

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh převodové skříně pro všeobecné použití

Autor: František Škudrna
Vedoucí práce: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **František ŠKUDRNA**
Osobní číslo: **S19B0499P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Návrh převodové skříně pro všeobecné použití**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Vypracování řešerše na téma převodové skříně pro všeobecné použití. Zpracování návrhu čelní nebo kuželové nebo šnekové převodové skříně s příslušnými výpočty a analýzami. Vypracování technické dokumentace převodové skříně (výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkresy).

Základní technické údaje:

Tecnické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Vypracování řešerše na dané téma.
2. Návrh a analýza převodové skříně.
3. Vypracování 3D převodové skříně.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Konzultant: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] KRÁTKÝ, Jaroslav, KUBEC KRÓNEROVÁ, Eva a HOSNEDL, Stanislav. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9 .
- [2] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů. 2. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. 707 s. Technický průvodce; sv. 6. ISBN 80-03-00426-8.
- Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2021

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval paní Ing. Evě Kubec Krónerové, Ph.D. za odborné vedení, za cenné rady a za trpělivost během tvorby této bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Škudrna	Jméno František	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec Krónerová, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh převodové skříně pro všeobecné použití		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	78	TEXTOVÁ ČÁST	71	GRAFICKÁ ČÁST	7
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje všeobecnou rešerši na téma převodové skříně. Dále se podrobněji zaměřuje na návrh koaxiální převodové skříně bez dělicí roviny. Praktická část byla řešena za pomoci softwaru AutoDesk Inventor.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	převodovka, koaxiální převodovka, soukolí, čelní ozubená kola, Inventor, návrh, síly v ozubení, průmyslové převodovky, šikmá kola, všeobecné využití

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Škudrna	Name František	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing Kubeč Krónerová, Ph.D..	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a gearbox for general use		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	78	TEXT PART	71	GRAPHICAL PART	7
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor thesis includes recherche of gearboxes for general use. Practical part of the thesis focuses on a coaxial helical gearbox design with appropriate analysis using Autodesk Inventor CAD software.
KEY WORDS	gearbox, coaxial helical gearbox, spur gears, Inventor, design, forces in gearing, industrial gearboxes, helical gears, general use

Obsah

Seznam obrázků	11
Seznam tabulek	13
1 Úvod a cíl práce.....	14
2 Převodové mechanismy.....	14
2.1 Převod ozubenými koly	14
3 Základní zákon ozubení	15
4 Tvary boků zubů ozubených kol	16
4.1 Evolventní.....	16
4.2 Cykloidní	16
4.3 Wildhaber-Novikovo ozubení (tzv. kruhový oblouk)	17
5 Rozdělení převodovek.....	18
Kinematika	18
Typ kinematické cesty.....	18
Typ převodového poměru	18
Typ převodu	18
Typ soukolí.....	18
Typ ozubení.....	18
Vzájemná polohy hřídelí	18
Typ převodovky	18
6 Nejčastější uspořádání převodovek s ozubenými koly	19
Stanovení celkového převodového poměru a celkové účinnosti převodové skříně.....	19
7 Druhy válcového ozubení.....	23
7.1 Přímé ozubení	23
7.2 Šikmé ozubení	23
7.3 Šípové ozubení	24
7.4 Vnější ozubení	24
7.5 Vnitřní ozubení	24
8 Síly v evolventním ozubení.....	25
Vztahy pro složky sil čelního válcového ozubení:.....	26
8.1 Určení sklonu zubu druhého soukolí pro vyrušení axiální síly na předloze.....	26
9 Strojní části obecné převodové skříně.....	27
9.1 Převodové prvky.....	27
9.2 Přenosové prvky	28
9.3 Spojovací prvky	28

Spojovací prvky zajišťující přenos krouticího momentu	28
Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly	29
Spojovací části zajišťující přenos krouticího momentu i axiální síly	29
9.4 Prvky pro uložení rotačních nosných částí	30
9.5 Skříň.....	32
9.6 Těsnění.....	33
Těsnění rotačních ploch	33
Těsnění stykových rovinných ploch.....	34
9.7 Mazání převodových skříní	34
Plastická maziva	34
Kapalná maziva (oleje).....	35
9.8 Chlazení převodových skříní	35
10 Místní společnosti, možnosti.....	36
10.1 MKV Ozubená kola s.r.o.	36
10.2 GEAR SERVICE s.r.o.	37
10.3 Wikov Industry a.s.	37
11 Návrh a analýza převodové skříně pro všeobecné použití	38
11.1 Úvod.....	38
11.2 Zvolený elektromotor.....	38
11.3 Výpočet ozubených kol.....	39
Určení geometrických parametrů ozubení	39
<i>Návrh modulu podle Bachova vzorce pro šikmé ozubení pro soukolí 12</i>	39
11.4 Návrhový rozměrů hřídelí.....	44
11.5 Finální návrh hřídelí.....	45
Silové a momentové zatížení hřídelí	45
Výpočtové modely hřídelí.....	46
11.6 Optimalizované kinematické schéma	50
Vstupní hřídel h1	51
Předlohová hřídel h2	52
Výstupní hřídel h3	54
Shrnutí výsledků z obou smyslů otáčení pro nejzatěžovanější variantu	56
Určení materiálů a kontrola bezpečnosti hřídelí	57
11.7 Určení ložisek	58
Vstupní hřídel.....	58
Předlohový hřídel	61

Výstupní hřídel.....	61
11.8 Výpočty spojovacích částí	62
Spojení perem mezi vstupním hřídelem h1 a spojkou KTR (pružná ozubcová)	62
Spojení perem mezi kolem 2 a předlohou hřídelí h2	62
Spojení rovnobokým drážkováním mezi kolem 4 a výstupní hřídelí h3.....	63
Spojení rovnobokým drážkováním mezi výstupní hřídelí h3 a hnanou částí	63
11.9 Návrh skříně.....	64
12 Závěr.....	68
Seznam použitých zdrojů	69
PŘÍLOHA č. 1	i
PŘÍLOHA č. 2.....	vi
PŘÍLOHA č. 3.....	x

Seznam obrázků

Obr. 1 – Záběr čelního korigovaného evolventního soukolí [4]	15
Obr. 2 – Evolventní ozubení [4]	16
Obr. 3 – Cykloidní ozubení [4]	16
Obr. 4 - Wildhaber-Novikovo ozubení [4]	17
Obr. 5 – Uspořádání převodovek [1]	20
Obr. 6 – Čelní převodovka [23]	21
Obr. 7 – Kuželová převodovka [24]	21
Obr. 8 – Kuželočelní převodovka [25]	21
Obr. 9 – Šneková převodovka [26]	22
Obr. 10 – Druhy válcového ozubení [4]	23
Obr. 11 – Vnější ozubení [27]	24
Obr. 12 – Vnitřní ozubení [28]	24
Obr. 13 – Předloha [29]	26
Obr. 14 – Převod ozubenými koly [30]	27
Obr. 15 – Řetězový převod [31]	27
Obr. 16 – Řemenový převod [32]	27
Obr. 17 – Hřídel [33]	28
Obr. 18 – Spojovací prvky zajišťující přenos krouticího momentu [15]	28
Obr. 19 – Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly [15]	29
Obr. 20 – Spojovací prvky zajišťující přenos krouticího momentu i axiální síly [15]	29
Obr. 21 – Provedení kluzných ložisek [34]	30
Obr. 22 – Typy valivých ložisek [15]	30
Obr. 23 – Příklady čistě radiálních valivých ložisek [15]	30
Obr. 24 – Čistě axiální válečkové jednosměrné ložisko [15]	31
Obr. 25 – Axiální kuličkové jednosměrné ložisko [15]	31
Obr. 26 – Porovnání odlévané skříně se svařovanou skříní [4]	32
Obr. 27 – Hřídelový těsnící kroužek [22]	33
Obr. 28 – Labyrintové těsnění [35]	33
Obr. 29 – Popis částí hřídelového těsnícího kroužku [22]	33
Obr. 30 – Kompresní těsnění [36]	34
Obr. 31 – Tekuté těsnění [37]	34
Obr. 32 – Mazání broděním [38]	35
Obr. 33 – Mazání vstřikováním [1]	35
Obr. 34 – Použitý elektromotor značky VYBO [20]	38

Obr. 35 – Generátor komponent soukolí 12	40
Obr. 36 – Generátor komponent soukolí 34	41
Obr. 37 – Výpočtový a reálný model vstupní hřídele	46
Obr. 38 – Výpočtový a reálný model předlohové hřídele	47
Obr. 39 – Výpočtový a reálný model výstupní hřídele	47
Obr. 40 – Schéma zatížení hřídelí pro směr 1	48
Obr. 41 – Výpočtový model pro směr 1	48
Obr. 42 – Schéma zatížení hřídelí pro směr 2	49
Obr. 43 – Výpočtový model pro směr 2	49
Obr. 44 – Optimalizované kinematické schéma převodovky	50
Obr. 45 – Reakce v podporách hřídele h1 směr 1	51
Obr. 46 – Reakce v podporách hřídele h1 směr 2	51
Obr. 47 – Průhyb hřídele h1 směr 1	51
Obr. 48 – Průhyb hřídele h1 směr 2	51
Obr. 49 – Napětí v hřídeli h1 směr 1	52
Obr. 50 – Napětí v hřídeli h1 směr 2	52
Obr. 51 – Reakce v podporách hřídele h2 směr 1	52
Obr. 52 – Reakce v podporách hřídele h2 směr 2	52
Obr. 53 – Průhyb hřídele h2 směr 1	53
Obr. 54 – Průhyb hřídele h2 směr 2	53
Obr. 55 – Napětí v hřídeli h2 směr 1	53
Obr. 56 – Napětí v hřídeli h2 směr 2	53
Obr. 57 – Reakce v podporách hřídele h3 směr 1	54
Obr. 58 – Reakce v podporách hřídele h3 směr 2	54
Obr. 59 – Průhyb hřídele h3 směr 1	54
Obr. 60 – Průhyb hřídele h3 směr 2	54
Obr. 61 – Napětí v hřídeli h3 směr 1	55
Obr. 62 – Napětí v hřídeli h3 směr 2	55
Obr. 63 - Uložení vstupní hřídele	58
Obr. 64 – Interpolace hodnoty e	59
Obr. 65 – Uložení předlohové hřídele	61
Obr. 66 – Uložení výstupní hřídele	61
Obr. 67 – Izometrický pohled na převodovku	65
Obr. 68 – Převodovka v řezu	66
Obr. 69 – Zadní izometrický pohled na převodovku	67

Seznam tabulek

Tab. 1 – Parametry zvoleného elektromotoru	38
Tab. 2 – Materiálové parametry	41
Tab. 3 – Zadané parametry soukolí 12	42
Tab. 4 – Rychlostní součinitel pro ohyb r_{o1}	42
Tab. 5 – Rychlostní součinitel pro ohyb r_{o2}	42
Tab. 6 – Rychlostní součinitel pro otláčení r_{d1}	42
Tab. 7 – Rychlostní součinitel pro otláčení r_{d2}	43
Tab. 8 – Tvarový součinitel pro ohyb, pro korigované ozubení y_{o1} (platí pro pastorek)	43
Tab. 9 – Tvarový součinitel pro ohyb, pro korigované ozubení y_{o2} (platí pro kolo)	43
Tab. 10 – Tvarový součinitel pro otláčení, pro korigované ozubení y_d (platí pro pastorek i kolo)	43
Tab. 11 – Shrnutí výsledků návrhových průměrů hřídelí	45
Tab. 12 – Výpočtové vztahy pro složky normálové síly a momentů	45
Tab. 13 – Shrnutí výsledků velikostí složek a momentů	46
Tab. 14 – Shrnutí parametrů vstupní hřídele	56
Tab. 15 – Shrnutí parametrů předlohové hřídele	56
Tab. 16 – Shrnutí parametrů výstupní hřídele	56
Tab. 17 – Parametry pro výpočet levého ložiska	58
Tab. 18 – Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [8]	59
Tab. 19 – Parametry pro výpočet pravého ložiska	60
Tab. 20 – Lineární interpolace e	60

1 Úvod a cíl práce

Převodové skříně jsou důležitou součástí pohonu strojních celků. Hnací člen (motor) obvykle nemá přímo použitelné parametry, proto se využívá převodovek, které zajišťují vhodné parametry pro pohon zařízení. Řadí se mezi hnací člen (motor) a poháněný člen (stroj). Cílem rešeršní část této práce je informovat čtenáře o obecných poznatcích se zaměřením na převodovky a s nimi spjatými ozubenými koly. Zaměřuje se též na rozdělení a společné části obecných převodových skříní. Cílem praktické části je návrh koaxiální převodové skříně pro všeobecné použití.

2 Převodové mechanismy

Převodové mechanismy vytváří kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem a zajišťují předepsanou transformaci úhlové rychlosti (otáček) a točivého momentu, popřípadě změnu smyslu otáčení a vyvedení jednoho vstupu na jeden nebo více výstupů [2]. Převodovka je jednoduchý i složitější mechanismus, který vzniká řazením jednotlivých převodů do společného prostoru. Jejím základním úkolem je dosažení změny úhlových rychlostí a tím související změny točivých momentů na hřídeli motoru a poháněného stroje. Protože většina pracovních strojů a zařízení mají provozní otáčky nižší, než jsou otáčky motorů, jsou častější převodovky do pomala (reduktory) než převodovky do rychla (multiplikátory). Transformaci veličin popisuje převodový poměr i , který je v kinematice definován jako poměr úhlové rychlosti hnací k hnané. Reduktory mají převodový poměr větší než 1, multiplikátory mají převodový poměr menší než 1

Základní parametry převodovky jsou: příkon [W], otáčky na výstupní hřídeli [1/s], točivý moment na výstupní hřídeli [Nm], celkový převodový poměr [-] a celková účinnost [-].

2.1 Převod ozubenými koly

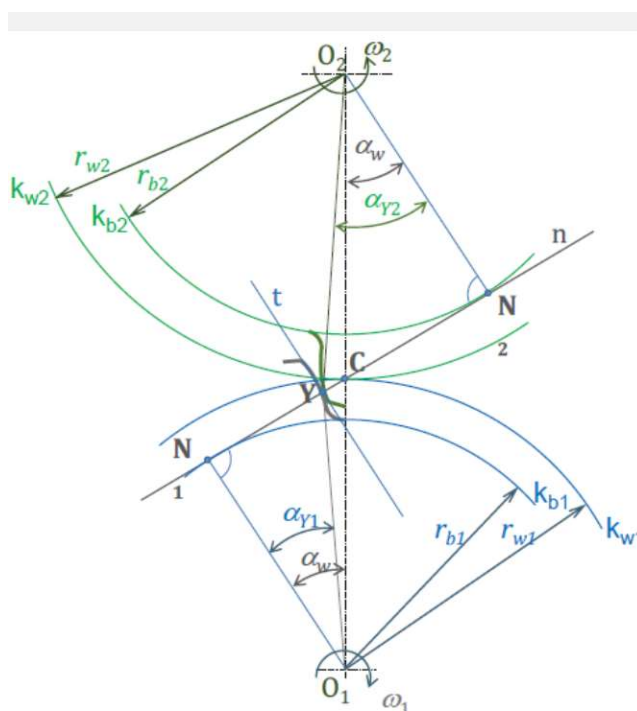
Převody ozubenými koly představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů [2]. Pracují na principu záběru dvou přímo se dotýkajících zubů. Nejmenší stavební jednotkou je dvojice ozubených kol, nazýváme ji soukolí. Pokud se v soukolí nachází větší a menší kolo mají své názvosloví, kolo s menším průměrem, a tedy i menším počtem zubů nazýváme pastorek. Kolo větší jednoduše kolo. Pořád platí definice převodu, tedy to, že úkolem soukolí je vytvoření kinematické a silové vazby zajišťující požadovanou transformaci úhlové rychlosti a točivého momentu. Účinnost převodu ozubenými koly se pohybuje od 50 do 99 % a to v závislosti na typu ozubení převodu. Obecně mezi výhody ozubených kol patří relativně malé rozměry, dobrá spolehlivost, životnost, uspokojivá účinnost, schopnost přenosu velkých sil a momentů, dodržení převodového poměru atd. K nevýhodám obecně patří složitější a dražší výroba, hluk a chvění, špatná schopnost tlumit rázy, odchylky od zadaného převodu způsobené zvolením pouze celých čísel počtu zubů kol (počet zubů musí být celé číslo).

3 Základní zákon ozubení

U vybraných typů ozubení (evolventní, cykloidní) platí tzv. základní zákon ozubení, který zní: „Dva boky zubů jsou sdružené, jestliže normála n v kterémkoliv dotykovém bodě zubů Y vždy prochází stálým valivým bodem C (pólem relativního pohybu) na spojnici středů obou spoluzabírajících ozubení O_1 a O_2 .“ [1]. Důsledek tohoto zákona je, že společná normála obou křivek boků zubů protíná spojnici středů kol O_1 , O_2 v obráceném poměru úhlových rychlostí (tzv. převodu). Tento zákon tedy vyjadřuje závislost mezi geometrickými parametry spolu zabírajících profilů v bodě dotyku a okamžitým převodovým poměrem i . Pro zachování stálého dotyku je nezbytné, aby elementární posunutí obou profilů ve směru společné normály bylo stejné. To zajišťuje podmínka $v_{1n} = v_{2n} = v_n$ [2].

Tento výklad se dá shrnout do vztahu:

$$i = \frac{O_2C}{O_1C} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$



Obr. 1 – Záběr čelního korigovaného evolventního soukolí [4]

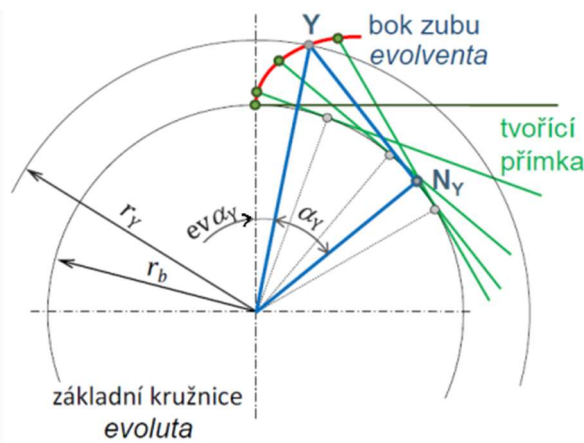
4 Tvary boků zubů ozubených kol

Ozubené kola jsou vytvořena jako celek dílčích zubů. Bok zubu může mít různé tvary, mezi nejznámější patří: - Evolventní

- Cykloidní
- Wildhaber-Novikovo (tzv. kruhový oblouk)

4.1 Evolventní

Nejvíce používaný tvar boku zubu je jednoznačně evolventní. Evolventa je tvar, který vznikne, sledujeme-li pevný bod odvalované tvořící přímky po evolutě (základní kružnici). Trajektorie tohoto bodu tvoří evolventu. Evolventní bok zubů má nejvhodnější vlastnosti pro technické využití jako např.: jednoduchý nástroj pro výrobu ozubení, možnost korekcí (posouvání výrobního nástroje dovnitř nebo ven od výchozí polohy), konstantní směr síly v ozubení (ve směru normály na povrch zubu – normálová síla), převodový poměr i je nezávislý na změně osové vzdálenosti kol vlivem korekcí, platí tedy: $\frac{D_2}{D_1} = \frac{D_{w2}}{D_{w1}}$.



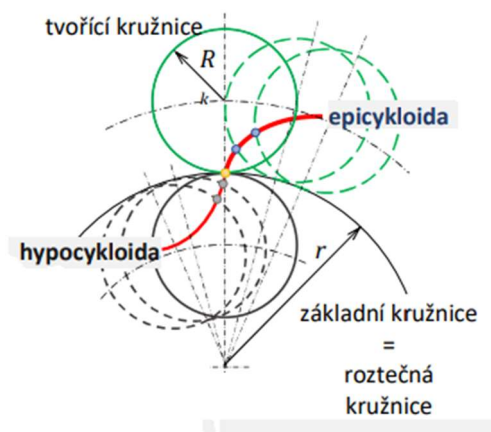
Obr. 2 – Evolventní ozubení [4]

Evolventní ozubení není dokonalé, má také své nevýhody jako např.: nebezpečí podříznutí zubů při malém počtu zubů (převážně může docházet na pastorku soukolí), neideální tlakové poměry v záběru soukolí a pro jeho realizaci musíme navrhnout přesné a tuhé uložení hřídele s koly [2].

4.2 Cykloidní

Mezi méně častý tvar boku zubu patří tvar cykloidní, tento tvar vzniká, sledujeme-li trajektorii bodu, pevně spojeného s tvořící kružnicí, která se odvaluje po základní kružnici. Existuje epicykloida (pokud odvalujeme tvořící kružnici na vnější straně) a hypocykloida (pokud odvalujeme tvořící kružnici uvnitř základní kružnice), velmi dobře je to znázorněno na obr. (3).

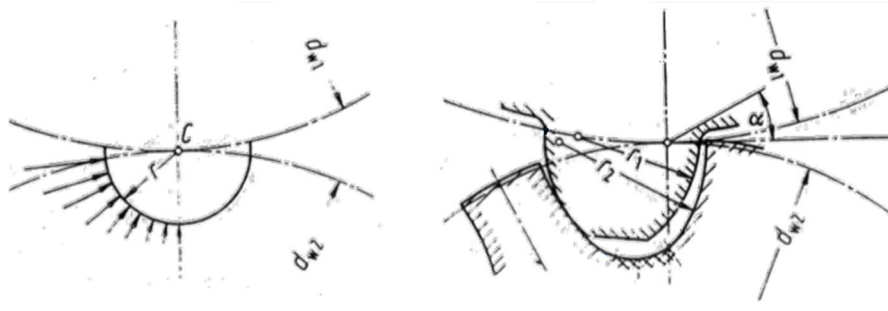
Tento tvar boků zubů se vyskytuje ve speciálních případech (např. při požadavku na velké převodové poměry [4]). Pro běžné využití se spíše nepoužívá – složitý výrobní nástroj (cena). Cykloidní soukolí je též náchylné na přesnou osovou vzdálenost [4].



