. 39; rovnice VVU (4/12-1).

➤ Kontrola statické bezpečnosti:

1. Napětí v nebezpečném místě (ohyb, krut):

$$\sigma_{kr} = \frac{M_o}{W_p} \cdot \alpha = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha \quad (4/13-10)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{32 \cdot 312,8077}{\pi \cdot 0,064^3} \cdot 1,3$$

$$\sigma_{kr} = 15,8 \text{ MPa}$$

$\alpha = 1,3$ – tvarový součinitel [6, str. 51]

$$\tau_{kr} = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha$$

$$\tau_{kr} = \frac{16 \cdot 52,5211}{\pi \cdot 0,064^3} \cdot 1,3$$

$$\tau_{kr} = 1,3265 \text{ MPa}$$

2. Redukované napětí:

$$G_{RED} = \sqrt{\sigma_{kr}^2 + 3 \cdot \tau_{kr}^2} \quad (4/13-11)$$

$$G_{RED} = \sqrt{15,8^2 + 3 \cdot 1,3265^2}$$

$$G_{RED} = 15,9662 \text{ MPa}$$

3. Statická bezpečnost:

$$k_k = \frac{R_e}{G_{RED}} \geq 1,3 \quad (4/13-12)$$

$$k_k = \frac{600}{15,9662} = 37 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$R_e = 600 \text{ MPa}$ – mez pružnosti materiálu šneku [MPa]

➤ Kontrola dynamické bezpečnosti:

1. Napětí:

$$G_m = 0$$

$$G_a = G = \frac{M_o}{W_p} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_1^3}$$

$$G_a = \frac{32 \cdot 312,8077}{\pi \cdot 0,064^3}$$

$$G_a = 12,1545 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 \cdot 52,5211}{\pi \cdot 0,064^3}$$

$$\tau_a = 1,0204 \text{ MPa}$$

G_m, τ_m - sřření napětí (ohybu, krutu) kmitu [MPa]

G_a, τ_a - amplituda napětí (v ohybu, v krutu) [MPa]

2. Bezpečnost na ohyb a krut:

(4/13-14)

$$k_G = \frac{G_{Co}}{\beta_G \cdot \nu_G \cdot \varepsilon_{pG} \cdot G_a}$$

$$k_G = \frac{400}{2,21 \cdot 0,68 \cdot 0,9 \cdot 12,1548}$$

$$k_G = 9,1$$

$$k_\tau = \frac{G_{Ck}}{\beta_\tau \cdot \nu_\tau \cdot \varepsilon_{p\tau} \cdot \tau_a}$$

$$k_\tau = \frac{250}{2,650 \cdot 0,74 \cdot 0,9 \cdot 1,0204}$$

$$k_\tau = 94,3$$

Pro hodnoty platí:

 $\beta_G = 2,21$ - vrubový součinitel součásti v ohybu [6, str. 52] $\beta_\tau = 1,73$ - vrubový součinitel součásti v krutu [6, str. 52] $\nu_G = 0,68$ - součinitel velikosti součásti v ohybu [5, str. 28] $\nu_\tau = 0,74$ - součinitel velikosti součásti v krutu [5, str. 28] $\varepsilon_p = 0,9$ - součinitel jakosti povrchu [5, str. 29] $G_{co} = 400\text{MPa}$ - únavová pevnost v ohybu [5, str. 24] $G_{ck} = 250\text{MPa}$ - únavová pevnost v krutu [5, str. 24]

3. Celková bezpečnost:

(4/13-15)

$$k_{dyn} = \frac{k_G \cdot k_\tau}{\sqrt{k_G^2 + k_\tau^2}} \geq 1,5$$

$$k_{dyn} = \frac{9,1 \cdot 94,3}{\sqrt{9,1^2 + 94,3^2}} = 9,1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

~ Nebezpečné místo V2:

rovina z - x

$$\text{Řez I.: } M_{oy} = -(F_{Az} \cdot x)$$

(4/13-16)

$$M_{oy} = -(2578,8538 \cdot 0,0335)$$

$$M_{oy} = -86,3916 \text{ N.m}$$

rovina y - x:

$$\text{Řez I.: } M_{oz} = (F_{Ay} \cdot x)$$

(4/13-17)

$$M_{oz} = (827,8413 \cdot 0,0335)$$

$$M_{oz} = 27,7927 \text{ N.m}$$

Celkový ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{(M_{oy}^2 + M_{oz}^2)} \quad (4/13-18)$$

$$M_o = \sqrt{-86,3916^2 + 27,7927^2}$$

$$M_o = 90,7337 \text{ N.m}$$

Krouticí moment:

$$M_k = 0$$

$x = 0,0335 \text{ m}$ - vzdálenost od ložiska „A“ [m]

Hodnoty l_1 , aj. , jsem získal ze str. 39, rovnice VVU (4/12-1).

➤ Kontrola statické bezpečnosti:

1. Napětí v nebezpečném místě (ohyb, krut):

$$G_{kr} = \frac{M_o}{W_p} \cdot \alpha = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha \quad (4/13-19)$$

$$G_{kr} = \frac{32 \cdot 90,7337}{\pi \cdot 0,040^3} \cdot 1,5$$

$$G_{kr} = 21,6611 \text{ MPa}$$

$\alpha = 1,5$ - tvarový součinitel [6, str. 51]

$$\tau_{kr} = 0 \text{ MPa}$$

2. Redukované napětí:

$$G_{RED} = \sigma_{kr} = 21,6611 \text{ MPa} \quad (4/13-20)$$

3. Statická bezpečnost:

$$k_k = \frac{R_e}{G_{RED}} \geq 1,3 \quad (4/13-21)$$

$$k_k = \frac{600}{21,6611} = 27,6 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$R_e = 600 \text{ MPa}$ – mez pružnosti materiálu šneku [MPa]

➤ Kontrola dynamické bezpečnosti:

1. Napětí:

$$G_m = 0 \quad (4/13-22)$$

$$G_a = G = \frac{M_o}{W_p} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3}$$

$$G_a = \frac{32 \cdot 90,7337}{\pi \cdot 0,040^3}$$

$$G_a = 14,4407 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_k = 0 \text{ MPa}$$

G_m, τ_m - střžení napětí (ohybu, krutu) kmitu [MPa]

G_a, τ_a - amplituda napětí (v ohybu, v krutu) [MPa]

