

Návrh pohonu navijáku

Jakub Andrie

Bakalářská práce
2023

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Jakub Andrlé
Osobní číslo:	T20240
Studijní program:	B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Technologická zařízení
Forma studia:	Prezenční
Téma práce:	Návrh pohonu navijáku

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Navrhněte uspořádání převodu včetně kontrolních výpočtů.
3. Vypracujte 3D model sestavy převodovky.
4. Vypracujte technickou dokumentaci a položkový rozpočet.

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

VOLEK, František. Základy konstruování a části strojů I. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.

PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-573-0.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Adam Škrobák, Ph.D.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **19. května 2023**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

Ing. Martin Bednařík, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 7. února 2023

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považuji se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Bakalářská práce se věnuje problému s převodovou soustavou lanového navijáku umístěného na traktoru domácí výroby. Obsahem této práce jsou dvě části, ve kterých se popisuje tato problematika. První je teoretická část, která je věnována popisu lanových navijáků a vše co s nimi úzce souvisí, především je zaměřena na ozubené převody. V další, praktické části, je navrhován šnekový převod, který je dimenzovaný tak, aby předešel problémům se stávající převodovou soustavou. Tento šnekový převod nahradí celkem tři z pěti stávajících převodů. Cílem praktické části je také vypracovat 3D model šnekové převodovky a výkresovou dokumentaci.

Klíčová slova: lanový naviják, šnekový převod, traktor domácí výroby, hřídele, ložiska

ABSTRACT

The bachelor's thesis is devoted to the problem with the transmission system of the cable winch located on a home-made tractor. The content of this thesis consists of two parts in which this issue is described. The first is the theoretical part, which is devoted to the description of rope winches and everything closely related to them, mainly focusing on gear transmissions. In the next, practical part, a worm gear is proposed, which is dimensioned in such a way as to prevent problems with the existing gear system. This worm gear will replace a total of three of the five existing gears. The aim of the practical part is also to develop a 3D model of the worm gearbox and drawing documentation.

Keywords: rope winch, worm gear, homemade tractor, shafts, bearings

Nejdříve bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Adamu Škrobákovi, Ph.D. za odborné rady, připomínky, a hlavně za čas, který věnoval této práci a konzultacím.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 ZÁKLADNÍ POČETNÍ VZTAHY	11
1.1 ÚČINNOST	11
1.2 PŘEVODOVÝ POMĚR	12
1.3 SILOVÉ POMĚRY PŘEVODŮ	12
2 OZUBENÉ PŘEVODY	14
2.1 MECHANICKÉ PŘEVODY	14
2.1.1 Druhy mechanických převodů	14
2.2 PARAMETRY OZUBENÍ	16
2.3 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ	17
2.3.1 Čelní soukolí	18
2.3.2 Kuželové soukolí.....	21
2.3.3 Šroubové soukolí.....	22
2.3.4 Šnekové soukolí	23
3 PŘEVODOVKY	28
3.1 ROZDĚLENÍ.....	28
3.2 ČÁSTI PŘEVODOVKY.....	28
3.3 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ.....	29
3.3.1 Výroba převodových skříní.....	29
3.4 HŘÍDELOVÁ TĚSNĚNÍ.....	29
3.5 MAZÁNÍ	31
4 SOUČÁSTI PRO PŘENOS OTÁČIVÉHO POHYBU	33
4.1 HŘÍDELE.....	33
4.1.1 Hřídelové čepy	34
4.2 LOŽISKA.....	34
4.2.1 Kluzná ložiska	35
4.2.2 Valivá ložiska.....	36
4.3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	38
4.3.1 Spojky mechanicky neovládané.....	38
4.3.2 Mechanicky ovládané spojky	39
5 LANOVÉ NAVIJÁKY	42
5.1 DRUHY LANOVÝCH NAVIJÁKU PODLE POHONU.....	42
5.1.1 Ruční lanový naviják.....	42
5.1.2 Pneumatický lanový naviják	43
5.1.3 Hydraulický lanový naviják	43

5.1.4	Lanový naviják poháněný elektromotorem.....	43
5.2	ČÁSTI LANOVÉHO NAVIJÁKU	44
5.2.1	Bubny	44
5.2.2	Tažný prvek.....	44
5.2.3	Úchopný prvek	45
II	PRAKTICKÁ ČÁST	46
6	CÍLE PRÁCE	47
7	SPECIFIKACE TRAKTORU A SOUČASNÉHO PŘEVODU	48
7.1	POPIS TRAKTORU	48
7.2	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŮVODNÍHO PŘEVODU LANOVÉHO NAVIJÁKU	49
7.3	PROBLEMATIKA STÁVAJÍCÍHO PŘEVODU	53
8	VÝPOČET ŠNEKOVÉHO PŘEVODU	54
8.1	SCHÉMA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	54
8.2	POČETNÍ NÁVRH A KONTROLA.....	55
8.2.1	Výpočet kroutícího momentu lanového navijáku	55
8.2.2	Výpočet výkonu lanového navijáku a otáček lanového bubnu.....	55
8.2.3	Převodový poměr šnekového soukolí	56
8.2.4	Návrh šnekové převodovky.....	56
8.2.5	Výpočet otáček šneku a šnekového kola.....	58
8.2.6	Určení sil v ozubení	58
8.2.7	Kontrola zubu na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4780.....	59
8.2.8	Návrh minimálního průměru hřídele pod šnekem, návrh ložisek a pera	61
8.2.9	Návrh minimálního průměru hřídele pod šnekovým kolem, návrh ložisek a pera.....	64
9	NÁVRH KONCEPCE ŠNEKOVÉHO PŘEVODU	67
10	POLOŽKOVÝ ROZPOČET	72
	ZÁVĚR	73
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	74
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	77
	SEZNAM OBRÁZKŮ	81
	SEZNAM TABULEK.....	83
	SEZNAM PŘÍLOH.....	84

ÚVOD

Člověk je od přírody líný tvor, a proto si chce vše ulehčit. Z toho důvodu existují auta, mobily, výtahy, lanovky a vlastně vše, co v běžném životě vidíme kolem sebe. Nejen tyto, ale i mnoho dalších zařízení nám usnadňují život.

Tématem této práce je modifikace lanového navijáku. Lanové navijáky jsou mechanické zařízení, které se využívají k usnadnění práce při manipulaci s těžkými břemeny. Člověk je schopný uzvednout několik desítek kilogramů těžké závaží, už pomocí jednoduchého zařízení, složené z lana, lanového bubnu a páky. Může tak uzvednout mnohonásobně těžší břemena. Postupem času a vývojem nových mechanismů, materiálů a technologií jsme schopni zvednout a přemístit břemena o hmotnosti několika desítek tun, a to bez vynaložení větší námahy.

Lanový naviják je poměrně jednoduché zařízení se širokou škálou využití. Je využíván v lodním, leteckém i autodopravním průmyslu, strojním průmyslu, stavebním průmyslu, v dolech a těžebním průmyslu.

V posledním jmenovaném odvětví se hojně lanové navijáky uplatňují k přibližování dřeva. Při tom je vhodné, aby naviják, respektive jeho ústrojí umožňovalo i samoodvíjení a možnost aretace v jakékoliv poloze i regulaci rychlosti navíjení.

Nedílnou součástí navijáku jsou tak prvky, které toto umožní – spojka a převodovka.

Teoretický základ této bakalářské práce soustředěný do pěti kapitol má za úkol podat informace k pochopení funkce nejen navijáku jako takového, ale i jeho možných částí. Dále pak pochopit potřebné kontrolní výpočty pro vhodné a bezpečné navržení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ZÁKLADNÍ POČETNÍ VZTAHY

Převodovky jsou velmi namáhaná mechanická zařízení, která se musí správně dimenzovat tak, aby nedošlo k předčasnému poškození vlivem přetížení, nedostatečného mazání nebo únavou materiálu některé z jejich částí, a hlavně aby odvedly tu práci, pro kterou jsou navrhovány. Prvním a základním krokem, při návrhu převodovky je uvědomění, k jakým účelům bude sloužit. Po volbě typu převodovky, který nejvíce vyhovuje požadavkům, může začít početní návrh rozměrů. Dalším krokem je volba správných materiálů, ze kterých je převodovka vyrobena. Volba vhodných materiálů je více rozebrána v druhé kapitole této práce.

První kapitola je věnována základním veličinám, podle kterých se jednotlivá převodová ústrojí dimenzují.

1.1 Účinnost

Účinnost převodu η je pojem, který popisuje ztráty v převodu. Žádný reálný převod nepracuje s účinností 100 %, vždy má nějaké ztráty. Nejčastěji jsou to ztráty vlivem tření v samotném uložení hřídelů, ve styku tvarových elementů jednotlivých kol, anebo také v prokluzu silového styku některých z částí přenášející krouticí moment. Tyto ztráty je možné částečně eliminovat, ale není možné se jich zcela zbavit. Celková účinnost převodu je dána součinem účinností uložení hnaného hřídele η_{11} a hnacího hřídele η_{12} s účinností samotného převodu $\eta_{př}$.

$$\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{př} \quad (1)$$

Vztah (1) je pro dvoustupňový převod. Pro převod složený je vztah pro výpočet celkové účinnosti η_c obdobný, tedy součin všech účinností převodu.

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdots \eta_{(n-1)} \quad (2)$$

Ztráty je možné částečně eliminovat, tedy docílit převodu, který pracuje s větší účinností. Toho lze dosáhnout vysokou přesností výroby, opracováním povrchu, kde dochází ke styku pohyblivých částí a správnou volbou ložisek a maziv pro dané prostředí užívání. Tyto faktory lze ovlivnit, avšak při konstruování se musí dbát i na ekonomiku daného výrobku, která je těmito faktory ovlivněna. [2] [10]

1.2 Převodový poměr

Převodový poměr je vztah, který je určený poměrem uhlových rychlostí mezi hnací hřídelí ω_1 a hnaným hřídelem ω_2 . Rovněž je určený poměrem otáček n mezi dvěma hřídeli, protože uhlová rychlost ω a otáčky jsou přímo úměrné.

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3)$$

V případě počítání převodového poměru pro přesné převody lze dát do poměru průměry obou kol d_1 a d_2 , protože obvodové rychlosti kol v_1 a v_2 se v tomto případě rovnají, a tedy po dosazení lze vycházet ze vztahu $d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2$. Tento vztah se nazývá konstrukční převodový poměr.

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4)$$

Zvláštním případem jsou převody se silovým stykem. U těchto převodů dochází k prokluzu, a proto se musí připočítat součinitel prokluzu Ψ pro daný převod. Tento součinitel je v rozmezí od 0,95 až 0,99 a vztah vypadá následovně.

$$n_{2'} = n_2 \cdot \Psi \quad (5)$$

Po dosazení do vzorce pro převodový poměr, vznikne tento vztah.

$$i_{1,2'} = \frac{n_1}{n_{2'}} = \frac{n_1}{n_2 \cdot \Psi} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \Psi} = \frac{i}{\Psi} \quad (6)$$

Celkový převodový poměr pro složené převody získáme součinem převodových poměrů mezi jednotlivými koly. [2] [10]

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (7)$$

1.3 Silové poměry převodů

Správně dimenzovaný převod musí mít sjednocené obvodové rychlosti a síly na pastorku i kole, jinak by mohlo dojít ke zničení.

Vztah pro výpočet obvodové síly:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} [N] \quad (8)$$

Vztah pro výpočet obvodové rychlosti:

$$v = \pi \cdot d \cdot n [m \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

Vztah pro výpočet kroutícího momentu:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 159,2 \cdot \frac{P}{1000 \cdot n} [Nm] \quad (10)$$

Obecný vztah pro přenášený výkon:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot s}{t} = F \cdot v = F \cdot r \cdot \omega = M_k \cdot \omega \quad (11)$$

Použité veličiny:

P – výkon [W]

F – obvodová síla [N]

M_k – kroutící moment [Nm]

d – průměr kola [m]

r – poloměr kola [m]

n – otáčky [s^{-1}]

ω – úhlová rychlost [s^{-1}]

t – čas [s]

[1] [6]

2 OZUBENÉ PŘEVODY

Tato kapitola se zabývá nejčastěji používaným převodem v praxi, a to převodem ozubenými koly. Tyto převody se díky svým vlastnostem řadí mezi přesné převody, kdy síla se přenáší tvarovým stykem zubů pastorku (menšího kola) a ozubeného kola (většího kola). Tento převod je vhodný pro malé osové vzdálenosti mezi hřídeli. Výhodou převodu ozubenými koly je jeho dlouhá životnost, vysoká účinnost, kompaktnost, díky uspořádání soukolí a přesnost. Nevýhodou je dražší a náročnější výroba, hlučnost převodu. Ozubené převody se všeobecně řadí mezi převody mechanické [3] [7]

2.1 Mechanické převody

Mechanické převody, slouží k přenosu síly neboli energie. Hnací kolo je roztáčeno vnější silou (například motorem), která se dále přenáší na hnané kolo. Pomocí mechanických převodů se mohou měnit různé parametry, jako je úhlová rychlost ω , kroutící moment M_k , nebo i druh pohybu, nejčastěji otáčivý pohyb na posuvný. Jeden z parametrů, který zůstává teoreticky nezměněný je výkon P . [1] [6]

2.1.1 Druhy mechanických převodů

Mechanické převody lze rozdělit na několik druhů. První rozdělení je podle propojení kola a pastorku na opásané, nebo kontaktní převody. Opásané převody jsou takové, při kterých se kolo s pastorkem nedotýkají přímo, ale jsou propojeny například řemenem, nebo řetězem. Opakem jsou kontaktní převody. To jsou například převody ozubenými koly. Obě možnosti spojení kola a pastorku lze provést tvarovým, nebo silovým stykem. [6]

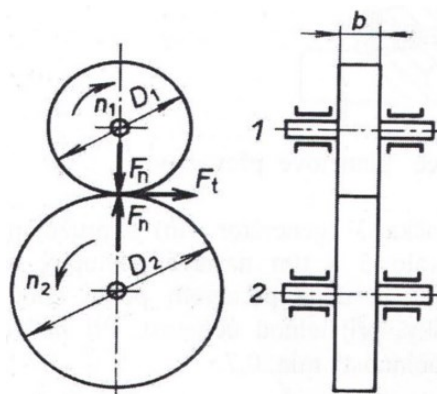
Tvarový styk

Tvarový styk je například řetězový převod, nebo převod ozubenými koly. Tyto převody jsou přesnější, protože nemůže dojít k proklouznutí a je možné je použít pro větší výkony. Nevýhodou těchto převodů je vyšší cena, náročnější výroba a vyšší hlučnost v běhu. Nutností převodů s tvarovým stykem je mazání. Často jsou zcela skryty v převodové skříni, ale není to podmínkou. [1] [6] [11]

Silový styk

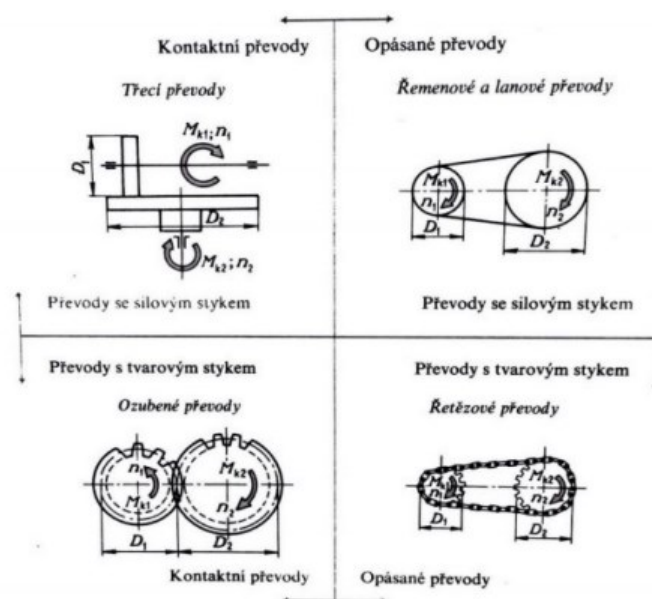
Silový styk u opásaných převodů je například řemenový. Tento převod se používá pro přenos kroutícího momentu na větší vzdálenosti. Hojně se využívá například v automobilovém průmyslu.

Pro kontaktní převody jsou to převody třecí. Tyto převody jsou vhodné pro menší výkony a nejsou vhodné pro dlouhodobý chod. Podmínkou vzniku silového spoje je normálová síla, která vyvolá třecí sílu. Tyto převody nejsou přesné, protože při větším zatížení může dojít k prokluzu mezi koly, a to způsobí zahřívání, větší opotřebení a menší účinnost převodu. Prokluz mezi koly lze považovat za nevýhodu, ale i za výhodu. V případě zatížení, pro které není použitý pohon stavěný, by mohlo dojít k jeho zničení. Díky prokluzu nedojde k přetížení pohonu. Třecí převody lze dále rozdělit na převody se stálým převodovým poměrem a s měnitelným převodovým poměrem.



Obr. 1 Čelní třecí převod [1]

Velikost výkonu, který bude převod se silovým stykem přenášet je závislý na materiálu stykových ploch, respektive na součiniteli tření f těchto materiálů. Nejčastěji používané materiály jsou oceli (pro větší výkony), pryž, kůže, nebo plast (pro menší výkony). Žádný převod se silovým stykem se nesmí mazat. [1] [6] [11]



Obr. 2 Druhy mechanických převodů [6]

2.2 Parametry ozubení

Zuby ozubených kol jsou definovány určitými parametry, které je nutné znát pro jejich správné navrhnutí.

Roztečná kružnice: Roztečné kružnice se označují zkratkou k_r a jsou to průměry válců, které se po sobě navzájem odvalují. Na této kružnici se měří rozteč, šířka zubu. Ozubení je touto kružnicí rozděleno na hlavovou a patní část.

Hlavová a patní kružnice: hlavová k_a a patní kružnice k_f určují rozměry zubu, kdy hlavová kružnice má vždy větší průměr.

Rozteč: Rozteč se označuje t , měří se na roztečné kružnici ozubeného kola, nebo na roztečné přímce ozubeného hřebenu. Udává vzdálenost křivek sousedních zubů z profilu. Je to součet tloušťky zubu a zubové mezery.

Tloušťka zubu: Označuje se s , je to vzdálenost profilu zubu, ležící proti sobě, stejně jako rozteč, měří se na roztečné kružnici.

Výška zubu: Označuje se h , měří se středem zubu a je to vzdálenost mezi patou a hlavou zubu. Vztahy pro výpočet výšky zubu h , výšky paty zubu h_f a výšku hlavy zubu h_a , kde m je modul (viz níže) jsou následující:

$$h = h_f + h_a \text{ [mm]} \quad (12)$$

$$h_f = 1,25m \text{ [mm]} \quad (13)$$

$$h_a = m \text{ [mm]} \quad (14)$$

Boky zubu: Jsou namáhané části zubu, dochází zde ke styku pastorku a ozubeného kola. Je to pracovní část zubů

Zubní mezera: Označuje se s_u , měří se na roztečné kružnici a je to mezera mezi dvěma zuby.

Modul: Modul se označuje m , a je to určitá část z průměru roztečné kružnice, která připadá na jeden zub. Tato veličina je normalizována a je to základní parametr určující ostatní rozměry ozubeného kola. Dle normy ČSN 014608 je modul od 0,5 až 100. [1] [3]

Vztah pro výpočet modulu, kde t je rozteč je:

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ [mm]} \quad (15)$$

2.3 Rozdělení ozubených převodů

Podmínkou ozubeného soukolí je rovnost úhlových rychlostí hnacího ozubeného válcového kola a hnaného kola. Převod ozubenými koly se dále dělí podle uspořádání hřídelů, podle typu zubu a podobně.

Rozdělení ozubeného soukolí podle následujících faktorů:

Poloha os:

- rovnoběžné,
- různoběžné,
- mimoběžné.

Vzájemný pohyb kol:

- valivá,
- šroubová.

Geometrie zubů:

- evolventní,
- cykloidní.

Tvar ozubení:

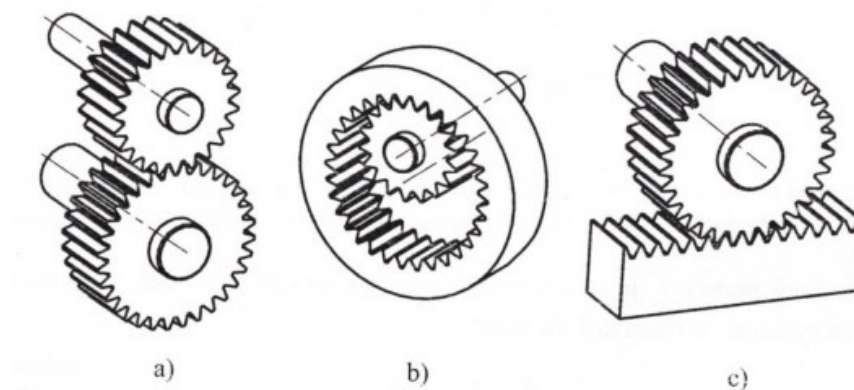
- přímé,
- šikmé,
- zakřivené,
- šípové.

Počet soukolí v převodu:

- jednoduchý,
- složený.