Obr. 3 – Cykloidní ozubení [4]

4.3 Wildhaber-Novikovo ozubení (tzv. kruhový oblouk)

Pro úplnost bych se chtěl ještě zmínit o Wildhaber-Novikovo ozubení (tzv. kruhový oblouk). Toto soukolí tvoří kolo s vypouklými kruhovými oblouky vyčnívajícími z vnější válcové plochy kola, které zabírají s kolem s vydutými kruhovými oblouky obroběnými do vnitřku kola po celé jeho válcové ploše. Záběr ozubení je znázorněn na obr. (4).



Obr. 4 - Wildhaber-Novikovo ozubení [4]

Tento typ boku zubů disponuje příznivými stykovými tlaky (styk mezi zuby je zde v ploše oproti předchozím typům, kde ke styku kol docházelo na přímce). Nevýhody soukolí jsou podobné jako u cykloidního ozubení. Wildhaber-Novikovo ozubení **nesplňuje** základní zákon ozubení [1].

5 Rozdělení převodovek

Pro rozdělení převodovek lze použít různá hlediska.

Kinematika

- rotační – rotační
- rotační – přímočarý

Typ kinematické cesty

- sériová
- paralelní

Typ převodového poměru

- konstantní převodový poměr – jeden a více pevných převodů – nelze řadit
- proměnný převod – řazení (stupně), nespojitá skoková změna převodového poměru

Typ převodu

- jednoduchý – jedno soukolí
- složený – více soukolí

Typ soukolí

- čelní (přímé, šikmé, šípové ozubení)
- kuželové (přímé, šikmé, tvarové ozubení)
- šnekové (obecné, spirální ozubení)
- šroubové

Typ ozubení

- vnější
- vnitřní

Vzájemná polohy hřidelí

- rovnoběžné – čelní soukolí s vnějším, vnitřním ozubením
- různoběžné – kuželové soukolí, osy svírají úhel (nejčastěji 90°)
- mimoběžné – šnekové, šroubové soukolí, osy jsou oproti sobě pootočené o nejčastěji 90° v prostoru (šnekové soukolí) či libovolný úhel (šroubové soukolí)

Typ převodovky

- čelní
- kuželová
- kuželočelní
- šneková
- šroubová

6 Nejčastější uspořádání převodovek s ozubenými koly

Na uspořádání převodovky (koncepti převodovky) má rozhodující vliv velikost celkového převodového poměru i_c . Pro menší převodové poměry lze obecně říct, že převodovka bude sestávat z méně soukolí a tím pádem bude mít menší rozměry než převodovky, které mají větší požadovaný převodový poměr. Literatura uvádí orientační hodnoty převodového poměru pro jedno soukolí daného typu [2]:

- $1 \leq i_c \leq 8$ – čelní válcové soukolí, účinnost 98 %
- $1 \leq i_c \leq 4$ – kuželové soukolí, účinnost 95 %
- $10 \leq i_c \leq 80$ – šnekové soukolí, účinnost může poklesnout až na 50 %

Výsledné rozměry převodovky též závisí na přenášeném výkonu. Podle přenášeného výkonu se určuje šířka ozubení, která má dopad na finální rozměry převodovky.

Stanovení celkového převodového poměru a celkové účinnosti převodové skříně

Mezi jedny z nejdůležitějších parametrů převodové skříně patří celkový převodový poměr a celková účinnost. Tyto parametry charakterizují míru změny parametrů mezi vstupem a výstupem z převodovky jako celku. U jednostupňové převodovky (jedno soukolí mezi vstupem a výstupem) se rovnají hodnoty celkového převodového poměru i_c , celkové účinnosti η_c dílčím hodnotám převodového poměru i_{12} a dílčí účinnosti η_{12} . U sériově řazených převodů se dají tyto celkové hodnoty snadno určit ze znalosti jednotlivých soukolí převodovky a jejich uspořádáním následujícími rovnicemi:

Celkový převodový poměr: $i_c = \prod_{i=1}^i i_i$, kde i_i je převodový poměr i -tého soukolí v převodovce

Celková účinnost: $\eta_c = \prod_{i=1}^i \eta_i$, kde η_i je účinnost i -tého soukolí v převodovce. Účinnost soukolí má hodnotu vždy menší než 1 – vždy existuje nějaká ztráta.

Účinnost čelních válcových kol se pohybuje okolo 98 %. V případě kuželových soukolí okolo 95 % a u šnekových soukolí může účinnost poklesnout až na 50 %.

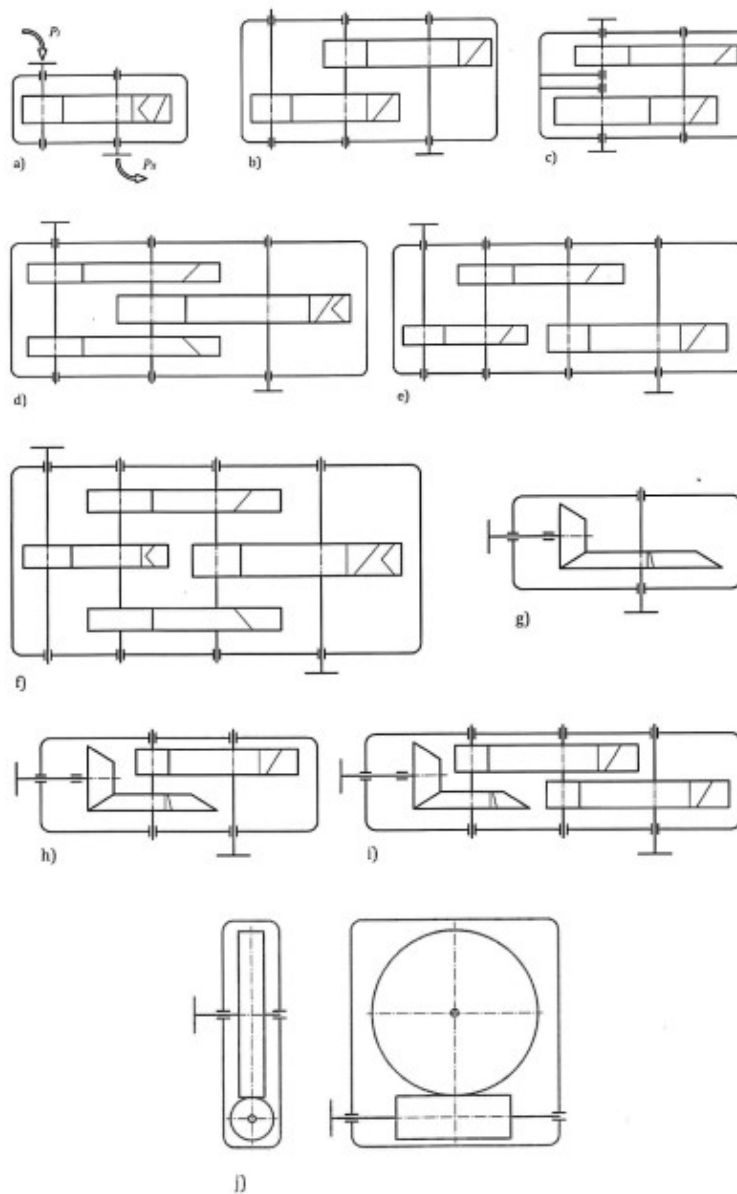
U paralelně řazených převodovek je tomu obdobně, ale musí se dodržet stejný převodový poměr mezi dvěma hřídeli. Aby nebyl rozpor v otáčkách.

Při větším požadovaném celkovém převodovém poměru se využívá převodovek s více soukolími řazených buď sériově, nebo paralelně, takovéto převodovky s více soukolími se nazývají vícestupňové, kde počet stupňů odpovídá počtu za sebou řazených soukolí. Např. převodovka, která je řazená ze tří sériových soukolí, můžeme ekvivalentně nazvat jako třístupňovou. **Často se zaměňuje výraz vícestupňová a vícerychlostní!** Výraz vícerychlostní se užívá v rychlostních skříních (převodovky s rychlostmi) kde, to, že řekneme, že máme např. 5 rychlostní převodovku, říkáme, že převodovka má 5 různých řaditelných kinematických cest a 5 různých převodových poměrů, které můžeme měnit na výstupu jedné rychlostní skříně. Tato práce pojednává pouze o převodových skříních bez možnosti řazení.

Uspořádání soukolí v převodové skříni lze rozdělit na určité typy, které mají své charakteristické vlastnosti. Na způsob uspořádání převodovky má hlavní vliv typ použitého soukolí. Uspořádání rozdělujeme následovně:

- Čelní
 - Řadové – vstup a výstup na opačné straně (může být i na jedné straně) (obr. 5–a, b, d, e, f)
 - Koaxiální – vstup a výstup v ose (obr. 5–c)
- Kuželové – vstup a výstup pod úhlem nejčastěji 90° (obr. 5–g)
- Kuželočelní – kombinace kuželových a čelních soukolí (obr. 5–h, i)
- Šnekové – vstup a výstup potočen v prostoru o 90° (obr. 5–j)

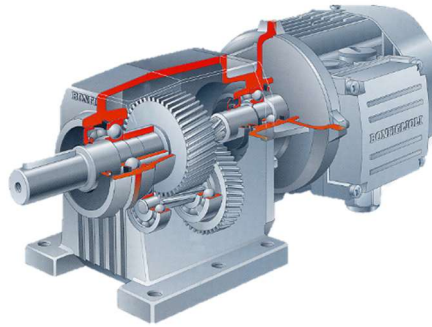
Tato práce se soustředí na čelní válcová ozubená kola s evolventním ozubením, která jsou nejvíce rozšířena a používána pro běžné situace.



Obr. 5 – Uspořádání převodovek [1]

Mezi charakteristické vlastnosti čelních převodovek patří:

- složeny z čelních ozubených kol (přímé, šikmé, šípové ozubení, vnější, vnitřní)
- nejběžnější provedení (rovnoběžné osy, koaxiální)



Obr. 6 – Čelní převodovka [23]

Mezi charakteristické vlastnosti kuželových převodovek patří:

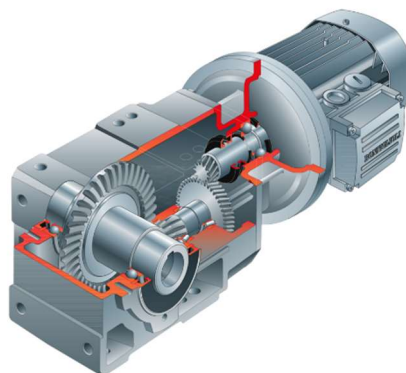
- složeny z kuželových kol (přímé, šikmé, zakřivené zuby)
- vhodné pro změnu vzájemného úhlu os (nejčastěji 90°)



Obr. 7 – Kuželová převodovka [24]

Mezi charakteristické vlastnosti kuželočelních převodovek patří:

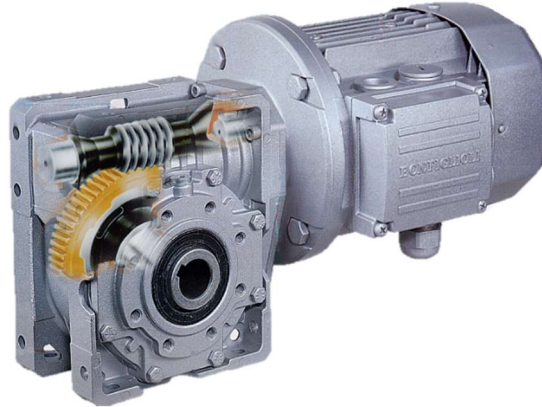
- složeny z kombinace kuželových a čelních kol
- vhodné pro změnu vzájemného úhlu os při zajištění velkého převodového poměru



Obr. 8 – Kuželočelní převodovka [25]

Mezi charakteristické vlastnosti šnekových převodovek patří:

- složeny ze šneku a šnekového kola
- vhodné pro zajištění velmi vysokého převodového poměru při zachování malých rozměrů
- vhodné pro bezrázový a hladký chod bez vibrací
- vhodné pro mimoběžné uložení os
- obecně horší účinnost



Obr. 9 – Šneková převodovka [26]

7 Druhy válcového ozubení

Ke kompletní definici ozubeného kola musíme určit kromě typu soukolí i druh ozubení. Možnosti ozubení kola převážně závisí na typu soukolí (čelní, kuželové, šnekové).



Obr. 10 – Druhy válcového ozubení [4]

7.1 Přímé ozubení

- nerozlišujeme parametry v čelní a normálové rovině
- nejjednodušší ozubení na výrobu (výroba na standardních strojích, standardní nástroje)
- poměrně hlučný chod (dáno poměrně malým ε_c)
- má celkový součinitel záběru složený pouze z ε_α , tedy: $\varepsilon_c = \varepsilon_\alpha$
- složky normálové síly v ozubení = radiální a obvodová

7.2 Šikmé ozubení

- rozlišujeme parametry v čelní a normálové rovině (pro výpočty převážně rozměry v čelní rovině)
- bok zubu má ve skutečnosti tvar části šroubovice (šroubové zuby – úhel sklonu zubu = úhel stoupání šroubovice)
- méně hlučný chod oproti přímým zubům (povolný a plynulý vstup a výstup ze záběru vlivem šikmosti zubů)
- mezní počet zubů klesá se stoupajícím úhlem stoupání šroubovice
- k součiniteli záběru ε_α se přičítá součinitel záběru kroku, o který se celkový součinitel záběru navýší vlivem sklonu zubu → větší součinitel záběru než u přímého ozubení
- rovnoměrnější zatížení zubů než u přímého ozubení
- pro pevnostní výpočty využíváme virtuální kolo (počty zubů virtuálního kola)
- při rozměrově podobných kolech dokáží přenést větší výkony než přímé ozubení [1]
- vlivem sklonu zubů vzniká v šikmém ozubení axiální síla (větší sklon → větší ax. síla)
- složky normálové síly v ozubení = obvodová, radiální a axiální

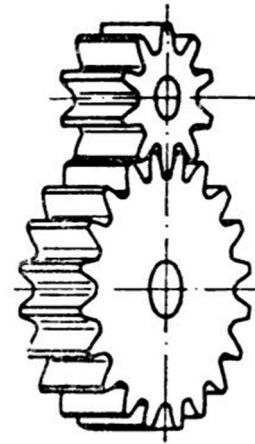
7.3 Šípové ozubení

- v podstatě 2x šikmé ozubení s opačným smyslem stoupání šroubovice, teoreticky se setkávají uprostřed kola, reálně mírají uprostřed mezera pro snazší výrobu
- výhody jako u šikmého ozubení, ale oproti šikmému ozubení v něm nevzniká axiální síla v hřídeli (vyruší se)
- nejsložitější výroba oproti předešlým typům
- složky normálové síly stejné jako u šikmého ozubení, nepočítáme axiální sílu, protože se vlivem opačného sklonu vyruší.

Čelní válcové ozubení se může rozdělit do dalších dvou podskupin, a to na vnější a vnitřní. Hlavní odlišnost těchto soukolí je v druhém kole, protože na pastorku je v obou případech obrobena vnější ozubení. Kolo 2 je u vnitřního soukolí tvořeno ozubeným věncem, po jehož vnitřní čelní válcové ploše je obrobena ozubení. Rozměry kola 2 se počítají odlišně oproti klasickému vnějšímu čelnímu soukolí, odlišnost některých vztahů je zejména dána opačnými znaménky.

7.4 Vnější ozubení

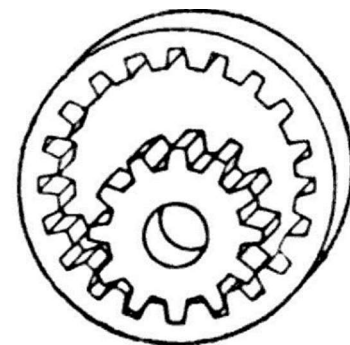
- soukolí tvoří dvě ozubená kola s vnějším čelním ozubením
- navzájem opačný smysl otáčení kol
- horší záběrové parametry oproti vnitřnímu soukolí [4]
- poměrně jednoduchá a osvědčená výroba
- v porovnání s vnitřním ozubením obecně větší osová vzdálenost



Obr. 11 – Vnější ozubení [27]

7.5 Vnitřní ozubení

- soukolí tvoří pastorek (vnější ozubení, menší průměr) a věnec (vnitřní ozubení, větší průměr)
- stejný smysl otáčení kol
- menší opotřebení a hlučnost záběru oproti vnějšímu soukolí [4]
- menší zástavbový prostor (vhodné pro kompaktní převodovky např. planetová)
- lepší kluzné poměry, větší dotyková únosnost [4]
- náročnější výroba vnitřního ozubení (věnce)
- menší osová vzdálenost oproti vnějšímu soukolí (kompaktní)



Obr. 12 – Vnitřní ozubení [28]

8 Síly v evolventním ozubení

Pro správné pochopení působení sil mezi dvěma ozubenými koly je nejprve vhodné si připomenout jakou vlastnost má obecná kinematická vazba, která váže dvě ozubená kola. Obecná kinematická vazba má hlavně tu vlastnost, že se skrz ni přenáší pouze jedna tzv. normálová síla, ležící na normále k ploše zubu a zároveň procházející bodem dotyku. Na společné normále obou spoluzabírajících kol se vyskytuje akce i reakce, které jsou spolu dle 3. Newtonova zákona v rovnováze. Obecná vazba umožňuje prokluz při vzájemném relativním pohybu dvou pevných těles (ozubených kol).

Je nutno rozlišovat mezi pojmy složka normálové síly a normálová síla. Normálová síla v evolventním ozubení je pouze jedna! Normálová síla působí kolmo na plochu zubu – na normále [1]. Složky normálové síly jsou v čelním válcovém ozubení, na které je tato práce zaměřena, obecně tři: obvodová složka normálové síly F_o , radiální složka normálové síly F_r a axiální složka normálové síly. F_{ax} . Vektorový součet těchto složek určuje velikost výsledného vektoru normálové síly, tedy:

$$|\vec{F}_n| = F_n = \sqrt{(F_o)^2 + (F_r)^2 + (F_{ax})^2}$$

V čelním válcovém ozubení s přímými zuby se vlivem nulového sklonu zubu nevyskytuje axiální složka normálové síly.

Akční normálová síla působí na hnané kolo, které se otáčí vlivem působení normálové síly od hnacího kola. Podle principu akce a reakce tedy na hnací kolo působí zpět na normále reakční normálová síla.

- 1) obvodová složka, kterou značíme F_o – tuto sílu si můžeme nejlépe představit v čelním pohledu jako tečnu k valivé kružnici. Umisťuje se do bodu dotyku ozubených kol (označován jako bod C). Její smysl závisí na tom, zdali se jedná o akční či reakční sílu a též na smyslu otáčení ozubeného kola. F_o způsobuje krutové namáhání hřídele.
- 2) radiální složka, kterou značíme F_r , jejíž vektor míří do středu otáčení (vnější ozubení) nebo od středu otáčení (vnitřní ozubení). Působíště radiální složky se též umisťuje do bodu dotyku kol C.
- 3) axiální složka, kterou značíme F_{ax} – axiální složka síly se opět umisťuje do bodu dotyku. Axiální složka leží na nositelce, která je rovnoběžná s osou otáčení kola. A její smysl je závislý na smyslu otáčení a smyslu sklonu boku zubu. Též její směr závisí na tom, zda se jedná o akční sílu nebo reakční sílu. Axiální složka normálové síly je generována skloněním boků zubů na ozubeném kole, čím větší sklon, tím větší axiální složka. Tato složka vyvolává tahové a ohybové namáhání hřídele a nesmíme na ni zapomenout ani při výpočtu ložisek. Pro vyřešení výsledné reakce v takovémto případě musíme volit dvě kolmé roviny a problém řešit v 3D prostoru. Výsledné reakce v místech ložisek určíme jako vektorový součet složek reakcí z obou rovin.

Vztahy pro složky sil čelního válcového ozubení:

obvodová složka normálové síly:

$$F_o = \frac{2M_t}{d_{wt}}$$

radiální složka normálové síly:

$$F_r = \frac{2Mt}{d_{wt}} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wt})$$

axiální složka normálové síly:

$$F_{ax} = \frac{2Mt}{d_{wt}} \cdot \operatorname{tg}(\beta)$$

8.1 Určení sklonu zubu druhého soukolí pro vyrušení axiální síly na předloze

Při konstrukci převodovky typu čelní či kuželočelní se při požadavku na větší převodový poměr nevyhneme tzv. předlohám. Předloha je u převodovky hřídel osazený minimálně dvěma ozubenými koly, který spíše nemá vyvedený vstup do převodovky či výstup z převodovky (ale může mít i vstup i výstup – velmi často u moto převodovek). Obecně má u převodovky funkci jako takový mezičlánkový hřídel spojující dvě a více soukolí. Na společném hřídeli je minimálně jedno kolo hnací a minimálně jedno kolo je hnané. Vypracovaná koaxiální převodovka v rámci této práce má jednu předlohu spojující dvě soukolí.



Obr. 13 – Předloha [29]

Na základě mechanické podmínky rovnováhy ve tvaru $\sum_{i=0}^i F_{i_x} = 0$ lze na základě sklonu jednoho kola (soukolí) určit takový úhel sklonu druhého kola (soukolí) aby se vyrušila axiální síla působící v hřídeli vlivem sklonu boků zubů kol. Sklon ale z výpočtu vyjde většinou jako číslo s velkým počtem desetinných míst, kvůli výrobě se volí úhel s celým číslem, takže přeci jenom nějaká zbytková axiální síla v hřídeli stále působí.