2. Bezpečnost na ohyb:

(4/13-23)

$$k_{dyn} = \frac{G_{Co}}{\beta_G \cdot \frac{v_G \cdot \varepsilon_p}{G_a}} \cdot G_a$$

$$k_{dyn} = \frac{400}{\frac{2,6}{0,75 \cdot 0,87} \cdot 14,4407}$$

$$k_{dyn} = 6,4$$

Podmínka $k_{dyn} > 1,5 \Rightarrow k_{dyn} = 6,4$ VYHOVUJE

Pro hodnoty platí:

$\beta_G = 2,6$ - vrubový součinitel součásti v ohybu [6, str. 52]

$v_G = 0,75$ - součinitel velikosti součásti v ohybu [5, str. 28]

$\varepsilon_p = 0,87$ - součinitel jakosti povrchu [5, str. 29]

$G_{co} = 400 \text{ MPa}$ - únavová pevnost v ohybu [5, str. 24]

4. 13. 2 Hřídel šnekového kola

Nebezpečné místa na šnekové hřídeli označují symbolem V3, jedná se o místo v ose šnekového kola a hřídele, zde je hřídel nejvíce namáhána, jak vyplývá ze str. 56 (4/12-2).

Nebezpečné místo V3:

rovina x-z:

Řez I.: $M_{oy}^I = F_{Cz} \cdot l_1$ (4/13-24)

$$M_{oy}^I = 2851,6513 \cdot 0,0828$$

$$M_{oy}^I = 236,1167 \text{ N.m}$$

Řez II.: $M_{oy}^{II} = F_{Cz} \cdot (l_1 + x) - F_{a2} \cdot r_{w2} - F_{r2} \cdot x$ (4/13-25)

$$M_{oy}^{II} = 2851,6513 \cdot 0,0828 - 1641,2854 \cdot 0,1605$$

$$M_{oy}^{II} = -26,4889 \text{ N.m}$$

Ohybový moment v rovině x-z:

$$M_{oy} = |M_o^I| + |M_o^{II}| \quad (4/13-26)$$

$$M_{oy} = |236,1167| + |-26,4889|$$

$$M_{oy} = 262,6056 \text{ N.m}$$

rovina x-y:

Řez I.: $M_{oz} = (F_{Cy} \cdot l_1) \quad (4/13-27)$

$$M_{oz} = (4655,7618 \cdot 0,0828)$$

$$M_{oz} = 385,4971 \text{ N.m}$$

~ Celkový ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{(M_{oy}^2 + M_{oz}^2)} \quad (4/13-28)$$

$$M_o = \sqrt{262,6056^2 + 385,4971^2}$$

$$M_o = 466,4437 \text{ N.m}$$

~ Krouticí moment:

$$M_k = F_{t2} \cdot r_{w2} \quad (4/13-29)$$

$$M_k = 9311,5235 \cdot 160,5$$

$$M_k = 1494,499 \text{ N.m}$$

$x = 0 \text{ m}$ – vzdálenost od středu šneku směrem k ložisku „D“ [m]

Hodnoty l_1 , aj. jsem získal ze str. 39; rovnice VVU (4/12-2).

➤ Kontrola statické bezpečnosti:

1. Napětí v nebezpečném místě (ohyb, krut):

$$\sigma_{kr} = \frac{M_o}{W_p} \cdot \alpha = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha \quad (4/13-30)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{32 \cdot 466,4437}{\pi \cdot 0,073^3} \cdot 1,6$$

$$\sigma_{kr} = 19,5412 \text{ MPa}$$

$\alpha = 1,6$ – tvarový součinitel [6, str. 51]

$$\tau_{kr} = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha \quad (4/13-31)$$

$$\tau_{kr} = \frac{16 \cdot 1494,499}{\pi \cdot 0,073^3} \cdot 1,6$$

$$\tau_{kr} = 32,6272 \text{ MPa}$$

2. Redukované napětí:

$$G_{RED} = \sqrt{\sigma_{kr}^2 + 3 \cdot \tau_{kr}^2} \quad (4/13-31)$$

$$G_{RED} = \sqrt{19,5412^2 + 3 \cdot 32,6272^2}$$

$$G_{RED} = 59,7952 \text{ MPa}$$

3. Statická bezpečnost:

$$k_k = \frac{R_e}{G_{RED}} \geq 1,3$$

(4/13-20)

$$k_k = \frac{340}{59,7952}$$

VYHOVUJE

$$k_k = 5,7$$

$R_e = 340 \text{ MPa}$ – mez pružnosti materiálu hřídele šnek. kola [MPa]

➤ Kontrola dynamické bezpečnosti:

1. Napětí:

(4/13-33)

$$G_m = 0$$

$$G_a = G = \frac{M_o}{W_p} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_1^3}$$

$$G_a = \frac{32 \cdot 466,4437}{\pi \cdot 0,073^3}$$

$$G_a = 12,2132 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 \cdot 1494,4999}{\pi \cdot 0,073^3}$$

$$\tau_a = 20,3924 \text{ MPa}$$

G_m, τ_m - střenání napětí (ohybu, krutu) kmitu [MPa]

G_a, τ_a - amplituda napětí (v ohybu, v krutu) [MPa]

2. Bezpečnost na ohyb a krut:

(4/13-22)

$$k_G = \frac{G_{Co}}{\frac{\beta_G}{v_G \cdot \varepsilon_{pG}} \cdot G_a}$$

$$k_G = \frac{280}{\frac{1,7}{0,78 \cdot 0,88} \cdot 12,2132}$$

$$k_G = 9,2$$

$$k_\tau = \frac{G_{Ck}}{\frac{\beta_\tau}{v_\tau \cdot \varepsilon_{p\tau}} \cdot \tau_a}$$

$$k_\tau = \frac{160}{\frac{1,7}{0,74 \cdot 0,88} \cdot 20,3924}$$

$$k_\tau = 3$$

Pro hodnoty platí:

$$\beta_G = 1,7$$

- vrubový součinitel součásti v ohybu [6, str. 52]

$$\beta_\tau = 1,7$$

- vrubový součinitel součásti v krutu [6, str. 52]

$$\nu_G = 0,78$$

- součinitel velikosti součásti v ohybu [5, str. 28]

$$\nu_\tau = 0,74$$

- součinitel velikosti součásti v krutu [5, str. 28]

$$\varepsilon_p = 0,88$$

- součinitel jakosti povrchu [5, str. 29]

$$G_{co} = 280\text{MPa}$$

- únavová pevnost v ohybu [5, str. 24]

$$G_{ck} = 160\text{MPa}$$

- únavová pevnost v krutu [5, str. 24]