[3] [6]

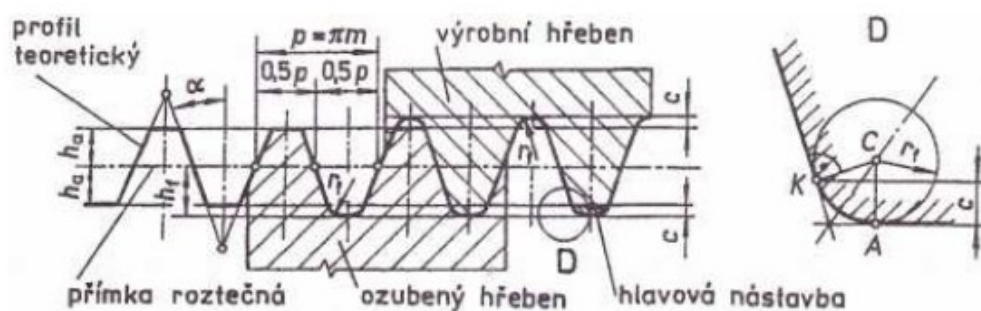
pohledu na zuby přímé, šikmé, nebo šípové. Kolo s menším počtem zubů je označován jako pastorek, který může být i součástí hřídele, zatímco kolo se vyrábí zvlášť a je s hřídelem spojeno například perem. Pastorek a kolo se po sobě odvalují a ve společné povrchové přímce se dotýkají. Odvalováním válců po sobě vznikne v čelní rovině styková přímka, která udává profil boku zubu. Křivka zubu z profilu je poté určena touto rovinou kola a průsečnicí zubu z boku. V případě evolventního ozubení se křivka nazývá evolventa a při cykloidním ozubení cykloida. [1] [3]



Obr. 4 Druhy čelního ozubení s přímými zuby [3]
a) vnější ozubení, b) vnitřní ozubení, c) ozubený hřeben

Ozubený hřeben

Pro dimenzování a konstrukci čelního ozubení je ozubený hřeben základem. Má nekonečně velký průměr a křivka jeho zubu z profilu se přemění na přímku. Tento profil se nazývá základní profil Z. [17]



Obr. 5 Ozubení a hřeben Základní profil [17]

Evolventní ozubení

Evolventní ozubení se používá v 99 % případů, tedy téměř vždy. Křivkou evolventního ozubení je evolventa, která vznikne dráhou bodu ležícím na přímce, odvalující se po kružnici.

Výhodou evolventního ozubení je poměrně snadné měření, boky zubů se po sobě odvalují, nedochází k nadměrnému opotřebení na otěr a v případě stejného modulu, spolu mohou zabírat kola s různým počtem zubů.

Nevýhodou je tzv. podřezávání paty zubu při výrobě, což znamená zeslabení paty zubu. To může nastat v případě výroby kola s menším počtem zubů. Tato situace se může stát po výrobě tohoto ozubení, kdy nástroj znovu odebere materiál v oblasti paty zubu. Tato situace je nežádoucí. V případě podřezání zubu, a tedy jeho zeslabení, nedochází ke správnému záběru zubů v soukolí, může nastat i situace, že se zub při větším zatížení zlomí. Minimální počet zubů kola se tedy uvádí 17 zubů, avšak z ekonomických důvodů se v praxi připouští minimálně 14 zubů, protože dochází pouze k nepodstatnému podřezání paty zubu. Podřezání paty zubu lze zamezit korekcí. [3] [8]

Nekorigované ozubená kola

Čelní ozubená kola se vyrábí především obrážením, nebo frézováním odvalovací frézou. Pouze v případě obrázení pomocí nástroje s profilem Z, vznikne ozubené kolo nekorigované N. V případě, že spolu budou zabírat dvě kola N (se stejným profilem), tedy vyráběné ozubeným hřebenem, nazývá se tato dvojice ozubených kol soukolí N.

Korekce ozubení

Aby se předešlo podřezání paty zubu, provádí se při výrobě ozubených kol úprava ozubení, nazývaná minimální korekce. Nástroj se při výrobě ozubeného kola posune dál od osy otáčení tohoto polotovaru, a tak se ozubení vyrobí na jiném, větším obvodu. Tomuto kolu se poté říká korigované kolo a označuje se +V. Provádí se u ozubených kol s menším počtem zubů. Pata zubu korigovaného kola +V bude kratší a pevnější a hlava bude špičatější a užší. Posunutím nástroje blíže do středu otáčení ozubeného kola dosáhneme korigovaného kola -V. To se provádí u kol s větším počtem zubů. Zub tak zůstane stejně vysoký, ale prodlouží se pata zubu a zkrátí se hlava. Pomocí korekce tedy můžeme dosáhnout vyšší účinnosti ozubení, tiššího chodu, nebo požadované osové vzdálenosti kol. [1] [3]

Podle korekce obou kol se soukolí rozděluje:

- soukolí N – Obě ozubená kola jsou nekorigovaná, vztah osové vzdálenosti kol pro dané soukolí je:

$$A = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} [mm] \quad (16)$$

Kde z_1 a z_2 je počet zubů kola a pastorku, m je modul.

- soukolí V – Obě ozubená kola mají +V korekci a zároveň je změněna osová vzdálenost, nebo pastorek je korigován do +V a kolo je nekorigované. Roztečné kružnice kol se od sebe vzdálily.

$$A_r = A + y \cdot m \text{ [mm]} \quad (17)$$

y je buď zvoleno z diagramu, nebo se vypočítá.

- soukolí VN – Osová vzdálenost ozubených kol je stejná, ale každé kolo má jinou korekci. Platí tedy stejný vztah pro osovou vzdálenost, jako u soukolí N. Korekce pastorku je záporná – V a korekce kola kladná +V. [9]

$$A = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} \text{ [mm]} \quad (18)$$

2.3.2 Kuželové soukolí

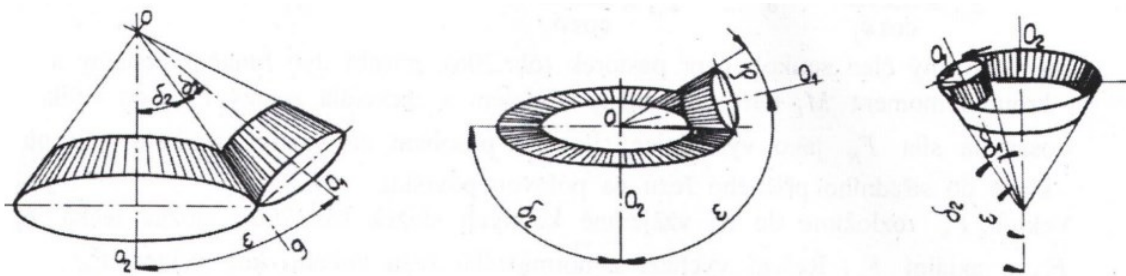
Kuželové soukolí se využívá pro přenos a změnu výkonu mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Je tvořeno dvěma kužely, jejichž osy svírají nejčastěji 90° a jejich průsečík je zároveň jejich společný vrchol. Základem tohoto soukolí jsou dva tzv. roztečné kužele, které se po sobě odvalují a dotýkají se v povrchové přímce. U kuželového soukolí je velmi důležité dbát na přesnost výroby i montáže, protože i jakákoliv malá nepřesnost, může zapříčinit nadměrné opotřebovávání boku zubů spoluzabírajících kol, tím se zmenší životnost soukolí a také se projeví zvýšeným hlukem a vibracemi v chodu. Ozubení kol kuželového soukolí se vyrábí podobně jako u čelních ozubených kol, pomocí odvalování. Nástrojem jsou dva hoblovací nože, které se navzájem s polotovarem po sobě odvalují. Pohyb řezu nástroje se při výrobě přímých zubů orientuje do vrcholu roztečných kuželů. [1] [3]

Kuželové soukolí lze dále rozdělit podle tvaru křivek zubů z boku, nebo vzájemné polohy os kuželů a smyslu jejich otáčení.

Rozdělení kuželového soukolí podle vzájemné polohy os a smyslu jejich otáčení je:

- vnější kuželové soukolí – Je definováno úhlem roztečného kužele kola δ_2 a pastorku δ_1 , který je menší, nebo roven 90° . Pro výrobu je nejvýhodnější úhel $\varepsilon = 90^\circ$, který je součtem $\delta_1 + \delta_2$.

- základní kuželové soukolí – Používá se pro výpočet a výrobu soukolí s kuželovými koly. Úhly roztečných kuželů pastorku $\delta_1 < 90^\circ$ a kola $\delta_2 = 90^\circ$. Jinak se tomuto soukolí říká kuželové soukolí s rovinným kolem.
- vnitřní kuželové soukolí – V tomto případě se pastorek odvaluje uvnitř kuželového kola. Úhly roztečných kuželů jsou $\delta_1 < 90^\circ$ a $\delta_1 > 90^\circ$, kdy součet těchto úhlů bude $\varepsilon > 90^\circ$.



Obr. 6 Rozdělení kuželového soukolí (vnější, základní, vnitřní) [1]

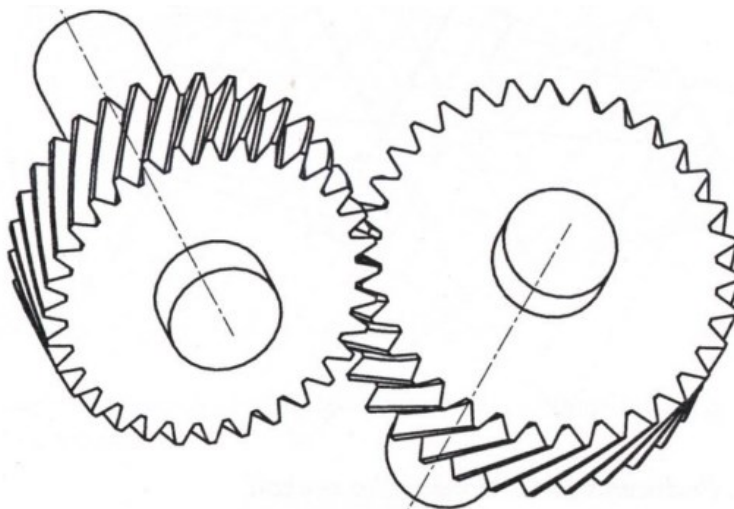
Rozdělení podle křivek boku zubu:

- Přímé – nevýhodou tohoto ozubení je vyšší hlučnost, používají se pro nenáročné převody.
- Šikmé – jsou únosnější, tišší, s vyšší trvanlivostí, používají se do vyšších rychlostí.
- Zakřivené (kruhové, evolventní, spirálové, epicykloidní) – jsou schopné přenášet větší výkon, náročnější pro výrobu, mají větší únosnost i trvanlivost na rozdíl od přímých a šikmých zubů. [1]

2.3.3 Šroubové soukolí

Šroubové soukolí se vyznačuje mimoběžností os rotace ozubených kol, které mají své roztečné těleso určeno rotačními hyperboloidy. Soukolí s rotačními hyperboloidy by bylo ideálním případem, avšak v technické praxi je náročné vyrobit takové ozubení, protože výroba není zcela vyřešena. Hyperboloidy se tak často nahrazují válci, nebo kužely. V těchto případech se soukolí nazývá válcové šroubové soukolí a kuželové šroubové soukolí. Hyperboloidy vzniknou rotací společné úsečky kolem daných osy.

Válcové šroubové soukolí je svou podstatou tvořeno koly se šikmým ozubením. Předností tohoto soukolí je jeho chod, který je klidný a poměrně tichý. V praxi je nejčastěji využíván k přenosu menších výkonů, například pro pohon různých menších zařízení, otáčkoměru nebo rychloměrů. Volba převodového poměru je omezena v rozmezí $i = 1$ až 5.

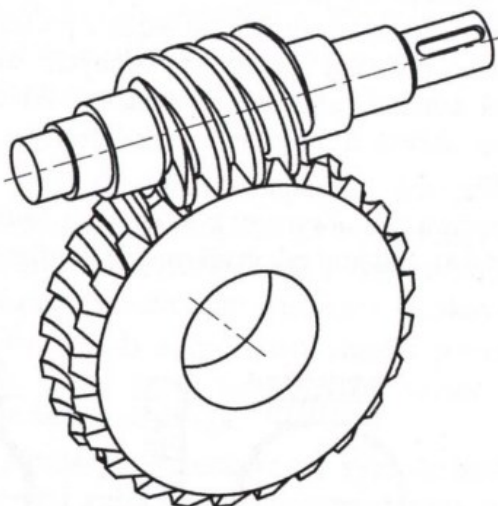


Obr. 7 Šroubové soukolí [3]

Kuželové šroubové soukolí je na druhou stranu tvořeno kuželovými koly. Soukolí se tak označuje jako hypoidní a vyznačuje se svým tichým a klidným chodem. Využívá se v redukčních skříních motorových vozidel, diferenciálech a podobně. [3]

2.3.4 Šnekové soukolí

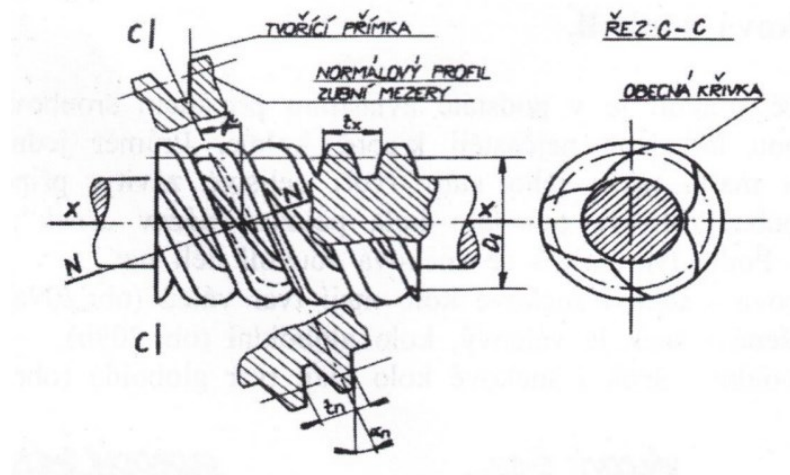
Tato kapitola se bude zabývat šnekovým soukolím, které je součástí praktické části, této bakalářské práce.



Obr. 8 Šnekové soukolí [3]

Šnekové soukolí je obdobným případem válcového šroubového soukolí, používá se k přenosu mechanické energie mezi hřídeli, které mají osy rotace mimoběžné a jsou na sebe zpravidla kolmé. Průměry kol v soukolí jsou vůči sobě velmi rozdílné, taktéž počet zubů jednoho kola vůči druhému je velmi malý. Kolo s menším počtem zubů (šroubovic) se

nazývá šnek a spolu zabírající kolo se nazývá šnekové kolo. Minimální počet zubů šneku může být jeden, proto šnek připomíná svou charakteristickým vzhledem jednochodý nebo vícechodý šroub. Toto soukolí je převážně využíváno pro relativně malé výkony od 0,03 kW, až do 150 kW. Výjimečně jsou použity s pohonem o větším výkonu. Šnekové soukolí je výhodné použít v případech, kde je zapotřebí dosáhnout velkého převodového poměru, tichého a plynulého chodu převodu. [1] [3] [10]



Obr. 9 Šnek [1]

Výhody šnekového soukolí

- dosažení velkého převodového čísla za pomoci jednoho soukolí (obvykle $i_{1,2} = 60$ až 70, lze dosáhnout i větších převodových poměrů),
- přenos relativně malých výkonů,
- šnekový převod se vyznačuje svým tichým a klidným chodem, při různých otáčkách,
- samosvornost,
- kompaktnost (poměrně malé rozměry). [6]

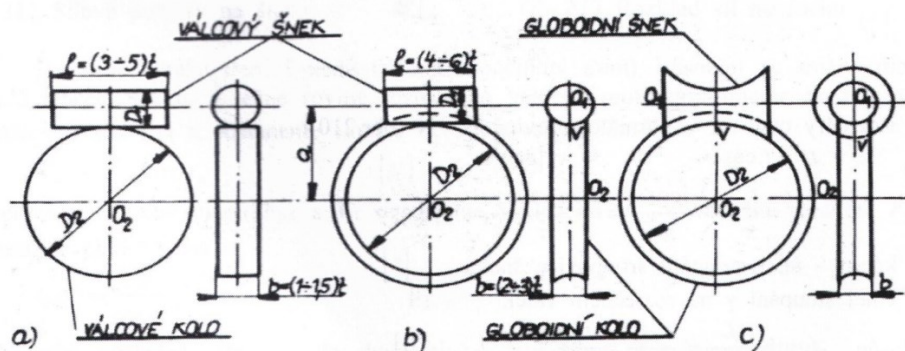
Nevýhody šnekového soukolí

- účinnost je menší než u soukolí valivých 45 až 90 %, ta se odvíjí od přesnosti výroby kol a jejich montáže, na materiálu kol, a především na úhlu stoupání zubu šneku γ ,
- nutné chlazení (třením se soukolí zahřívá). [6]

Druhy šnekových soukolí

Šnekové soukolí se dále dělí podle tvaru kola a šneku na:

- válcová soukolí – Kolo i šnek mají tvar válců, je to nejjednodušší případ šnekového soukolí. Šnek s kolem mají nejmenší stykovou plochu, únosnost soukolí je malá. Využívá se pouze pro malé výkony.
- smíšená soukolí – V technické praxi nejčastěji využívané šnekové soukolí, šnek je válcový a kolo globoidní. Šnek i kolo mají větší záběrovou plochu, a tudíž je možné přenášet větší výkony. Výhodou jsou i poměrně nízké výrobní náklady na rozdíl od globoidního šneku a válcového kola. Globoidní šnek je náročnější na výrobu a nedosáhne takových záběrových podmínek. Proto se v technické praxi moc nevyužívá.
- globoidní soukolí – Šnek i kolo jsou globoidní. Soukolí má vysokou únosnost i účinnost. Nevýhodou jsou vysoké náklady na výrobu. [5] [6]



Obr. 10 Druhy šnekových soukolí [1]

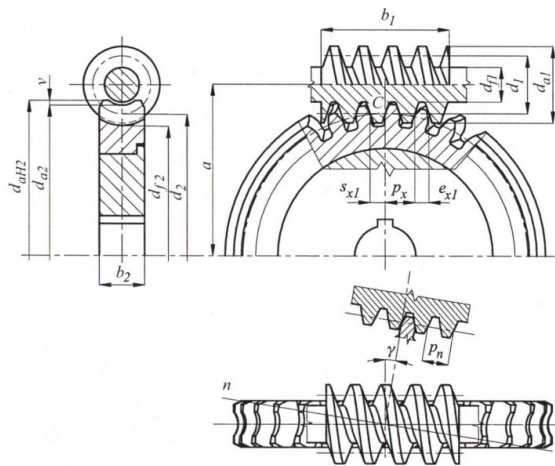
Šnek v nejjednodušší válcové podobě je možné vyrobit na soustruhu. Řez v čelní rovině šneku pak tvoří tzv. Archimédovu spirálu.

V případě většího úhlu stoupání se šnek vyrábí za pomoci stopkové, nebo kotoučové frézy a šnek se tak nazývá dle křivky zubu v čelní rovině šnek obecný.

Podobně jako čelní ozubené kolo se zuby šikmými se může vyrábět i šnek za pomoci válcové frézy a brusného kotouče s daným profilem. V tomto případě je křivkou evolventa.

Vztahy pro návrh šnekového soukolí

Šnekové soukolí je obdobné jako soukolí šroubové, proto jsou i zákonitosti obdobné a platí téměř stejné vztahy. Normalizovaný modul v osové rovině šneku m_x je základem pro další návrh rozměrů soukolí, které jsou následující:



Obr. 11 Geometrie šnekového soukolí [3]

Vztahy pro osovou rozteč p_x Normálovou rozteč p_n a čelní rozteč p_t :

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma \quad (19)$$

$$p_t = \frac{p_x}{\tan \gamma} \quad (20)$$

Normálový modul m_n a čelní modul m_t :

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma \quad (21)$$

$$m_t = \frac{m_x}{\tan \gamma} \quad (22)$$

Roztečný průměr šneku:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x}{\tan \gamma} \cdot z_1 \quad (23)$$

Součinitel poměru šneku:

$$q = \frac{z_1}{\tan \gamma} \quad (24)$$

Počet zubů šneku z_1 se volí a počet zubů šnekového kola je z převodového čísla. Součinitel poměru šneku je normalizovaný $q = 8$ až 13 .