Důležitá poznámka: smysl sklonu zubů na obou kolech předlohy se volí stejný! Sklon zubů druhého soukolí na předloze pro vyrušení axiální síly se obecně vypočte podle vztahu:

$$\beta_{34} = \arctg \left(\frac{\sin(\beta_{12}) \cdot a_{12}}{m_{12} \cdot z_2 \cdot a_{w1}} \cdot \frac{m_{34} \cdot z_3 \cdot a_{w3}}{m_{34} \cdot \frac{(z_3 + z_4)}{2}} \right)$$

9 Strojní části obecné převodové skříně

Jak je patrné převodovky mají mnoho konstrukčních variant, využívají se v mnoha různých technických odvětvích, ale i přes to se v nich objevují některé obdobné strojní části, které se rozčleňují do těchto skupin:

- převodové prvky (ozubená kola, řetězy, řemeny, pohyb šrouby atd.)
- rotační přenosové prvky (hřídele)
- spojovací prvky (spojení převodových prvků s hřídelem)
- ložiska
- skříně
- těsnění
- mazání

9.1 Převodové prvky

Pod pojmem převodové prvky si můžeme představit „srdce převodovky“, jedná se o strojní části, kterými se realizuje převod kinematických a silových veličin. Mezi převodové prvky patří nejen ozubená kola, ale i řetězy, řemeny, pohybové šrouby a další.



Obr. 14 – Převod ozubenými koly [30]



Obr. 15 – Řetězový převod [31]



Obr. 16 – Řemenový převod [32]

9.2 Přenosové prvky

Přenosové prvky mají za úkol přenést výkon mezi různými částmi stroje např. mezi dvěma soukolími a též přenáší reakce do uložení. Z uložení se zatížení dále přenáší do skříně (rámu). Ve strojírenství se využívají hlavně rotační přenosové prvky – hřídele. Úhlová rychlost (otáčky) a točivý moment hřídele a součástí na něm jsou po celém hřídeli stejné. Tvar a rozměry hřídele se odvíjí od konstrukce převodovky. Hřídel musí disponovat dostatečnou pevností, tuhostí a optimální hmotností a souběžně přívětivou cenou. Při konstruování hřídele je vhodné myslet na vrubové účinky a snažit se je minimalizovat. Hřídele se obvykle vyrábí z ocelí tříd 11 až 16 [1].



Obr. 17 – Hřídel [33]

9.3 Spojovací prvky

Spojovací prvky spojují převodové a přenosové prvky a umožňují mezi nimi přenos točivého momentu, nebo i v některých případech axiální síly.

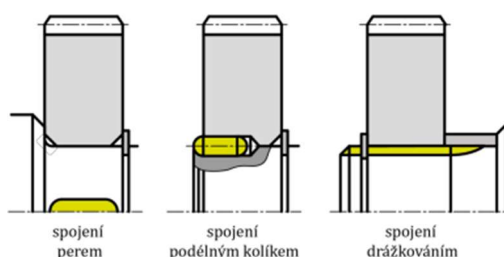
V převodovkách se můžeme zejména setkat se spoji rozdělenými do těchto kategorií:

- s vůlí, bez vůle (závlačka, příložka se šroubem)
- s tvarovým stykem (kolík, čep, těsné pero, lícovaný šroub, drážkování) – zatížení se přenáší přes tvar součástí
- se silovým stykem (šroub s vůlí, svěrné spojení, kuželové spoje, tlakové spoje, nýtové spoje) – zatížení se přenáší třením

Různé druhy spojovacích částí přenášejí různé druhy zatížení. Podle tohoto hlediska se dají spojovací prvky např. podle [5] rozdělit do těchto skupin:

Spojovací prvky zajišťující přenos krouticího momentu

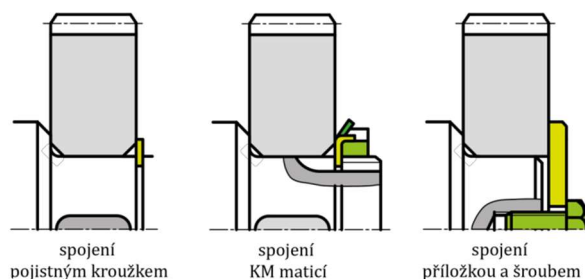
Při takovémto typu spojení musíme zajistit axiální pozici spojované části na přenosové části – tyto spojovací prvky přenáší pouze krouticí moment (odebírají tento stupeň volnosti). Mezi představitele této skupiny patří např.: spojení perem, spojení podélným kolíkem, spojení drážkováním. Axiální zajištění můžeme provést např. pojistným kroužkem, KM maticí MB podložkou, šroubem a příložkou. Spojovací prvky jsou vyznačeny žlutě.



Obr. 18 – Spojovací prvky zajišťující přenos krouticího momentu [15]

Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly

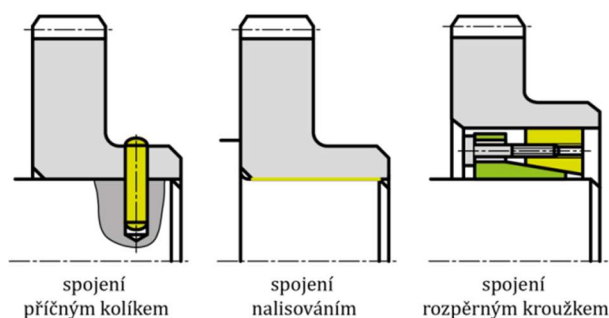
Tyto části se velmi často používají k doplnění částí zajišťujících pouhý přenos kroutícího momentu. Využívají se pro zajištění axiální polohy jinak volně posuvného členu a přenáší se přes ně axiální síla. Kombinací vznikne spojení zajišťující jak axiální polohu, tak přenášející axiální sílu, tak i kroutící moment. Kombinace těchto částí s první skupinou lze zařadit do třetí skupiny. Mezi představitele této skupiny patří spojení pojistným kroužkem, KM maticí s MB podložkou či spojení příložkou a šroubem.



Obr. 19 – Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly [15]

Spojovací části zajišťující přenos kroutícího momentu i axiální síly

Tyto části samy o sobě zajišťují jak axiální polohu, tak i přenášejí axiální sílu a točivý moment. Mezi tyto části zařazujeme např.: spojení příčným kolíkem, spojení nalisováním, spojení rozpěrným kroužkem, ale lze sem zařadit i kombinaci prvních dvou skupin. Nejčastěji se ze skupiny částí zajišťujících přenos kroutícího momentu a axiální síly lze setkat s nalisováním, , při montáži ložisek atd.



Obr. 20 – Spojovací prvky zajišťující přenos kroutícího momentu i axiální síly [15]

9.4 Prvky pro uložení rotačních nosných částí

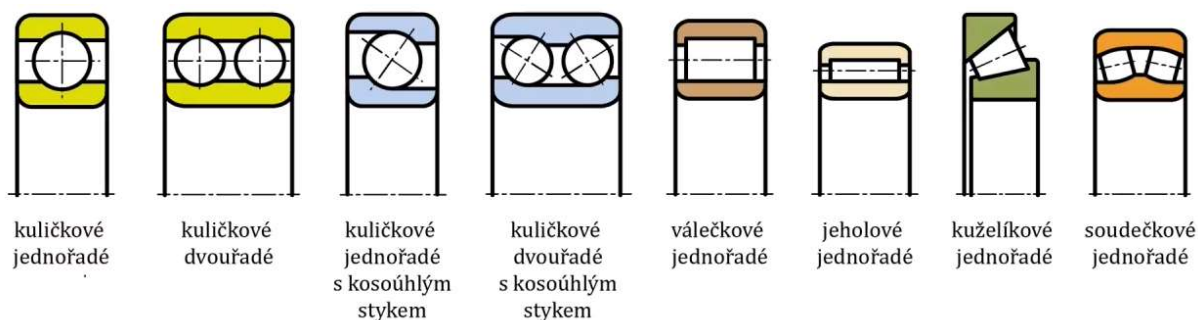
Tyto prvky obvykle nazýváme obecně známějším pojmem – ložiska. Existují ložiska s plošným stykem (kluzná ložiska) a ložiska s valivým stykem (valivá ložiska). V případě kluzných ložisek se nejčastěji jedná o bronzová pouzdra, které bývají různě upravovány pro zlepšení kluzných podmínek (grafitové, plastové vložky, různé tvarové elementy na vnitřním povrchu ložiska atd.). Existuje skupina ložisek s kapalinným třením. V této skupině se nachází ložiska hydrostatická a hydrodynamická naklápěcí, či pevná.



Obr. 21 – Provedení kluzných ložisek [34]

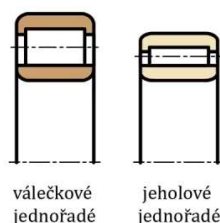
Nejvíce používané jsou valivá ložiska, které mají řadu výhod oproti klasickým kluzným ložiskům. Mají zejména menší ztráty třením, a tedy větší účinnost. Valivá ložiska se dále dělí podle toho, jakou sílu zachycují na axiální, radiální a radiálně-axiální. Dělit je lze i podle geometrie dotyku, a to na s bodovým dotykem (kuličková ložiska) a na s čárovým dotykem (válečková, jehličková, kuželíková a soudečková ložiska).

Nejpoužívanější typy jsou znázorněny na obr. 21. Způsob uložení hřídele a druh ložiska přímo souvisí s tuhostí! U valivých ložisek dochází k bodovému nebo čárovému styku elementů s kroužky ložiska, proto mají valivá ložiska menší tuhost oproti kluzným ložiskům, která se plošně stýkají s hřídelem.



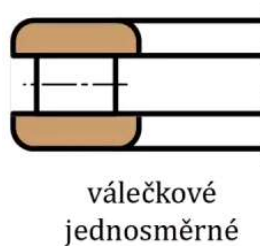
Obr. 22 – Typy valivých ložisek [15]

Mezi čistě radiální ložiska patří válečkové jednořadé a jehlové jednořadé, tyto ložiska dokážou přenést pouze radiální sílu – slouží jako radiální podpora a je nutno je patřičně zajistit dle pokynů výrobce. Tyto ložiska se obecně **nesmí** zatěžovat axiální silou. Pokud se nejedná o speciální poddruh, který to v malém měřítku dovoluje.



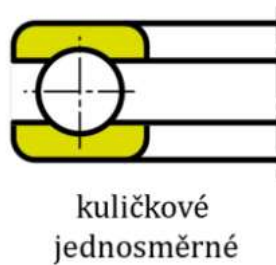
Obr. 23 – Příklady čistě radiálních valivých ložisek [15]

Obdobně čistě axiální ložiska umí zachytit pouze axiální sílu a **nesmí** se zatěžovat radiálně. Mezi zástupce čistě axiálních ložisek patří např. axiální válečkové nebo jehličkové ložisko.



Obr. 24 – Čistě axiální válečkové jednosměrné ložisko [15]

Radiálně-axiální ložiska dokážou přenést obě složky sil, poměr zatížení od složek sil závisí na typu ložiska. Mezi velmi často používané radiálně-axiální ložisko rozhodně patří klasické kuličkové ložisko. Radiálně-axiální typ kuličkového ložiska by měl být zatěžován spíše větší



Obr. 25 – Axiální kuličkové jednosměrné ložisko [15]

radiální silou než axiální silou. Čistě axiální kuličkové ložisko může být dle [8] namáháno pouze axiální silou.

9.5 Skříň

Skříň je velmi důležitá část celé převodovky, rozhoduje o tuhosti celého systému – zajišťuje přesnou polohu jednotlivých prvků vůči sobě, tlumí rázy a vibrace, zachycuje síly od ložisek a plní funkci rámu. Skříň může být jak integrovaná přímo ve větším strojním celku, nebo jako separátní strojní celek (bedýnka mimo poháněný systém, do dalšího systému vede hřídel z převodovky umístěné mimo).

V případě separátní převodové skříně se můžeme setkat zejména s odlitky či svařencem. Není definována výhodnější technologie, protože obě technologie mají svá pro a proti (obr. 26). Při volbě technologie se také přihlíží na provozní podmínky, vliv okolního prostředí a počet vyrobených kusů [1]. Tvar skříně udává uspořádání kol uvnitř převodovky a možný zástavbový prostor.

kritéria	odlitek		svařenec
	ocel	litina	ocel
počet kusů	-	-	+
hmotnost	-	+	-
obrobitelnost	-	+	-
tlumení	-	+	-
tuhost	+	-	+
výroba	-	-	+

Obr. 26 – Porovnání odlévané skříně se svařovanou skříní [4]

Výsledná volba technologie spočívá ve srovnání pro a proti v konkrétním případě a zvolí se ta výhodnější možnost. Obecně se dá říct, že musíme volit vhodný materiál pro danou technologii, tedy pro svařenec volíme ocel s alespoň dobrou svařitelností a lepší. Pro odlitek volíme materiál alespoň s dobrou zabíhavostí a lepší.

Skříň musí zajišťovat dostatečnou pevnost a zejména tuhost. Pokud skříň vyhovuje tuhostně, bude s velkou pravděpodobností vyhovovat i pevnostně. V tuhostní analýze nám v dnešní době pomáhá metoda MKP, skříň je zatěžována zejména zachycením reakcí od ložisek a teplem. Analyzujeme vliv posunů a deformace skříně na záběr ozubených kol a stabilitu celého systému. Může se stát, že při nedostatečně tuhé skříně může dojít k posunutí, zkroucení a následnému zborcení systému a vyjetí zubů ze záběru. Tuhost skříně je velmi důležitý aspekt a musíme udělat všechno pro to, abychom zajistili dostatečnou tuhost. Optimalizace skříně se provádí softwarově (MKP) a tuhost se dá měnit např. různým způsobem žebrování a počtem žeber, nálitky a dalšími konstrukčními úpravami. Na tuhosti skříně se podílí i volba technologie výroby skříně (viz. obr. 26). U odlitků i svařenců se po technologii následně žihá na různé způsoby pro zlepšení vlastností odlitku/svařence [4]. Skříň podléhá i dalším analýzám, mezi které patří např.: modální, teplotní atd.

9.6 Těsnění

Těsnění se rozděluje na dva typy:

- s dotykem (hřídelové těsnící kroužky - Gufera)
- bezdotykové (labyrint)

Těsnění rotačních ploch

V klasické strojařině (běžné otáčky, výkony) se pro těsnění rotačních součástí využívají hřídelové těsnící kroužky. Těsnící břit kroužku je za pomoci pružinky přitlačován k hřídeli a tím dochází k těsnění. Princip je znázorněn na obr. 27. Je nutné sledovat stav funkčních ploch konkrétně plochy hřídele (šedý pás na obrázku) a opotřebení hrany těsnícího břitu.

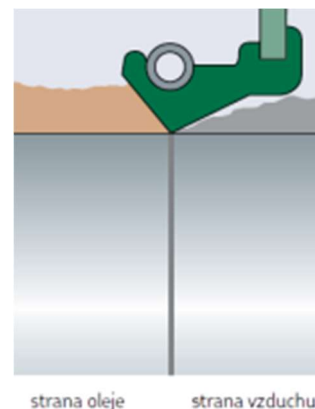
Názvosloví hřídelového těsnícího kroužku je popsáno na obr. 29 z katalogu SKF. Kroužky se nakupují od výrobců a jsou vyrobeny nejčastěji z NBR, PTFE, HNBR, XNBR a jiné [22].

Labyrintové těsnění je typické pro velké energetické stroje, jakými jsou např. turbíny, turbokompresory a jiné. Princip labyrintového

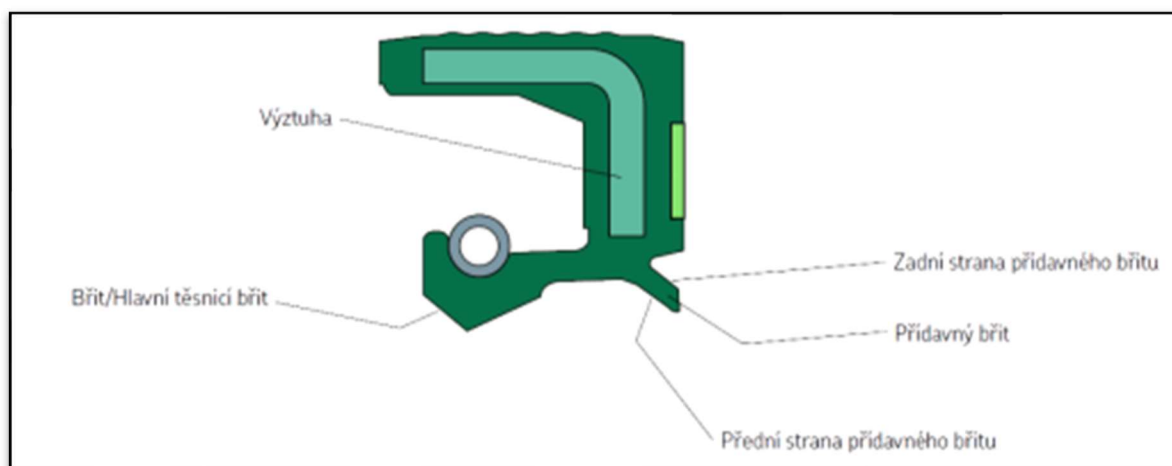


Obr. 28 – Labyrintové těsnění [35]

těsnění je odvozen z vlastnosti tekutin. Je to v podstatě úzká dlouhá škvíra, kde dochází ke ztrátám energie média uvnitř těsnění stroje. Existují varianty s jedním nebo dvěma labyrintovými kroužky. Materiál kroužků je obvykle bronz, hliník, ocel, plasty a jiné [13]. Výhodou labyrintového těsnění je zejména účinnost – nedochází ke ztrátě výkonu třením. Tím, že se plochy kroužků nestýkají, nedochází ani k opotřebování a není nutno mazat. Jsou podstatně dražší než klasické hřídelové těsnící kroužky. Pro běžné případy stačí hřídelové těsnící kroužky, které vyhovují běžným případům a nejsou tolik ekonomicky náročné.



Obr. 27 – Hřídelový těsnící kroužek [22]



Obr. 29 – Popis částí hřídelového těsnícího kroužku [22]

Těsnění stykových rovinných ploch

Těsnění se obvykle zajišťuje vloženým prvkem mezi dvě součásti (obr. 30). Těsnění kopíruje tvar styčné plochy mezi dvěma prvky, které utěšňujeme. Toto klasické těsnění se nazývá kompresní, protože k těsnění dochází kompresí těsnění – stlačením přitáhnutím dvou částí k sobě. Materiál těsnění je nejčastěji speciální těsnicí papír, kůže, plst' nebo kov.



Obr. 31 – Tekuté těsnění [37]

Moderní způsob těsnění vyskytující se například při montáži převodových skříní je za pomoci tekutého těsnění (slangově označovaný podle známé firmy vyrábějící tyto přípravky Loctite). Přípravek se nanese na utěšňovanou plochu a poté se přiloží a smontuje druhý díl. Těsnicí pasta se spojením dílů roznese po styčné ploše a následně vytvrzuje, nejčastěji po montáži. Může se ale vytvrzovat i před montáží. Závisí to na konkrétním případě a typu těsnění. Jak to obvykle bývá, obě varianty mají svá pro a proti. Hlavní výhodou tekutých těsnění



Obr. 30 – Kompresní těsnění [36]

je to, že je lze aplikovat na libovolný tvar plochy a není nutné vyrábět speciální výstřižek těsnění. Klasické kompresní těsnění na druhou stranu obecně odolá širšímu teplotnímu intervalu. Obdobně jako u skříní zde též platí to, že se při konstrukci zvolí více výhodné řešení pro konkrétní situaci.

9.7 Mazání převodových skříní

Pro správné fungování a životnost převodovky musíme zajistit dostatečné mazání a chlazení převodovky. Důraz na mazání je zejména kladen u převodových prvků, otočných uložení (ložisek) a těsnících prvků. Nejdůležitější položkou mazacího systému je mazivo, které snižuje tření a opotřebení dvou relativně pohybujících se součástí. Maziva charakterizuje jejich tepelná vodivost a viskozita, viskozita je zejména spjatá s konzistencí maziva. Viskozitu si můžeme představit jako měřítko odporu tekutiny vůči proudění – čím vyšší viskozita, tím tekutina hůře teče a naopak, čím nižší viskozita, tím tekutina lépe teče. Hlavní rozdělení maziv, které zároveň slouží i částečně jako chladiivo je na plastická maziva (vazelíny), které mají obecně větší viskozitu a na oleje, které mají obecně nižší viskozitu. Otázku chlazení je nutno zejména řešit u převodů s malou účinností. Způsob mazání mimo jiné závisí na konkrétní aplikaci a provozních podmínkách.