3. Celková bezpečnost:

(4/13-23)

$$k_{dyn} = \frac{k_G \cdot k_\tau}{\sqrt{k_G^2 + k_\tau^2}} \geq 1,5$$

$$k_{dyn} = \frac{9,2 \cdot 3}{\sqrt{9,2^2 + 3^2}}$$

$$k_{dyn} = 2,8$$

VYHOVUJE

5. Výpočet Autodesk Inventor 10

CalcProt

02-05-2008 Generátor součásti - šneková ozubená kola (verze 10.3.272)

---- Scénáře:

Typ soukolí : ČSN

Typ soukolí : Obecné - ZN

Hnací prvek: šnek

Smysl stoupání: Pravý

Metoda pevnostního výpočtu: Pevnostní kontrola

Výpočet velikosti šneku: Dle roztečného průměru šneku, úhlu sklonu zubů a součinitele průměr šneku

Způsob výpočtu zatížení: z příkonu a otáček, vstupní moment

---- Základní parametry:

Převodový poměr = 40

Úhel záběru alfa = 15°

Úhel sklonu zubů gama = 7,1808°

Modul $m = 8 \text{ mm}$
Vzdálenost os $a = 192,5 \pm 0,067 \text{ mm}$
Základní úhel sklonu $\gamma_{\text{mab}} = 6,9349^\circ$
Rozteč zubů $p_n = 25,1327 \text{ mm}$ - Normální
Rozteč $p_x = 25,3314 \text{ mm}$ - Základní
Rozteč $p_b = 24,4553 \text{ mm}$
Olovo $p_z = 25,3314 \text{ mm}$
Součinitel průměru šneku $q = 7,9373 \approx 8$
Výška hlavy zubu $h_a^* = 1 (= 8 \text{ mm})$
Hlavová vůle $c^* = 0,2 (= 1,6 \text{ mm})$
Zaoblení paty $= 0,27 (= 2,16 \text{ mm})$
Výška hlavy nástroje $= 1,2 (= 9,6 \text{ mm})$
Součinitel trvání záběru $= 2,4592 (2,1807 + 0,2785)$

Označení přesnosti 7-7-7-Dd
Zaručená boční vůle $j_{\text{min}} = 0,072 \text{ mm}$
Mezní úchylka úhlu os $F_b = 0,012 \text{ mm}$

--- šnek:

Počet zubů $= 1$
Roztečný průměr $d = 64 \text{ mm}$
Hlavový průměr $d_a = 80 \text{ mm}$
Patní průměr $d_f = 44,8 \text{ mm}$

Tloušťka zubu $s_n = 12,5664 \text{ mm}$ $-0,165$
 $-0,201$

Délka šneku $b_1 = 150 \text{ mm}$
Mezní obvodové házení ozubení $F_r = 0,02 \text{ mm}$
Mezní úchylka čelní rozteče $f_{pt} = \pm 0,019 \text{ mm}$
Mezní úchylka základní rozteče $f_{pb} = \pm 0,018 \text{ mm}$

--- kolo:

Počet zubů $= 40$
Jednotkové posunutí kola $= -0,1243 (= -0,994 \text{ mm})$
Roztečný průměr $d = 322,4903 \text{ mm}$
Průměr základní kružnice $d_b = 311,3388 \text{ mm}$
Hlavový průměr $d_a = 336,502 \text{ mm}$
Patní průměr $d_f = 301,302 \text{ mm}$
Vnější hlavový průměr $d_{ae} = 344,502 \text{ mm}$
Pracovní roztečný průměr $d_w = 320,5015 \text{ mm}$

Tloušťka zubu $s_n = 12,0335 \text{ mm} - 0,165$
 $- 0,255$

Šířka kola $b_2 = 56 \text{ mm}$

Virtuální počet zubů $z_v = 40,9412$

Mezní obvodové házení ozubení $Fr = 0,063 \text{ mm}$

Mezní úchylna čelní rozteče $f_{pt} = \pm 0,022 \text{ mm}$

Mezní úchylna základní rozteče $f_{pb} = \pm 0,021 \text{ mm}$

---- zatížení (šnek; kolo):

Výkon $P = 5,5; 3,9126 \text{ kW}$

Účinnost $= 0,711$

Otáčky $n = 1000; 25 \text{ min}^{-1}$

Točivý moment $M_k = 52,5211; 1494,4999 \text{ Nm}$

Obvodová síla $F_t = 1641,2854; 9311,5235 \text{ N}$

Axiální síla $F_a = 9311,5235; 1641,2854 \text{ N}$

Radiální síla $F_r = 2521,8253 \text{ N}$

Normál na síla $F_N = 9731,4282 \text{ N}$

Obvodová rychlost $v = 3,351; 0,4222 \text{ m/s}$

Kluzná rychlost $v_k = 3,3775 \text{ m/s}$

Pevnostní výpočet dle ČSN 01 4686

Trvanlivost $L_h = 15000 \text{ hod}$

---- Materiálové hodnoty:

Materiál šneku: Tvrzená ocel

Modul pružnosti v tahu $[10^3] = 206 \text{ MPa}$

Poissonovo číslo $= 0,3$

Materiál kola: ČSN 423123

Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 200 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim} = 130 \text{ MPa}$

Modul pružnosti v tahu $[10^3] = 104 \text{ MPa}$

Poissonovo číslo $= 0,31$

Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku $[10^6] = 250$

Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu $[10^6] = 250$

Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk $= 8$

Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb $= 9$

---- Součinitelé pro dotyk:

Vnějších dynamických sil $K_A = 1,2$

Koeficient vnitřních dynamických sil $KH_v = 1,024$
Koef. nerovnoměrnosti zatížení po šířce $KH_b = 1,022$
Podíl zatížení jednotlivých zubů $KH_a = 0,7$
Celkový $KH = 0,879$
Koeficient mechanických vlastností $Z_e = 154,981$
Koeficient tvaru spoluzabírajících zubů $Z_h = 2,817$
Koeficient délky dotyku $Z_{eps} = 0,675$
Koeficient životnosti $z_n = 1,105$
Maziva $Z_l = 1$
Obvodové rychlosti $Z_v = 1$

---- Součinitelé pro ohyb:

Vnějších dynamických sil $K_A = 1,2$
Koeficient vnitřních dynamických sil $KF_v = 1,024$
Koef. nerovnoměrnosti zatížení po šířce $KF_b = 1,016$
Podíl zatížení jednotlivých zubů $KF_a = 0,7$
Celkový $KF = 0,873$
Koeficient tvaru zubu $Y_F = 1,537$
Koeficient sklonu zubu $Y_b = 0,984$
vlivu záběru profilu $Y_{eps} = 0,983$
Střídavého zatížení $Y_a = 1$
Koeficient životnosti $Y_n = 1$
velikosti $Y_x = 1$

---- výsledky výpočtu:

Koeficient bezpečnosti v dotyku $SH = 1,112$
Koeficient bezpečnosti v ohybu $SF = 8,38$
Ztrátový výkon $P_z = 1,752$ kw
Max. odvedené teplo $Q = 2,58$ kw
Průhyb hřídele šneku $y = 0,0195$ mm
Pevnostní kontrola – VYHOVUJE

6. Závěr

Jak je patrné, navržený šnekový převod pro pohon výtahu splňuje požadavky normou daných podmínek, které bylo nutno akceptovat při jeho volbě rozměrů, materiálů apod. Využil jsem také možnosti provést návrh převodu v programu Autodesk Inventor 10 a 11.

Výpočet v Autodesk Inventor 10 mi poskytl prakticky totožné výsledky, které jsem dosáhl v mém kontrolním a návrhovém výpočtu šnekového převodu výtahu. Přesnost výsledků je shodná převážně v oblasti geometrie a silových účinku v ozubení. Ostatní výsledky nejsou tak přesné z důvodů omezených vstupní parametrů, které program nabízí a počítá tak se svými předepsanými údaji. Program lze uspokojivě použít jako kontrolu výsledků pro návrh ozubeného převodu. Výpočet šnekového převodu v Autodesk Inventor 10 je obsažen str. 65.

Autodesk inventor 11 jsem využil k vytvoření modelu šneku a šnekového kola ve třírozměrném prostoru (3D). Obrázky modelu šneku a šnekového kola jsou obsaženy v příloze str. 75.

Výkresová dokumentace šneku a šnekové kola včetně jejich uložení je obsažena v příloze.

7. Seznam použitých zdrojů

- [1] Šalamoun, Čestmír: Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením /Praha :SNTL,1990. 1. vyd. 467 s.
- [2] Bolek, Alfred: Části strojů 2. svazek /Praha :SNTL,1990. 5. přeprac. vyd. 707 s.
- [3] Boháček, František: Části a mechanismy strojů III. Převody /Brno :VUT Brno,1987. 2. vyd. 267 s.
- [4] Boháček, F.aj.: Části a mechanismy strojů 2. Hřídele, tribologie, I ožiska/ Brno :VUT Brno, 1996. 3.vyd. 215 s.
- [5] Kříž, Rudolf: Strojnické tabulky II.- Pohony, Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody /Ostrava Montanex, 1997 213 s.
- [6] Leinveber, Jan: Strojnické tabulky :pomocná učebnice pro školy technického zaměření /Úvaly :ALBRA,2006. 3. dopl. vyd. 914 s.
- [7] Sobek, E. - Brandejs, J. - Dvořáček, J. - Mazal, P. – Svoboda, F.: Základy konstruování :Návody pro konstrukční cvičení /Brno : CERM,2004. 6. přeprac. vyd. / v nakl. CERM 1. vyd. 111 s., 53 s. obr. příl.
- [8] Svoboda, P. – Brandejs, J. – kovařík, R. – Sobek, E.: Základy konstruování. Výběr z norem pro konstrukční cvičení. /Brno :CERM,2001. 288 s.
- [9] Janíček, P. – Ondráček, E. – Vrbka, J.: Pružnost a pevnost I./ Brno :VUT Brno,1992. 285 s.
- [10] Florian, Zdeněk: Mechanika těles :statika /Brno :Akademické nakladatelství CERM,2003. 1. vyd. 182 s.
- [11] Drábský, T.. - Pospíšilová, S.:Struktura a vlastnosti grafitických litin, <http://tomsland.com/vut/?chapter=0>
- [12] Kluzná, valivá ložiska firmy SKF: http://www.skf.com/portal/skf_cz/home
- [13] Průmyslové oleje Shell – převodové: <http://www.shell.com/home/Framework?siteId=cz-cz>
- [14] Elektromotory Siemens: Nízkonapěťové standardní motory 1LA7, <http://www1.siemens.cz/ad/current/>

8. Přehled použitých značek a symbolů

$\Sigma [^\circ]$	- úhel mimoběžných os hřídelů
$\gamma_1, \gamma_w, \beta_2 [^\circ]$	- úhel stoupání šroubovice
$\gamma_{opt} [^\circ]$	- optimální úhel stoupání šroubovice
$\alpha_2, \beta_1 [^\circ]$	- úhel sklonu zubu
$\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t [^\circ]$	- úhel záběru (profilu) zubu v osové, normálním, čelním řezu
$p_x, p_n, p_t [\text{mm}, \text{m}]$	- osová, normální, čelní rozteč
m_x, m_n, m_t	- osový, normální, čelní modul
$s [\text{mm}, \text{m}]$	- obvod šneku
$L [\text{mm}, \text{m}]$	- stoupání šroubovice
$d_{1,2} [\text{mm}, \text{m}]$	- průměr roztečného válce šneku, šnekového kola
$d_{a1}, d_{a2} [\text{mm}, \text{m}]$	- průměr hlavového válce šneku, šnekového kola
$d_{f1}, d_{f2} [\text{mm}, \text{m}]$	- průměr patní kružnice šneku, šnekového kola
$s_n, e_n [\text{mm}, \text{m}]$	- tloušťka zubu, šířka mezery zubu v normální rovině
$s_x, e_x [\text{mm}, \text{m}]$	- tloušťka zubu, šířka mezery zubu v osové rovině
$h_a, h_f [\text{mm}, \text{m}]$	- výška hlavy zubu, výška paty zubu
$d_{ae2} [\text{mm}, \text{m}]$	- průměr hlavového válce šnekového kola
$d_{w1}, d_{w2} [\text{mm}, \text{m}]$	- valivý průměr ve střední rovině šneku, šnekového kola
$a_w [\text{mm}, \text{m}]$	- osová vzdálenost hřídelí
$a [\text{mm}, \text{m}]$	- roztečná vzdálenost os hřídelí (vzdálenost os bez korekce)
$b_1, b_2 [\text{mm}, \text{m}]$	- délka šneku, šířka šnekového kola
h_a^*, c^*, r_f	- součinitel výšky hlavy zubu, hlavové vůle, poloměru zaoblení
q	- součinitel průměru šneku
$v, v^* [\text{mm}, \text{m}]$	- hlavové převýšení, poměr hlavového převýšení
z_1, z_2, z_{v2}	- počet zubů šneku, šnekového kola, virtuálního šnekového kola
z_m	- teoretický mezní počet zubů
$x [\text{mm}, \text{m}]$	- součinitel posunutí (posunutí šnek. kola)
i, u	- převodový poměr ozubeného soukolí
$n_1, n_2 [\text{ot. min}^{-1}]$	- otáčky na šneku, na šnekovém kole (frek. otáček: $f [\text{ot. s}^{-1}]$)
$\omega_1, \omega_2 [\text{rad. s}^{-1}]$	- obvodová rychlost šneku, šnekového kola
$v_1, v_2 [\text{m. s}^{-1}]$	- rychlost na roztečném válci šneku, kola
$v_{n1}, v_{n2} [\text{m. s}^{-1}]$	- normální rychlost na roztečném válci šneku, kola ($v_{n1} = v_{n2}$)
$v_{t1}, v_{t2} [\text{m. s}^{-1}]$	- tečná rychlost na roztečném válci šneku, kola
$v_k [\text{m. s}^{-1}]$	- kluzná rychlost v ozubení