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_x \quad (25)$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_x \quad (26)$$

Vztah pro výpočet tloušťky zubu s_x a šířky mezery zubu e_{x1} :

$$s_{x1} = e_{x1} = \frac{\pi \cdot m_x}{2} \quad (27)$$

Roztečný průměr nekorigovaného šnekového kola d_2 , hlavový průměr d_{a2} , a patní průměr d_{f2} :

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \quad (28)$$

$$D_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_x \quad (29)$$

$$D_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_x \quad (30)$$

Šířka zubu nekorigovaného kola s_{x2} a šířka zubové mezery e_{x2} :

$$s_{x2} = e_{x2} = \frac{\pi \cdot m_x}{2} \quad (31)$$

Šířka šnekového kola je definovaná vztahem:

$$b_2 = (0,8 \div 0,9) \cdot d_1 \quad (32)$$

Vzdálenost os:

$$a = \frac{1}{2} m_x (q + z_2) \quad (33)$$

[3] [6]

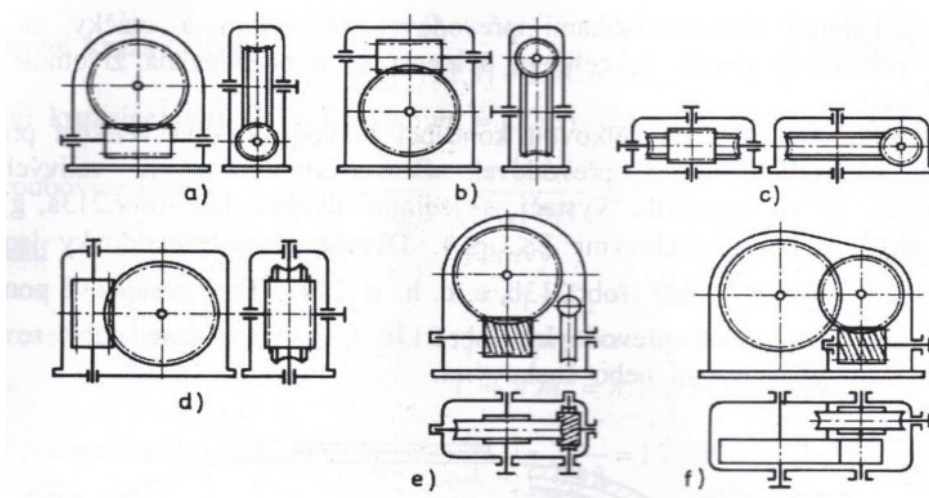
Materiály šnekového soukolí

Volba materiálu šneku a šnekového kola je ovlivněna mnoha faktory. Přihlíží se k počtu vyráběných kusů, podle druhu zatížení a pracovní teplotě zařízení, účinnosti ozubení, ale hlavně na přenášený výkon, otáčky a převodový poměr. Šnek je vyráběný na jednom kusu s hřídelí a nejčastěji se vyrábí z válcovaných ocelových tyčí, nebo z výkovku, ale to jen ve výjimečných případech. Pro málo namáhané soukolí z ocelí 11 600, nebo 11 700 a pro namáhané soukolí se vyrábí ze zušlechtěných ocelí jako například 12 050, 13 240, 15 241, 16 220. Zuby se část povrchově kalí.

Šneková kola jsou nejčastěji odlitky z šedé litiny 42 2425, pro větší výkony se používá tvářená uhlíková ocel 11600. Pro velmi náročné podmínky a vysoké výkony se používají kola složená z litinového náboje a bronzového věnce 42 3048, 42 3148. [6]

3 PŘEVODOVKY

Převodovka je mechanické zařízení, které se využívá k přenosu síly z hnacího členu na hnaný člen. Užití slova převodovka při přenosu síly není přesné, protože síla se přenáší pomocí mechanických převodů, ovšem není špatné. Převodovka je pojem, používaný pro celkové zařízení, tedy pro funkční (ložiska, ozubená kola atd.), i nefunkční části (například různé záslepky). Mechanické převody jsou popsány v kapitole 3.1. Převodovka, nebo také převodová skříň se umísťuje mezi hnací motor a hnaný hřídel. Úkolem převodovky, nebo konkrétně mechanických převodů je převádět otáčky n , výkon P a krouticí moment M_k .



Obr. 12 Typy šnekových a kombinovaných převodovek [1]

3.1 Rozdělení

Převodovky se rozdělují podle mnoha faktorů. Jeden z hlavních faktorů jsou otáčky, podle kterých se rozlišují reduktory (do pomala) a multiplikátory (do rychla). Dále se převodovky rozdělují s pevným a proměnným převodem, s řazením, nebo variátory neboli s plynule měnitelným řazením. Mezi rozdělení se také řadí použité převody (šneková, čelní, šroubová) a počet stupňů v převodu (jednostupňová, dvoustupňová, třístupňová). To ovlivňuje převodové číslo, podle kterého volíme počet stupňů převodu, druh mechanických převodů atd. [12]

3.2 Části převodovky

Hlavním prvkem převodovky jsou jednotlivá soukolí, přenášející krouticí moment. Hybné hřídele soukolí jsou uloženy v ložiskách, která přenáší zatěžující síly do rámu nebo skříňě.

Ostatní součásti jako jsou spojovací a pojistné prvky (pojistné kroužky, pera šrouby a podobně) zajišťují a pojišťují silové členy ve správné pozici. [12]

3.3 Převodová skříň

Převodová skříň je velmi důležitá část a je nedílnou součástí převodovek s ozubenými koly. Zpravidla se skládá ze dvou částí, kdy dělicí rovina je v osové rovině hřídelů. Obě části jsou k sobě připevněny šrouby a je důležité, aby dosedací plochy byly rovné, očištěné a správně k sobě doléhali. Správně zkonstruovaná převodová skříň zajišťuje přesné pozice hřídelů vůči sobě, celkovou tuhost převodu, mazání a chlazení částí, kde třením dochází ke zvyšování teploty a tlumí vibrace. Nezbytnou součástí je také kontrolní okénko pro určení množství oleje. [13]

3.3.1 Výroba převodových skříní

Nejčastěji se v technické praxi lze setkat se skříněmi vyrobené jako odlitky, nebo svařence. V dnešní době není definovaná jiná, vhodnější technologie, která by se pro výrobu převodových skříní osvědčila. Volba výrobní technologie závisí na faktorech, jako jsou celková hmotnost, počet vyrobených kusů, ale také tvar, který závisí na uspořádání ozubených kol a jejich rozměrech. Dle volby výrobní technologie se odvíjí volba materiálu, kdy se pro odlévání volí materiál s dobrou zabíhavostí (42 2420), a pro svařenec se volí dobře svařovatelné materiály (11 373, 11 378). [13]

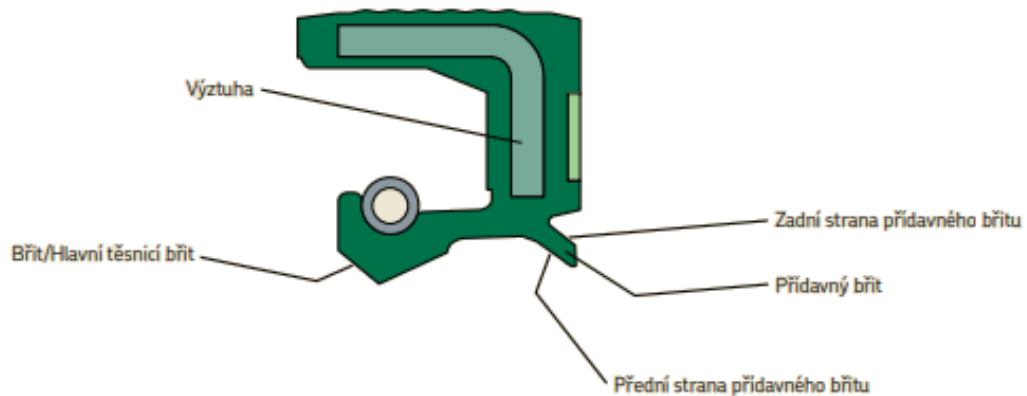
3.4 Hřídelová těsnění

Z důvodu nutnosti mazání ozubení i jiných rotačních součástí, je potřeba, aby vstupy měly dostatečnou těsnost. Je několik druhů těsnění, které se řadí pod rozdělení:

- s dotykem (gufera),
- bez dotyku (labyrint).

Pro rotační součásti běžných výkonů a otáček se v technické praxi používají gufera neboli hřídelové těsnící kroužky. Gufera, konkrétně těsnící břit je přitlačovaný pružinkou na hřídel

a tím vzniká těsný spoj, který je ale nutné kontrolovat a v případě opotřebení vyměnit. Nutností je i dbát na čistotu, tím se výrazně prodlouží životnost těsného spoje. [14]



Obr. 13 Popis hřídelového těsnícího kroužku [14]

Pro rotační součásti, které dosahují vysokých otáček a výkonů se používá labyrintové těsnění, která jsou podstatně dražší než klasická gufera, ale zabraňují vstupu nečistotám, mají vyšší účinnost a životnost, protože se kroužky navzájem nedotýkají. Funkce labyrintového těsnění je převzata z vlastností kapalin. Jde o dlouhou a úzkou mezeru mezi kroužky, kde dochází ke ztrátám energie mazacího a chladicího média. Kroužky jsou obvykle vyrobeny z bronzu, plastu, nebo hliníku. [15]



Obr. 14 Labyrintové těsnění [15]

Nutností je utěsnit také rovinné stykové plochy. To se nejčastěji provádí vložení těsnícího prvku, například papír, kůže, plst', nebo také kov. V dnešní době se při montáži převodových skříní používá také tekuté těsnění.

3.5 Mazání

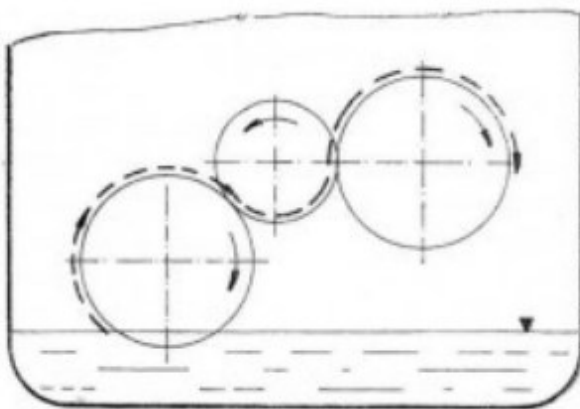
Mazání převodovek je jeden z nejdůležitějších faktorů, který má vliv na životnost a účinnost převodovky. Je nutné v místě ložisek, převodů a těsnění. Slouží ke snížení tření, opotřebení a odvodu tepla. Jsou dva typy maziv (plastická maziva a kapalná maziva), kdy při jejich volbě je hlavním faktorem jejich viskozita a tepelná vodivost. [12]

Mezi plastická maziva se řadí vazelíny. Jejich viskozita je vyšší než u maziv kapalných a používají se do nižších teplot, otáček i zatížení. Jsou vhodné pro mazání ložisek, protože při aplikaci zůstávají na jednom místě. [16]

Kapalná maziva se vyznačují nižší viskozitou, jsou to například oleje. Jsou vhodné pro větší otáčky, zatížení a do extrémních teplot. Jsou často využívána k mazání ozubených převodů. Mazání kapalnými mazivy je náročné dostat olej do potřebných míst. To se dělá několika způsoby:

- broděním,
- rozstříkáváním,
- vstříkáváním,
- olejovou mlhou.

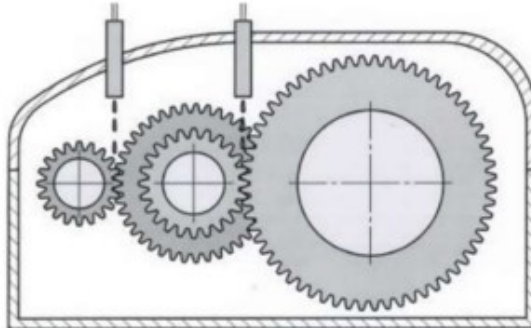
Princip mazání broděním i rozstříkáváním je podobný. V obou případech je kolo ponořené v oleji a rotací se dostane do potřebných částí. Pro brodění je doporučená obvodová rychlost 4 m/s a olej je pouze přiváděn do potřebných míst, pro rozstříkávání 4 až 8 m/s. V případě rozstříkávání je olej rotací ponořeného kola rozstříkovaný v převodové skříni. [12] [18]



Obr. 15 Princip mazání Broděním [18]

V případě mazání vstříkáváním nebo olejovou mlhou je potřeba čerpadlo, které dopraví olej do potřebných míst a dostatečným tlakem vstříkne na aplikované místo. Způsob mazání

olejovou mlhou se řadí mezi neúčinnější. Mlhu zapříčiní tryska, která přivedený olej rozstříkuje. [12]



Obr. 16 Princip mazání vstříkáváním [13]

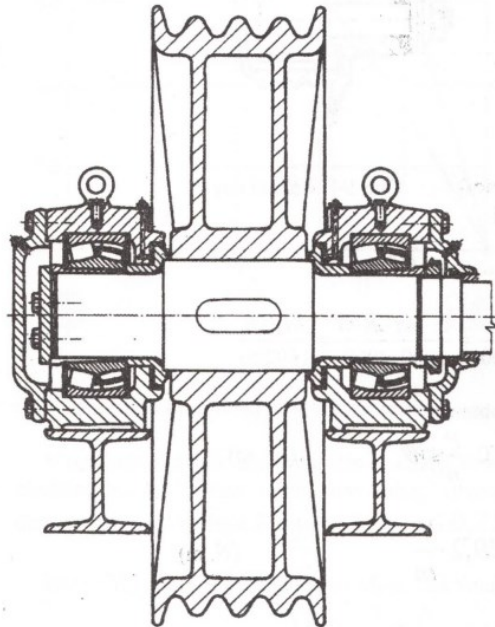
Množství oleje v převodové skříně se musí v určitých intervalech kontrolovat. Kontroly se provádí buď kontrolním okénkem, kde hladina oleje musí být mezi ryskami maxima a minima nebo měrkou, která je namočená přímo v oleji. Hladina taktéž musí být mezi ryskami maxima a minima.

4 SOUČÁSTI PRO PŘENOS OTÁČIVÉHO POHYBU

Tato kapitola se zabývá součástmi k přenosu otáčivého pohybu. Pod toto téma se řadí ložiska, hřídele, hřídelové spojky a podobně. Jsou to důležité funkční části zařízení.

4.1 Hřídele

Hřídele jsou důležité části různých technologických zařízení. Jsou to nosné elementy ozubených a řemenových kol, spojek a podobně, sloužící k přenášení krouticích momentů a k zachycení příčných sil (v některých případech i k přenosu osových sil), které následně přenáší na ložiska. Délka hřídele je z pravidla několikanásobně větší než průměr. [32]



Obr. 17 Uložení hřídele [32]

Rozdělení hřídelů:

- nosné hřídele,
- hybné hřídele.

Nosné hřídele jsou většinou v rámu stroje uloženy pevně (nepohyblivě) a na nich se otáčejí rotační součásti (kladky, bubny, napínací kotouče a podobně). Existují však otočné hřídele (nosné), které mají tyto součásti nalisované, avšak nepřenášejí krouticí moment. Namáhány jsou jen na ohyb a otláčení.

Hybné hřídele přenáší kroutící moment a umožňují rotační pohyb. Jsou to nosné elementy ozubených kol, kladek a podobně. Dále se tyto hřídele dělí podle tvaru na přímé, klikové, ohebné a duté. Namáhány jsou na ohyb a krut.

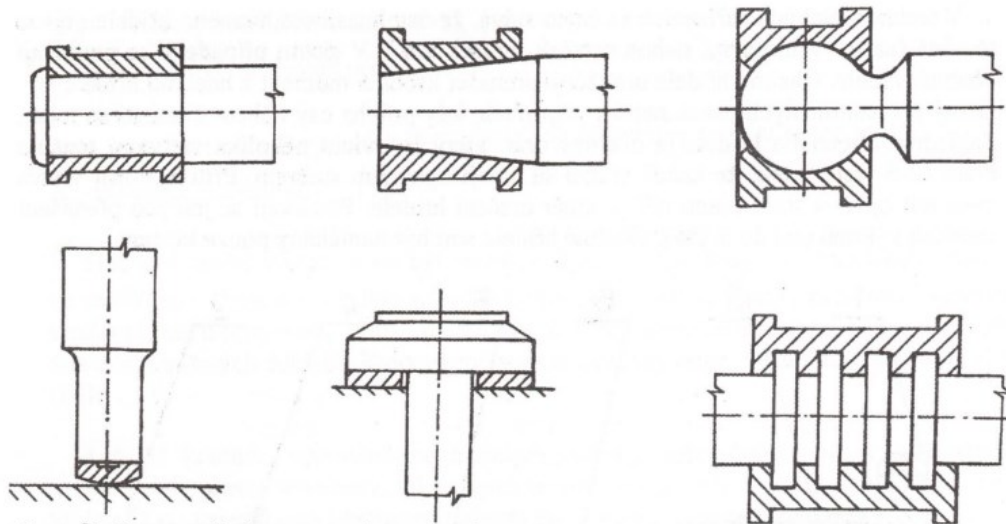
Hřídele jsou nejčastěji vyráběny z konstrukčních ocelí 11 500, 11 600, 12 030, 12 060, 15 260, 16 240. [31] [32]

4.1.1 Hřídelové čepy

Hřídelové čepy jsou části hřídelů, které se využívají k přenosu reakčních sil vyvolané zatížením. Tyto síly se přenáší mezi hřídelem a rámem, nebo skříní daného zařízení. Hřídele jsou na nich uloženy v ložiskách. Čep i ložisko se třením při rotačním pohybu zahřívají, snižuje se únosnost a dochází k opotřebovávání stykových ploch. Pro prodloužení životnosti je důležité dbát na správnost konstrukce čepu a správnou volbu ložiska. [32]

Dle zatížení se čepy rozdělují na:

- axiální – namáhané na tlak a otačení,
- radiální – namáhané na ohyb, tlak a krut.



Obr. 18 Konstrukční řešení hřídelových čepů (radiální, axiální) [32]

4.2 Ložiska

Ložiska jsou strojní součásti určena k uložení hřídelů a čepů a přenesení zatížení na ostatní části zařízení. Zajišťují vzájemnou polohu mezi pevnými a rotačními součástmi a snižují tření při pohybu. [26] [32]

Ložiska se dle základní konstrukce rozdělují na:

- kluzná,
- valivá.

Dle zatížení se rozdělují:

- radiální – ložiska jsou zatížena kolmo na osu rotace,
- axiální – ložiska jsou zatížena ve směru osy rotace,
- kombinovaná – ložiska jsou zatížena radiální i axiální silou.

Dle vykonávaného pohybu:

- rotační
- lineární – zajišťují posuvný pohyb přímočarý. [26] [31]

4.2.1 Kluzná ložiska

Kluzné ložisko tvoří pouzdro z měkkého materiálu (bronz, plast, mosaz), nebo tvarovaná odlévaná pánev. Při provozu dochází ke smykovému tření mezi čepem a pouzdrem, které je nutno snižovat mazáním. Jelikož je pouzdro z měkkého materiálu než čep a ložiskové těleso, tak se více opotřebovává, ale z ekonomického hlediska je výhodnější vyměnit kluzné pouzdro než hřídel.



Obr. 19 Kluzné pouzdro s kompozitem PTFE KU 1512 [26]

Mezi výhody kluzných ložisek proti valivým patří snadná a rychlá montáž, snadná oprava, umožňují přesné uložení hřídele a jsou levnější. Nevýhodou je vyšší spotřeba maziva, vyšší hmotnost, delší zabíhání, nižší účinnost a vyšší ztráty třením. Tření v kluzných ložiskách je závislá na materiálu, středním tlaku, teplotě obou ploch, kvalitě povrchu a na mazání, které

se dělí na suché, kapalinné a polosuché. Konstrukce ložiska by měla vždy zajišťovat kapalinné mazání, tedy dostatečné množství maziva mezi kluznými plochami. V tomto případě se říká, že čep plave a opotřebení třením je nepatrné.

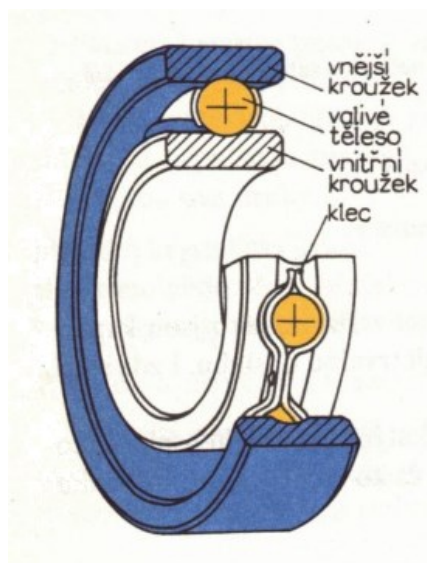
Rozdělení kluzných ložisek podle mazání:

- hydrodynamická – mazivo je přiváděno rotací hřídele (není potřeba přídavného zařízení),
- hydrostatická – mazivo je přiváděno přídavným zařízením (čerpadlo),
- s omezeným mazáním – materiál má malý součinitel tření, není náchylný na zadíraní, není potřeba velké množství maziva,
- samomazná – na povrchu mají póry, ze kterých vystupuje mazivo, vyrábějí se práškovou metalurgií,
- samomazná s tuhými mazivy – mazivo je ve struktuře materiálu.

Dále je několik typu kluzných ložisek podle tvaru (válcová, patní kuželová, kulová, prstencová, hřebenová) [26]

4.2.2 Valivá ložiska

Na rozdíl od kluzných ložisek čep hřídele neklouže v pouzdru, ale odvaluje se po rotačních tělískách. Valivé ložisko je tvořeno vnějším vnitřním kroužkem a valivými tělísky (kuličky, válečky). Součástí modernějších ložisek je také klec pro vedení valivých tělísek a zakrytování, proti vniknutí nečistotám.



Obr. 20 Části valivého ložiska [31]

Výhodou valivých ložisek proti kluzným je výrazně nižší tření a nižší pravděpodobnost zadření při menší spotřebě maziva, vyšší účinnost a umožňují pracovat i při vyšších otáčkách. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady, vyšší hmotnost a hlučnost a složitější montáž.

Valivá ložiska se dále rozdělují podle tvaru valivého tělíska na:

- kuličková – s bodovým stykem.

Dále jen s čarovým stykem:

- válečková,
- kuželíková,
- jehlová,
- soudečková.

Valivá ložiska existují jednořadá, dvouřadá, nebo víceřadá. Rozlišuje se to podle počtu řad valivého elementu. [26] [30]



Obr. 21 Kuličková ložiska [26]

Kontrola ložisek

Valivá ložiska mají určitou životnost, které se v praxi říká trvanlivost ložisek. Je to tedy doba, po kterou je ložisko schopno vykonávat svou funkci uspokojivě. I když je ložisko stále funkční, zvýší se vlivem používání jeho hlučnost, vibrace, přesnost. Trvanlivost ložiska se udává buď v milionech otáčkách, nebo běžněji v hodinách.