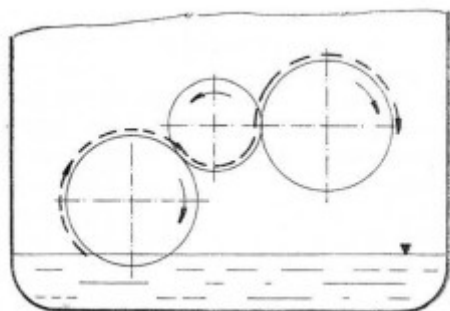
Plastická maziva

Pod pojmem plastická maziva si můžeme představit „zahuštěný olej“ čili vazelínu s aditivy. Obecně jsou vhodné pro nižší teploty, nižší otáčky a menší zatížení, mají větší viskozitu, takže se lépe udržují na místě namazání. Části, které jsou promazané plastickým mazivem, musíme zabezpečit proti vniknutí nečistot. Pokud do nich vniknou nečistoty, musíme část omýt a znovu aplikovat plastické mazivo, jinak hrozí poškození součástí. Části namazané tímto způsobem se v jistý interval domazávají – znovu se aplikuje mazivo a doplní se tak mazivo chybějící. Domazávání patří do části údržby stroje. Využití plastických maziv je poměrně široké, můžeme se s tímto způsobem mazání setkat např. ve zbraních, u kloubů a všude tam, kde není možné nebo technicky vhodné použít oleje. [39]

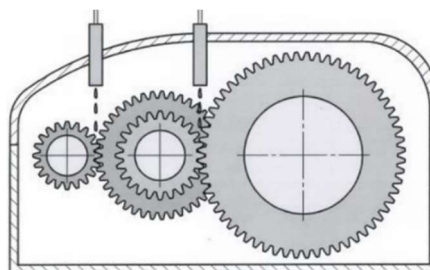
Kapalná maziva (oleje)

Oleje se používají při vyšších otáčkách, vysokých či extrémně nízkých teplotách a hodí se především při větším zatížení [4]. Olej též zajišťuje dobrý odvod tepla. Příkladem užití mazání olejem jsou ozubená kola. Oproti plastickým mazivům, kde v podstatě stačí součást namazat, musíme přemýšlet o způsobu mazání, a jak se olej do místa dostane. Mazací olejové systémy lze rozdělit podle principu na:

- brodění (doporučená obvodová rychlost do 4ms^{-1} [4])
- rozstříkávání (doporučená obvodová rychlost od 4 do 8ms^{-1} [4])
- vstříkávání (doporučená obvodová rychlost mezi $25\text{--}30\text{ms}^{-1}$ [4])
- olejovou mlhu (doporučená obvodová rychlost nad 35ms^{-1} [4])



Obr. 32 – Mazání broděním [38]



Obr. 33 – Mazání vstříkáváním [1]

V případě brodění je část ozubeného kola ponořena do olejové lázně a broděním kola (rotací kola v mazivu) je mazivo přiváděno do záběrů. V případě rozstříku je částečně ponořeno největší kolo, které rozstříkává mazivo po ostatních částech ve skříní (kolo se musí otáčet rychleji než v případě brodění, aby docházelo k rozstříku oleje). Způsob mazání s olejovou lázní je vhodný pro menší otáčky, protože při něm dochází k poměrně velké ztrátě v tekutině vlivem vazkosti.

V případě mazání vstříkem je pohyb oleje vynucen čerpadlem. Olej je vstříkován přímo do záběru soukolí (každé soukolí může mít svůj přívod). V případě mazání olejovou mlhou je olej čerpadlem hnán do rozprašovací trysky, která vytváří olejovou mlhu. Mezi neúčinnější způsob mazání patří mazání olejovou mlhou.

U všech možností mazání musíme zajistit čistotu maziva (oleje). V případě varianty s olejovou lázní se do skříně umísťuje magnet, který přitahuje kovové nečistoty z oleje. V případě oběhového mazání je do oběhu zařazen olejový filtr, který zachycuje nečistoty a v určitém intervalu se mění.

9.8 Chlazení převodových skříní

Při provozu převodové skříně vzniká teplo nejčastěji třením v různých relativně se pohybujících částech. Toto přebytečné teplo je nutno odvést pryč. Chladicí systémy převodových skříní mohou být aktivní či pasivní. Pasivní chlazení probíhá bez nutnosti přívodu energii do nějakého chladicího zařízení – samovolně. Pro aktivní chlazení je nutné vyvodit nějakou energii pro chladicí zařízení. Jako příklad pasivního chlazení lze uvést např. žebrování v kritických místech na skříní, u aktivního chlazení např. chlazení přídavným ventilátorem.

10 Místní společnosti, možnosti

Převodovky můžeme nakupovat – univerzální použití, nebo nechat vyrobit na zakázku od specializovaných firem – tyto firmy obvykle nabízí možnost navrhnutí převodovky, včetně veškerých výpočtů (náročnější zákazníci, individualita použití, lze si nechat vyrobit pouze jeden kus či větší množství). Lokálně jsou také dost rozšířené firmy, které se zabývají opravou převodovek, velká většina opraven se zabývá opravou zejména převodovek do aut, motorek – dopravních prostředků, na které se text nebude zaměřovat. Z volně dostupných zdrojů jsem našel místní firmy jako:

10.1 MKV Ozubená kola s.r.o.

Založena roku 1993 v Plzni. Firma se specializuje na vývoj, konstrukci a výrobu standartních i atypických převodovek spíše na zakázku a náhradních dílu do nich. S produkty firmy MKV Ozubená kola s.r.o. se můžeme setkat např. v odvětví energetiky, gumárenského průmyslu nebo u pohonů ve válcovnách a cementárnách. Společnost disponuje certifikátem kvality ISO 9001:2015. Firma spolupracuje se známými společnostmi jako např. ŽŽAS, ŠKODA Plzeň, Ata Finsko [17].

Nakupované převodovky (katalogové)

- 2–3 stupňové až do 4000 kW, velká variabilita provedení (lité, svařované skříně, povrchové úpravy ozubení, různé řady převodů při zachování stejné skříně)
- klasické čelní převodovky pro všeobecné použití.
- v katalogu můžeme kromě klasických převodovek najít i převodovky pro pohon pásových dopravníků – kuželočelní s označením KC, nebo pouze čelní s označením C
- náhradní díly

Převodovky na zakázku

- převodovky na zakázku se konstruují v souladu s normami, vyhláškami atd.
- zpracování technické dokumentace k převodovce – výkresy, techn. postupy, atd.
- výroba za pomoci moderních CNC technologií i klasických konvenčních strojích – široké spektrum výrobních i opravárenských prací
- vyrábí: rychloběžné, šnekové globoidní, planetové převodovky

10.2 GEAR SERVICE s.r.o.

Společnost se opět nachází přímo v Plzni, konkrétně na Skrvňanech. Cílem společnosti je poskytnout co nejlepší a nejkomplexnější služby v oblasti průmyslových převodovek jako např.: servis, opravy, generální opravy, dodávky náhradních dílů do stávajících převodovek tak i výrobu nových průmyslových převodovek a distribuci katalogových převodovek. S produkty firmy Gear Service s.r.o. se můžeme setkat např. v odvětví: energetiky, chemického průmyslu, papírenského průmyslu, těžebního průmyslu, gumárenského průmyslu, potravinářského průmyslu, lanovek atd. Společnost opět disponuje certifikátem kvality ISO9001:2015 [18].

Převodovky na míru

- návrh náhrady staré převodovky za novou inovativní či celý pohon
- specializace na návrh nových vysokovýkonových průmyslových převodovek při zachování původních zástavbových a přípojovacích rozměrů
- Zaměření: čelní, kuželové, kuželochelní, šnekové, kombinované, ostatní speciální převodovky

10.3 Wikov Industry a.s.

Skupina Wikov je úspěšně zavedeným výrobcem mechanických převodovek do širokého odvětví se silným vývojovým a výrobním zázemím. Výrobní závody jsou situovány do samotného srdce Evropy a čerpají z vlastní strojírenské tradice sahající až do roku 1878 [19]. Sídlo skupiny Wikov se nachází v Praze. Tato společnost je rozdělena do specializovaných skupin pro určité odvětví (specializace na jednotlivé průmyslové odvětví, dopravní a manipulační technika, výroba, vývoj a inovace). Produktové portfolio katalogových převodovek je opravdu široké, společnost se ale primárně zaměřuje na střední a větší převodovky.

Konstrukce, vývoj a inovace převodovek na zakázku

- kompletní návrh, analýza, výpočty, tvorba technické dokumentace
- možnost reverzního inženýrství (z fyzické převodovky vytvoření elektronických dat, modelů, a další dokumentace)

Nakupované převodovky

- velmi rozsáhlá nabídka převodovek pro kolejová vozidla, těžbu ropy a plynu, dolů, cementáren, tepelných elektráren, vodních elektráren, větrných a přílivových elektráren, gumárenství, metalurgii, cukrovary, lodní průmysl, obráběcí stroje, a mnoho dalšího
- modulární převodovky – variabilita (jednotlivé díly mají kompatibilní rozměry a tím zajišťují v podstatě neomezené skládání libovolných dílů do sebe – stavebnice)
- výběr pomocí konfigurátoru (snadná orientace v hodně produktech)
- produktové portfolio katalogových převodovek je opravdu široké

11 Návrh a analýza převodové skříně pro všeobecné použití

11.1 Úvod

Zadání bylo upřesněno tak, že jedna velikost skříně v sobě umí uložit hřídele, ložiska i kola pro několik převodových poměrů. Byla zvolena řada skládající se z nejvyššího, středního a nejnižšího převodového poměru. Tyto poměry byly navrženy dle již vyráběných převodovek s ohledem na srovnatelnost výsledku. Pro každou variantu se provedl celý postup zmiňovaný v následujícím textu. Pro zachování dobré přehlednosti a délky této práce zde bude uveden postup pro jednu variantu. Společná skříň byla navržena až po zjištění všech požadovaných rozměrových hodnot všech variant.

Nejnižší převodový poměr: $i_c = 4,97$ (z 1440ot/min na 290ot/min)

Střední převodový poměr: $i_c = 8,47$ (z 1440ot/min na 170ot/min)

Nejvyšší převodový poměr: $i_c = 14,4$ (z 1440ot/min na 100ot/min)

Další požadavek byl zaměřen na skříň a to, že skříň nebude mít klasickou dělicí rovinu, ale bude se jednat o celistvý odlitek s víkem.

11.2 Zvolený elektromotor

Zadání bylo dále upřesněno na výkon elektromotoru 5,5kW. Tomuto požadavku vyhovuje čtyřpólový motor od firmy VYBO 1AL132S-4, který se dá zakoupit v různých provedeních např. s přírubou B35. Tento motor je hojně využíván jako univerzální pohon.



Obr. 34 – Použitý elektromotor značky VYBO [20]

Tab. 1 – Parametry zvoleného elektromotoru

Důležité výpočetní parametry zvoleného elektromotoru		
Výkon	Otáčky	Točivý moment
kW	ot./min	Nm
5,5	1440	37

$$M_{telm} = \frac{P}{2\pi n} = \frac{5500}{2\pi \cdot \frac{1440}{60}} \cong 37Nm$$

11.3 Výpočet ozubených kol

Šikmá čelní válcová kola mají normalizované parametry, které jsou určeny standardizovanými vztahy, ze kterých se tyto parametry dají dosazením zjistit. Výpočet ozubených kol spočívá ve dvou krocích. Nejprve je vhodné určit jejich geometrii, která nesouvisí s přenášeným výkonem, řeší se pouze kinematika. V prvním kroku zjišťujeme např. počet zubů soukolí, převodový poměr soukolí, celkové rozměry kola (kromě šířky) a s nimi spojená hodnota korekcí jednotlivých kol (spíše se koriguje do plusu). Poté následuje pevnostní výpočet ozubení. Existuje více metod. V této práci bylo užito metody dle Meritta. Tato metoda je vhodná pro ruční výpočet. K řešení stačí mít k dispozici normalizované tabulky, ze kterých se určí koeficienty výpočtu, a po zjištění všech koeficientů se určí potřebná šířka ozubení, nebo se provede kontrola ozubení. Geometrický i pevnostní výpočet se též dá provést v programu Autodesk Inventor 2022. V této práci byly za pomoci tohoto softwaru určeny geometrické parametry všech třech soukolí. Pevnostní výpočet všech třech soukolí byl proveden ručně dle Meritta. Pro zachování přehlednosti a délky práce uvedu postup návrhu pro převodovku s největším převodovým poměrem z určené řady. Tato varianta je zároveň i ta nejvíce namáhaná. Postup zjišťování všech parametrů je u ostatních variant obdobný.

Určení geometrických parametrů ozubení

Geometrické parametry soukolí byly zjištěny softwarem z následujících požadavků: montážní (valivá) osová vzdálenost a_w , požadovaný převodový poměr soukolí i , modul ozubeného soukolí m a počet zubů pastorku z_1 .

Valivá osová vzdálenost byla navržena vzhledem k celkovým rozměrům převodové skříně $a_w = 110$ mm. Tento rozměr je stejný pro všechny soukolí.

Modul všech soukolí byl určen s ohledem na Bachův orientační vzorec pro určení modulu. Tento modul je pouze orientační.

Pro určení vhodného počtu zubů na pastorku byl vytvořen automatizovaný výpočet v softwaru Microsoft Excel. Tento výpočet se zakládá na požadované osové vzdálenosti soukolí, modulu, sklonu zubů soukolí a požadovanému převodovému poměru. Poté se vybere nejvhodnější varianta (nejmenší odchylka od nekorigovaných kol do plusu, splnění podmínky tolerance převodového poměru).

Dílčí převodový poměr obou soukolí byl určen na základě celkového požadovaného převodového poměru a podmínky, aby $i_{12} < i_{23}$.

Postup návrhu soukolí ve variantě s největším převodovým poměrem:

Návrh modulu podle Bachova vzorce pro šikmé ozubení pro soukolí 12:

Pro provedení výpočtu se musí zvolit hodnoty $\Psi = b/m$ a $c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{Do}$. Tyto hodnoty se přibližně volí $\Psi \cong 15$ a $c \cong 15$ MPa pro slitinovou, zušlechťenou ocel s tvrzenými boky zubů [1]. Navrhnutý počet zubů $z_1 = 23$.

$$m_{12} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \cos(\beta_{12})}{\Psi \cdot c \cdot z_1}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{37 \cdot \cos(15^\circ)}{15 \cdot 15 \cdot 23}} \cong 1,43 \text{ mm}$$

S ohledem na osovou vzdálenost byl zvolen normalizovaný modul $m_{12} = 2$ mm

Návrh modulu podle Bachova vzorce pro šikmé ozubení pro soukolí 23:

Pro provedení výpočtu se musí zvolit hodnoty Ψ a c . Tyto hodnoty se přibližně volí $\Psi \cong 15$ a $c \cong 15\text{MPa}$ pro slitinovou, zušlechťenou ocel s tvrzenými boky [1]. Navrhnutý počet zubů $z_3 = 17$. Moment na druhé hřídeli (předloze) působící na pastorek 3 lze zjistit za pomoci převodového poměru a účinnosti čelního válcového ozubení 98 %.

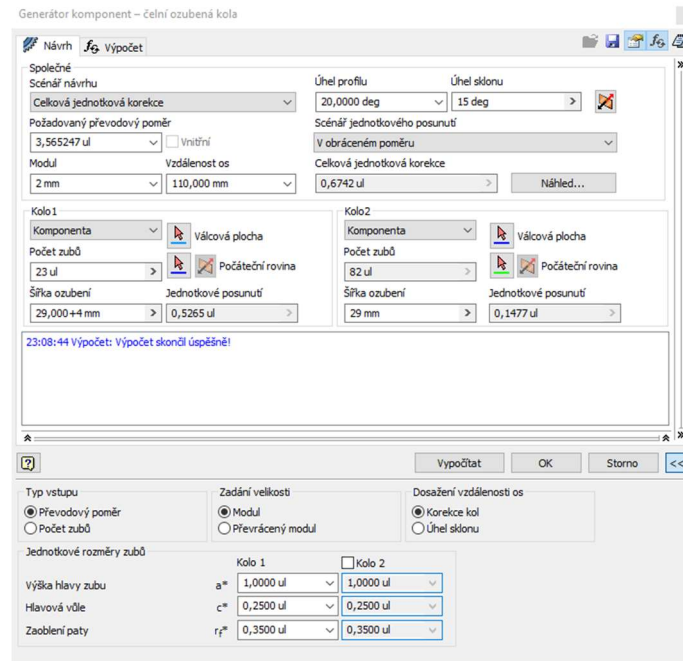
$$M_{t2} = M_{t1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 37 \cdot 3,565247 \cdot 0,98 \cong 130 \text{ Nm}$$

$$m_{34} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2} \cdot \cos(\beta_{34})}{\Psi \cdot c \cdot z_3}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{37 \cdot 3,565247 \cdot 0,98 \cdot \cos(8^\circ)}{15 \cdot 15 \cdot 17}} \cong 2,42 \text{ mm}$$

Zvolený normalizovaný modul $m_{34} = 2,5 \text{ mm}$

Generátor komponent – soukolí 12

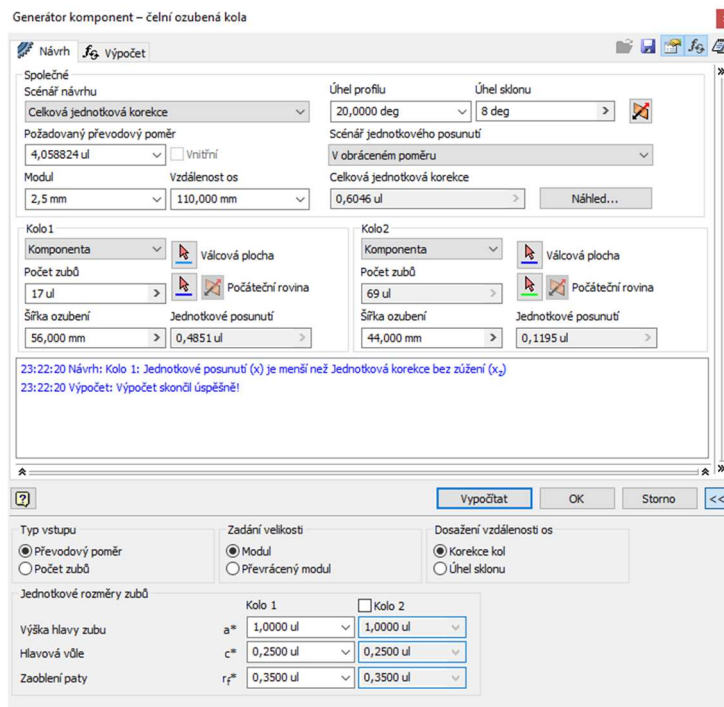
Zadané hodnoty do generátoru komponent softwaru Autodesk Inventor 2022 pro soukolí 12



Obr. 35 – Generátor komponent soukolí 12

Generátor komponent – soukolí 34

Zadané hodnoty do generátoru komponent softwaru Autodesk Inventor 2022 pro soukolí 34



Obr. 36 – Generátor komponent soukolí 34

Detailní výpočtové protokoly a rozměry kol jsou z důvodu přehlednosti přiloženy do příloh. Úhel sklonu soukolí 34 byl určen s ohledem na minimalizování axiální síly z ozubení obou kol na předloze. Výpočtový úhel pro minimalizování síly vyšel přibližně $3,93^\circ$. Šikmá kola se vyrábí až od úhlu zhruba 8° , proto byl zvolen tento nejmenší úhel pro soukolí 34. Nedá se tedy konstatovat, že axiální síla v předloze byla vyrušena. Tato nenulová síla je zachycována ložisky.

Převodový poměr byl z důvodu podmínky na celočíselný počet zubů všech ozubených kol pozměněn. Uvádí se, že celková dovolená tolerance převodového poměru jsou $\pm 2\%$. Tato podmínka byla splněna.

Pevnostní výpočet ozubení

Pevnostní výpočet byl proveden ručně podle Merrita. Výpočtem se určila potřebná šířka ozubení. V konečné verzi soukolí byla šířka zvětšena na rozměr, který vyhovuje spojovacím částem.

Materiál kol byl zvolen 16220 pro pastorek a 14220 pro kolo, čemuž náleží výpočtové hodnoty:

Tab. 2 – Materiálové parametry

	16 220	14 220
σ_{Do}	350 MPa	300 MPa
σ_{Dd}	100 MPa	95 MPa

Tab. 3 – Zadané parametry soukolí 12

	Kolo 1	Kolo 2
Materiál	16220	14220
Otáčky kola $n_{1,2}$ [1/min]	1440	404
Přenášený výkon P [kW]	5,5	5,39
Požadovaná životnost L_h [h]	16000	16000
Počet zubů $z_{1,2}$ [-]	23	82
Sklon zubů $\beta_{1,2}$ [°]	15	
Počet zubů virtuálního kola $z_{v1,2}$ [-]	25,520	90,988
Modul m_{12} [mm]	2	
IT přesnost kol	6	

Zjištění výpočtových koeficientů

Protože hledané hodnoty nejsou přímo napsány v tabulce, pro zjištění se musí provést lineární interpolace vycházející z větší a menší hodnoty. U šikmých kol v patřičných tabulkách hledáme podle počtu zubů virtuálního pastorku (z_{v1}).