$\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$	- součinitel záběru profilu, součinitel kroku
F_N, F_n [N]	- normální síla, složka normální síly
T [N]	- třecí síla v ozubení
F_V [N]	- výsledná síla složky normální síly a třecí síly
F_a, F_t, F_r [N]	- axiální, tečná, radiální síla
F_x [N]	- axiální síla v ložisku
F_y, F_z [N]	- radiální síla v ložisku v ose y, v ose z
F_R [N]	- celková radiální síla v ložisku
N, F_z, F_y [N]	- výsledné vnitřní síly v hřídeli v x, y, z
P [W, kW]	- výkon
Q'_{od} [W, kW]	- tepelný výkon převodové skříně
P_z [W, kW]	- ztrátový výkon šnekového soukolí
$\bar{Q}_{od}$ [W, kW]	- teplo odvedené olejem
M_{k1}, M_{k2} [N.m]	- krouticí moment na šnekové hřídeli (motoru), hřídeli šnekového kola
M_o [N.m]	- ohybový moment na hřídeli
φ^* [°]	- třecí úhel v ozubení
f	- součinitel tření dané materiálové dvojice $\tan \varphi = f$
f'	- součinitel tření v ozubení pro danou materiálovou dvojici
$\eta_z, \eta_z [-, \%]$	- účinnost v ozubení pro soukolí hnané šnekem, šnek. kolem
$\eta_{11}, \eta_{12} [-, \%]$	- účinnost v ložiskách šneku, šnekového kola
$\eta_c [-, \%]$	- celkové ztráty v soukolí
G, τ_k [MPa]	- nominální napětí v ohybu, krutu (bez uvážení vrubu, aj.)
G_{kr}, τ_{kr} [MPa]	- napětí pro nebezpečném místě v ohybu, krutu
G_{RED} [MPa]	- redukované napětí
G_{co}, G_{ck} [MPa]	- únavová pevnost materiálu v ohybu, krutu
k_k, k_{dyn}	- bezpečnost hřídele na ohyb a krut statická, dynamická
β_G, β_τ	- vrubový součinitel součásti v ohybu, krutu
a	- tvarový součinitel
v_G, v_τ	- součinitel velikosti v ohybu, krutu
ε_p	- součinitel jakosti povrchu
σ_H, σ_F [MPa]	- porovnávací napětí v dotyku, v ohybu
σ_{HD}, σ_{HF} [MPa]	- dovolené napětí na dotyk, v ohybu