Trvanlivost ložiska v milionech otáčkách:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_v}\right)^m \text{ [milionů otáček]} \quad (34)$$

C je základní dynamická únosnost [N], F_v je dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [N], pro bodový styk je hodnota $m = 3$ a pro přímkový $m = 10/3$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} [\text{hodin}] \quad (35)$$

n jsou otáčky ložiska [s^{-1}] [1]

4.3 Hřídelové spojky

Hřídelové spojky se využívají k přenosu kroutícího momentu z hnacího na hnaný hřídel, tlumí kmity, nebo jako bezpečnostní prvek zařízení při přetížení. Osy hřídelů mohou být souosé, nebo mimoběžné. Základní členy hřídelových spojek jsou hnací, hnaný a spojující. Nejčastěji se vyrábějí z šedé litiny, oceli, nebo oceli na odlitky. Spojky pružné mají plastové, nebo pryžové součásti.

Hřídelové spojky by měly být zpravidla snadno rozebíratelné, lehké (nízká hmotnost) a umístěné co nejbliže k ložisku.

Dle normy ČSN 026400 se spojky rozdělují dle přenosu kroutícího momentu na:

- spojky mechanicky neovládané,
- spojky mechanicky ovládané,
- spojky elektrické,
- spojky hydraulické,
- spojky magnetické.

Vzhledem k tématu práce jsou dále představeny jen spojky mechanické.

4.3.1 Spojky mechanicky neovládané

V technické praxi jsou nejčastěji využívány a dělí se dále na nepružné a pružné.

Nepružné spojky

Nepružné spojky lze dále dělit na pevné a vyrovnávací, kdy pevné spojky disponují svou levnou konstrukcí, umožňují spojení souosých hřídelů a neumožňují axiální posuv. Dva hřídele jsou spojeny silovým stykem a jsou vhodné k přenosu stálého, nebo jen mírně proměnlivého kroutícího momentu.

Typy pevných nepružných spojek dle konstrukčního provedení:

- trubkové,

- korýtkové,
- přírubové,
- kotoučové,
- s čelními zuby.

Vyrovňovací spojky umožňují spojení dvou nesouosých hřídelů a určitý posuv v axiálním směru (z důvodu dilatace).

Vyrovňovací spojky se dále dělí na:

- axiální,
- radiální,
- univerzální,
- kloubové.

Pružné spojky

Spojovací člen hnaného a hnacího elementu spojky je pružný článek z kovu, pryže, plastu, nebo kůže, kdy tyto prvky zmírňují vibrace a rázy a přeměňují tuto energii na tepelnou. Také toto spojení umožňuje mírný osový (axiální) posuv a mírnou nesouosost hřídelů.

Typy pružných spojek:

- jehlová,
- se šroubovitými pružinami,
- s hadovitými pružinami (Bibi),
- s hranoly,
- s nekovovými pouzdry (čepová).
- obručová (Periflex).

4.3.2 Mechanicky ovládané spojky

Od mechanicky neovládaných spojek se odlišují možností rozpojení hnací a hnané části spojky za klidu i chodu zařízení.

Rozdělují se dále na čtyři typy:

- výsuvné,

- pojistné,
- rozběhové,
- volnoběžné.

Výsuvné spojky

Výsuvné spojky se dále dělí na spojky se silovým (třecí spojky) a tvarovým (zubové spojky) stykem a dle způsobu ovládnání na mechanické, hydraulické, pneumatické a elektrické. Jedna část spojky je posuvná v axiálním směru a spojení nebo rozpojení může dojít za klidu, nebo v provozu.

Pojistné spojky

Pojistné spojky se využívají k ochraně zařízení v případě přetížení, ke kterému v technické praxi občas dochází. Aby se předešlo poruše, nebo trvalé deformaci stroje, zařadí se do mechanismu pojistná spojka, která není schopna přenést větší kroutící moment, než na který je dimenzována a hnací člen se od hnaného odpojí. V případě třecích spojek dojde k prokluzu mezi členy spojky, nebo dojde k porušení spojovacího členu (například kolíku).

Dle normy ČSN 026400 se pojistné spojky rozdělují na:

- s rozrušitelnými prvky,
- vysmekovací,
- prokluzovací.

Rozběhové spojky

Tyto spojky fungují na principu odstředivé síly, kdy při zapínání stroje se odstředivou silou automaticky sepnou. Od těchto spojek se vyžaduje, aby umožnili motoru se rozběhnout bez zatížení do určitých otáček a teprve poté sepnuly.

Dle normy ČSN 026400 se dělí na:

- s neřízeným záběrem,
- s řízeným záběrem,
- s programovaným záběrem.

Volnoběžné spojky

V závislosti na rychlosti otáčení obou částí spojky se spojují a rozpojují. Když se hnaná část spojky otáčí rychleji než hnací, dojde k rozpojení a hnaná část je tedy volnoběžná. V případě, že se otáčky hnané části sníží a vyrovnají se otáčkám hnací části, tak se hnaný element zaklíní s hnacím.

Dle normy ČSN 026400 se dělí na:

- západkové,
- válečkové,
- kuličkové,
- se vzpěrnými tělisky,
- se vzpěrnými kolíčky,
- závitové třecí.

[1] [31] [32]

5 LANOVÉ NAVIJÁKY

Lanové navijáky jsou zařízení, určena k manipulaci břemen, využívaná v mnoha oborech. Využívají se v lesnictví, stavebnictví, zemědělství, strojírenství, dopravě (lodní, letecké i autodopravě), nebo také v domácnostech. Funkcí Lanového navijáku je usnadnění práce se zvedáním těžkých břemen. Základní a nejdůležitější části lanového navijáku jsou lano, pohon (motor, klika a podobně) a lanový buben, ve kterém je vyvrtaná díra, pro provlečení lana a zajištění vůči vyvlečení a následného pádu břemene. Pro bezpečnost je vhodné mít vždy navinuté 2 až 3 otáčky lana na bubnu.

5.1 Druhy lanových navijáku podle pohonu

Lanové navijáky se nejčastěji rozdělují podle pohonu a druhu použitého převodu.

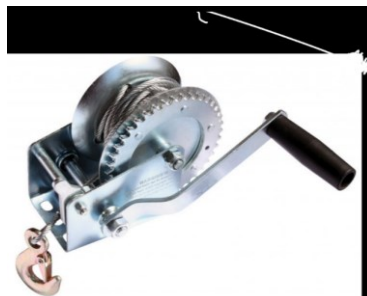
5.1.1 Ruční lanový naviják

Nejjednodušší lanový naviják, poháněný klikou, uchycenou v ose bubnu. Pro možné zvedání těžších břemen, se použije vhodný druh převodu. Pro zajištění břemene v libovolné poloze se využívá automatická brzda nebo ruční západka. Hojně je také využíván mechanismus rohatky a západky.

Rozdělení podle použitého převodu (nejčastěji používané):

- se šnekovou převodovkou,
- čelní ozubení,
- přímé uchycení.

Ruční lanové navijáky jsou používané pro malé až středně těžká břemena. Často využíváné v dopravě (například pro přitahování břemene na přívěsný vozík), v domácnosti v podobě rumpálu, nebo lesnictví. Výhodou je kompaktnost, jednoduché používání a poměrně nízké pořizovací náklady. [19] [20]



Obr. 22 Ruční lanový naviják s čelním ozubením [19]

5.1.2 Pneumatický lanový naviják

Pneumatické lanové navijáky jsou ovládány přímými ventily v řídicím spínači. Jsou vhodné do náročných provozních podmínek, nejsou citlivé na znečištění ani vlhkost, ale pro delší životnost a správnou funkci navijáku je nutností stlačený vzduch filtrovat a mazat. Z hlediska bezpečnosti se u těchto typu navijáku často využívá pružinová brzda. [21]



Obr. 23 Pneumatický lanový naviják typ RPA [21]

5.1.3 Hydraulický lanový naviják

Hydraulické lanové navijáky jsou vhodné pro nepřetržitý provoz, pro manipulaci s těžkými břemeny a do náročných provozních podmínek. Jsou využívány téměř ve veškerém průmyslu, ale především se využívají pro užitkové vozy na vyprošťování nebo nakládání těžkých břemen, nebo aut. [22] [23]



Obr. 24 Hydraulický lanový naviják Hunter 5,4 T [22]

5.1.4 Lanový naviják poháněný elektromotorem

Lanové navijáky poháněné elektromotorem jsou rozšířené ve mnoha oborech. Téměř vždy jsou u těchto navijáku požitý mechanické převody a třecí brzda uvolňována elektromagneticky. Často se využívají ve stavebnictví v podobě vrátků, strojírenských a jiných dílnách, pro užitková vozidla (odtah). Únosnost se pohybuje v řádů stovek

kilogramů. Lze ji zvýšit pomocí volných kladek, které ale sníží rychlost a výšku zdvihu. [24] [25]



Obr. 25 Elektrický lanový naviják Golemwinch [24]

5.2 Části lanového navijáku

Lanový naviják se skládá z několika hlavních částí, lano (tažný prvek), buben, pohon (ruční, motor) a úchopný prostředek například hák. Jednotlivé části jsou více rozepsané v následujících kapitolách. [20]

5.2.1 Bubny

Bubny se využívají k namotání tažného prvku, tedy nejčastěji řetězy nebo lana. Obecně se bubny vyrábí z litiny, svařované z bezešvých trubek, nebo zakružovaných plechů. Bubny pro řetězy jsou opatřeny drážkováním kvůli zapadání článku řetězu.

Bubny pro konopná lana jsou obvykle hladké s obrubami, které slouží k zachycení lana proti vysmeknutí. Obruba musí být o 2 až 3 průměry lana vyšší než poslední vrstva lana kvůli bezpečnosti.

Bubny pro lana ocelová bývají vyráběná jako svařence. Na povrchu jsou drážky, které slouží k vedení lana při navijení. [27] [28]

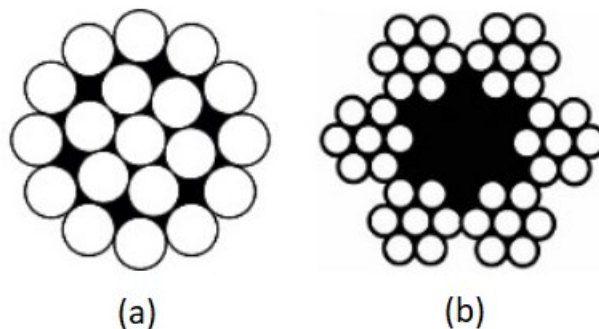
5.2.2 Tažný prvek

Tažným prvkem lanového navijáku se rozumí například lano, nebo řetěz. Podle požadované nosnosti a využití se používají lana konopná, polyamidová, nebo ocelová.

Lana konopná se v praxi využívají kvůli své ohebnosti pro vázání čistě obroběných výrobků na hák jeřábů. Jsou tvořeny třemi nebo čtyřmi prameny zapletené do šroubovice a tyto

prameny tvoří pramence z jednotlivých vláken. Pevnost vláken se pohybuje v rozmezí 600 až 1400 MPa, ale vlivem vlhkosti se pevnost lan snižuje, proto se napouštějí olejem, který složí jako ochrana před atmosférickými vlivy. Lana polyamidová jsou často využívána ke stejným účelům jako lana konopná, protože mají podobné vlastnosti.

Ocelová lana jsou často využívána kvůli své únosnosti a pevnosti. Skládají se z drátků (například 42, 114, nebo 162 drátků), vinuté v prameny. Nejčastěji se využívají šestipramenná. Pevnost drátků je například 1270, 1570, 1670, nebo 1770 MPa. [5]



Obr. 26 (a) Ocelové lano jednopramenné, (b) ocelové lano šestipramenné [33]

Dle směru vinutí jsou lana stejnosměrná (stejný směr vinutí drátků v pramenech jako prameny v lano) a protisměrná (opačný směr vinutí drátků a pramenů). Lana bývají opatřena vložkou (duší), vyrobené z konopí, nebo oceli. Slouží ke zpevnění lana, ale musí být zároveň pružná. Lana se napouštějí mazivem, pro zvýšení odolnosti. [28] [29] [33]

5.2.3 Úchopný prvek

Prostředky pro uchycení břemene musí rychle a snadno uchopit břemeno, být lehké, bezpečné a nesmí poškodit břemeno. Je několik druhů úchopných prvků, které se volí podle charakteru břemen. Pro sypké materiály jsou to nádoby a drapáky, pro kusový materiál se používají traverzy, magnety, háky, kleště a podobně. [28]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

6 CÍLE PRÁCE

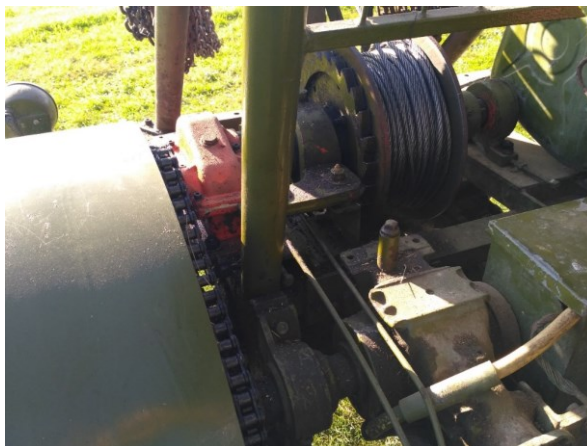
Cílem této bakalářské práce je navrhnout nový převod lanového navijáku sestávající z šnekové převodovky a nahradit jím nynější problematický, komplikovaný složený převod. Naviják je umístěný na lesním traktoru domácí výroby, který byl určený k všestranné práci, ale především k práci v lese. Z toho důvodu byl osazen lanovým navijákem. Dosavadní převody lanového navijáku nebyly nikdy dimenzovány, a právě z toho důvodu vznikly problémy s pevností poslední zařazené převodovky. Vlivem velkého namáhání se poškodilo několik zubů převodu a několikrát praskla převodová skříň.

Shrnutí cílů bakalářské práce:

- početní návrh šnekové převodovky,
- 3D modely navrženého převodu,
- výkresová dokumentace.

7 SPECIFIKACE TRAKTORU A SOUČASNÉHO PŘEVODU

Lanový naviják je připevněný na traktoru domácí výroby, konkrétně vzadu za kabinou řidiče a jeho pohon je vedený přes několik převodovek. Konstrukční řešení stávajících převodů navijáku je v další kapitole.



Obr. 27 Lanový naviják s původními převody

Naviják disponuje samovolným odvíjením pomocí zubové spojky, která odpojí hnací hřídel od navíjecího bubnu. Spojka je ovládaná mechanicky pákou přes táhlo. Kromě toho je naviják opatřen ovládanou rohatkou pro zamezení samovolného odvíjení. Ta je rovněž ovládaná mechanicky přes páku.

7.1 Popis traktoru

Traktor má zkrácený podvozek z Tatra 805 a je opatřen motorem ze Škody 1203 – TAZ 1500. Reálný objem tohoto motoru je 1433 cm³ a maximální výkon 45 kW při otáčkách 4500 ot/min.



Obr. 28 Traktor domácí výroby

Jelikož není výkon motoru příliš velký, bylo nutností podpořit tento parametr převodem. První převodovka je ze Škody 1203, je čtyřstupňová a navazuje na spalovací motor. Druhá převodovka v řadě je rovněž čtyřstupňová z Tatry 805 a je součástí podvozku. Tato druhá převodovka je využívána primárně, umožňuje volbu silničních převodů, nebo převodů do terénu. Díky dvěma výstupním hřídelím je možné dále připojit další přídavné zařízení. Na jedné je připojen pneumatický kompresor, na druhé pak přes další složený převod lanový naviják.

7.2 Konstrukční řešení původního převodu lanového navijáku

O pohonu lanového navijáku je nutné znát několik parametrů pro správné konstrukční řešení nové nahrazující šnekové převodovky. Jednotlivé převodovky od pohonu po lanový naviják na sebe navazují následovně:

Spalovací motor Škoda 1203 – TAZ 1500 → Převodovka Š 1203 → Převodovka T 805 → Převodovka kuželová → Řetězový převod → Převodovka jednostupňová → Lanový naviják

Spalovací motor Škoda 1203 – TAZ 1500

Motor byl vymontován z vozidla Škoda 1203 – TAZ 1500, které se vyrábělo v letech 1973 až 1999, ve své době tyto vozidla sloužila jako sanitní vozy, mikrobusy, nebo dvojdveřové valníky. [34]



Obr. 29 Škoda 1203 – TAZ 1500 [34]

V tabulce níže jsou zapsány parametry motorizace tohoto vozu. Z těchto hodnot se bude vycházet při návrhu šnekové převodovky.

Tabulka 1 Technické údaje spalovacího motoru Š 1203 – TAZ 1500

Obsah	1433 [cm ³]
Výkon	45 [kW]
Výkon při otáčkách	4500 [ot/min]
Krouticí moment	95,5 [Nm]
Palivo	Benzín
Typ chlazení	Kapalina
Počet válců	4
Druh motoru	Čtyřtákní
Příprava paliva	Karburátor
Rozvody typu	OHV

Převodovka Škoda 1203

Převodovka Š1203 se vyráběla právě do aut tohoto typu. Je to čtyřstupňová čelní převodovka se šikmým ozubením s jednokotoučovou suchou spojkou. Pro funkci lanového navijáku se primárně využívá třetí převodový stupeň, se kterým se bude dále počítat. Účinnost třetího převodového stupně pro následující výpočty se zvolila na $\eta_{1, III} = 0,9$.

Tabulka 2 Převodové poměry převodovky Š 1203

Převodový stupeň	Převodový poměr i
I	4,27
II	2,46
III	1,59
IV	1,00
Zpětný chod	5,61

K návrhu šnekové převodovky je zapotřebí výkon vystupující z převodovky P_1 :

$$P_1 = P_m \cdot \eta_{1, III} = 45 \cdot 0,9 = 40,5 \text{ kW} \quad (36)$$

Vystupující otáčky n_1 :

$$n_1 = \frac{n_m}{i_{1, III}} = \frac{4500}{1,59} = 2830,19 \text{ ot/min} \quad (37)$$

Vystupující krouticí moment M_{k1} :

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot P_m}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 45}{2830,19} = 151,88 \text{ Nm} \quad (38)$$

Převodovka Tatra 805

Tato převodovka je z tatra 805, jedná se o čtyřstupňovou čelní převodovku se šikmým ozubením doplněná o kotoučovou, suchou spojku jednodamelovou. Pro funkci lanového navijáku se primárně využívá třetí převodový stupeň. Dle tabulky níže se bude v práci vycházet z převodového poměru $i_{2, III} = 1,75$. Na výstupní hřídel, která je spojena s hřídelí předlohou této převodovky, jsou napojeny převody pro pohon lanového navijáku. Převodový poměr těchto dvou hřídelů je $i_{2, 2} = 1,2$. Hmotnost celé převodovky včetně oleje je cca 143 kg. [35]

Tabulka 3 Převodové poměry převodovky T 805 [35]

Převodový stupeň	Převodový poměr i
I	6,65
II	3,10
III	1,75
IV	1,05
Zpětný chod	5,01

Převodový poměr celkový i_2 s účinností $\eta_2 = 0,9$

$$i_2 = i_{2,III} \cdot i_{2,2} = 1,75 \cdot 1,2 = 2,1 \quad (39)$$

Výkon vystupující z převodovky P_2 :

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 = 40,5 \cdot 0,9 = 36,45 \text{ kW} \quad (40)$$

Vystupující otáčky n_2 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{2830,19}{2,1} = 1347,71 \text{ ot/min} \quad (41)$$

Vystupující kroutící moment M_{k2} :

$$M_{k2} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot P_2}{n_2} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 36,45}{1347,71} = 258,34 \text{ Nm} \quad (42)$$

Převodovka kuželová

Místo kuželového soukolí byl použitý zavařený diferenciál z jedné strany z automobilu Škoda 1202.

Výkon vystupující z převodovky P_3 s účinností převodu $\eta_3 = 0,9$:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_3 = 36,45 \cdot 0,9 = 32,81 \text{ kW} \quad (43)$$

Vystupující otáčky n_3 z převodového čísla $i_3 = 2,6$:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_3} = \frac{1347,71}{2,6} = 518,35 \text{ ot/min} \quad (44)$$

Vystupující kroutící moment M_{k3} :

$$M_{k3} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot P_3}{n_3} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 32,81}{518,35} = 604,61 \text{ Nm} \quad (45)$$

Řetězový převod

Řetězová kola tohoto převodu mají počty zubů $z_{14} = 15$ zubů a $z_{24} = 18$ zubů. Řetěz je válečkový. Převod tak má převodový poměr $i_4 = 1,2$ a jeho účinnost je $\eta_4 = 1$.

Vystupující výkon P_4 :

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_4 = 32,81 \cdot 1 = 32,81 \text{ kW} \quad (46)$$

Vystupující otáčky n_4 :

$$n_4 = \frac{n_3}{i_4} = \frac{518,35}{1,2} = 431,95 \text{ ot/min} \quad (47)$$

Vystupující kroutící moment M_{k4} :

$$M_{k4} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot P_4}{n_4} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 32,81}{431,95} = 725,55 \text{ Nm} \quad (48)$$

Převodovka jednostupňová

Převodovka je tvořena ozubenými koly se šikmým ozubením, pastorek má $z_{15} = 17$ zubů, ozubené kolo má $z_{25} = 51$ zubů. Převod tak má převodový poměr $i_5 = 3$ a jeho účinnost je $\eta_5 = 0,95$.