Tab. 4 – Rychlostní součinitel pro ohyb r_{o1}

$L_h \downarrow / n_1 \rightarrow$	1400	1440	1600
10000	0,28		0,28
16000	0,268	0,2672	0,264
25000	0,25		0,24

Tab. 5 – Rychlostní součinitel pro ohyb r_{o2}

$L_h \downarrow / n_2 \rightarrow$	400	404	500
10000	0,37		0,35
16000	0,35	0,35	0,33
25000	0,32		0,30

Tab. 6 – Rychlostní součinitel pro otláčení r_{a1}

$L_h \downarrow / n_1 \rightarrow$	1400	1440	1600
10000	0,37		0,32
16000	0,298	0,296	0,288
25000	0,25		0,24

Tab. 7 – Rychlostní součinitel pro otláčení r_{a2}

Lh↓/n ₂ →	400	404	500
10000	0,43		0,42
16000	0,386	0,385	0,372
25000	0,32		0,30

Tab. 8 – Tvarový součinitel pro ohyb, pro korigované ozubení y_{o1} (platí pro pastorek)

$z_{v1}↓/i_{12}→$	3,15	3,565247	4
25	4,27		4,20
25,52	4,254	4,22	4,184
26	4,24		4,17

Tab. 9 – Tvarový součinitel pro ohyb, pro korigované ozubení y_{o2} (platí pro kolo)

$z_{v1}↓/i_{12}→$	3,15	3,565247	4
25	4,90		4,82
25,52	4,874	4,83	4,794
26	4,85		4,77

Tab. 10 – Tvarový součinitel pro otláčení, pro korigované ozubení y_d (platí pro pastorek i kolo)

$z_{v1}↓/i_{12}→$	3,15	3,543247	4
25	1,28		1,20
25,52	1,26	1,22	1,184
26	1,24		1,17

Dopocítání výpočtových hodnot a určení C_{min}

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{2}{10}\right)^{0,2} \cong 0,725$$

$$C_{o1} = \frac{\sigma_{do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} \cong 22,16MPa$$

$$C_{o2} = \frac{\sigma_{do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} \cong 21,74MPa$$

$$C_{d1} = \frac{\sigma_{dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d} \cong 33,465MPa$$

$$C_{d1} = \frac{\sigma_{dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d} \cong 41,35MPa$$

$$C_{min} = \min(C_{o1}, C_{o2}, C_{d1}, C_{d2}) = 21,74 \text{ MPa}$$

Určení potřebné šířky ozubení

Určení potřebné šířky ozubení bylo provedeno pomocí Merittovo vztahu, který je dán do rovnosti s dovolenou silou F_D . Kola budou vyrobena s přesností IT6, čemuž odpovídá $\mu=1$. Hodnota valivého průměru pastorku 1 byla odečtena z výpočtového protokolu (příloha 1).

$$F_D = F_{o1} = \pi \cdot c_{min} \cdot b_{min} \cdot m \cdot \mu$$

$$b_{min} = \frac{F_{o1}}{\pi \cdot c_{min} \cdot m \cdot \mu} = \frac{\frac{2M_{t1}}{d_{w1}}}{\pi \cdot c_{min} \cdot m \cdot \mu} = 11,25 \text{ mm}$$

Obdobným způsobem byl určen výpočtový součinitel c_{min} pro druhé soukolí. Jehož hodnota činí 24,82 MPa. Minimální šířka ozubení byla určena obdobným způsobem, kam byl dosazen točivý moment na hřídeli 2 a modul druhého soukolí a valivý průměr pastorku 3. Minimální šířka ozubení druhého soukolí je 30,67 mm pro IT přesnost výroby kol rovna 6.

11.4 Návrhový rozměrů hřídelí

Návrhové průměry hřídelí byly určeny z namáhání na krut a za použití snížené hodnoty dovoleného smykového napětí $\tau_{kD} = 30 \text{ MPa}$ pro nejvíce namáhanou variantu – největší převod. Ostatní varianty jsou vázány rozměrem čepů pro ložiska. Návrh se odvíjí ze vztahu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD}$$

Kde M_k je krouticí moment působící na hřídel a W_k je modul průřezu pro krut. Pro hřídel plného kruhového průřezu platí, že

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16}$$

Krouticí moment na libovolné hřídeli v převodovce se dá určit ze vztahu pro účinnost.

$$\eta = \frac{P_{výstupní}}{P_{vstupní}} = \frac{M_{výstupní} \cdot \omega_{výstupní}}{M_{vstupní} \cdot \omega_{vstupní}} = \frac{M_{výstupní}}{M_{vstupní}} \cdot \frac{1}{i}$$

Tedy:

$$M_{výstupní} = M_{vstupní} \cdot i \cdot \eta,$$

kde

i je celkový převodový poměr mezi vstupní a výstupní hřídelí a

η je celková účinnost dílčích soukolí mezi vstupní a výstupní hřídelí.

Dle uvedených vztahů se dají určit hodnoty všech krouticích momentů a všech návrhových průměrů hřídelí.

Tab. 11 – Shrnutí výsledků návrhových průměrů hřídelí

	Hřídel h1	Hřídel h2	Hřídel h3
Krouticí moment	37 Nm	130 Nm	515 Nm
Otáčky	1440 ot./min	404 ot./min	100 ot./min
Návrhový průměr	18,45 mm	28,05 mm	44,5 mm

11.5 Finální návrh hřídelí

S ohledem na navrhované průměry hřídelí byly navrženy výsledné modely hřídelí. Při návrhu výsledných rozměrů hřídelí byla zohledněna smontovatelnost skříně. Poupravením výsledných modelů hřídelí vznikly výpočtové modely. Tyto modely mají stejné délkové rozměry jako výsledné hřídele, ale jejich průměr je upraven na minimum – v místě ozubení pastorků je volen průměr patní kružnice ozubení, v místě drážky pro pero pak vepsaný průměr pod drážkou, apod. Výpočtové modely se podrobily kontrole průhybu pomocí softwaru AutoDesk Inventor 2022. Výsledkem výpočtu je nejen kontrola průhybu, ale i zjištění redukovaného napětí po celé délce hřídelí a reakcí v podporách. Znalost hodnoty redukovaného napětí umožní určit materiál hřídelí s ohledem na požadovanou bezpečnost, či provést kontrolu bezpečnosti zvoleného materiálu.

Silové a momentové zatížení hřídelí

Velikosti složek sil a momentů v soukolí, které zatěžují hřídele, byly určeny dle následujících vztahů:

Tab. 12 – Výpočtové vztahy pro složky normálové síly a momentů

Název složky	Vztah pro vypočtení
Obvodová složka normálové síly	$F_o = \frac{2Mt}{d_{wt}}$
Radiální složka normálové síly	$F_r = \frac{2M_t}{d_{wt}} \cdot tg(\alpha_{wt})$
Axiální složka normálové síly	$F_{ax} = \frac{2Mt}{d_{wt}} \cdot tg(\beta)$
Ohybový moment od axiální složky normálové síly	$M_o = F_{ax} \cdot \frac{d_{wt}}{2}$
Krouticí moment	$M_k = F_o \cdot \frac{d_{wt}}{2}$

Složky sil a momenty pro jednotlivá ozubená kola a hřídele jsou vypočteny v tabulce 13.

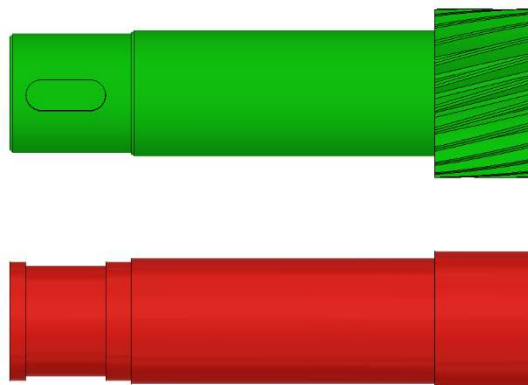
Tab. 13 – Shrnutí výsledků velikostí složek a momentů

Kolo/hřídel	Složka síly	Vypočtené hodnoty	Hodnoty pro výpočet
1/h1	F_{o1}	1513,702 N	1514 N
	F_{r1}	622,973 N	623 N
	F_{ax1}	405,595 N	406 N
2/h2	F_{o2}	1513,702 N	1514 N
	F_{r2}	622,973N	623 N
	F_{ax2}	405,595 N	406 N
3/h2	F_{o3}	5993,574 N	5994 N
	F_{r3}	2438,136 N	2439 N
	F_{ax3}	842,342 N	843 N
4/h3	F_{o4}	5993,574 N	5994 N
	F_{r4}	2438,136 N	2439 N
	F_{ax4}	842,342 N	843 N
1/h1	M_{o1}	9,88 Nm	10 Nm
2/h2	M_{o2}	35,22 Nm	36 Nm
3/h2	M_{o3}	18,37 Nm	19 Nm
4/h3	M_{o4}	74,57 Nm	75 Nm
1/h1	M_{k1}	37 Nm	37 Nm
2,3/h2	M_{k2}	135 Nm	135 Nm
3/h3	M_{k3}	540 Nm	540 Nm

Výpočtové modely hřídelí

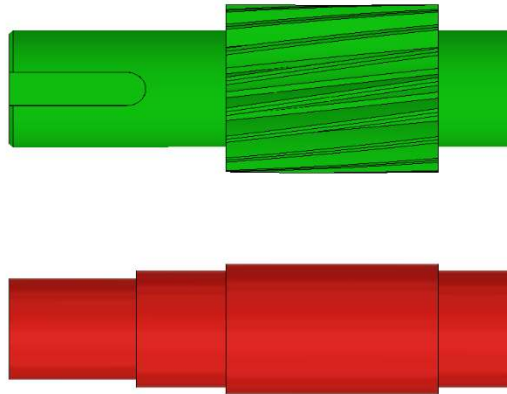
Pro výpočet a kontrolu hřídelí v Inventoru byly modely upraveny tak, aby rozměry a zatížení odpovídaly lépe skutečnosti. Na obrázcích 37 až 39 jsou vidět upravené výpočtové modely hřídelí (zelená - reálný model, červená - upravený model pro výpočet v Inventoru). Výpočty byly provedeny pro oba směry otáčení hřídele a vyhodnocena nejhorší varianta.

Vstupní hřídel



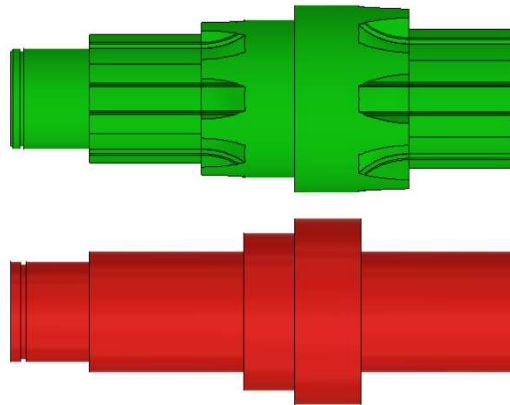
Obr. 37 – Výpočtový a reálný model vstupní hřídele

Předlohová hřídel



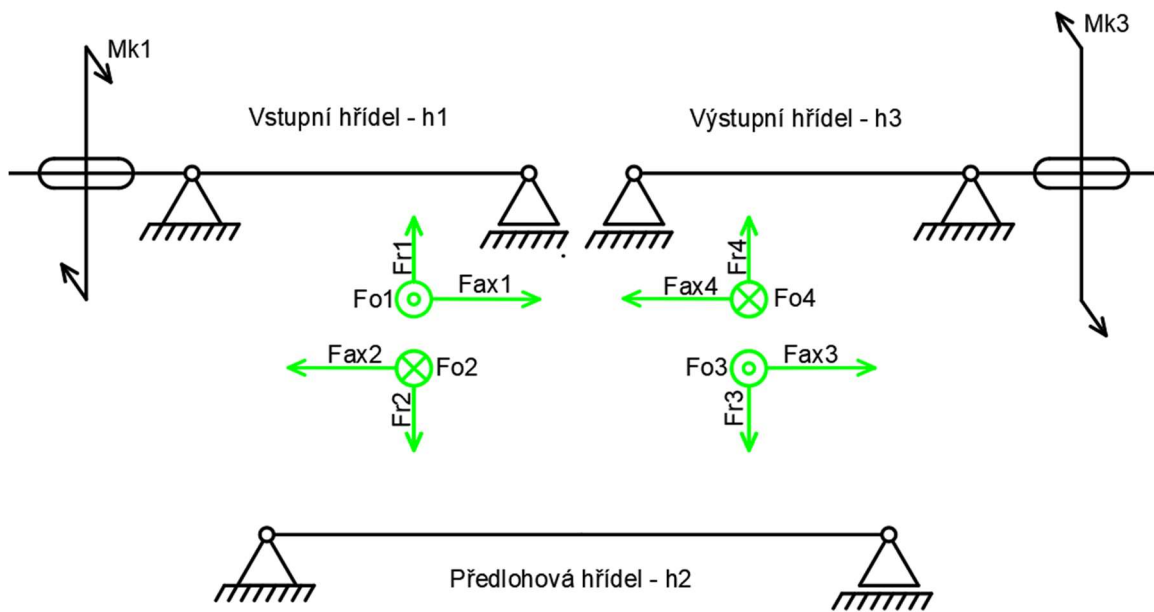
Obr. 38 – Výpočtový a reálný model předlohové hřídele

Výstupní hřídel

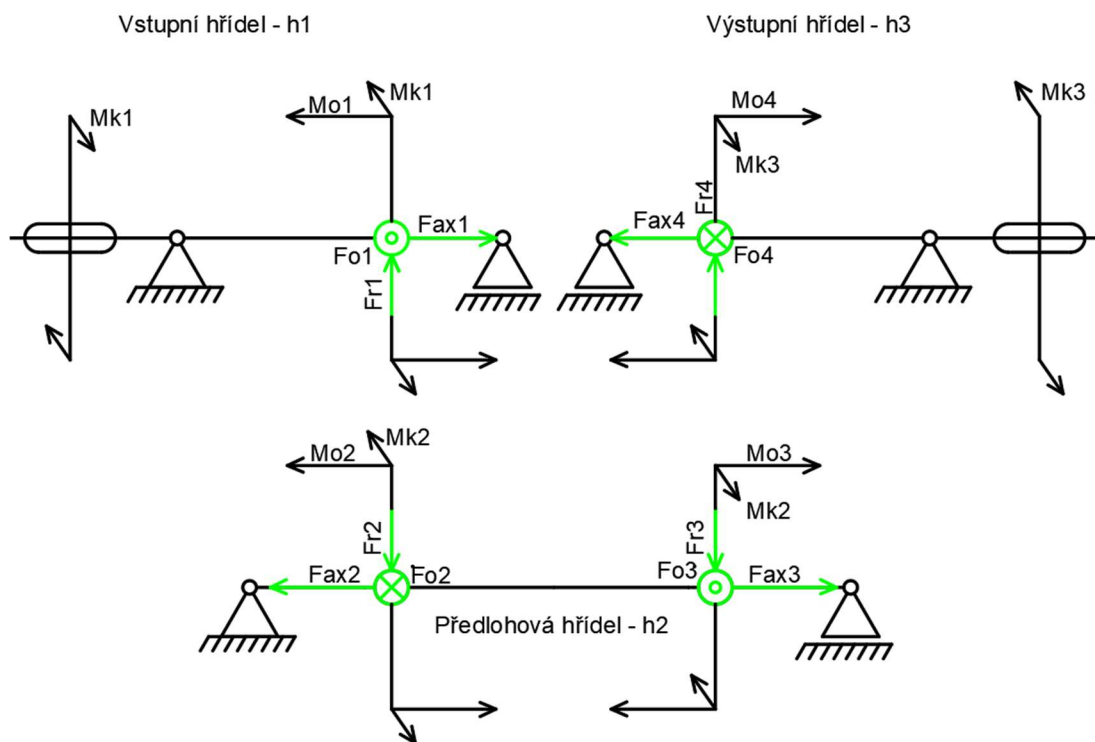


Obr. 39 – Výpočtový a reálný model výstupní hřídele

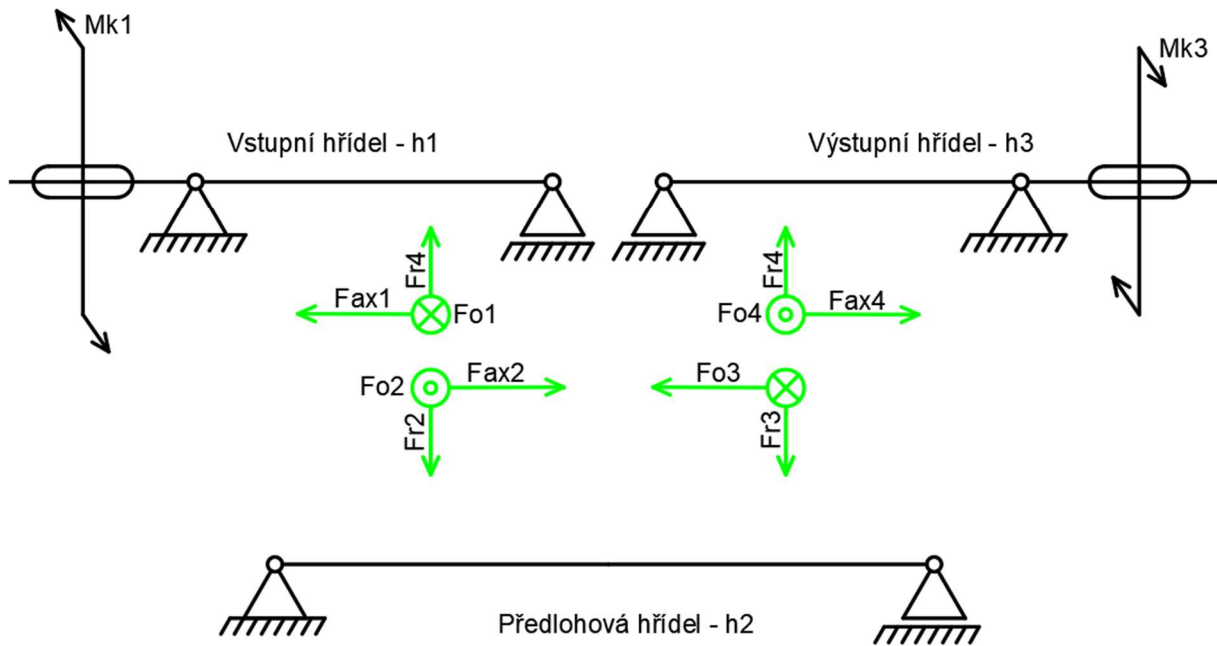
Schéma zatěžujících sil v koaxiální převodce je znázorněno na obrázcích 40 a 42. Na obrázcích 41 a 43 je znázorněn upravený výpočtový model. Ve výpočtovém modelu jsou síly přesunuty do os a přidány příslušné momenty. Síly na hřídel mají působiště přímo pod působištěm sil v ozubení (uprostřed ozubení). Podpory byly umístěny doprostřed ložisek.



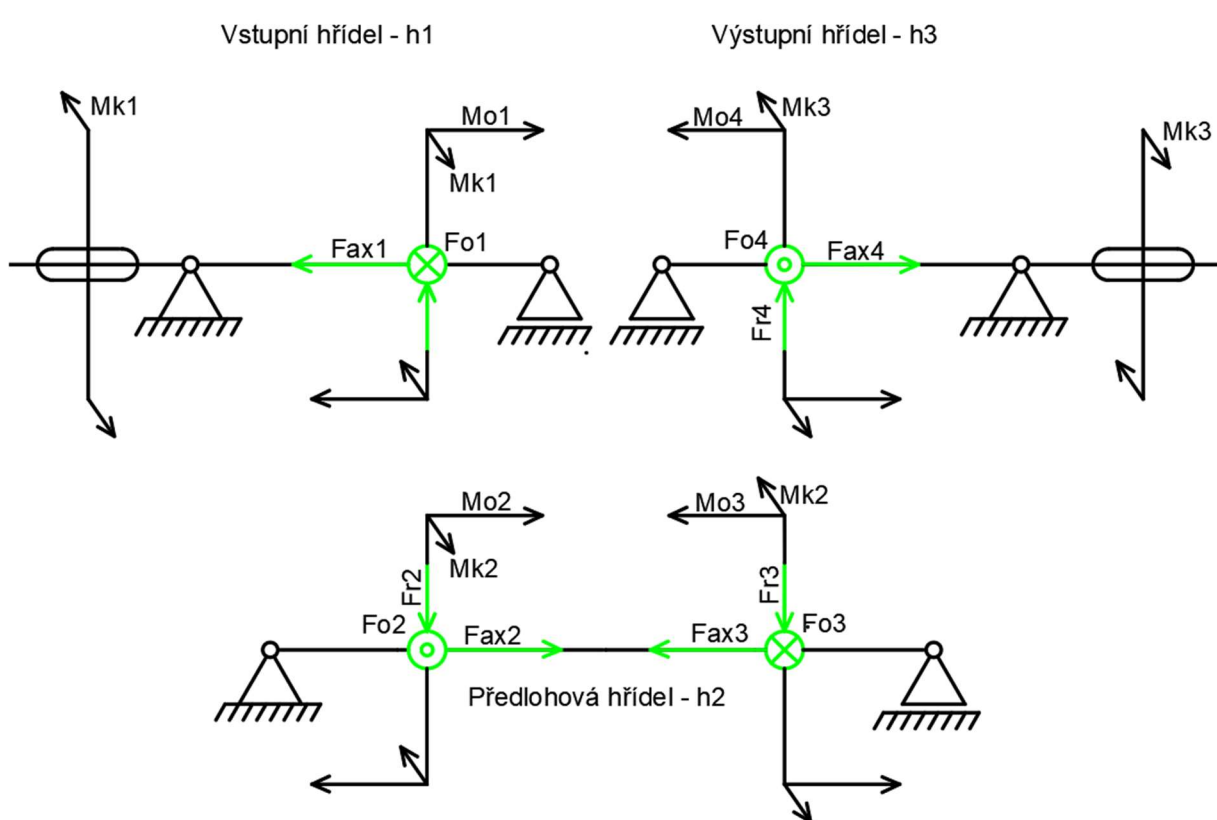
Obr. 40 – Schéma zatížení hřídelí pro směr 1



Obr. 41 – Výpočtový model pro směr 1



Obr. 42 – Schéma zatížení hřídelí pro směr 2

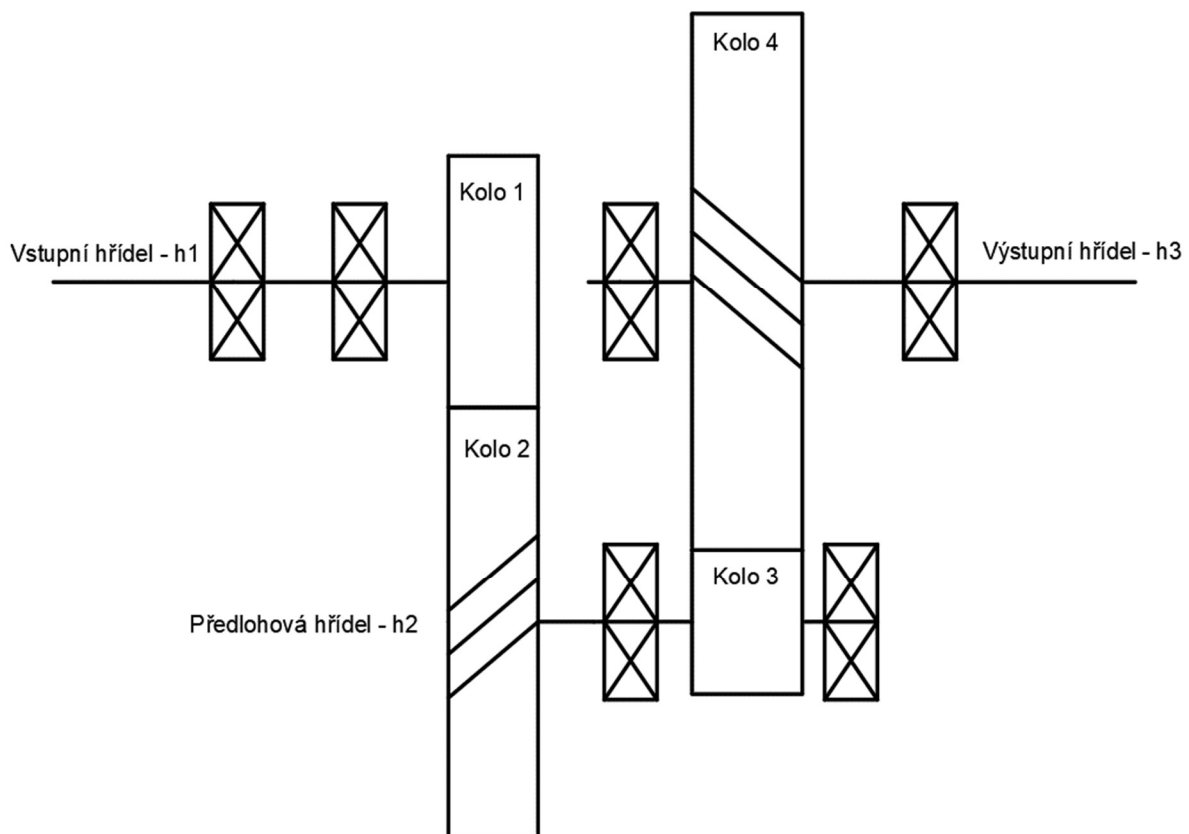


Obr. 43 – Výpočtový model pro směr 2

Výsledkem výpočtu je určení průhybu hřídele po celé její délce, určení reakcí v místě podpor (v ložiskách) a zjištění hodnoty redukovaného napětí v kritickém místě potřebnou pro určení materiálu hřídele. Výpočet byl proveden pro oba směry otáčení a klíčové byly brány vždy ty horší výsledky. Na hřídel byla kladena podmínka pro průhyb. Výsledný průhyb hřídele pod kolem musel být menší než maximální dovolený průhyb pod kolem, který byl určen ze vztahu: $y_{max} = \frac{m_{kola}}{100}$. Dalším omezením bylo, že v libovolném místě na hřídeli (kromě pod koly) může být průhyb hřídele max. 30 μm .