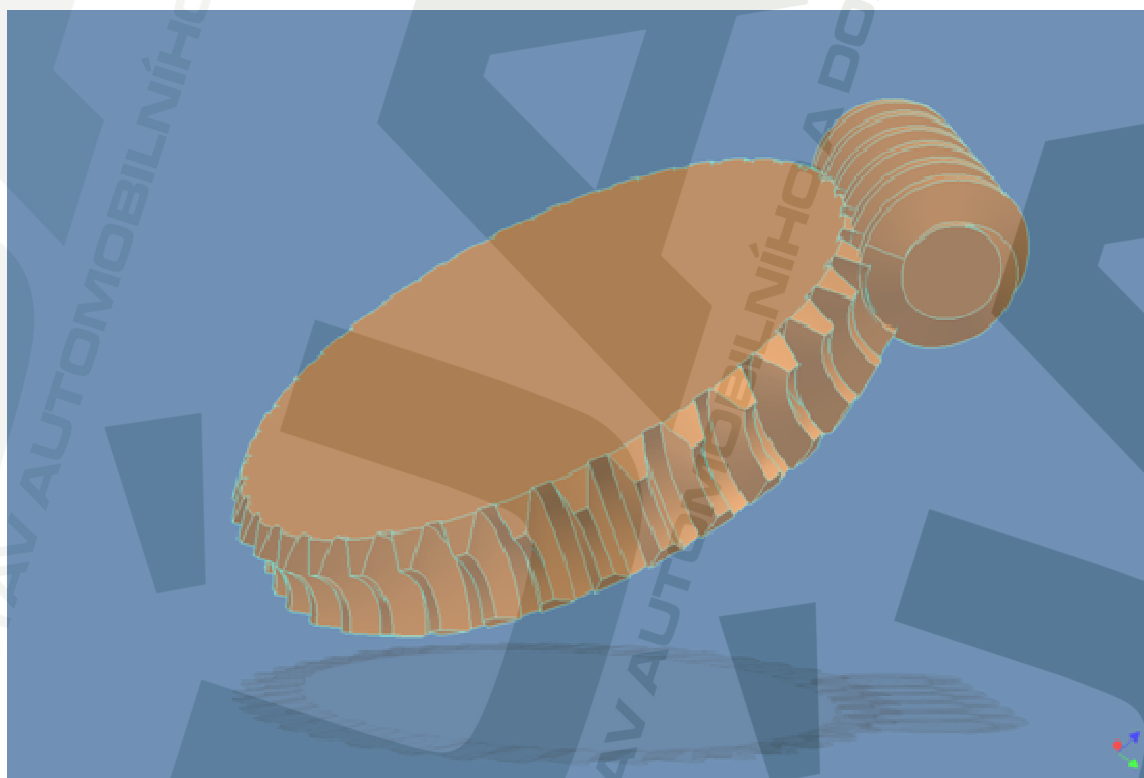
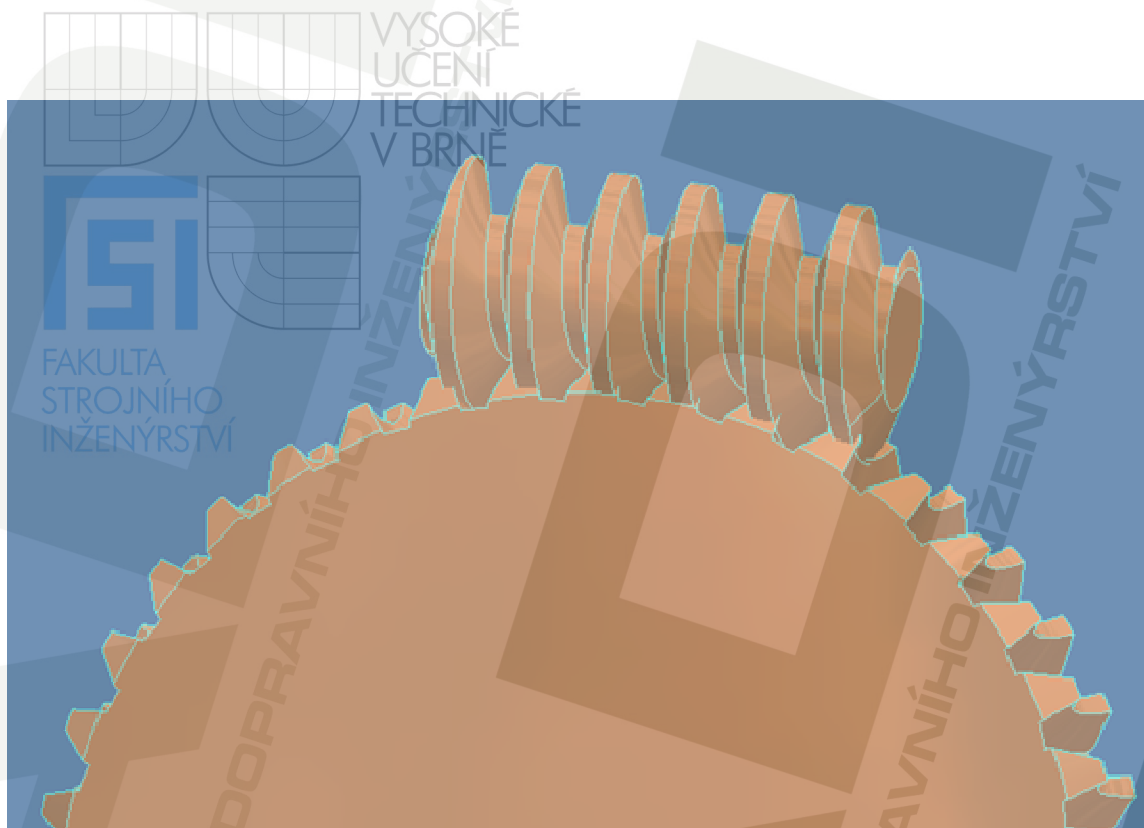
$\sigma_{H \lim}, \sigma_{Hz \lim}$ [MPa]	- únavová pevnost materiálu kola v dotyku pro pitting, pro zadírání
$\sigma_{F \lim}$ [MPa]	- únavová pevnost v ohybu
$\mu_{1,2}$	- Poissonovy konstanty materiálu šneku a kola
$E_{1,2}$ [MPa]	- moduly pružnosti materiálu šneku a kola
E_H [MPa]	- redukovaný modul pružnosti
p_1, p_2 [MPa]	- tlak na bocích pera v hřídeli, v náboji
$Q_{1,2}$ [mm, m]	- hlavní poloměry křivosti v místech styku
Q_H [mm, m]	- redukovaný poloměr křivosti
Q_H [mm, m]	- poloměr křivosti podle Hertze
Z_E [MPa]	- součinitel materiálu
Z_H, Y_F	- součinitel tvaru zubu na dotyk, v ohybu
Z_ε	- součinitel součtové délky stykových čar zubů
$K_H \approx K_A$	- součinitel zatížení
S_H, S_F	- součinitel bezpečnosti v tlaku, v ohybu
S_T, S_y	- bezpečnost proti přehřátí, proti průhybu šneku
N_o	- základní počet cyklů
N	- ekvivalentní počet provozních cyklů
Z_N, Y_N	- součinitel trvanlivosti na dotyk, pro ohyb
L_h [h]	- trvanlivost
C_{10} [N]	- dynamická únosnost ložiska
F_e [N]	- ekvivalentní zatížení
L_{ot}	- celkový počet otáček
S_{OD}	- Sommerfeldovo číslo
ψ_e	- hydrodynamická účinnost ložiskové vůle
η_v [Pa.s]	- dynamická viskozita oleje
h_o [mm, m]	- nejmenší tloušťka olejové vrstvy
R_{aH} [mm, m]	- drsnost čepu
R_{aP} [mm, m]	- drsnost pouzdra
A [m ²]	- povrch skříně odvádějící teplo
k [W.m ⁻² .K ⁻¹]	- součinitel přestupu tepla
δ_D [°C]	- dovolený teplotní spád
t_{Lmax} [°C]	- teplota oleje
t_1 [°C]	- teplota okolí
y_r, y_t [mm, m]	- dílčí průhyb šneku ve dvou kolmých rovinách
y [mm, m]	- výsledný průhyb šneku

Přílohy

Přílohy této práce jsou uvedeny v následujícím pořadí:

- **Model šnekového převodu Autodesk Inventor 11**
- **Výsledné vnitřní účinky - VVU**
- **Rozměry motoru**
- **Výkresová dokumentace**