Vystupující výkon P_5 :

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_5 = 32,805 \cdot 0,95 = 31,17 \text{ kW} \quad (49)$$

Vystupující otáčky n_5 :

$$n_5 = \frac{n_4}{i_5} = \frac{431,95}{3} = 143,98 \text{ ot/min} \quad (50)$$

Vystupující kroutící moment M_{k5} :

$$M_{k5} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot P_5}{n_5} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 31,17}{143,98} = 2067,90 \text{ Nm} \quad (51)$$

7.3 Problematika stávajícího převodu

Lanový naviják byl konstruován jen dle dispozice výstupní hřídele převodovky T 805 a vstupní hřídele lanového navijáku. Převodová soustava tedy nebyla nikdy početně kontrolována. Na navijáku se pomocí stávajících redukčních převodů dosáhlo velkého kroutícího momentu, který způsobil vylovení několika zubů na ozubeném kole i pastorku.



Obr. 30 Škody na ozubení

Dále několikrát praskla skříň jednostupňové převodovky.



Obr. 31 Prasklá skříň převodovky

Předmětem této práce je návrh převodu nového, který by eliminoval tyto problémy nahrazením některých převodů šnekovou převodovkou. Jednotlivé převody na sebe budou navazovat dle schématu níže.

Spalovací motor Škoda 1203 – TAZ 1500 → Převodovka Š 1203 → Převodovka T 805 → Šneková převodovka → Lanový naviják

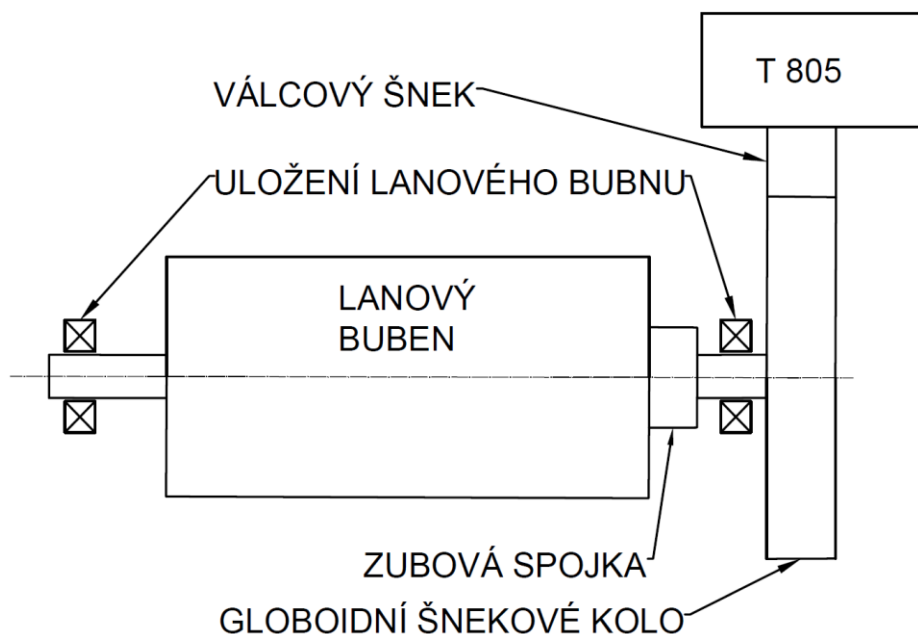
8 VÝPOČET ŠNEKOVÉHO PŘEVODU

Cílem práce, jak je již zmíněno výše v bakalářské práci je navrhnout šnekovou převodovku pro lanový naviják a nahradit tak tři stávající převodovky v soustavě. Účelem je se vyvarovat výše zmíněným problémům se stávajícími převody. Šneková převodovka je realizována tak, aby byla, pokud možno co nejjednodušší pro montáž na samotný traktor a muselo se co nejméně zasahovat do soustavy původních převodu.

8.1 Schéma konstrukčního řešení

Šnekové kolo je pro zvýšení účinnosti globoidní a je s lanovým bubnem spojeno za pomoci pera. Z důvodu stávajícího konstrukčního řešení a nedostatku místa musí být šnekové kolo uchycené letmo, až za uložení lanového bubnu.

Šnek je zvolen válcový, uložený v kuželíkových ložiskách a je umístěný pod šnekovým kolem.



Obr. 32 Schéma konstrukčního řešení

Výše je schéma konstrukčního řešení navrhované šnekové převodovky. Jak je již zmíněno v kapitole 7.3, válcový šnek bude dle návrhu navazovat na převodovku T 805 a nahradí se tak původní kuželovou převodovku, řetězový převod a jednostupňovou převodovku.

8.2 Početní návrh a kontrola

Pro výpočet konstrukčního návrhu v kapitole 8.1 je nutné znát několik hodnot, které lze snadno změřit přímo na traktoru, nebo je zvolit.

Tabulka 4 Naměřené hodnoty pro návrh a kontrolu šnekové převodovky

Měřený rozměr	Označení	Rozměr/velikost	Jednotka
Průměr bubnu lanového navijáku	D	200	mm
Šířka bubnu lanového navijáku	s	150	mm
Průměr lana	d	10	mm
Délka lana	L	50	mm
Tažná síla lanového navijáku	F_{\max}	20000	N

8.2.1 Výpočet kroutícího momentu lanového navijáku

Množství návinu lana na lanovém bubnu:

$$n_{\text{návinů}} = \frac{s}{d} = \frac{150}{10} = 15 \text{ návinů} \quad (52)$$

Délka lana prvního návinu na lanovém bubnu:

$$L_{\text{lana}} = \pi \cdot D \cdot n_{\text{návinů}} = \pi \cdot 0,2 \cdot 15 = 9,43 \text{ m} \quad (53)$$

I když se při každé vrstvě lana na lanovém bubnu lehce zvětší jeho průměr, a tak i délka lana potřebná pro navinutí do této vrstvy, lze tuto hodnotu zanedbat.

$$n_{\text{vrstev}} = \frac{L}{L_{\text{lana}}} = \frac{50}{9,43} = 5,3 \text{ vrstev} \quad (54)$$

Na bubnu navijáku bude navinuto 5 vrstev lana. S přebytečnou délkou lana se nebude dál počítat, zbylé lano je využíváno například k upnutí břemene a podobně.

Průměr návinu lana:

$$d_{\text{návinu}} = D + n_{\text{vrstev}} \cdot (2 \cdot d) = 200 + 5 \cdot (2 \cdot 10) = 300 \text{ mm} \quad (55)$$

Maximální požadovaný kroutící moment lanového navijáku:

$$M_{k \text{ naviják}} = F \cdot \frac{d_{\text{návinu}}}{2} = 20000 \cdot \frac{0,3}{2} = 3000 \text{ Nm} \quad (56)$$

8.2.2 Výpočet výkonu lanového navijáku a otáček lanového bubnu

Pro výpočet výkonu je nutné znát účinnost šnekového soukolí, které se zvolilo $\eta_{\text{šnek}} = 0,6$.

Výkon lanového navijáku:

$$P = P_2 \cdot \eta_{\text{šnek}} = 36,45 \cdot 0,6 = 21,87 \text{ kW} \quad (57)$$

Otáčky lanového bubnu:

$$n_b = 159,2 \cdot \frac{P \cdot 60}{M_{k \text{ naviják}}} = 159,2 \cdot \frac{21,87 \cdot 60}{3000} = 69,63 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (58)$$

8.2.3 Převodový poměr šnekového soukolí

Převodový poměr šnekového soukolí se vypočítá z kroutících momentů. Kroutící moment, který vstupuje do šnekové převodovky má hodnotu $M_{k2} = 258,34 \text{ Nm}$ a požadovaný kroutící moment navijáku je vypočítaný na $M_{k \text{ naviják}} = 3000 \text{ Nm}$

$$i_c = \frac{M_{k \text{ naviják}}}{M_{k2}} = \frac{3000}{258,34} = 11,61 \text{ mm} \rightarrow 12 \text{ mm} \quad (59)$$

8.2.4 Návrh šnekové převodovky

Šnekové soukolí se bude skládat ze šnekového globoidního kola, jehož věnec bude vyroben z cínového bronzu 42 3123 CuSn12 a válcového šneku vyrobeného z ušlechtné konstrukční oceli 14 220.9, cementováno, kaleno.

Předběžný návrh modulu:

$$m_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{c \cdot \psi \cdot z_1}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{258340}{4,5 \cdot 11 \cdot 2}} = 11,84 \rightarrow \text{volím modul } 12 \quad (60)$$

Předběžný modul m_n se vypočítá pomocí kroutícího momentu vstupujícího do šnekové převodovky, počtu chodů šneku z_1 , který se zvolil na 2 chody, součinitele materiálu c , který je dle tabulek zvolený na 4,5 MPa a součinitele poměrné šířky ozubení $\psi = 11$.

Výpočet průměru hřídele šneku:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_{k2}}{\tau_{k1}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 258340}{40}} = 31,84 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 60 \text{ mm} \quad (61)$$

Úhel stoupání šroubovice:

$$\text{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25 \rightarrow 14,04 \rightarrow \text{volím } 14^\circ \quad (62)$$

Ve jmenovateli q je součinitel poměru šneku, který je normalizovaný. Volí se $q = 8$ až 13 .

Počet zubů šnekového kola:

$$z_2 = i_c \cdot z_1 = 12 \cdot 2 = 24 \text{ zubů} \quad (63)$$

Počet zubů šnekového kola se vypočítá součinem celkového převodového poměru šnekové převodovky a počtem zubů šneku. Šnekové kolo tak bude mít 24 zubů.

Osový modul:

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{12}{\cos 14} = 12,36 \text{ mm} \quad (64)$$

Volba rozměrů soukolí

Nyní se navrhnou rozměry šneku a ozubeného šnekového kola. Nejdříve se navrhne roztečná, hlavová a patní kružnice šneku poté ozubeného šnekového kola.

Šnek

Roztečná kružnice:

$$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{2 \cdot 12,36}{\operatorname{tg} 14} = 99,147 \text{ mm} \quad (65)$$

Hlavová kružnice:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 99,147 + 2 \cdot 12 = 123,147 \text{ mm} \quad (66)$$

Patní kružnice:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f = 99,147 - 2 \cdot 14,004 = 71,139 \text{ mm} \quad (67)$$

Minimální délka šneku:

$$l_{1(\min)} = 2 \cdot m_x \cdot (\sqrt{z_2} + 1) = 2 \cdot 12,36 \cdot (\sqrt{24} + 1) = 145,823 \text{ mm} \quad (68)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_n = 12 \text{ mm} \quad (69)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,167 \cdot m_n = 1,167 \cdot 12 = 14,004 \text{ mm} \quad (70)$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 12 \cdot 14,004 = 26,004 \text{ mm} \quad (71)$$

Šnekové kolo

Roztečná kružnice:

$$D_2 = z_2 \cdot m_x = 24 \cdot 12,36 = 296,640 \text{ mm} \quad (72)$$

Hlavová kružnice:

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 296,640 + 2 \cdot 12 = 320,640 \text{ mm} \quad (73)$$

Patní kružnice:

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f = 296,640 - 2 \cdot 14,004 = 268,632 \text{ mm} \quad (74)$$

Tloušťka šnekového kola:

$$b_2 = 2 \cdot m_x \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1}) = 2 \cdot 12,36 \cdot (0,5 + \sqrt{8 + 1}) = 86,520 \text{ mm} \quad (75)$$

8.2.5 Výpočet otáček šneku a šnekového kola

Otáčky šneku:

$$n_{\text{šnek}} = \frac{n_2}{i_2} = \frac{22,462}{2,1} = 10,696 \frac{\text{ot}}{\text{s}} \quad (76)$$

Otáčky šnekového kola:

$$n_{\text{kolo}} = \frac{n_{\text{šnek}}}{i_c} = \frac{10,696}{12} = 0,891 \frac{\text{ot}}{\text{s}} \quad (77)$$

8.2.6 Určení sil v ozubení

Úhel záběru $\alpha_n = 20^\circ$, součinitel tření $f = 0,16$ pro ocel CuSn slitina

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos(\alpha_n)} = \frac{0,16}{\cos(20)} \rightarrow \varphi = 9,66 \quad (78)$$

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_1} = \frac{2 \cdot 258340}{99,147} = 5211,25 \text{ N} \quad (79)$$

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{5211,25}{\operatorname{tg}(14 + 9,66)} = 11894,11 \text{ N} \quad (80)$$

$$F_{r1} = |F_{r2}| = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n) \cdot \cos(\varphi)}{\cos(\gamma + \varphi)} \quad (81)$$

$$F_{r1} = |F_{r2}| = 11894,11 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20) \cdot \cos(9,66)}{\cos(14 + 9,66)} = 4659,37 \text{ N}$$

$$F_{v1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{5211,25^2 + 4659,37^2} = 6990,48 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{11894,11^2 + 4659,37^2} = 12774,18 \text{ N} \quad (83)$$

8.2.7 Kontrola zubu na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4780

Kontrola ozubení na ohyb a otláčení je dle ČSN 01 4780. Nejdříve se vypočítají hodnoty ke srovnání a zvolí se součinitelé. Součinitele pro kontrolu šnekového ozubení jsou zvoleny dle příloh P I až P VII.

Hlavová kružnice šneku pro kontrolu na ohyb a otláčení:

$$D_{a1} = D_1 + m_n = 99,147 + 12 = 111,147 \text{ mm} \quad (84)$$

Pro kontrolu ozubení šneku a šnekového kola je nutné vypočítat hlavovou kružnici šneku, ze které se následně provede kontrola na ohyb a otláčení.

$$c_{a1} = 0,167 \cdot m_n = 0,167 \cdot 12 = 2,004 \quad (85)$$

$$\cos \psi = \frac{D_{a1} - 2 \cdot m_n}{D_{a1}} = \frac{111,147 - 2 \cdot 12}{111,147} = 0,784 \rightarrow \psi = 38,37^\circ \quad (86)$$

Srovnávací součinitel pro ohyb b_o a otláčení b_d :

$$b_o = \cos \psi \cdot (D_{a1} + 2 \cdot c_{a1}) \quad (87)$$

$$b_o = \cos 38,37 \cdot (111,147 + 2 \cdot 2,004) = 90,28 \text{ mm}$$

$$b_d = \sin \psi \cdot D_{a1} = \sin 38,37 \cdot 111,147 = 68,99 \text{ mm} \quad (88)$$

Kontrola šneku na ohyb:

Pro kontrolu je nutné znát několik hodnot. Tyto hodnoty jsou napsané v tabulce níže.

Tabulka 5 Hodnoty pro kontrolu šneku na ohyb

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené ohybové napětí	σ_{DO1}	250	MPa
Trvanlivost	T_h	12500	h
Otáčky šneku	$n_{šnek}$	641,76	ot/min
Rychlostní součinitel	r_{o1}	0,34	-
Koeficient bezpečnosti	k_o	1	-

$$F_{DO1} = \left(\frac{1}{k_o}\right) \cdot m_n \cdot b_o \cdot \sigma_{DO1} \cdot r_{o1} \quad (89)$$

$$F_{DO1} = \left(\frac{1}{1}\right) \cdot 12 \cdot 90,28 \cdot 250 \cdot 0,34 = 92085,60 \text{ N}$$

Šnek splňuje ohybovou podmínku $F_{DO1} \geq F_{v1}$.

Kontrola šnekového kola na ohyb:

Tabulka 6 Hodnoty pro kontrolu šnekového kola na ohyb

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené ohybové napětí	σ_{DO2}	50	MPa
Trvanlivost	T_h	12500	h
Otáčky šneku	n_{kolo}	53,46	ot/min
Rychlostní součinitel	r_{o2}	0,55	-
Koeficient bezpečnosti	k_o	1	-

$$F_{DO2} = \left(\frac{1}{k_o}\right) \cdot m_n \cdot b_o \cdot \sigma_{DO2} \cdot r_{o2} \quad (90)$$

$$F_{DO2} = \left(\frac{1}{1}\right) \cdot 12 \cdot 90,28 \cdot 50 \cdot 0,55 = 29792,40 \text{ N}$$

Šnekové kolo splňuje ohybovou podmínku $F_{DO2} \geq F_{v2}$.

Kontrola šneku na otláčení:

Tabulka 7 Hodnoty pro kontrolu šneku na otláčení

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí (otlačení)	σ_{Dd1}	95	MPa
Trvanlivost	T_h	12500	h
Otáčky šneku	$n_{šnek}$	641,76	ot/min
Rychlostní součinitel	r_{d1}	0,45	-
Koeficient bezpečnosti	k_o	1	-

$$F_{Dd1} = \left(\frac{1}{k_d}\right) \cdot D_1^{0,8} \cdot b_d \cdot \sigma_{Dd1} \cdot r_{d1} \quad (91)$$

$$F_{Dd1} = \left(\frac{1}{1}\right) \cdot 99,147^{0,8} \cdot 68,99 \cdot 95 \cdot 0,45 = 116612,72 \text{ N}$$

Šnek splňuje podmínku pro otláčení $F_{Dd1} \geq F_{v1}$.

Kontrola šnekového kola na otláčení:

Tabulka 8 Hodnoty pro kontrolu šnekového kola na otláčení

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí (otlačení)	σ_{Dd2}	8	MPa
Trvanlivost	T_h	12500	h
Otáčky šneku	n_{kolo}	53,46	ot/min
Rychlostní součinitel	r_{d2}	0,65	-
Koeficient bezpečnosti	k_o	1	-

$$F_{Dd2} = \left(\frac{1}{k_d}\right) \cdot D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot \sigma_{Dd2} \cdot r_{d2} \quad (92)$$

$$F_{Dd2} = \left(\frac{1}{1}\right) \cdot 296,640^{0,8} \cdot 68,99 \cdot 8 \cdot 0,65 = 34085,78 \text{ N}$$

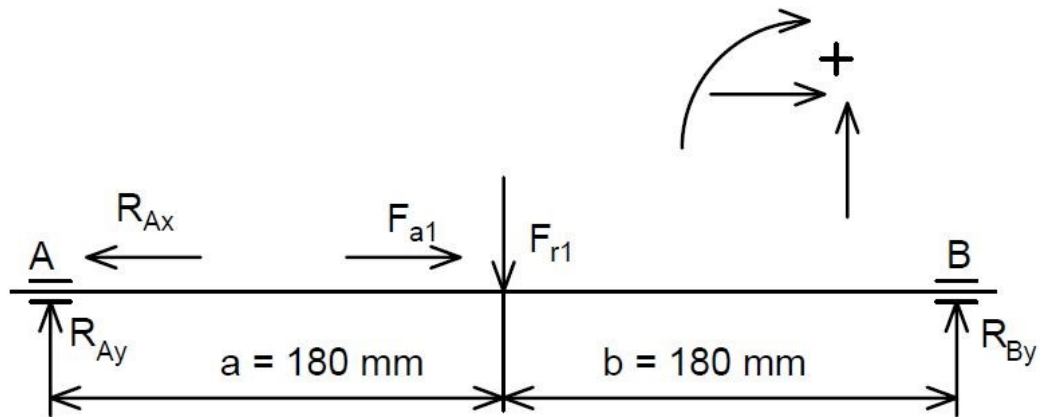
Šnekové kolo vyhovuje podmínkám na otláčení $F_{Dd2} \geq F_{v2}$.

8.2.8 Návrh minimálního průměru hřídele pod šnekem, návrh ložisek a pera

Pro určení minimálního průměru hřídele, je nutné znát reakce v ložiskách, kvůli kterým se musí zvolit vzdálenosti mezi nimi. Více o volbě rozměru je napsáno níže v této kapitole bakalářské práce.

Reakce v ložiskách

Rozměry a a b jsou voleny dle konstrukčních možností a s ohledem na rozměry šnekového soukolí a dispozice skříně.



Obr. 33 Reakce v ložiskách A a B

Působení sil v ose X:

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow -R_{Ax} = -F_{a1} = 19475,84 \quad (93)$$

Působení sil v ose Y:

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0 \quad (94)$$

Působení kroutícího momentu:

$$\sum M_i = 0 \rightarrow F_{r1} \cdot a - R_{By} \cdot (a + b) = 0 \quad (95)$$

Výpočet reakce pro ložisko B:

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot a}{a + b} = \frac{7336,93 \cdot 180}{180 + 180} = 366,47 \text{ N} \quad (96)$$

Výpočet reakce pro ložisko A:

$$R_{Ay} = -R_{By} + F_{r1} = -366,47 + 7336,93 = 366,46 \text{ N} \quad (97)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o1max} = R_{By} \cdot a = 366,47 \cdot 180 = 660324,60 \text{ Nmm} \quad (98)$$

Maximální ohybový moment redukovaný:

$$M_{o1red} = \sqrt{M_{o1max}^2 + 0,75 \cdot M_{k2}^2} \quad (99)$$

$$M_{o1red} = \sqrt{660324,60^2 + 0,75 \cdot 258340^2} = 697196,70 \text{ Nmm}$$

Výpočet průměru hřídele šneku:

$$\sigma_{D1} = \frac{M_{o1red}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1red}}{0,1 \cdot d_{h1}^3} \rightarrow d_{h1} \quad (100)$$

$$d_{h1} = \sqrt[3]{\frac{M_{o1red}}{0,1 \cdot \sigma_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{697196,70}{0,1 \cdot 85}} = 43,45 \text{ mm}$$

Průměr hřídele je zvolena s ohledem na konstrukci $d_{h1} = 60 \text{ mm}$

Návrh pera šneku

Rozměry pera se dle ČSN 02 2562 volí $b = 18 \text{ mm}$, $h = 11 \text{ mm}$, $t = 6,8 \text{ mm}$, $t_1 = 4,2 \text{ mm}$. Délka pera se navrhne z kroutícího momentu vstupujícího do převodovky M_{k2} , dovoleného otláčení p_D , které je pro daný materiál 100 MPa a rozměru pera t_1 a hřídele d_{h1} .