Obě podmínky byly splněny až po optimalizaci tvaru hřídelí a umístění podpor.

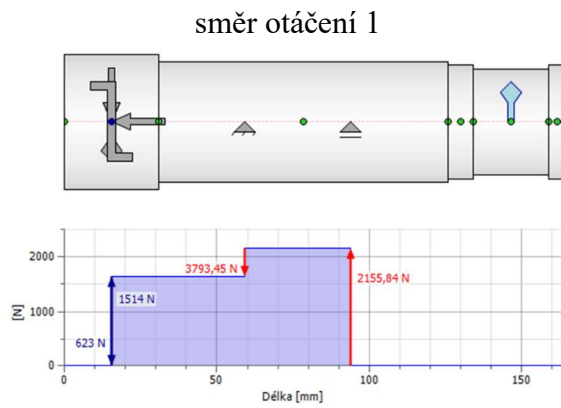
11.6 Optimalizované kinematické schéma



Obr. 44 – Optimalizované kinematické schéma převodovky

Vstupní hřídel h1

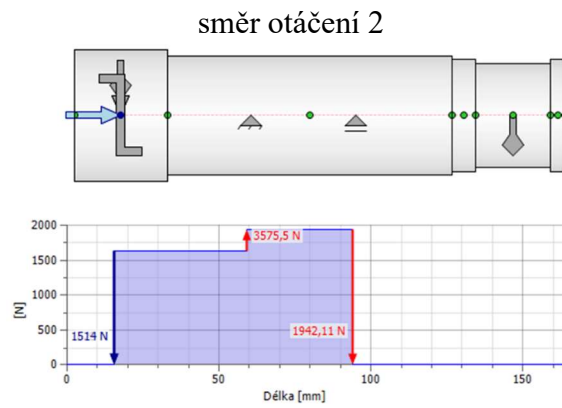
Reakce v podporách



Obr. 45 – Reakce v podporách hřídele h1 směr 1

levá podpora
3793,45 N

pravá podpora
2155,84 N

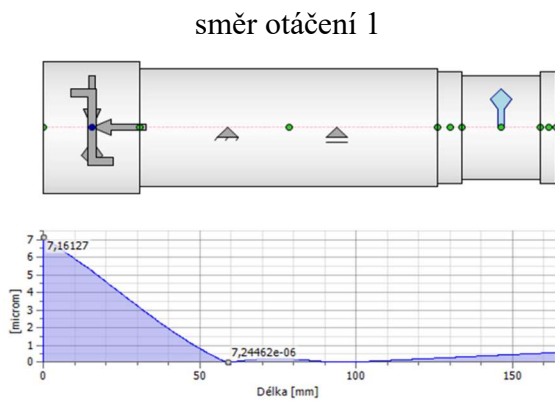


Obr. 46 – Reakce v podporách hřídele h1 směr 2

levá podpora
3575,5 N

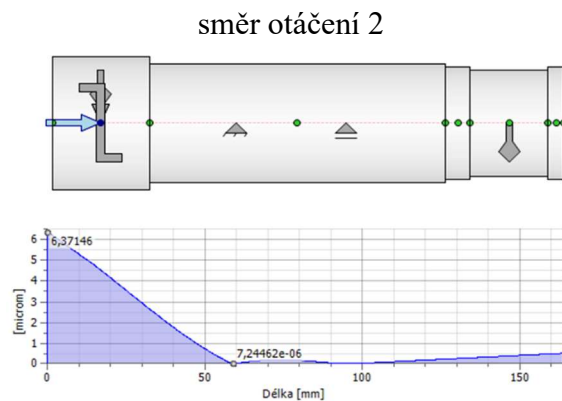
pravá podpora
1942,11 N

Průhyb



Obr. 47 – Průhyb hřídele h1 směr 1

maximální průhyb y_{\max}
7,16127 μm

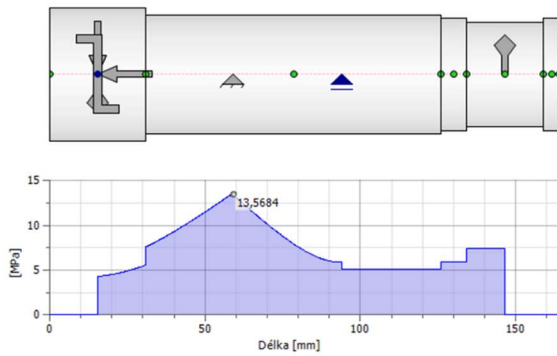


Obr. 48 – Průhyb hřídele h1 směr 2

maximální průhyb y_{\max}
6,37146 μm

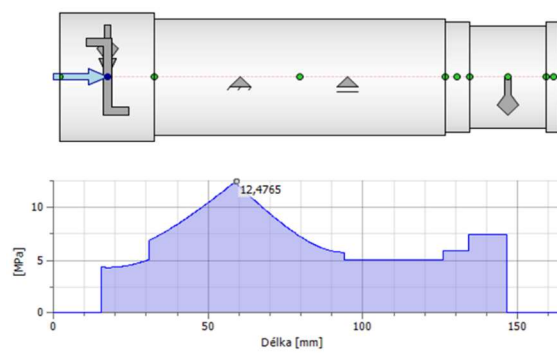
Redukované napětí

směr otáčení 1



Obr. 49 – Napětí v hřídeli h1 směr 1
maximální redukované napětí
13,5684 MPa

směr otáčení 2

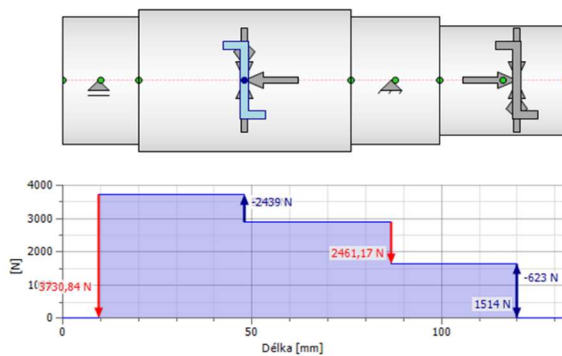


Obr. 50 – Napětí v hřídeli h1 směr 2
maximální redukované napětí
12,4765 MPa

Předloková hřídel h2

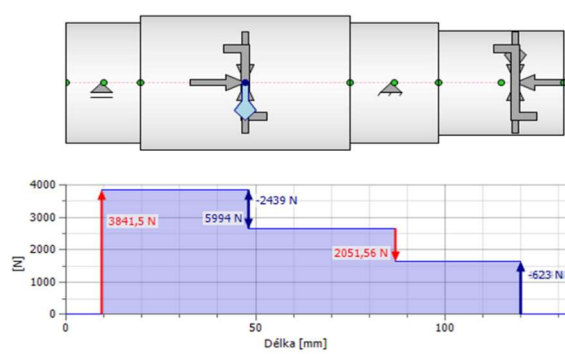
Reakce v podporách

směr otáčení 1



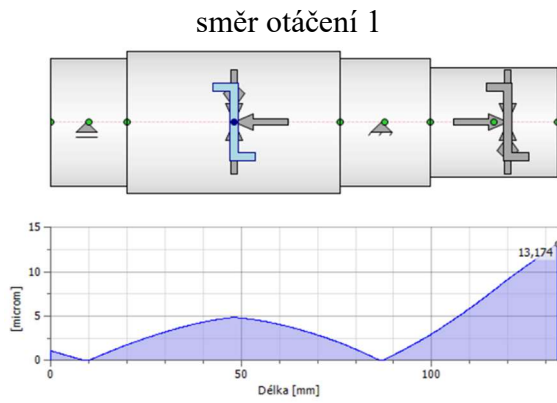
Obr. 51 – Reakce v podporách hřídele h2 směr 1
levá podpora 3730,84 N pravá podpora 2461,17 N

směr otáčení 2



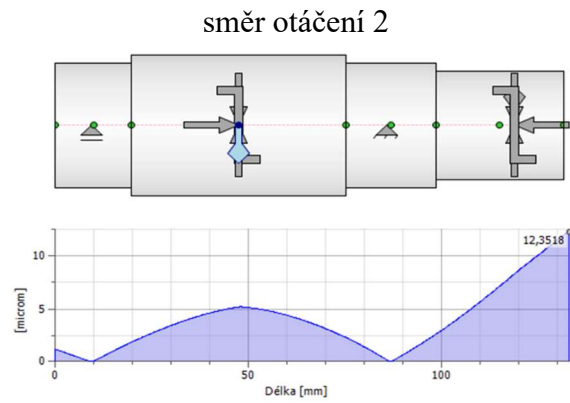
Obr. 52 – Reakce v podporách hřídele h2 směr 2
levá podpora 3841,5 N pravá podpora 2051,56 N

Průhyb



Obr. 53 – Průhyb hřídele h2 směr 1

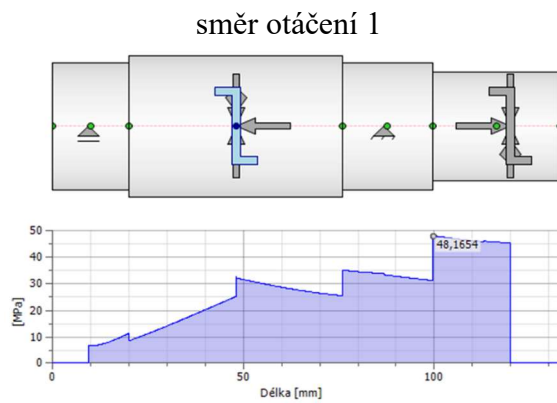
maximální průhyb y_{\max}
13,174 μm



Obr. 54 – Průhyb hřídele h2 směr 2

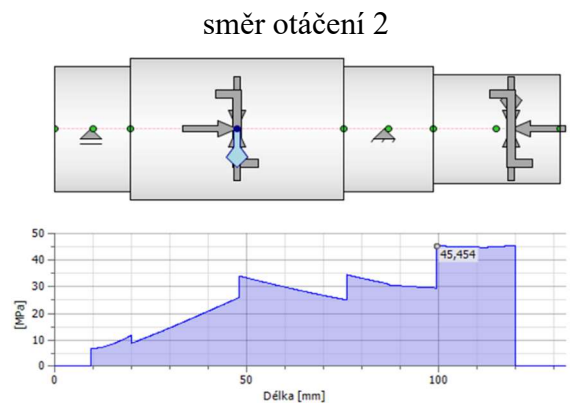
maximální průhyb y_{\max}
12,3518 μm

Redukované napětí



Obr. 55 – Napětí v hřídeli h2 směr 1

maximální redukované napětí
48,1654 MPa

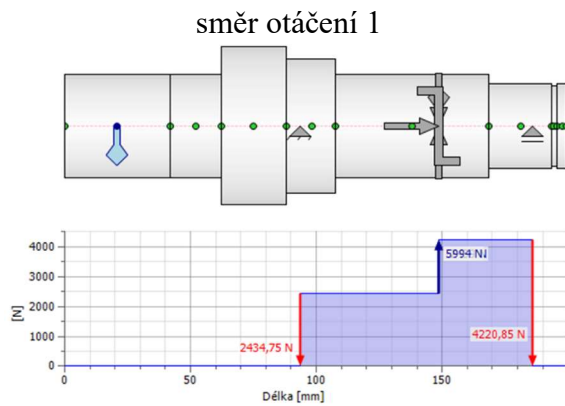


Obr. 56 – Napětí v hřídeli h2 směr 2

maximální redukované napětí
45,454 MPa

Výstupní hřídel h3

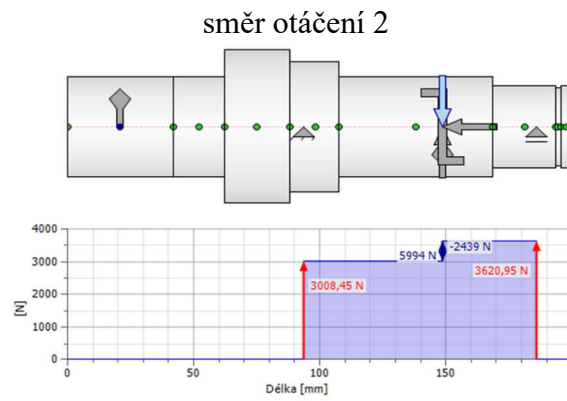
Reakce v podporách



Obr. 57 – Reakce v podporách hřídele h3 směr 1

levá podpora
2434,75 N

pravá podpora
4220,85 N

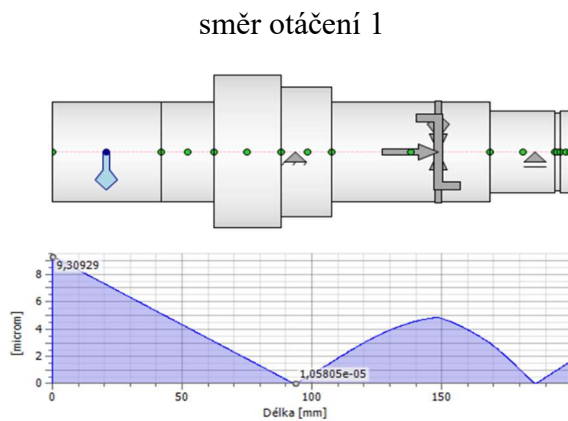


Obr. 58 – Reakce v podporách hřídele h3 směr 2

levá podpora
3008,45 N

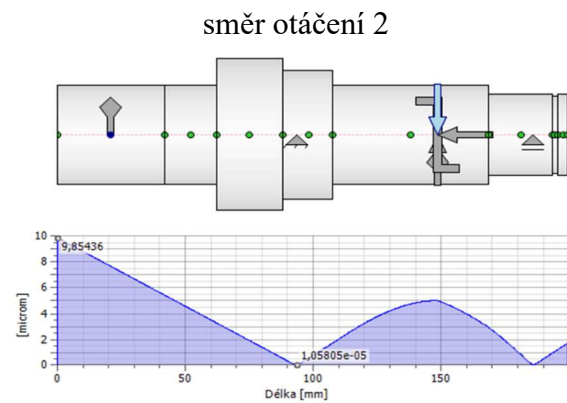
pravá podpora
3620,95 N

Průhyb



Obr. 59 – Průhyb hřídele h3 směr 1

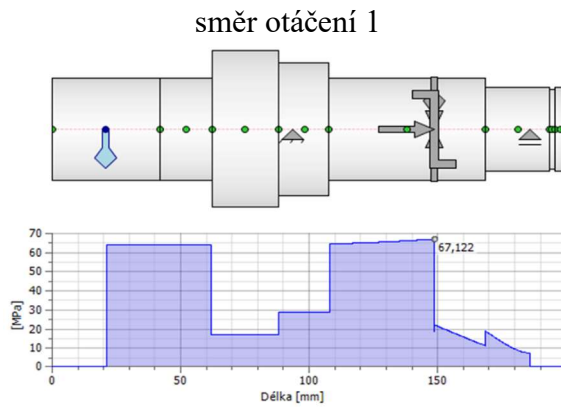
maximální průhyb y_{\max}
9,30929 μm



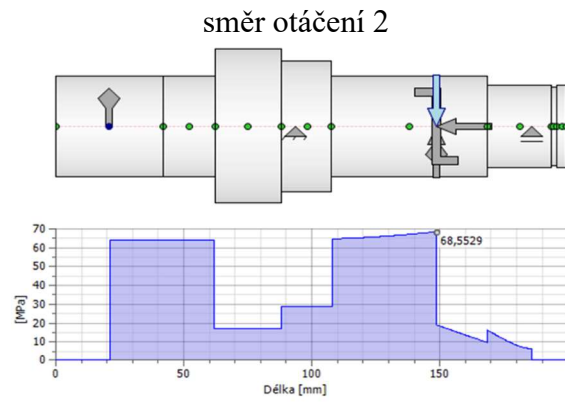
Obr. 60 – Průhyb hřídele h3 směr 2

maximální průhyb y_{\max}
9,85436 μm

Redukované napětí



Obr. 61 – Napětí v hřídeli h3 směr 1
maximální redukované napětí
67,122 MPa



Obr. 62 – Napětí v hřídeli h3 směr 2
maximální redukované napětí
68,5529 MPa

Shrnutí výsledků z obou smyslů otáčení pro nejzatěžovanější variantu

Všechny potřebné informace (včetně axiální reakce) pro určení ložisek byly shrnuty do následujících tabulek.

Vstupní hřídel

Tab. 14 – Shrnutí parametrů vstupní hřídele

Parametr	Hodnota
Velikost radiální síly na levé ložisko	3793,45 N
Velikost radiální síly na pravé ložisko	2155,84 N
Velikost axiální síly	406 N
Maximální redukované napětí na hřídeli	13,57 MPa
Průhyb	7,17 μm
Dovolený průhyb pro porovnání na hřídeli	30 μm
Dovolený průhyb pro porovnání pod kolem 1	20 μm
Otáčky	1440 ot/min.

Předlohová hřídel

Tab. 15 – Shrnutí parametrů předlohové hřídele

Parametr	Hodnota
Velikost radiální síly na levé ložisko	3841,5 N
Velikost radiální síly na pravé ložisko	2461,17 N
Velikost axiální síly	437 N
Maximální redukované napětí na hřídeli	48,2 MPa
Průhyb	13,18 μm
Dovolený průhyb pro porovnání na hřídeli	30 μm
Dovolený průhyb pro porovnání pod kolem 2	20 μm
Dovolený průhyb pro porovnání pod kolem 3	25 μm
Otáčky	404 ot/min.

Výstupní hřídel

Tab. 16 – Shrnutí parametrů výstupní hřídele

Parametr	Hodnota
Velikost radiální síly na levé ložisko	3008,45 N
Velikost radiální síly na pravé ložisko	4220,85 N
Velikost axiální síly	843 N
Maximální redukované napětí na hřídeli	68,6 MPa
Průhyb	9,86 μm
Dovolený průhyb pro porovnání na hřídeli	30 μm
Dovolený průhyb pro porovnání pod kolem 1	25 μm
Otáčky	100 ot/min.

Určení materiálů a kontrola bezpečnosti hřídelí

Obecně lze materiál hřídeli přiřadit na základě maximální velikosti redukovaného napětí. Redukované napětí vyjadřuje celkové napětí od dílčích způsobů namáhání. Vypočte se podle vztahu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3 \cdot \tau_k^2} - \text{dle hypotézy HMM}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 4 \cdot \tau_k^2} - \text{dle hypotézy } \tau_{max}$$

Redukované napětí bylo vypočteno v rámci výpočtu a kontroly v softwaru Inventor, ten však do něj započítává i smykové napětí a je tedy stanoveno dle vztahu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\tau_k + \tau_s)^2}$$

Vstupní hřídel

$$\sigma_{redmax.} = 13,57 \text{ MPa}$$

Z důvodu konstrukce vstupní hřídele je materiál shodný s materiálem uvažovaným při výpočtu pastorku, protože jsou zuby přímo vyrobeny na hřídeli.