Model šnekového převodu v Autodesk Inventor 11

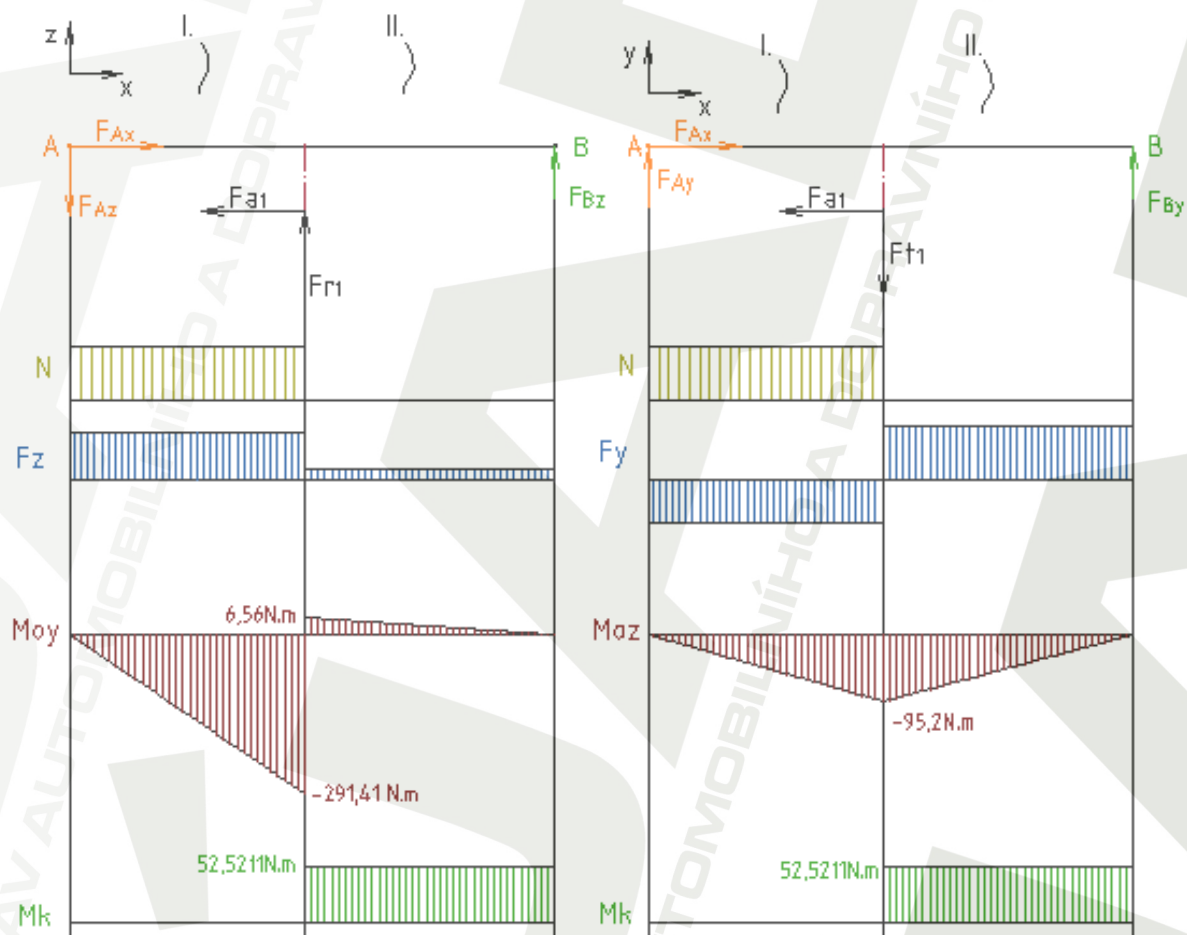
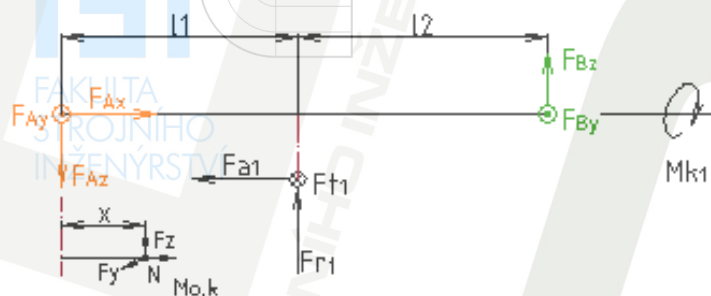