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{k2}}{t_1 \cdot p_D \cdot d_{h1}} = \frac{2 \cdot 258340}{4,2 \cdot 100 \cdot 60} = 20,50 \text{ mm} \quad (101)$$

K vypočtené minimální délce pera se přičte rozměr pera b a následně se zvolí rozměr pera.

$$l \geq l + b = 20,50 + 18 = 38,50 \text{ mm} \quad (102)$$

Délka pera hřídele šneku je zvolena $l = 40 \text{ mm}$

Návrh a kontrola ložisek A a B

Je zvoleno kuželíkové LOŽISKO 32312 A s dynamickou únosností $C = 228000 \text{ N}$ [36]

$$Y = 0,4 \cdot \cotg 15 = 1,49 \quad (103)$$

$$F_e = (X \cdot V \cdot R_{Ay} + Y \cdot R_{Ax}) \cdot a_f \quad (104)$$

$$F_e = (0,4 \cdot 1 \cdot 3668,46 + 1,49 \cdot 19475,84) \cdot 1,2 = 36583,66 \text{ N}$$

Ve výpočtu se součinitel V volí 1 provozní součinitel a_f je 1,2.

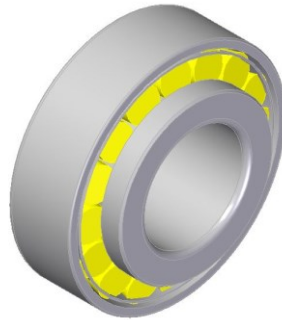
Výpočtová únosnost ložiska:

$$C_V = \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_{kolo} \cdot 3,6}{1000}} \cdot F_e \quad (105)$$

$$C_V \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 10,696 \cdot 3,6}{1000}} \cdot 36583,66 = 455112,17 \text{ N}$$

Kuželíkové ložisko 32312 A splňuje podmínku $C \geq C_V/2 \rightarrow$ Vyhovuje

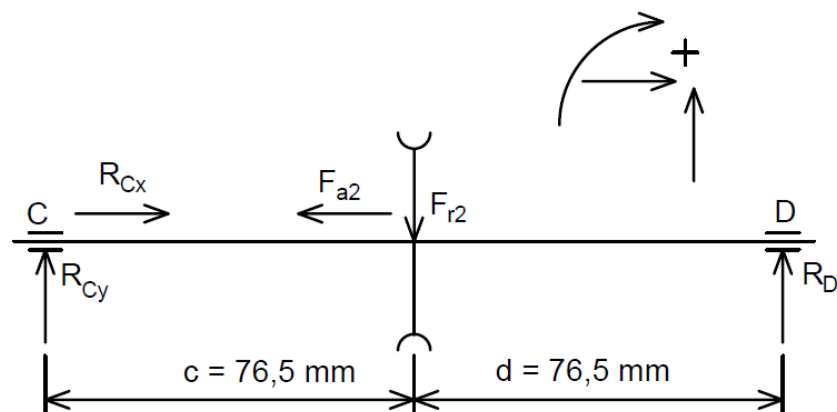
Z důvodu vysoké výpočtové únosnosti, se volí dvě kuželíková ložiska 32312 A.



Obr. 34 Zvolené kuželíkové ložisko 32312 A

8.2.9 Návrh minimálního průměru hřídele pod šnekovým kolem, návrh ložisek a pera

Reakce v ložiskách



Obr. 35 Reakce v ložiskách C a D

Vzdálenost uložení hřídele, tedy rozměry c a d jsou voleny s ohledem na konstrukci a dispozici převodové skříně. Na obrázku níže je vyobrazená hřídel pod šnekovým kolem, jejíž průměr je vypočítán a zvolen níže v této kapitole bakalářské práce.



Obr. 36 Hřídel pod šnekovým kolem

Působení sil v ose X:

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow R_{Cx} = F_{a2} = 5211,25 \text{ N} \quad (106)$$

Působení sil v ose Y:

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow R_{Cy} + R_D - F_{r2} = 0 \quad (107)$$

Působení kroutícího momentu:

$$\sum M_i = 0 \rightarrow R_D \cdot (c + d) - F_{r2} = 0 \quad (108)$$

Výpočet reakce pro ložisko D:

$$R_D = \frac{F_{r2} \cdot c}{(c + d)} = \frac{7336,93 \cdot 76,5}{76,5 + 76,5} = 3668,47 \text{ N} \quad (109)$$

Výpočet reakce pro ložisko C:

$$R_{Cy} = -R_D + F_{r2} = -3668,47 + 7336,93 = 3668,46 \text{ N} \quad (110)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o2max} = R_{Cy} \cdot c = 3668,46 \cdot 76,5 = 280637,19 \text{ Nmm} \quad (111)$$

Maximální ohybový moment redukováný:

$$M_{o2red} = \sqrt{M_{o2max}^2 + 0,75 \cdot M_{k \text{ naviják}}^2} \quad (112)$$

$$M_{o2red} = \sqrt{280637,19^2 + 0,75 \cdot 3000000^2} = 2613189,09 \text{ Nmm}$$

Výpočet průměru hřídele šneku:

$$\sigma_{D2} = \frac{M_{o2red}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2red}}{0,1 \cdot d_{h2}^3} \rightarrow d_{h2} \quad (113)$$

$$d_{h2} = \sqrt[3]{\frac{M_{o2red}}{0,1 \cdot \sigma_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{2613189,09}{0,1 \cdot 85}} = 67,49 \text{ mm}$$

Průměr hřídele pod šnekovým kolem je zvolena s ohledem na konstrukci $d_{h2} = 100 \text{ mm}$

Návrh pera

Stejně jako u šneku se zvolí rozměry pera pro hřídel pod šnekovým kolem $d_{h2} = 100 \text{ mm}$ dle ČSN 02 2562. Rozměry pera jsou $b = 28 \text{ mm}$, $h = 16 \text{ mm}$, $t = 9,9 \text{ mm}$, $t_1 = 6,1 \text{ mm}$.

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{k \text{ naviják}}}{t_1 \cdot p_d \cdot d_{h2}} = \frac{2 \cdot 3000000}{6,1 \cdot 64 \cdot 100 \cdot 4} = 38,42 \text{ mm} \quad (114)$$

$$l \geq l + b = 38,42 + 28 = 66,42 \text{ mm} \quad (115)$$

Délka pera je dle vypočtené hodnoty zvolena na $l = 80 \text{ mm}$

Jsou zvolena čtyři pera o délce $l = 80 \text{ mm}$

Návrh a kontrola ložisek C a D

Uložení hřídele šneku je voleno dle ČSN 02 4720, volí se kuželíkové LOŽISKO 30220 s dynamickou únosností $C = 156000 \text{ N}$ [37]

$$Y = 0,4 \cdot \cotg 15 = 1,49 \quad (116)$$

$$F_e = (X \cdot V \cdot R_{Cy} + Y \cdot R_{Cx}) \cdot a_f \quad (117)$$

$$F_e = (0,4 \cdot 1 \cdot 3668,46 + 1,49 \cdot 5211,25) \cdot 1,2 = 11078,58 \text{ N}$$

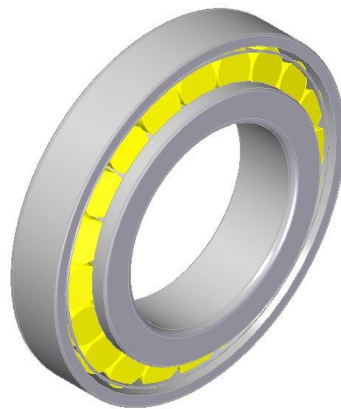
Stejně jako u ložisek A a B je součinitel $V = 1$ provozní součinitel a $a_f = 1,2$.

Výpočtová únosnost ložiska:

$$C_V = \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_{kolo} \cdot 3,6}{1000}} \cdot F_e \quad (118)$$

$$C_V = \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 0,891 \cdot 3,6}{1000}} \cdot 11078,58 = 60191,36 \text{ N}$$

Kuželíkové ložisko 30220 splňuje podmínku $C \geq C_V \rightarrow$ Vyhovuje

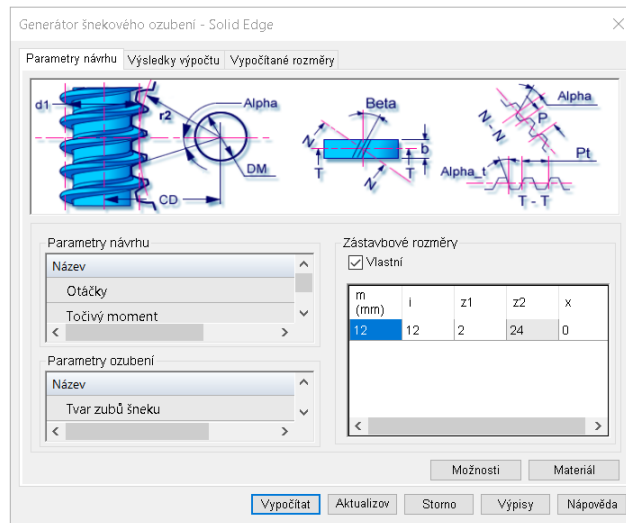


Obr. 37 Kuželíkové ložisko 30220

9 NÁVRH KONCEPCE ŠNEKOVÉHO PŘEVODU

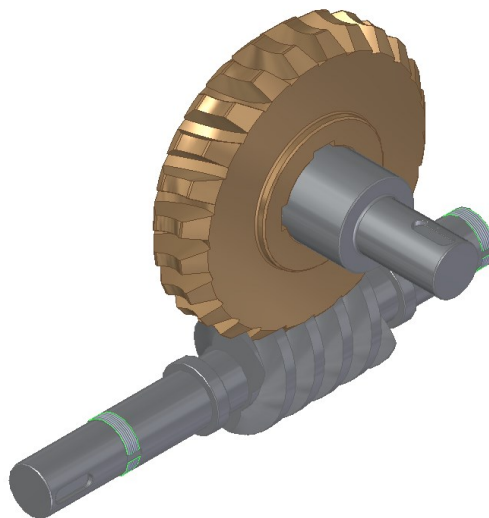
Další částí konstruování po početním návrhu šnekové převodovky je tvorba modelů a výkresů. K těmto účelům je využíváný program Solid Edge verze 2022.

Prvními díly je šnekové soukolí, které lze v programu vygenerovat pomocí vstupních hodnot. Vstupními hodnotami se rozumí například modul, celkový převodový poměr, počet zubů šneku, otáčky kol, kroutící moment a podobně. Díky této funkci se vypočítají rozměry kola i pastorku, mimo jiné se vypočítají také zatěžující síly, a provede se kontrola ozubení. Vypočtené rozměry v kapitole 8 korespondují s hodnotami vygenerované za pomoci programu Solid Edge.



Obr. 38 Ukázka návrhu šnekového soukolí

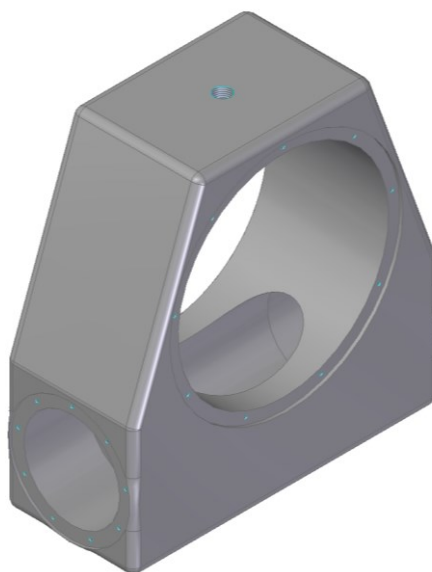
Výsledkem návrhu je vygenerované šnekové soukolí, které je vyobrazeno níže.



Obr. 39 Šnekové soukolí

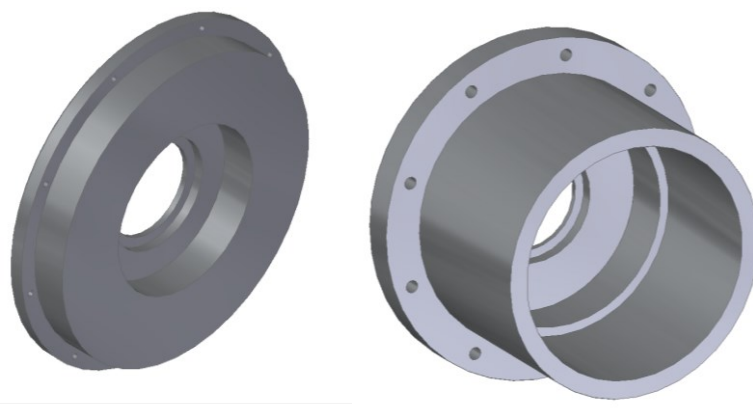
Z hlediska konstrukce je šnek vyroben na jedné hřídeli. Z ekonomických důvod je výhodnější vyrábět šnek jako pastorek a spojit ho s hřídelí za pomoci pera, ale jelikož se převodovka nebude vyrábět sériově a jedná se pouze o výrobu jednoho kusu pro traktor domácí výroby, je zvolena tato varianta.

Ozubený převod je uložený v odlévané převodové skříni, vyrobené z materiálu 42 2420. Skříň je opatřena otvorem pro nalití a vypuštění převodového oleje a utěsněna šroubem DIN 933 o rozměru M30 x 35.



Obr. 40 Převodová skříň

Víka převodové skříně jsou vyrobené z materiálu 11 600 a se skříní je každé víko spojeno devíti šrouby DIN 912 M6 x 1 x 30.



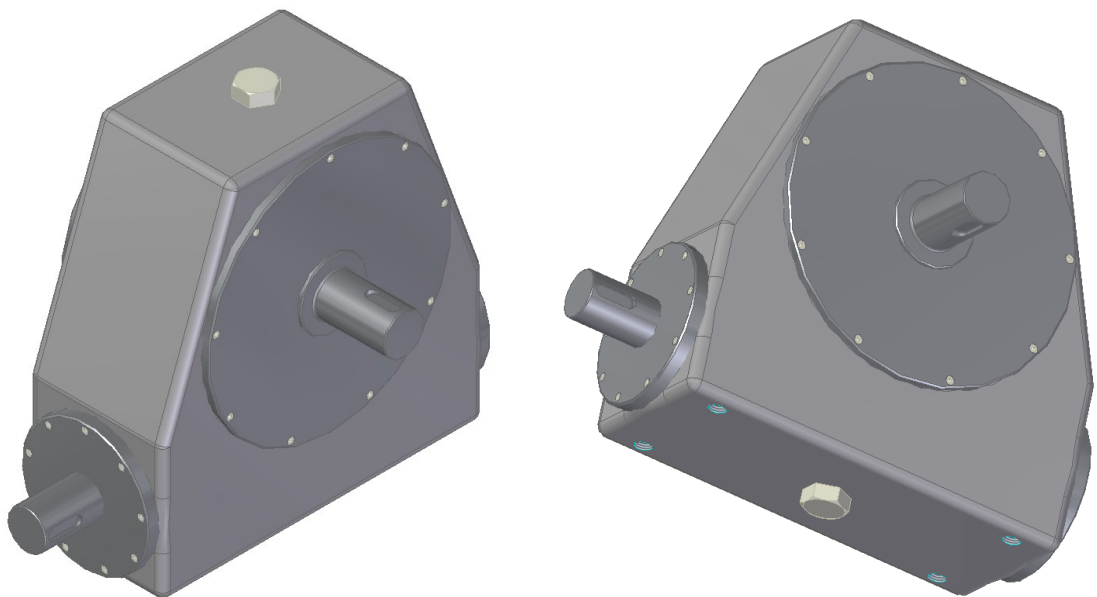
Obr. 41 Víka

Víka jsou využita k uložení kuželíkových ložisek, které jsou navrženy v kapitole 8.2.8 a 8.2.9, kde jsou také vyobrazené. Mezi převodovou skříní a víky je vložen těsnící papír AFM 30 0,5 mm.

Při tvorbě modelů byly navrženy hřídelové těsnící kroužky 100 x 120 x 10 HMS5 RG pro průměr hřídele $d_{h2} = 100$ mm a 57 x 67 x 7 HMS5 RG pro konec hřídele o průměru $d = 57$ mm.

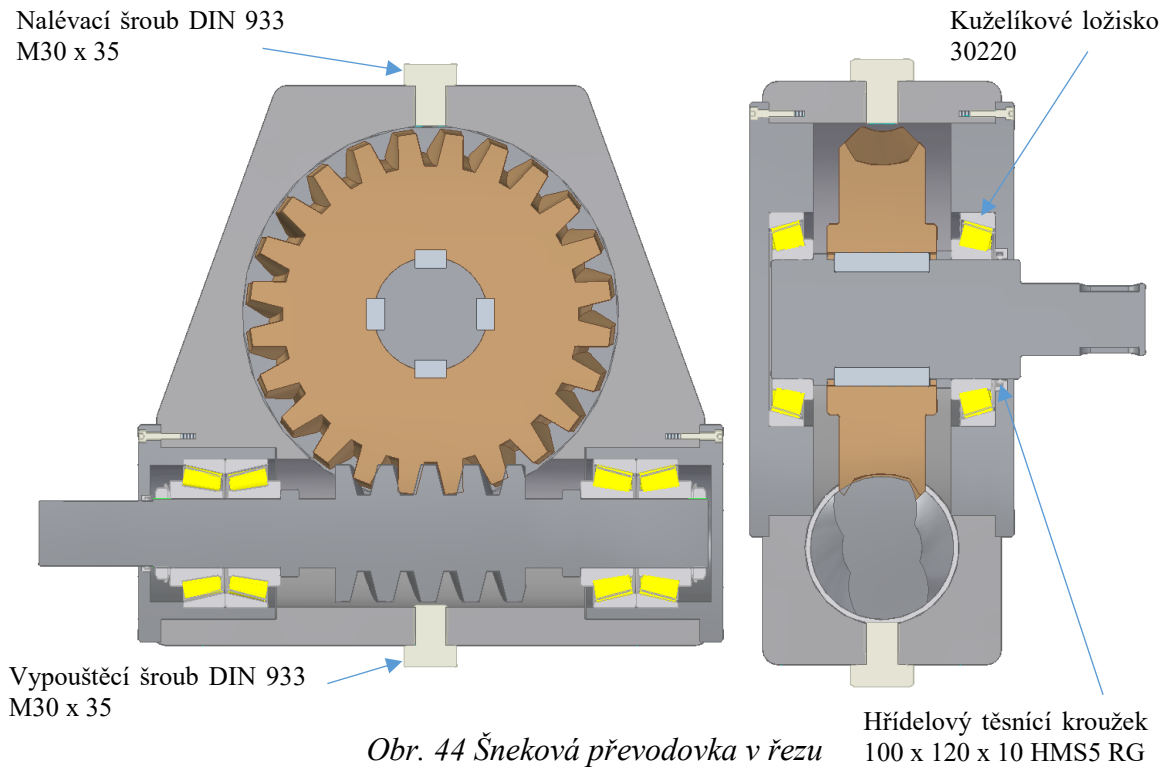


Obr. 42 Hřídelový těsnící kroužek [38]

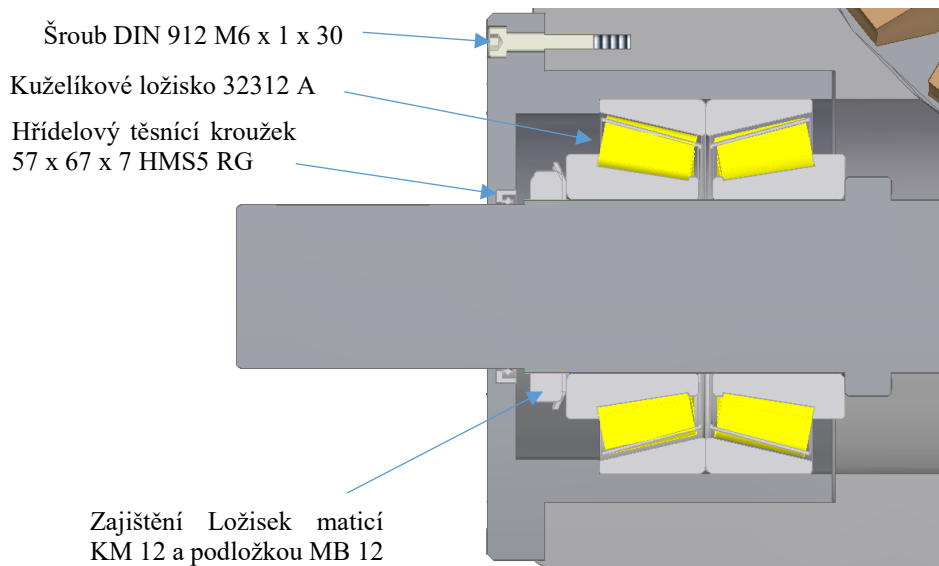


Obr. 43 Převodová skříň

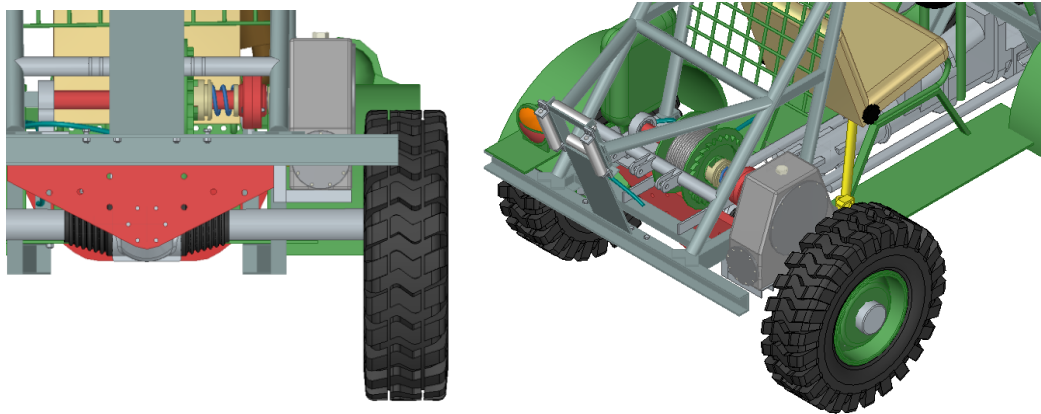
Poslední částí modelování bylo připojení navržené šnekové převodovky k lanovému navijáku a uchytit převodovou skříň k rámu traktoru. Napojení hřídele šnekového kola je za pomoci přírubové spojky přímo k lanovému bubnu, a šneková hřídel navazuje na převodovku z Tatra 805 pomocí kardanu. Vše je vyobrazené na obrázcích 45, 46 a 47.