Materiál: 16 220 – $R_{eminmat} = 500 \text{ MPa}$ [21]

$$s = \frac{R_{eminmat}}{\sigma_{redmax}} = \frac{500}{13,57} = 36,85$$

Bezpečnost hřídele je vysoká s ohledem na použitý materiál.

Předloková hřídel

$$\sigma_{redmax.} = 48,2 \text{ MPa}$$

Z důvodu konstrukce předlokové hřídele je materiál shodný s materiálem uvažovaným při výpočtu pastorku, protože jsou zuby přímo obrobena do válcové části hřídele.

Materiál: 16 220 – $R_{eminmat} = 500 \text{ MPa}$ [21]

$$s = \frac{R_{eminmat}}{\sigma_{redmax}} = \frac{500}{48,2} = 10,38$$

Materiál vyhovuje.

Výstupní hřídel

$$\sigma_{redmax.} = 68,6 \text{ MPa}$$

Výstupní hřídel na sobě nemá prvek ozubení, lze tedy zvolit materiál který bude vyhovovat bezpečnosti hřídele.

Zvolen materiál: 12 060 – $R_{eminmat} = 345 \text{ MPa}$ [21]

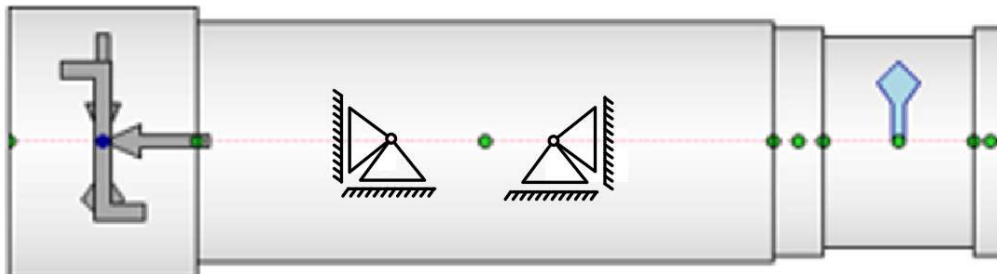
$$s = \frac{R_{eminmat}}{\sigma_{redmax}} = \frac{345}{68,6} = 5,03$$

Materiál vyhovuje.

11.7 Určení ložisek

V práci je uveden postup pro řešení ložisek na prvním (vstupním) hřídeli. Pro ostatní je postup totožný. Pro výpočet byl využit postup návrhu ložisek dle katalogu SKF.

Vstupní hřídel



Obr. 63 - Uložení vstupní hřídele

Výpočet základní trvanlivosti levého ložiska

Tab. 17 – Parametry pro výpočet levého ložiska

Parametry pro výpočet ložiska	Hodnota
Radiální zatížení	3793,45 N
Axiální zatížení	406 N
Požadovaná životnost	16000 h
Průměr čepu pro ložisko	40 mm
Fa/Fr	0,107

Postup výpočtu

Součinitel e potřebný pro určení ekvivalentního zatížení se určí ze znalosti poměru

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0},$$

kde

F_a je axiální zatížení ložiska,

C_0 statická únosnost ložiska,

f_0 výpočtový koeficient ložiska.

Bylo navrženo jednořadé kuličkové ložisko 6408 vzhledem k průměru hřídele.

$$C_0 = 36,5 \text{ kN}$$

$$C = 63,7 \text{ kN}$$

$$f_0 = 12$$

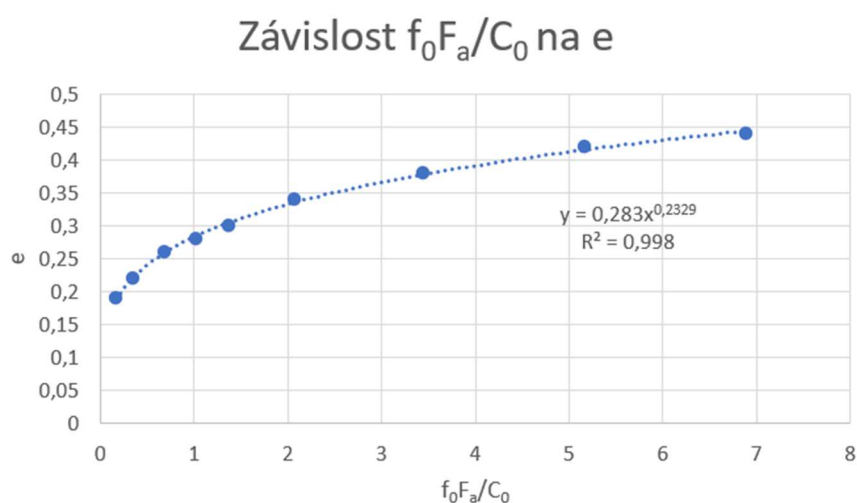
$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{12 \cdot 406}{36500} \cong 0,133$$

- tato hodnota není přímo uvedena, proto se pro určení e využije interpolace. Jelikož hodnota je mimo tabulku a hodnoty v katalogové tabulce nejsou lineární, pro interpolaci se využilo softwaru Microsoft Excel. S nejlepší přesností se interpolovalo mocninou křivkou.

Tab. 18 – Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [8]

Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska									
$f_0 F_a / C_0$	Jednořadá ložiska a dvouřadá ložiska Normální vůle			Jednořadá ložiska Vůle C3			Vůle C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,4	0,44	1,4
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,3
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,3	0,56	1,45	0,4	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,5	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,1	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1
6,89	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

$f_0 F_a / C_0$	e
0,172	0,19
0,345	0,22
0,689	0,26
1,03	0,28
1,38	0,3
2,07	0,34
3,45	0,38
5,17	0,42
6,89	0,44



Obr. 64 – Interpolace hodnoty e

$\frac{f_0 F_a}{C_0} \cong 0,133 \rightarrow e = 0,283 \cdot 0,133^{0,2329} \cong 0,17$, platí tedy:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

Výpočet základní trvanlivost ložiska L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \left(\frac{63700}{3793,45} \right)^3 \cong 54424h$$

Bylo zvoleno ložisko 6408 vyhovující zadaným požadavkům.

Výpočet základní trvanlivosti pravého ložiska

Tab. 19 – Parametry pro výpočet pravého ložiska

Parametry pro výpočet ložiska	Hodnota
Radiální zatížení	2155,8 N
Axiální zatížení	406 N
Požadovaná životnost	16000 h
Průměr čepu pro ložisko	40 mm
Fa/Fr	0,188

Součinitel e potřebný pro určení ekvivalentního zatížení se určil obdobně ze znalosti poměru

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0},$$

kde

F_a je axiální zatížení ložiska,

C_0 statická únosnost ložiska,

f_0 výpočtový koeficient ložiska.

Bylo navrženo jednořadé kuličkové ložisko 6308 vzhledem k průměru hřídele.

$$C_0 = 24 \text{ kN}$$

$$C = 42,3 \text{ kN}$$

$$f_0 = 13$$

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{13 \cdot 406}{24000} \cong 0,22$$

- ani tato hodnota se v katalogu přímo nevyskytuje, proto je opět nutno interpolovat. Hledaná hodnota leží mezi dvěma hodnotami v katalogu, dle upřesnění katalogu stačí lineární interpolace.

Tab. 20 – Lineární interpolace e

$f_0 F_a / C_0$	e
0,172	0,19
0,22	0,199
0,345	0,22

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{13 \cdot 406}{24000} \cong 0,22 \text{ náleží hodnota } e \cong 0,199$$

Pro ověření podle předešlé interpolace $e = 0,283 \cdot 0,22^{0,2329} \cong 0,199$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

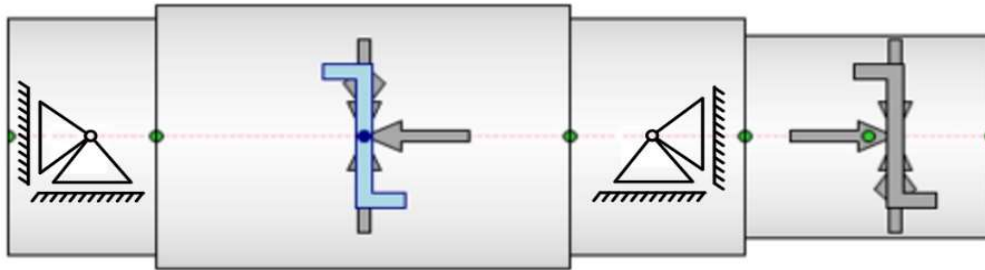
Výpočet základní trvanlivost ložiska L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \left(\frac{42300}{2155,8} \right)^3 \cong 86830 \text{ h}$$

Bylo zvoleno ložisko 6308, které vyhovuje požadavkům.

Předlohový hřídel

Axiální síla může opět zatěžovat obě ložiska dle směru otáčení.



Obr. 65 – Uložení předlohové hřídele

Levé ložisko

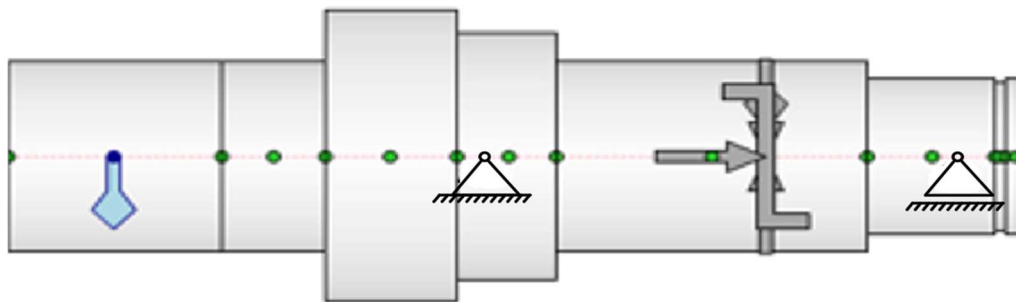
Po výpočtu bylo zvoleno ložisko 6307 se základní životností $L_{10h} = 31400$ h.

Pravé ložisko

Po výpočtu bylo zvoleno ložisko 6307 se základní životností $L_{10h} = 119000$ h

Výstupní hřídel

Pro výstupní hřídel bylo voleno uložení typu axiálně volné a vodící ložisko.



Obr. 66 – Uložení výstupní hřídele

Levé ložisko výstupní hřídele

Po výpočtu bylo zvoleno ložisko 16011 se základní životností $L_{10h} = 48300$ h

Pravé ložisko výstupní hřídele

Po výpočtu bylo zvoleno ložisko 6207 se základní životností $L_{10h} = 43600$ h

Výpočet všech ložisek byl překontrolován softwarem SKF Bearing Select, který nabízí společnost SKF zdarma k použití na svých webových stránkách.

11.8 Výpočty spojovacích částí

Převodové prvky je nutno spojit s přenosovými prvky pomocí spojovacích prvků. Nejvhodnější spojovací prvky byly zjištěny při optimalizaci hřídelí.

Spojení perem mezi vstupním hřídelem h1 a spojkou KTR (pružná ozubcová)

Pero je namáháno na smyk a na otláčení. U per se kontroluje tlak p , působící na funkční plochy boků per, nebo se pro zvolený tlak p_D a přenášený moment M_k vypočte potřebná délka styčné plochy pera [3]. U vstupní hřídele známe vstupní točivý moment i průměr hřídele, na kterém bude vyrobena drážka pro pero. Ze strojnických tabulek lze odečíst hodnota h a b pro tento průměr a následně i délka pera l . Pera jsou vyráběna z oceli 11600, u které se v literatuře [3] uvádí dovolený tlak pro neposuvný náboj z oceli 100 MPa.

Návrh délky pera

Drážka pro pero se v tomto případě nachází na průměru 38 mm. Krouticí moment se na vstupním hřídeli rovná nominálnímu krouticímu momentu elektromotoru, který je 37 Nm. Pro spojení perem platí:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M_{k1}}{d}}{\frac{h}{2} \cdot l_{styčná}} = \frac{4M_{k1}}{h \cdot d \cdot l_{styčná}} = \frac{4M_{k1}}{h \cdot d \cdot (l - b)} \leq p_D$$
$$l \geq \frac{4M_{k1}}{d \cdot h \cdot p_D} + b = \frac{4 \cdot 37000}{38 \cdot 8 \cdot 100} + 10 = 14,86 \text{ mm}$$

S ohledem na rozměry spojky byla zvolena délka pera 25 mm

Kontrola tlaku

$$p_D \geq \frac{4M_{k1}}{h \cdot d \cdot (l - b)} = \frac{4 \cdot 37000}{8 \cdot 38 \cdot (25 - 10)} = 32,5 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

Spojení perem mezi kolem 2 a předlohou hřídelí h2

Návrh délky pera

Délka druhého pera se vypočítá obdobně. Krouticí moment na předlohou hřídeli je 130 Nm. Průměr hřídele, na kterém je vyrobeno spojení, je 35 mm.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M_{k2}}{d}}{\frac{h}{2} \cdot l_{styčná}} = \frac{4M_{k2}}{h \cdot d \cdot l_{styčná}} = \frac{4M_{k2}}{h \cdot d \cdot (l - b)} \leq p_D$$
$$l \geq \frac{4M_{k2}}{d \cdot h \cdot p_D} + b = \frac{4 \cdot 130000}{35 \cdot 8 \cdot 100} + 10 = 28,6 \text{ mm}$$

Pro toto spojení volím délku pera 32 mm.

Kontrola tlaku

$$p_D \geq \frac{4M_{k2}}{h \cdot d \cdot (l - b)} = \frac{4 \cdot 130000}{8 \cdot 35 \cdot (32 - 10)} = 84,5 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

Spojení rovnobokým drážkováním mezi kolem 4 a výstupní hřídelí h3

Kvůli zajištění vhodných rozměrů pro předlohu bylo zvoleno drážkování, které při stejném přenášeném výkonu a krouticím momentu potřebuje mnohem menší funkční délku než spojení perem. Dle literatury [3] se pro neposuvný náboj se středním zatížením uvádí dovolený tlak p_D v rozmezí od 60 do 100 MPa. Pro výpočet byl zvolen tlak $p_D = 60$ MPa.

Určení potřebné délky drážkování 8x42x46 ISO 14 – lehká řada

Pro rovnoboké drážkování platí:

$$p = \frac{8M_k}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot l \cdot z} \leq p_D \rightarrow l \geq \frac{8M_k}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_D \cdot z}$$

Hodnota krouticího momentu na výstupní hřídeli je 515 Nm.

$$l \geq \frac{8M_{k3}}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_D \cdot z} = \frac{8 \cdot 515000}{0,75 \cdot (46^2 - 42^2) \cdot 60 \cdot 8} = 32,5 \text{ mm}$$

Funkční délka drážkování byla zvolena s ohledem na konstrukci 44 mm.

Kontrola tlaku

$$p_D \geq \frac{8M_k}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot l \cdot z} = \frac{8 \cdot 515000}{0,75 \cdot (46^2 - 42^2) \cdot 44 \cdot 8} \cong 44,34 \text{ MPa}$$

Drážkování vyhovuje.

Spojení rovnobokým drážkováním mezi výstupní hřídelí h3 a hnanou částí

Určení potřebné délky drážkování 8x46x50 ISO 14 – lehká řada

Bylo využito obdobného vztahu jako k určení délky prvního drážkování. Dovolенý tlak p_D je opět volen 60 MPa.

$$l \geq \frac{8M_{k3}}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_D \cdot z} = \frac{8 \cdot 515000}{0,75 \cdot (50^2 - 46^2) \cdot 60 \cdot 8} \cong 29,8 \text{ mm}$$

Funkční délka druhého drážkování byla zvolena 42 mm.

Kontrola tlaku

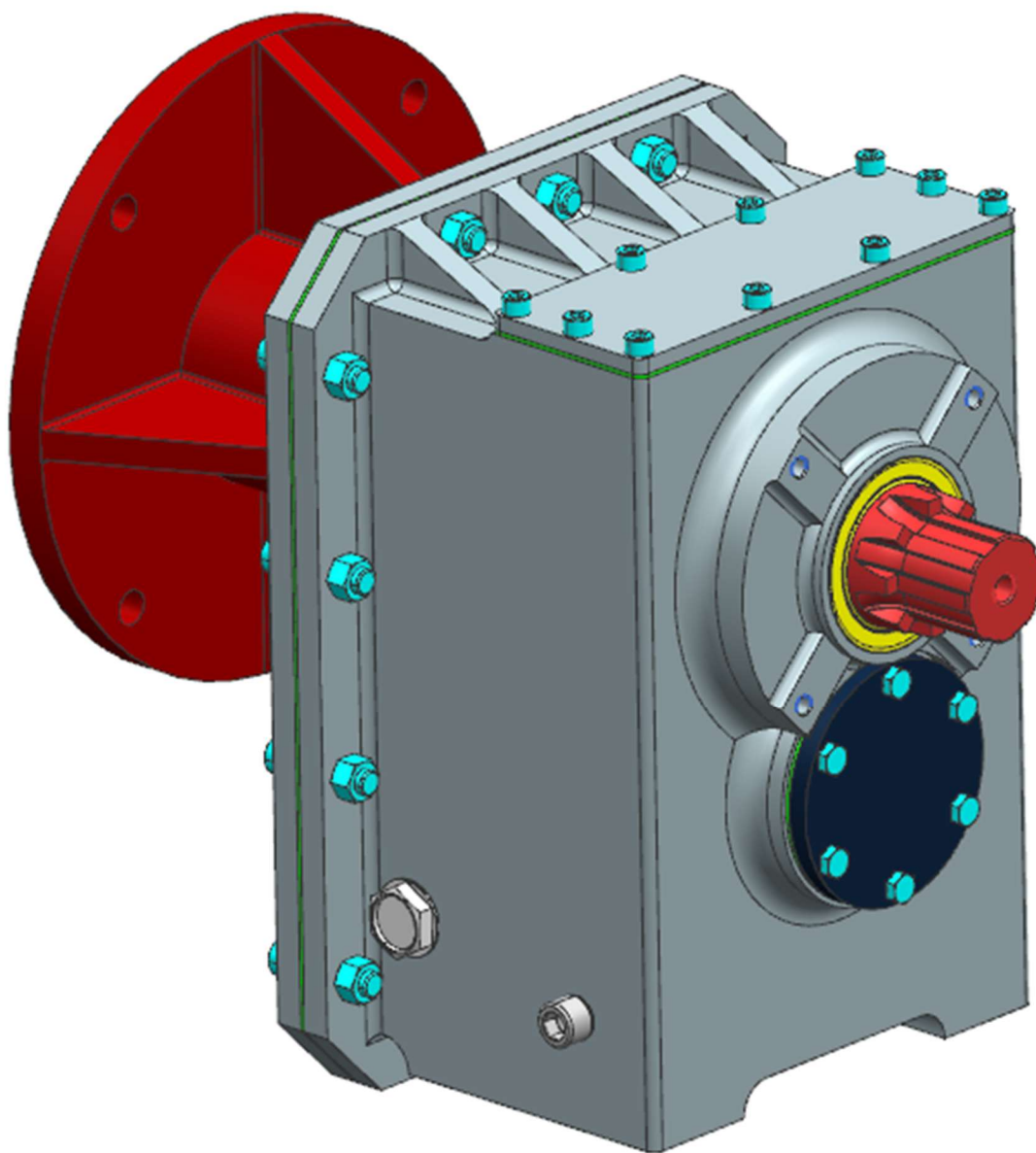
$$p_D \geq \frac{8M_k}{0,75 \cdot (D^2 - d^2) \cdot l \cdot z} = \frac{8 \cdot 515000}{0,75 \cdot (50^2 - 46^2) \cdot 42 \cdot 8} \cong 42,58 \text{ MPa}$$

Druhé drážkování vyhovuje.