Výsledné vnitřní účinky – VVU

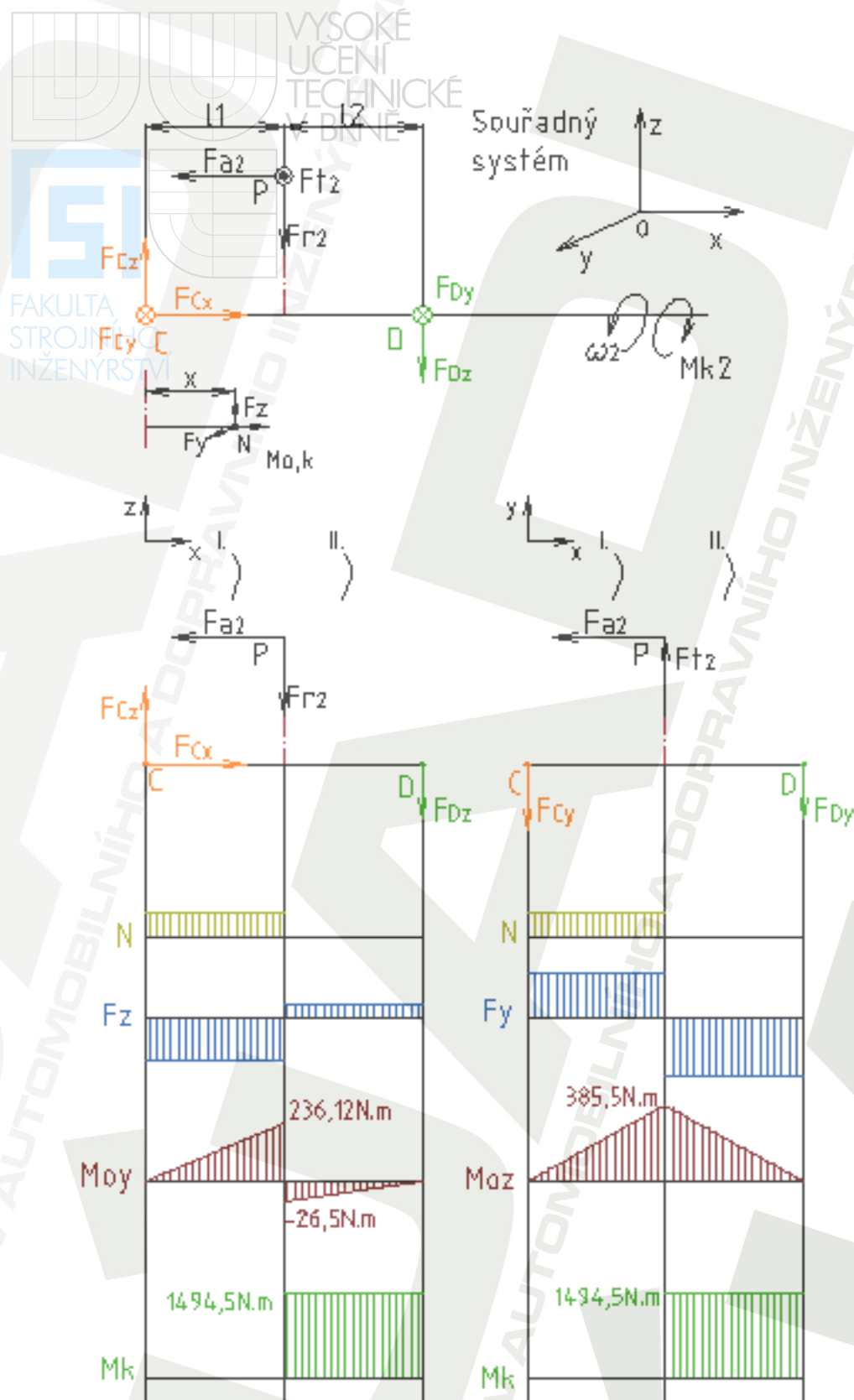


VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

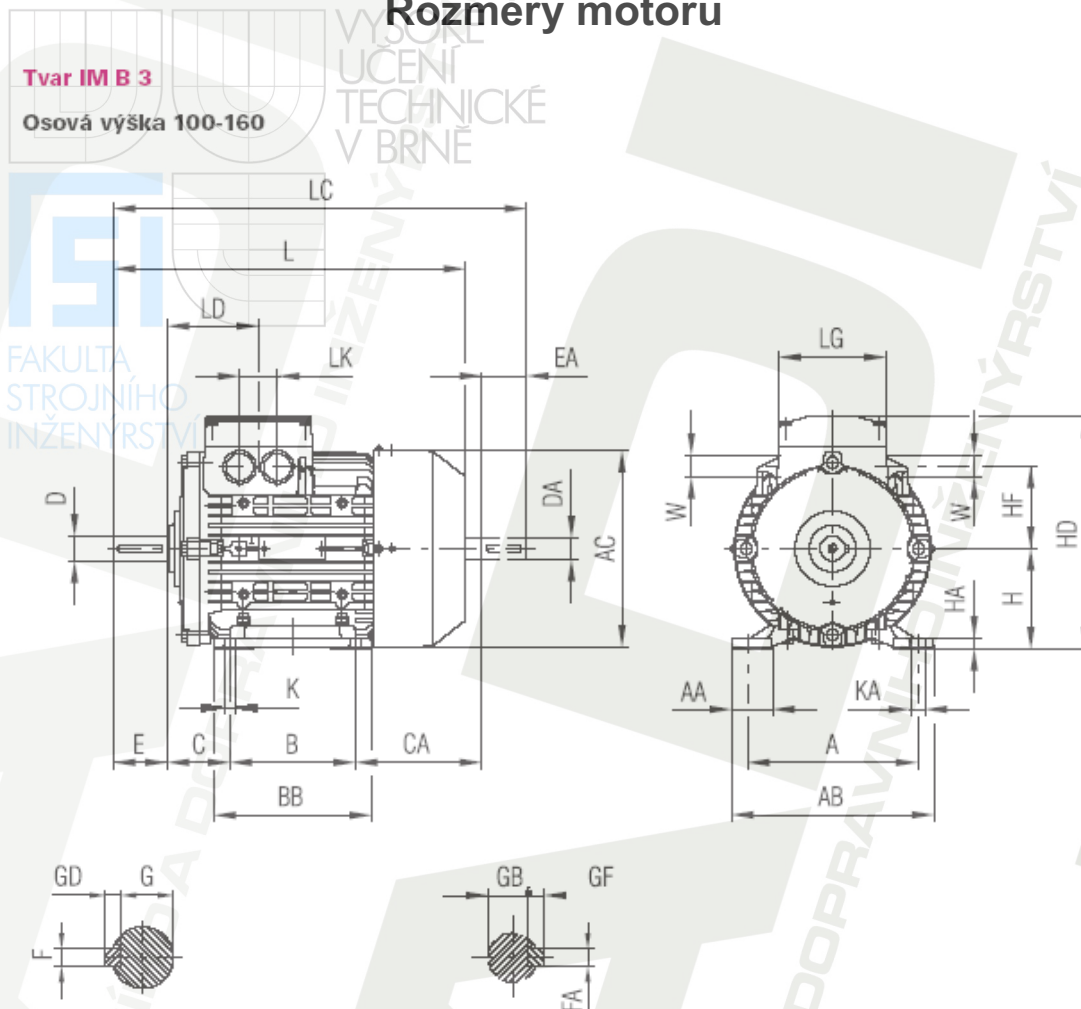
Hřídel šneku:



Hřídel šnekového kola:



Rozměry motoru



Osová výška	A	AA	AB	AC	B	BB	C	CA	H	HA	HD	HF	K	KA
100L	160	42	196	196	140	176	63	125	100	12	235	78	12	16
112M	190	46	226	219,5	140	176	70	141	112	12	260	91	12	16
132S	216	53	256	259	140	180	89	163	132	15	299	107	12	16
132M	216	53	256	259	178	218	89	125	132	15	299	107	12	16
160M	254	60	300	314	210	256	108	183	160	18	357	127	15	19
160L	254	60	300	314	254	300	108	139	160	18	357	127	15	19

Osová výška	L	LC	LD	LG	LK	W	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF
100L	372,5	438	102	120	42	32,3	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
112M	393	461	102	120	42	32,3	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
132S	454	552	128,5	140	42	32,3	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
132M	454	552	128,5	140	42	32,3	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
160M	588	721	160,5	165	54	40,3	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8
160L	588	721	160,5	165	54	40,3	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8

Mezní úchytky tolerovaných rozměrů: $H = -0,5$;
D-DA=j6 do $\varnothing 28$,
k6 nad $\varnothing 28$

F-FA=h9

Volný konec hřídele je opatřen závitem dle EN 50 347.

Ostatní mezní úchytky dle ČSN 35 0049, ČSN IEC 72-1, neuvedené v 2 IT 15.

- Volen typ motoru s označím 132M