Na obrázku 44 je vidět uložení šneku a hřídele pod šnekovým kolem. Šnek je uložen ve dvou ložiskách na každé straně kvůli vysoké dynamické únosnosti, jak je vypočteno v kapitole 8.2.8. Tyto ložiska jsou zajištěna podložkou MB 12 DIN 5406 a maticí KM 12 DIN 981.

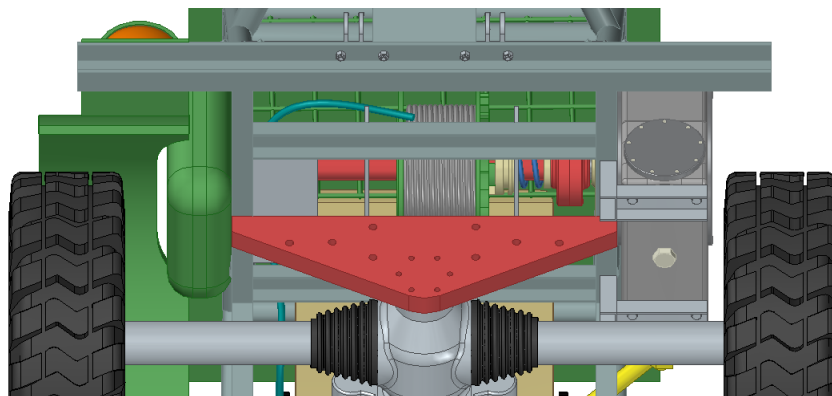


Obr. 45 Detail uložení šnekové hřídele

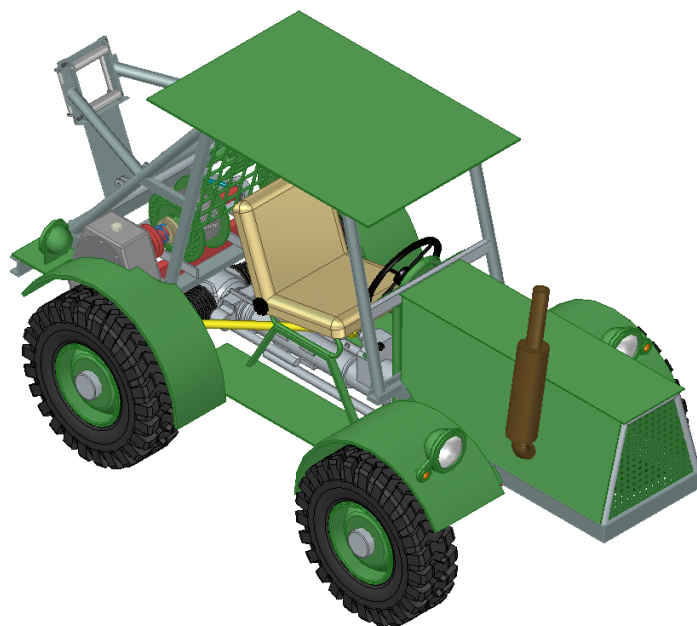


Obr. 46 Umístění šnekové převodovky na traktoru [4]

Na obrázcích 45, 46 a 47 je vyobrazené umístění šnekové převodovky na traktoru domácí výroby a její uchycení k rámu traktoru. Převodovka je umístěna na dva U profily, k nim je připevněna pomocí čtyř šroubů M24 x 40.



Obr. 47 Umístění šnekové převodovky [4]



Obr. 48 Kompletní traktor s připojenou šnekovou převodovkou [4]

10 POLOŽKOVÝ ROZPOČET

Poslední kapitola této bakalářské práce se zabývá ekonomickým zhodnocením zkonstruované šnekové převodovky. Ceny jednotlivých dílů jsou rozepsány níže v tabulce. Ceny dílů, které nejsou normalizované jsou pouze orientační a mohou se lišit.

Tabulka 9 Položkový rozpočet normalizovaných dílů

Normalizované díly	Cena za kus [Kč]	Počet kusů	Cena množství [Kč]
kuželíkové ložisko 32312 A	787,34	2	1 574,68
kuželíkové ložisko 30220	3 372,97	4	13 491,88
100 x 120 x 10 HMS5 RG	158,51	2	317,02
60 x 70 x 7 HMS5 RG	186,71	2	373,42
DIN 912 M6 x 1 x 30	2,14	36	77,04
DIN 933 M30 x 35	111,5	2	223
Podložka MB 12	13,94	2	27,88
Maticе KM 12	110,35	2	220,7
Distanční podložka 100 x 120 x 0.20	124,98	2	249,96
Těsnící papír 500 x 500 x 0,5	115	2	230
Pero těsné 28 x 16–80 ČSN 02 2562	123,30	4	493,2
		Celkem	17 278,78

Tabulka 10 Položkový rozpočet nenormalizovaných dílů

Nenormalizované díly	Náklady na výrobu [Kč]
Šnekové kolo	9 500
Šnek	8 500
Převodová skříň	85 000
Hřídel	2 000
Distanční kroužek	160
Celkem	10 5160

V tabulce 9 jsou uvedeny ceny normalizovaných dílů. Dodavatelé jsou voleni s ohledem na nízkou cenu a kvalitu. V tabulce 10 jsou uvedeny orientační ceny za nenormalizované díly. V ceně jsou zahrnuty veškeré náklady na výrobu (materiál, energie, plat zaměstnance, expedice). Dalším nákladem by byla montáž samotné převodovky, ale jelikož je určena k domácímu použití, tento náklad je zanedbán.

Cena za kompletní převodovku bez náplní je odhadovaná na 122 439 Kč. Nejdražší částí převodovky je odlévaná převodová skříň. Tento náklad by se mohl snížit nahrazením odlitku za svařenec.

ZÁVĚR

Tématem této bakalářské práce je návrh pohonu lanového navijáku, který je umístěný na traktoru domácí výroby, určený pro všestrannou práci, ale především pro práci v lese. Traktor je postaven na podvozku z Tatry 805 a spalovací motor byl převzat z automobilu Škoda 1203 – TAZ 1500.

Bakalářská práce je rozdělena do dvou částí na teoretickou a praktickou část. První, teoretická část je zaměřena k popisu převodovek a vše co s nimi souvisí, především na ozubené převody, ale také ložiska, hřídele, převodové skříně a podobně. Mimo jiné je v této části zahrnuto základní rozdělení lanových navijáků a popsány hřídelové spojky.

Na začátku praktické části je popsána celková konstrukce lanového navijáku, včetně převodové soustavy a motorizace domácího traktoru. Dále je popsán problém, který v původní a nikdy nedimenzované převodové soustavě vzniká. Cílem praktické práce je zkonstruovat šnekovou převodovku pro zmíněný lanový naviják a nahradit tak poslední tři převody v celkové převodové soustavě lanového navijáku. V první fázi návrhu byla navržena konstrukce šnekového převodu a zkontrolována tak, aby vyhovovala normám i požadavkům. Bylo zvoleno globoidní šnekové kolo, které má 24 zubů a dvouchodý válcový šnek s levým smyslem vinutí. Dále byly navrženy hřídele o průměru $d_{h1} = 60$ mm pro šnek a $d_{h2} = 100$ mm pro šnekové kolo. Pro tyto rozměry hřídelů byly navrženy pera o délkách 40 mm pro šnek a 80 mm pro šnekové kolo. Z důvodu vysokého zatížení byly navrženy dvě pera pro hřídel pod šnekovým kolem. I když bylo navrhované pero i pro šnek, tak se při modelování navrhlo vyrobit šnek na společné hřídeli. Výroba šneku jako pastorek je v mnoha případech méně ekonomicky nákladná, ale jelikož je šneková převodovka určena pouze pro traktor domácí výroby, nebude se tedy vyrábět sériově, je možné použít tuto konstrukční variantu. Hřídel šnekového kola je uložena v kuželíkových ložiskách 30220 a šnek v kuželíkových ložiskách 32312 A, kde z důvodu vysoké dynamické únosnosti byly zvoleny dvě ložiska na obou koncích. Polohy jednotlivých součástí jsou zajištěny osazením na hřídelích a distanční trubkou. Celý šnekový převod je uložený v odlévané převodové skříně vyrobené z materiálu 42 2420.

Modely i výkresová dokumentace byla vytvořena v programu Solid Edge 2022.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VOLEK, František. Základy konstruování a části strojů I. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [4] NOVOSAD, Tomáš, 2021. Konstrukce převodu navijáku. Zlín. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce Ing. Adam Škrobák, PhD.
- [5] KRÁTKÝ, Ing. Jaroslav a Doc. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSC, 1998. Strojní části 2. Husova 11, 306 24 Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity. ISBN 80-7082-452-2.
- [6] KRÍŽ, Rudolf. Stavba a provoz strojů II Převody. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.
- [7] Převody ozubenými koly [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1904>
- [8] Ozubené převody [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-05.pdf
- [9] Podřezání paty zubů a korekce ozubení [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-07.pdf
- [10] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 8001019349.
- [11] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. Základy konstruování. Vyd. 2. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 8072043064.
- [12] DILLINGER, Josef. Moderní strojírenství pro školu i praxi. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 9788086706191.
- [13] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.

- [14] Hřídlová těsnění [online]. [cit. 2022-12-24]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf
- [15] What are labyrinth seals for bearings? [online]. [cit. 2023-04-29]. Dostupné z: <https://www.bearingtips.com/what-are-labyrinth-seals-for-bearings/>
- [16] Oleje [online]. [cit. 2022-12-24]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Popis-plasticky-maziv>
- [17] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [18] PÍČ, Josef a BRENÍK, Přemysl. Obráběcí stroje: základy konstrukce a výpočtů. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1970. 508 s
- [19] Lanový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.vercajk-pardubice.cz/Rucni-lanovy-navijak-800kg-d2240.htm?tab=description>
- [20] Části lanového navijáku [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/pulleys/what-are-the-different-parts-of-a-cable-winch>
- [21] Pneumatický bubnový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/pneumaticky-bubnovy-navijak-typ-rpa>
- [22] Hydraulický lanový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <http://www.offroad-obchod.cz/produkt/hydraulicky-navijak-hunter-5-4-t-12v>
- [23] Hydraulický lanový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <http://www.offroad-obchod.cz/produkt/hydraulicky-navijak-hunter-5-4-t-12v>
- [24] Elektrický lanový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.cesky-obchodak.eu/Elektricky-navijak-Golemwinch-12000-12V-5-4-t-pro-vetsi-offroad-odtah-Golemtech-d93276.htm#>
- [25] Elektrický lanový naviják [online]. [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://www.industrien.cz/kladky-navijaky/elektricky-navijak-3000-kg/>
- [26] Ložiska [online]. [cit. 2023-01-06]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/technicke-poradenstvi/aktuality-strojirenstvi-loziska/85-jake-existuji-druhy-lozisek-a-jaky-je-mezinimi-rozdil>

- [27] Rope drums [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/en/products/view/rope-drums>
- [28] DRAŽAN, Fr, L KUPKA a a kol, 1968. Jeřáby. n. p., Spálená, Praha 1: SNTL – Nakladatelství technické literatury.
- [29] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL, 2004. Strojnické tabulky: pro školu a praxi. Praha: Scientia. ISBN 9788071833123.
- [30] Zásady pro volbu a použití ložisek [online]. [cit. 2023-01-19]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery/zasady-pro-volbu-lozisek>
- [31] KRŮŽ, R. a A KOL, 1977. Stavba a provoz strojů I: Části strojů. n. p., Spálená, Praha 1: SNTL - Nakladatelství technické literatury.
- [32] LUKOVICS, Imrich, Libuše SÝKOROVÁ a František VOLEK. Části a mechanismy strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1566-5.
- [33] Ocelová lana [online]. [cit. 2023-01-24]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/tabulky-nosnosti/ocelova-lana/>
- [34] Škoda 1203 - TAZ 1500 [online]. [cit. 2023-03-04]. Dostupné z: <https://www.valka.cz/CZK-Skoda-1203-t57606>
- [35] Dílenská příručka pro opravy automobilů Tatra 805 [online]. [cit. 2023-03-05]. Dostupné z: http://www.pedros.cz/Tatra/prirucka_T805.pdf
- [36] Metric single-row tapered roller bearings [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/en/p/32314A>
- [37] Strojnické tabulky, 1999. Radimova 37/50, 196 00 Praha 6: Scientia. ISBN 8071831239.
- [38] Radial shaft seal with rubber outside diameter and single sealing lip, for oil or grease [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/general-industrial-applications/x-seals/productid-100X120X10%20HMS5%20RG>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam Zkratky	Jednotka
A	Osová vzdálenost	[mm]
a, b	Vzdálenost mezi uložením a působící silou	[mm]
atd.	A tak dále	[-]
b	Šířka pera	[mm]
b ₂	Šířka šnekového kola	[mm]
b _d	Srovnávací součinitel pro otláčení	[mm]
b _o	Srovnávací součinitel pro ohyb	[mm]
c	Součinitel materiálu	[MPa]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
c, d	Vzdálenost mezi uložením a působící silou	[mm]
C _{a1}	Srovnávací hodnota pro ohyb	[MPa]
C _v	Výpočtová únosnost	[N]
ČSN	Československá norma	[-]
d	Průměr lana	[mm]
D	Průměr lanového bubnu	[mm]
D ₁ , D ₂	Roztečný průměr šneku, šnekového kola	[mm]
D _{a1} , D _{a2}	Hlavová kružnice šneku, šnekového kola	[mm]
D _{f1} , D _{f2}	Patní kružnice šneku, šnekového kola	[mm]
d _{h1} , d _{h2}	Průměr hřídele šneku, šnekového kola	[mm]
d _{návinu}	Průměr návinu lana	[mm]
e _{x1} , e _{x2}	šířka mezery zubu	[mm]
F	Síla	[N]
f	Součinitel tření	[-]
F _{a1} , F _{a2}	Axiální síla	[N]

F_{Dd1}, F_{Dd2}	Maximální dovolená síla při otačení	[N]
F_{Do1}, F_{Do2}	Maximální dovolená ohybová síla	[N]
F_e	Zatížení ložiska	[N]
F_{max}	Tažná síla	[N]
F_{r1}, F_{r2}	Radiální síla	[N]
F_{t1}, F_{t2}	Normálová síla	[N]
F_v	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F_{v1}, F_{v2}	Výsledné zatížení	[N]
h	Výška pera	[mm]
h	Výška zubu	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
i_c	celkový převodový poměr	[-]
k_o	Koeficient bezpečnosti	[-]
L	Délka lana	[m]
l	Délka pera	[mm]
$l_{l(min)}$	minimální délka šneku	[mm]
L_{lana}	Délka lana v prvním návínu na lanovém bubnu	[m]
L_n	Trvanlivost ložiska	[hod]
L_n	Trvanlivost ložiska	[mil. ot]
m	Modul	[mm]
$M_{k \text{ naviják}}$	Maximální požadovaný moment lanového navijáku	[Nm]
M_k	Kroutící moment	[Nmm]
m_n	normálový modul	[mm]
M_{o1max}, M_{o2max}	Maximální ohybový moment Šneku, šnekového kola	[Nmm]

M_{o1red}, M_{o2red}	Maximální ohybový moment redukováný	[Nmm]
m_t	Čelní modul	[mm]
m_x	Osový modul	[mm]
n	Otáčky	[ot/s]
n_b	Otáčky bubnu	[ot/s]
$n_{návinů}$	Množství návinů lana na lanovém bubnu	[návinů]
n_{vrstev}	Počet vrstev lana na lanovém bubnu	[-]
P	Přenášený výkon	[W]
p_n	Normálová rozteč	[mm]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_x	Osová rozteč	[mm]
q	Součinitel poměru šneku	[-]
R_{Ax}, R_{Ay}	Reakce v ložisku A v ose x, y	[N]
R_{Bx}, R_{By}	Reakce v ložisku B v ose x, y	[N]
R_{Cx}, R_{Cy}	Reakce v ložisku C v ose x, y	[N]
R_D	Reakce v ložisku D	[N]
r_{d1}, r_{d2}	Rychlostní součinitel pro otláčení	[-]
r_{o1}, r_{o2}	Rychlostní součinitel pro ohyb	[-]
s	Šířka lanového bubnu	[mm]
s_{x1}, s_{x2}	Tloušťka zubu šneku, šnekového kola	[mm]
t	Čas	[s]
t	Hloubka pera v hřídeli	[mm]
t	Rozteč	[mm]
t_1	Hloubka pera v náboji	[mm]
TAZ	Trnavské automobilové závody	[-]
Tzv.	Takzvaně	[-]

v	Obvodová rychlost	[m/s]
X	Součinitel axiálního zatížení	[-]
Y	Součinitel radiálního zatížení	[-]
z_1, z_2	Počet zubů šneku, šnekového kola	[-]
α_n	Úhel záběru	[°]
γ	Úhel stoupání šroubovice	[°]
δ_1, δ_2	Úhel roztečného kužele pastorku, kola	[°]
ε	Součet úhlů roztečného kužele pastorku a kola	[°]
σ_{D1}, σ_{D2}	Dovolené napětí šneku, šnekového kola	[MPa]
σ_{Do}, σ_{Dd}	Dovolené napětí v ohybu, otláčení	[MPa]
$\Sigma F_{ix}, \Sigma F_{iy}$	Součet všech sil v ose x, y	[N]
ΣM_i	Působení kroutícího momentu	[Nmm]
ψ	Součinitel poměrné šířky ozubení	[-]
Ψ	Součinitel prokluzu	[-]
ω_1	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]
η	Účinnost	[-]
$\eta_{\text{šnek}}$	Účinnost šnekového soukolí	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 Čelní třecí převod [1]</i>	15
<i>Obr. 2 Druhy mechanických převodů [6]</i>	15
<i>Obr. 3 Rozdělení ozubených soukolí [3]</i>	18
<i>Obr. 4 Druhy čelního ozubení s přímými zuby [3]</i>	19
<i>Obr. 5 Ozubení a hřeben Základní profil [17]</i>	19
<i>Obr. 6 Rozdělení kuželového soukolí (vnější, základní, vnitřní) [1]</i>	22
<i>Obr. 7 Šroubové soukolí [3]</i>	23
<i>Obr. 8 Šnekové soukolí [3]</i>	23
<i>Obr. 9 Šnek [1]</i>	24
<i>Obr. 10 Druhy šnekových soukolí [1]</i>	25
<i>Obr. 11 Geometrie šnekového soukolí [3]</i>	26
<i>Obr. 12 Typy šnekových a kombinovaných převodovek [1]</i>	28
<i>Obr. 13 Popis hřídelového těsnícího kroužku [14]</i>	30
<i>Obr. 14 Labyrintové těsnění [15]</i>	30
<i>Obr. 15 Princip mazání Broděním [18]</i>	31
<i>Obr. 16 Princip mazání vstřikováním [13]</i>	32
<i>Obr. 17 Uložení hřídele [32]</i>	33
<i>Obr. 18 Konstrukční řešení hřídelových čepů (radiální, axiální) [32]</i>	34
<i>Obr. 19 Kluzné pouzdro s kompozitem PTFE KU 1512 [26]</i>	35
<i>Obr. 20 Části valivého ložiska [31]</i>	36
<i>Obr. 21 Kuličková ložiska [26]</i>	37
<i>Obr. 22 Ruční lanový naviják s čelním ozubením [19]</i>	42
<i>Obr. 23 Pneumatický lanový naviják typ RPA [21]</i>	43
<i>Obr. 24 Hydraulický lanový naviják Hunter 5,4 T [22]</i>	43
<i>Obr. 25 Elektrický lanový naviják Golemwinch [24]</i>	44
<i>Obr. 26 (a) Ocelové lano jednopramenné, (b) ocelové lano šestipramenné [33]</i>	45
<i>Obr. 27 Lanový naviják s původními převody</i>	48
<i>Obr. 28 Traktor domácí výroby</i>	48
<i>Obr. 29 Škoda 1203 – TAZ 1203 [34]</i>	49
<i>Obr. 30 Škody na ozubení</i>	53
<i>Obr. 31 Prasklá skříň převodovky</i>	53
<i>Obr. 32 Schéma konstrukčního řešení</i>	54
<i>Obr. 33 Reakce v ložiskách A a B</i>	62
<i>Obr. 34 Zvolené kuželíkové ložisko 32312 A</i>	64