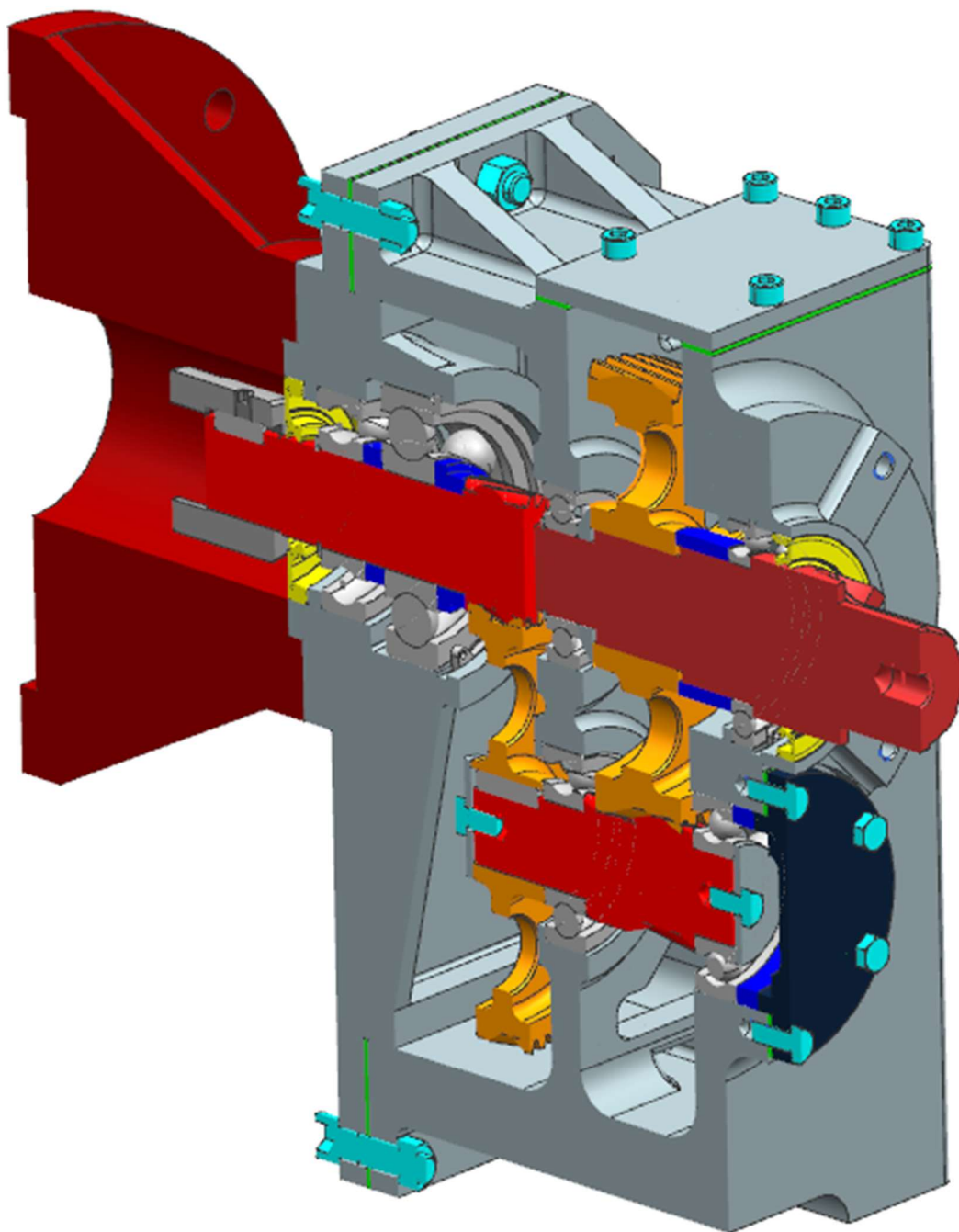
11.9 Návrh skříně

Skříň a celá konstrukce byla navržena podle požadavku, aby skříň tvořil celistvý odlitek s víkem. Aby bylo vše stále smontovatelné, skříň má dvě víka. Prvním (menším) otvorem se vkládá velké ozubené kolo 4, které se naráží při montáži na výstupní hřídel h3. Druhé víko v sobě obsahuje uložení se vstupní hřídelí h1. Víka musí být zatěsněna, aby nedocházelo k úniku oleje. Pro menší víko bylo zvoleno kompresní gumové těsnění a pro velké víko s uložením pastorku kombinace papírového kompresního těsnění pro styčnou plochu víka a skříně, a navíc hřídelový těsnicí kroužek pro zatěsnění rotační plochy vstupní hřídele. I výstup je opatřen hřídelovým těsnícím kroužkem pro zatěsnění vnitřku převodové skříně. Způsob uložení hřídelových těsnících kroužků byl zvolen na základě katalogu firmy Hennlich [9]. Skříň zachycuje reakční síly procházející přes ložiska do základu.

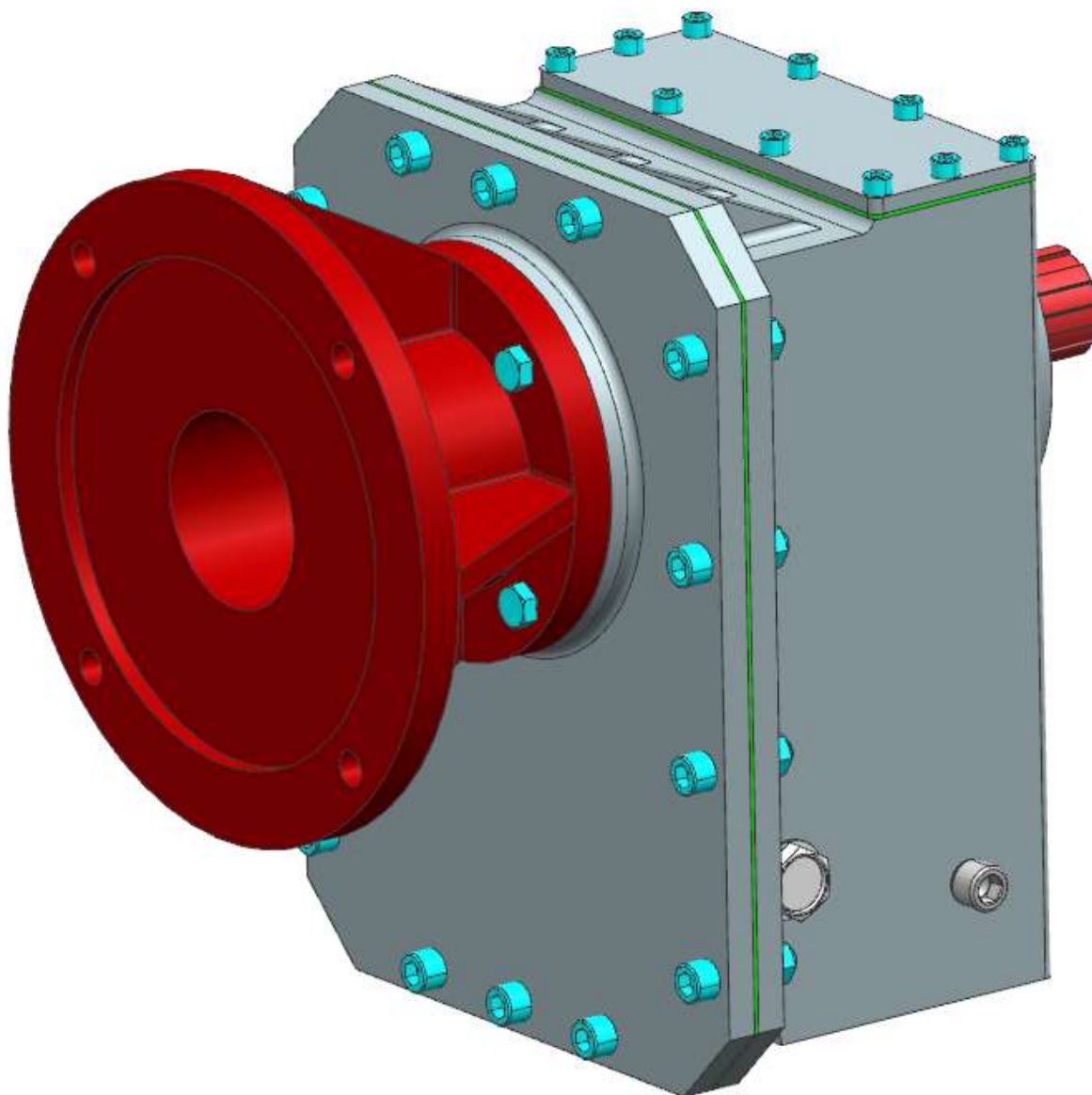
K převodové skříně lze připojit hnací zařízení přímo na pružnou ozubcovou spojku. Hnací hřídel zařízení musí být v poloze vstupu na převodovce, a může mít předepsané úchytky dle výrobce spojky. V této práci byla zvolena pružná ozubcová spojka od výrobce KTR. Další možností je přímo přichytit elektromotor k převodovce pomocí příruby, která zapadá do příruby motoru a přípojně části převodovky. Na výstup z převodovky se dá přimontovat výstupní příruba. Přípojně rozměry výstupu převodovky souhlasí s prodáváním příslušenstvím ostatních společností.



Obr. 67 – Izometrický pohled na převodovku



Obr. 68 – Převodovka v řezu



Obr. 69 – Zadní izometrický pohled na převodovku

12 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vypracování všeobecné rešerše o převodovkách a navrhnutí převodové skříně s čelními válcovými ozubenými koly bez dělicí roviny pro všeobecné použití s patřičnými výpočty. Součástí rešerše je i část o ozubení a ozubených kolech, protože toto téma úzce souvisí s tématem převodových skříní. V praktické části práce byl popsán postup návrhu a výpočty nutné pro zkonstruování převodové skříně. Některé výpočty byly provedeny ručně a některé s pomocí softwaru AutoDesk Inventor 2022. Sestava byla složena a zdokumentována v softwaru Siemens NX. Zkonstruovaná převodová skříň splňuje všechny požadavky zadání – čelní soukolí, přenášený výkon 5,5kW, celistvý odlitek s víkem, možnost připojení příslušenství. S převodovou skříní bez dělicí roviny jsem se před tím nikdy nesetkal, proto její zkonstruování pro mě bylo výzvou.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRÁTKÝ, Jaroslav, KUBEC KRÓNEROVÁ, Eva a HOSNEDL, Stanislav. Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [2] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. 707 s. Technický průvodce; sv. 6. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. Části strojů. Sv. 1. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. 775 s. Technický průvodce; Sv. 6. Česká matice technická; Čís. 349. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] KUBEC, Václav. Části a mechanismy strojů 2 [přednášky]. Plzeň 2021: FST ZČU
- [5] DYNBYL, Vojtěch. Části a mechanismy strojů 1 [přednášky]. Plzeň 2021: FST ZČU
- [6] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [7] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 2, Převodové mechanismy. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. viii, 198 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.
- [8] Katalog valivých ložisek SKF [online]. 2019 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [9] Katalog těsnění Hennlich. [online]. 2018 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://tesneni.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Home/Tesneni/Produktov%C3%A9_li sty/Gufera_mont%C3%A1%C5%BE.pdf
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: páté vydání. Albra - pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [11] Popis plastických maziv [online]. [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Popis-plasticky-maziv>
- [12] Oleje a maziva [online]. 2017 [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: <http://stachura.cz/oleje.htm>
- [13] Labyrintové těsnění [online]. 2014 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/labyrintove-tesneni>
- [15] KRÓNEROVÁ, Eva a Jaroslav KRÁTKÝ. Pohonný systém z hlediska specifikace požadovaných vlastností. Plzeň, 2014.
- [17] MKV – Ozubená kola [online]. 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://mkv.cz/>

- [18] Gear service s.r.o. [online]. 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://gear-service.cz/>
- [19] Wikov s.r.o. [online]. 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.wikov.com/>
- [20] VYBO Electric a.s. [online]. 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://vyboelectric.cz/obchod/trifazovy-elektromotor-5-5kw-1440rpm-1a1132s-4-ie1-230v-400v-380v-690v/>
- [21] Mechanické vlastnosti ocelí. T-PROM s.r.o [online]. 2015 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oce>
- [22] Katalog hřídelových těsnění SKF [online]. 2010 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf
- [23] Čelní převodovka [online]. 2012 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: http://www.opis.cz/prevodovky-bonfiglioli/cpres_cz.html
- [24] Kuželová převodovka [online]. 2019 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://drivelines.co.uk/2019/11/20/what-is-a-bevel-gearbox/>
- [25] Kuželočelní převodovka [online]. 2012 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: http://opis.cz/prevodovky-bonfiglioli/apres_cz.html
- [26] Šneková převodovka [online]. 2012 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: http://opis.cz/prevodovky-bonfiglioli/W-VFpres_cz.html
- [27] Vnější ozubení [online]. 2021 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo?oldformat=true
- [28] Vnitřní ozubení [online]. 2021 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo?oldformat=true
- [29] Předlohový hřídel [online]. 2017 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.capirelli.cz/2258-Predlohovy-hridel-125ccm>
- [30] Ozubená kola [online]. 2015 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/prehled-pouzivanych-ozubenych-prevodu>
- [31] Řetězový převod [online]. 2022 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://pixers.cz/fototapety/retezove-prevody-68237689>
- [32] Řemenový převod [online]. 2022 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/>
- [33] Hřídel [online]. 2020 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1623>
- [34] Provedení kluzných ložisek [online]. 2016 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.midol.cz/kluzna-loziska>

[35] Labyrintové těsnění [online]. 2018 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z:
<https://www.bearingtips.com/what-are-labyrinth-seals-for-bearings/>

[36] Kompresní těsnění [online]. 2021 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z:
<https://www.autozive.cz/jak-poznat-poskozene-tesneni-hlavy-valcu-drive-nez-vam-znici-cely-motor/>

[37] Tekuté těsnění [online]. 2016 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://imdily.cz/plosne-tesneni-25-ml>

[38] PÍČ, Josef a BRENÍK, Přemysl. Obráběcí stroje: základy konstrukce a výpočtů. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1970. 508 s.

[39] Popis plastických maziv [online]. [cit. 2022-05-22]. Dostupné z:
<https://www.oleje.cz/clanek/Popis-plastickyh-maziv>

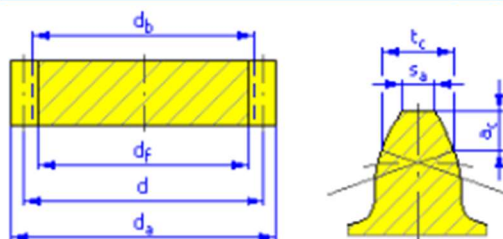
PŘÍLOHA č. 1

Detailní výpočtové protokoly geometrických parametrů kol

Soukolí 12

▣ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	23 ul	82 ul
Jednotkové posunutí	x	0,5265 ul	0,1477 ul
Průměr roztečné kružnice	d	47,623 mm	169,785 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	53,624 mm	174,271 mm
Průměr patní kružnice	d_f	44,729 mm	165,376 mm
Průměr základní kružnice	d_b	44,564 mm	158,880 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	48,190 mm	171,810 mm
Šířka ozubení	b	33,000 mm	29,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,6090 ul	0,1708 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,908 mm	3,357 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	4,046 mm	3,475 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	3,451 mm	2,964 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	2,373 mm	1,704 mm
Rozměr přes zuby	W	22,096 mm	64,732 mm
Rozměr přes zuby	z_w	4,000 ul	11,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	54,115 mm	175,358 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	3,500 mm	3,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0110 mm	0,0130 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0160 mm	0,0280 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0070 mm	0,0085 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0066 mm	0,0080 mm
Náhradní počet zubů	z_v	25,308 ul	90,230 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	50,617 mm	180,460 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	56,618 mm	184,946 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	47,564 mm	169,577 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,3405 ul	-1,5170 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,4606 ul	-4,2577 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,6305 ul	-4,4277 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0262 ul	0,0262 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,5437 ul	0,8079 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	33,4333 deg	23,7226 deg



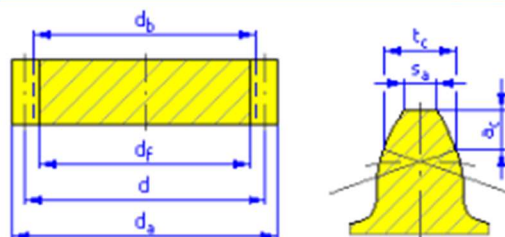
Společné parametry kol 1 a 2

Převodový poměr	i	3,5652 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	3,5652 ul
Modul	m	2,000 mm
Úhel sklonu	β	15,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	110,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	108,704 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,6742 ul
Rozteč zubů	p	6,283 mm
Základní rozteč	p_{tb}	6,087 mm
Provozní úhel záběru	α_w	21,8317 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,6469 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	22,3699 deg
Základní úhel sklonu	β_b	14,0761 deg
Čelní modul	m_t	2,071 mm
Čelní rozteč	p_t	6,505 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,6488 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4543 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,1946 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0110 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0055 mm

Soukolí 34

▣ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu	Komponenta	Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	17 ul	69 ul
Jednotkové posunutí	x	0,4851 ul	0,1195 ul
Průměr roztečné kružnice	d	42,918 mm	174,195 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	50,207 mm	179,657 mm
Průměr patní kružnice	d_f	39,093 mm	168,543 mm
Průměr základní kružnice	d_b	40,283 mm	163,501 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	43,488 mm	176,512 mm
Šířka ozubení	b	56,000 mm	44,000 mm
Šířkový poměr	b_r	1,0252 ul	0,2526 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	4,810 mm	4,144 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	4,857 mm	4,185 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	4,247 mm	3,660 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	2,872 mm	2,065 mm
Rozměr přes zuby	W	19,892 mm	65,422 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	9,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	51,025 mm	181,456 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0130 mm	0,0150 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0170 mm	0,0280 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0075 mm	0,0090 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0070 mm	0,0085 mm
Náhradní počet zubů	z_v	17,466 ul	70,891 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	43,664 mm	177,226 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	50,954 mm	182,688 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	41,031 mm	166,538 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,5487 ul	-1,0581 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,0018 ul	-3,1266 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,1718 ul	-3,2966 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0272 ul	0,0272 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,4721 ul	0,8018 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	36,5574 deg	24,3386 deg



Společné parametry kol 3 a 4

Převodový poměr	i	4,0588 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	4,0588 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	8,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	110,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	108,556 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,6046 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,444 mm
Provozní úhel záběru	α_w	21,9889 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,1808 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	22,1361 deg
Základní úhel sklonu	β_b	7,5147 deg
Čelní modul	m_t	2,525 mm
Čelní rozteč	p_t	7,931 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,2256 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4459 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,7797 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm

PŘÍLOHA č. 2

Detailní výpočetní protokoly hřídelí

Výpočetní protokol výstupní hřídele směr 1

Generátor komponent hřídele (Verze: 2022 (Build 260153000, 153))

17.05.2022

Informace o projektu (Vlastnosti)

Výpočet

Materiál

Materiál		Ocel
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa
Modul pružnosti v tlaku	G	80000 MPa
Hustota	p	7860 kg/m ³

Vlastnosti výpočtu

Zahrnout		
Ano	Hustota	p 7860 kg/m ³
Ano	Součinitel smykového posunutí	β 1,188 ul
	Počet úseků	1000 ul
	Ražim redukovaného napětí	HMH

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení			Axiální zatížení	Kroucí moment	Průhyb				Úhel průhybu	
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost			Směr	Y	X	Velikost		Směr
1	21 mm														-540,000 N m	-2,269 microm	-6,852 microm	7,218 microm	251,68 deg	0,01 deg
2	148,5 mm	-2439,000 N		-2439,000 N												1,652 microm	4,573 microm	4,862 microm	70,14 deg	0,00 deg
3	148,5 mm														540,000 N m	1,652 microm	4,573 microm	4,862 microm	70,14 deg	0,00 deg
4	148,5 mm		-5994,000 N	5994,000 N	270,00 deg											1,652 microm	4,573 microm	4,862 microm	70,14 deg	0,00 deg
5	148,5 mm					75,000 N m		75,000 N m								1,652 microm	4,573 microm	4,862 microm	70,14 deg	0,00 deg
6	148,5 mm												843,000 N			1,652 microm	4,573 microm	4,862 microm	70,14 deg	0,00 deg

Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Poddajnost	Typ	Průhyb				Úhel průhybu	
			Y	X	Velikost	Směr			Axiální zatížení	Y	X	Velikost		Směr
1	Pevná	93,5 mm	-152,034 N	-2430,000 N	2434,751 N	266,42 deg	843,000 N		Vlastní	-0,000 microm	0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg	0,01 deg
2	Volný	186 mm	-2261,297 N	-3564,000 N	4220,848 N	237,61 deg			Vlastní	-0,000 microm	0,000 microm	0,000 microm	152,04 deg	0,01 deg

Výsledky

Délka	L	199,500 mm
Hmotnost	Hmotnost	2,618 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	21,768 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	4,388 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	37,121 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,608 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	67,122 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	9,309 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,12 deg

Výpočetní protokol výstupní hřídele směr 2

Generátor komponent hřídele (Verze: 2022 (Build 260153000, 153))

17.05.2022

Informace o projektu (Vlastnosti)

Výpočet

Materiál

Materiál		Ocel
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa
Modul pružnosti v tlaku	G	80000 MPa
Hustota	p	7860 kg/m ³

Vlastnosti výpočtu

Zahrnout		
Ano	Hustota	p 7860 kg/m ³
Ano	Součinitel smykového posunutí	β 1,188 ul
	Počet úseků	1000 ul
	Ražim redukovaného napětí	HMH

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení			Axiální zatížení	Kroucí moment	Průhyb				Úhel průhybu
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost			Směr	Y	X	Velikost	
1	21 mm													540,000 N m	-3,380 microm	6,852 microm	7,641 microm	116,26 deg	0,01 deg
2	148,5 mm	-2439,000 N		-2439,000 N											2,078 microm	-4,573 microm	5,023 microm	294,43 deg	0,00 deg
3	148,5 mm														2,078 microm	-4,573 microm	5,023 microm	294,43 deg	0,00 deg
4	148,5 mm		5994,000 N	5994,000 N	90,00 deg										2,078 microm	-4,573 microm	5,023 microm	294,43 deg	0,00 deg
5	148,5 mm					-75,000 N m		75,000 N m	180,00 deg						2,078 microm	-4,573 microm	5,023 microm	294,43 deg	0,00 deg
6	148,5 mm												-843,000 N		2,078 microm	-4,573 microm	5,023 microm	294,43 deg	0,00 deg

Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Poddajnost	Typ	Průhyb				Úhel průhybu	
			Y	X	Velikost	Směr			Axiální zatížení	Y	X	Velikost		Směr
1	Pevná	93,5 mm	-1773,655 N	2430,000 N	3008,447 N	126,13 deg	-843,000 N		Vlastní	-0,000 microm	-0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg	0,01 deg
2	Volný	186 mm	-639,675 N	3564,000 N	3620,950 N	100,18 deg			Vlastní	-0,000 microm	-0,000 microm	0,000 microm	192,84 deg	0,01 deg

Výsledky

Délka	L	199,500 mm
Hmotnost	Hmotnost	2,618 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	22,874 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	3,764 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	37,121 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,608 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	68,553 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	9,854 microm
Úhel zkroucení	φ	0,12 deg

PŘÍLOHA č. 3

Výrobní dokumentace