<i>Obr. 35 Reakce v ložiskách C a D</i>	64
<i>Obr. 36 Hřídel pod šnekovým kolem</i>	64
<i>Obr. 37 Kuželíkové ložisko 30220</i>	66
<i>Obr. 38 Ukázka návrhu šnekového soukolí</i>	67
<i>Obr. 39 Šnekové soukolí</i>	67
<i>Obr. 40 Převodová skříň</i>	68
<i>Obr. 41 Vika</i>	68
<i>Obr. 42 Hřídelový těsnící kroužek [38]</i>	69
<i>Obr. 43 Převodová skříň</i>	69
<i>Obr. 44 Šneková převodovka v řezu</i>	70
<i>Obr. 45 Detail uložení šnekové hřídele</i>	70
<i>Obr. 46 Umístění šnekové převodovky na traktoru [4]</i>	71
<i>Obr. 47 Umístění šnekové převodovky [4]</i>	71
<i>Obr. 48 Kompletní traktor s připojenou šnekovou převodovkou [4]</i>	71
<i>Obr. 49 Součinitel U</i>	89
<i>Obr. 50 Trvanlivost soukolí při stálém zatížení</i>	90
<i>Obr. 51 Základní dovolené napětí pro ohyb a otláčení</i>	91

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1 Technické údaje spalovacího motoru Š 1203 – TAZ 1500</i>	<i>50</i>
<i>Tabulka 2 Převodové poměry převodovky Š 1203</i>	<i>50</i>
<i>Tabulka 3 Převodové poměry převodovky T 805 [35]</i>	<i>51</i>
<i>Tabulka 4 Naměřené hodnoty pro návrh a kontrolu šnekové převodovky</i>	<i>55</i>
<i>Tabulka 5 Hodnoty pro kontrolu šneku na ohyb.....</i>	<i>60</i>
<i>Tabulka 6 Hodnoty pro kontrolu šnekového kola na ohyb</i>	<i>60</i>
<i>Tabulka 7 Hodnoty pro kontrolu šneku na otlačení</i>	<i>60</i>
<i>Tabulka 8 Hodnoty pro kontrolu šnekového kola na otlačení</i>	<i>61</i>
<i>Tabulka 9 Položkový rozpočet normalizovaných dílů</i>	<i>72</i>
<i>Tabulka 10 Položkový rozpočet nenormalizovaných dílů.....</i>	<i>72</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P I: Rychlostní součinitel pro ohyb

Příloha P II: Rychlostní součinitel pro Otlačení

Příloha P III: Tvarový součinitel pro ohyb

Příloha P IV: Tvarový součinitel pro otlačení

Příloha P V: Součinitel U

Příloha P VI: Trvanlivost soukolí při stálém zatížení

Příloha P VII: Základní dovolené napětí pro ohyb a otlačení

Příloha P VIII: Výkresová dokumentace

- 001-0000-000 Šneková převodovka
- 001-0000-001 Víko 1
- 001-0000-002 Víko 2
- 001-0000-003 Víko 3
- 001-0000-004 Víko 4
- 001-0000-005 Distanční trubka
- 001-0000-006 Převodová skříň
- 001-0000-007 Šnekové kolo
- 001-0000-008 Šnek
- 001-0000-009 Hřídel

PŘÍLOHA P I: RYCHLOSTNÍ SOUČINTEL PRO OHYB

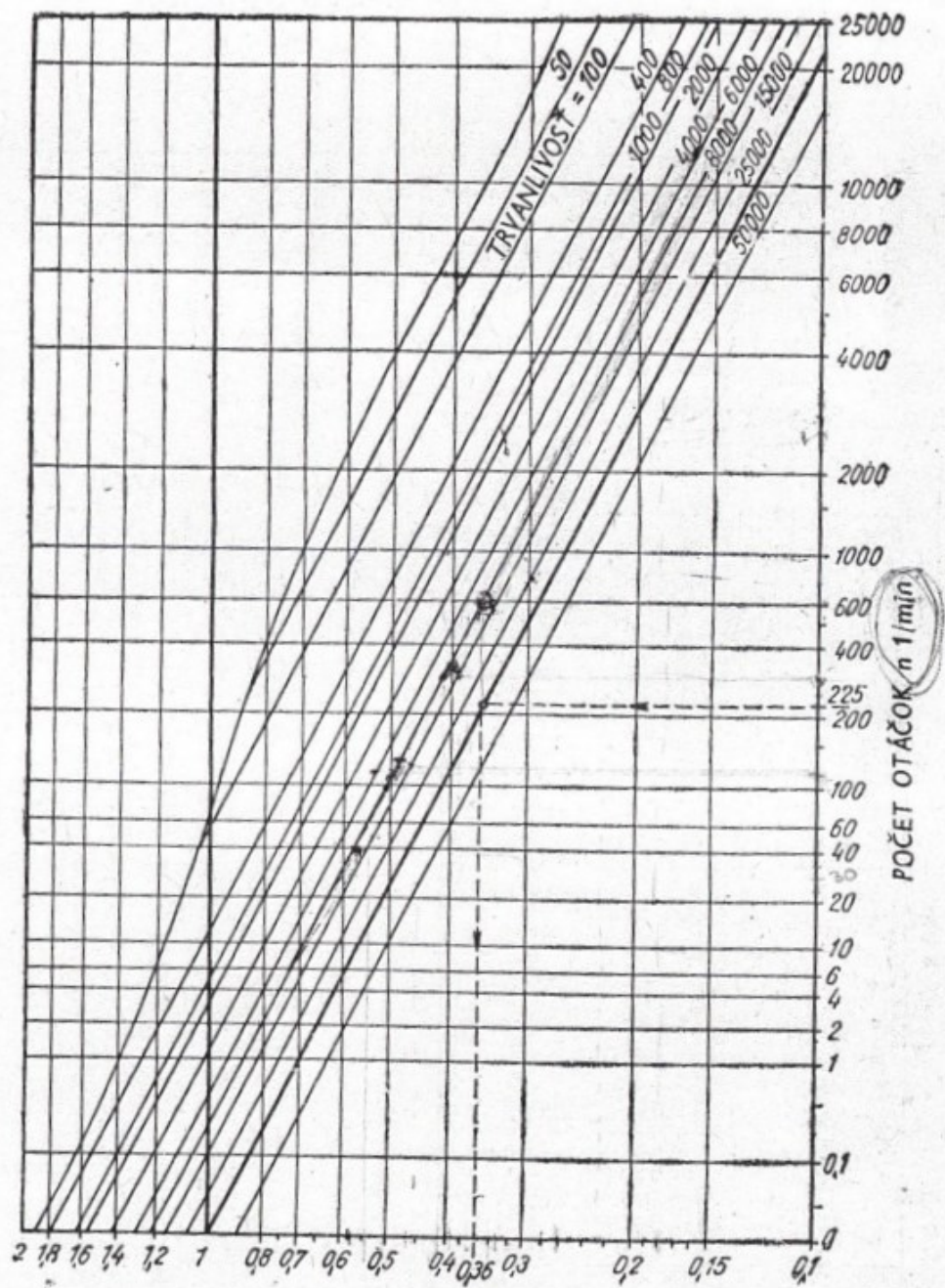


Diagram 1. Rychlostní součinitel pro ohyb r_o

PŘÍLOHA P II: RYCHLOSTNÍ SOUČINTEL PRO OTLAČENÍ

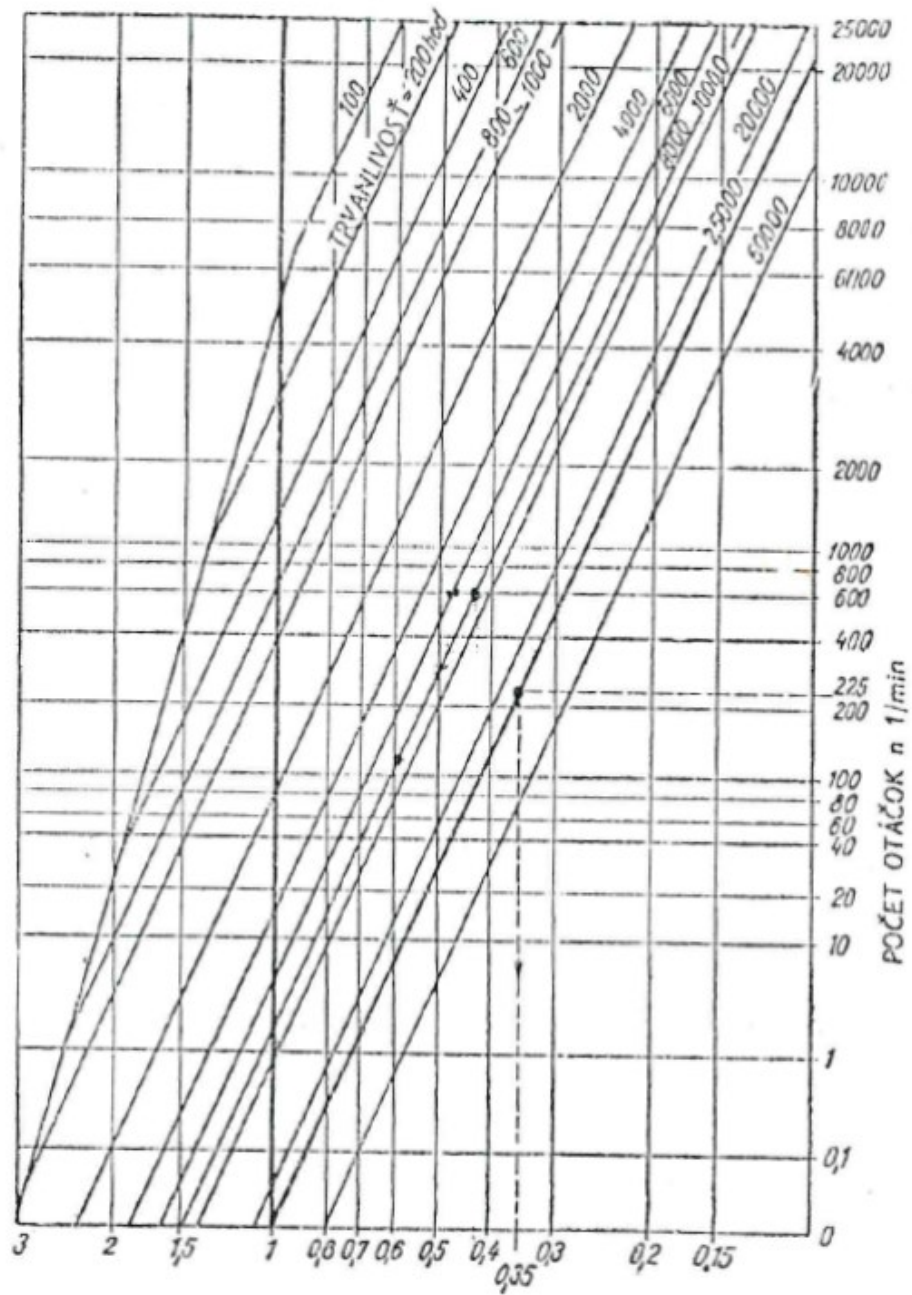


Diagram 2. Rychlostní součinitel pro otláčení r_a

PŘÍLOHA P III: TVAROVÝ SOUČINITEL PRO OHYB

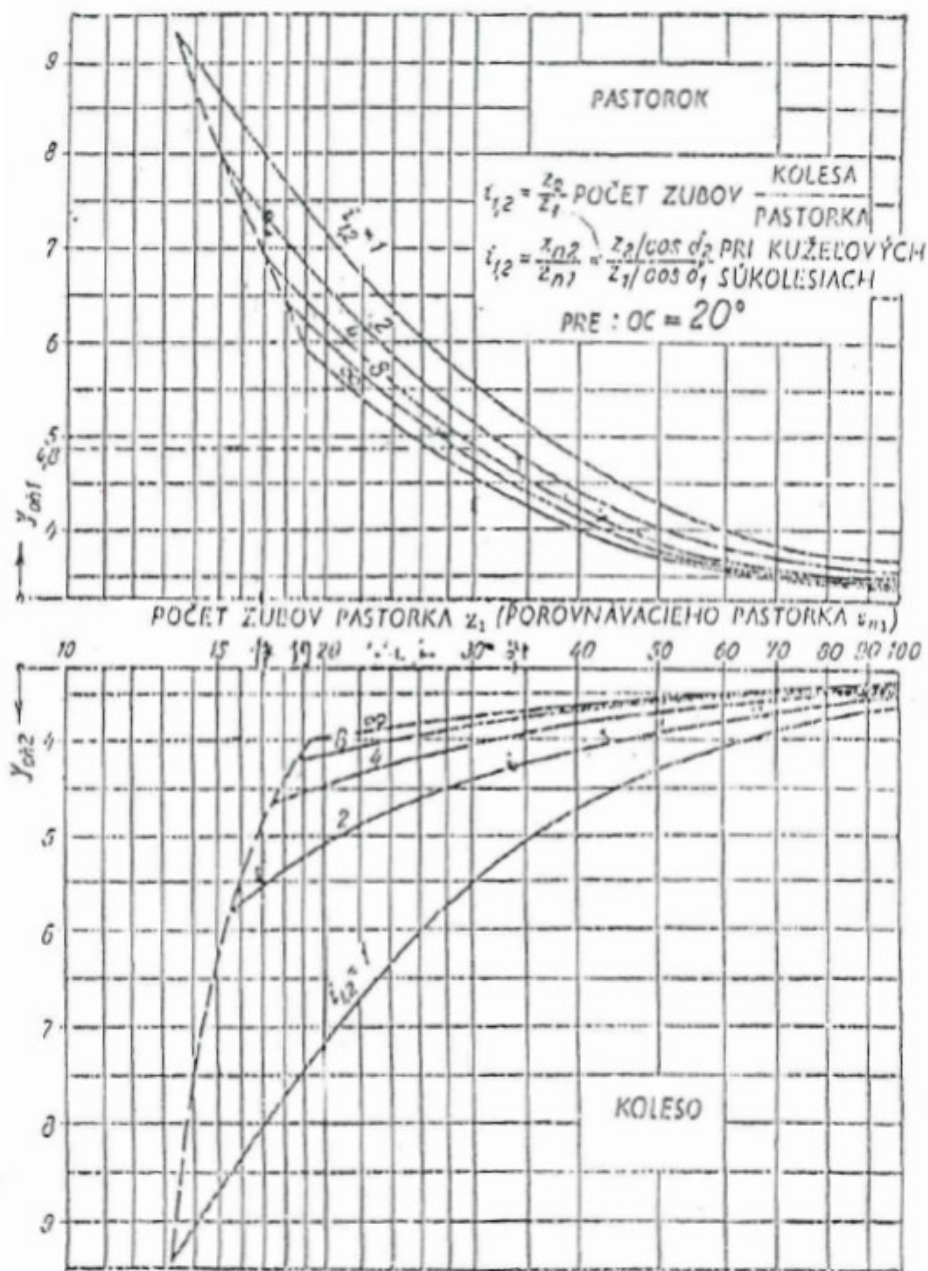


Diagram 3. Tvarový součinitel pro ohyb y_{oh}

PŘÍLOHA P IV: TVAROVÝ SOUČINTEL PRO OTLAČENÍ

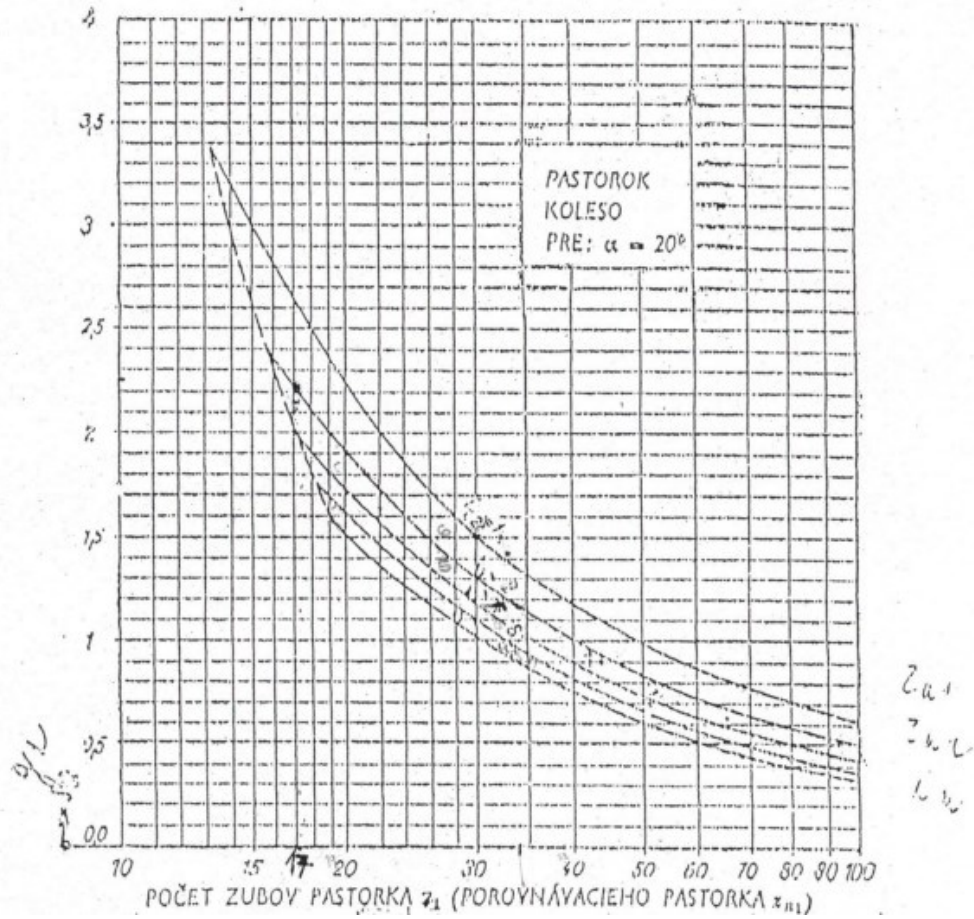


Diagram 4. Tvarový součinitel pro otláčení y_d

PŘÍLOHA P V: SOUČINTEL U

$$\text{SOUČINTEL } U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2}$$

Tabulka 4

<i>m</i>	<i>U</i>	<i>m</i>	<i>U</i>	<i>m</i>	<i>U</i>
1	0,630	3	0,787	9	0,978
1,25	0,658	3,5	0,810	10	1,000
1,5	0,684	4	0,832	12	1,035
1,75	0,702	4,5	0,852	14	1,070
2	0,728	5	0,869	16	1,100
2,25	0,745	6	0,902	18	1,125
2,5	0,756	7	0,932	20	1,150
2,75	0,773	8	0,955	22	1,170

Obr. 49 Součinitel *U*

PŘÍLOHA P VI: TRVANLIVOST SOUKOLÍ PŘI STÁLÉM ZATÍŽENÍ

Súkolesie pre	Trvanlivosť <i>h</i> hodín
stroje s krátkodobou alebo prerušovanou prevádzkou	4 000 až 6 000
prevody pre všeobecné účely, s pokojným pracovným zaťažením, bez nárazov.....	8 000
prevody pre všeobecné účely, s pokojným pracovným zaťažením, ale s vyskytujúcimi sa nárazmi	12 500
prevody pre nepretržitú prevádzku	25 000
prevody pre nepretržitú prevádzku, ktoré pracujú s veľkou bezpečnosťou	50 000

Obr. 50 Trvanlivosť soukolí při stálém zatížení

PŘÍLOHA P VII: ZÁKLADNÍ DOVOLENÉ NAPĚTÍ PRO OHYB A OTLAČENÍ

Materiál	Označe- nie ČSN	Stav	Pevnosť v tahu*) [kp/mm ²]	Tvrdosť podľa Brinella*)	$\sigma_{dov o}$ [kp/mm ²]	$\sigma_{dov d}$ [kp/mm ²]		
Liatina <i>okl</i>	42 2424		26	210	5,30	1,15		
Bronz	Cu Sn 12		20	70	5,00	0,60		
Ocele na odliatky	uhlíkové	42 2651	žihai. ý	52	146	12,50	1,40	
		42 2720	zušfachtený	75	223	18,00	2,20	
	zliatinové	42 2721	zušfachtený	80	239	19,00	2,30	
		42 2750	žihany	60	169	14,50	1,65	
			zušfachtený	80	239	19,00	2,30	
Konštrukčné ocele triedy 11 (strojně ocele)	11 500	žihany	50	141	12,00	1,32		
	11 600	žihany	60	169	14,50	1,65		
		povrch. kal.	60	169	9,00	2,80		
Zušfachtené konštrukčné ocele	uhlíkové	na cemen- tovanie	12 010	cement., kal.	50	141	19,00	8,00
			12 020	cement., kal.	55	155	20,50	8,10
		na zušfach- tovanie	12 050	žihany	66	185	16,00	1,80
				zušfachtený	70	208	17,00	2,00
			povrch. kal.	66	185	9,50	3,10	
				13 141	zušfachtený	65	192	16,00
	zliatinové	na zušfach- tovanie	13 240	zušfachtený	80	239	19,00	2,30
			15 231	zušfachtený	90	269	21,00	2,60
			<i>partnik</i> 15 241.4	zušfachtený	95	285	22,50	2,80
			16 430	zušfachtený	80	239	19,00	2,30
			16 440	zušfachtený	90	269	21,00	2,60
			na cemen- tovanie	16 420	cement., kal.	95	285	35,00
		16 520		cement., kal.	120	359	39,00	11,00
		14 120	cement., kal.	65	192	24,50	8,80	
14 220	cement., kal.		80	239	30,00	9,50		

Obr. 51 Základní dovolené napětí pro ohyb a otláčení