

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Pohon pro řetězový zásobník nástrojů vodorovné vyvrtávačky

Autor: **Martin Dlask**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

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:

.....

Martin Dlask

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Dlask	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav	
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Pohon pro řetězový zásobník nástrojů vodorovné vyvrtávačky		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	143	TEXTOVÁ ČÁST	76	GRAFICKÁ ČÁST	67
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje shrnutí základních poznatků z oblasti výrobních strojů a z oblasti automatické výměny nástrojů výrobních strojů. Dále obsahuje přehled některých konstrukčních prvků převodových mechanismů. V praktické části se zabývá konstrukcí převodového mechanismu pro pohon automatizovaného zásobníku nástrojů horizontálního vyvrtávacího stroje.
KLÍČOVÁ SLOVA	horizontální vyvrtávací stroj, převodový mechanismus, automatická výměna nástrojů

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Dlask	Name Martin	
FIELD OF STUDY	B2301 "Design of Manufacturing Machines and Equipment"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Drive for boring machine automatic tool changer mechanism		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	143	TEXT PART	76	GRAPHICAL PART	67
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor's thesis contains a basic summary of the production machines and automatic tool changers. Some components used for gearbox construction are briefly referred. The practical part is devoted to construction of gear mechanism for automatic tool changer for horizontal boring machine.
KEY WORDS	horizontal boring machine, transmission mechanism, automatic tool changer

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval panu doc. Ing. Krátkému, Ph.D., za poskytnuté konzultace, rady a podporu při vypracování této bakalářské práce.

Martin Dlask

Obsah

1	Úvod, cíle práce.....	9
2	Obráběcí stroje a AVN.....	10
2.1	Výrobní stroje.....	10
2.2	Obráběcí stroje.....	10
2.3	Požadavky na výrobní stroje.....	10
3	Horizontální vyvrtávací stroj.....	12
3.1	Příslušenství.....	14
4	Systémy automatické výměny nástrojů.....	16
4.1	Princip práce řetězového zásobníku.....	17
4.2	Uspořádání řetězových zásobníků.....	18
4.3	Řetězy.....	18
4.4	Uchycení nástroje v držáku.....	21
5	Stavební struktura převodovky.....	24
5.1	Převodové mechanismy.....	24
5.2	Ozubená kola a soukolí.....	24
5.3	Hřídel.....	27
5.4	Uložení.....	29
5.4.1	Valivá ložiska.....	29
5.5	Spojovací prvky.....	31
5.6	Skříň.....	33
5.6.1	Skříň odlévané z litiny.....	33
5.6.2	Skříň odlévané z oceli.....	33
5.6.3	Svařované převodové skříň.....	34
5.7	Mazání.....	34
5.8	Těsnící prvky.....	34
5.8.1	Těsnění rotačních prvků.....	35
5.8.2	Těsnění plošná.....	37
6	Návrh a kontrola pohonného systému.....	38
6.1	Základní parametry.....	38
6.2	Návrh hnacího členu.....	39
6.3	Návrh ozubených soukolí.....	40
6.3.1	Návrh kuželového soukolí s přímými zuby.....	40
6.3.2	Výpočet čelního soukolí s přímými zuby – 1.....	45

6.3.3	Výpočet čelního soukolí s přímými zuby – 2.....	49
6.4	Pevnostní návrh hřídelí.....	53
6.4.1	Návrh a kontrola hnací hřídele.....	53
6.4.2	Návrh a kontrola hnané hřídele 1.....	58
6.4.3	Návrh a kontrola hnané hřídele 2.....	59
6.4.4	Návrh a kontrola výstupní hřídele.....	60
6.5	Návrh ložisek.....	61
6.6	Skříň.....	64
6.7	Odlehčení převodovky.....	64
6.8	Alternativní řešení.....	66
7	Závěr.....	68
	Seznam tabulek.....	69
	Seznam obrázků.....	70
	Seznam použité literatury.....	72
	Seznam příloh.....	74

1 Úvod, cíle práce

Tématem této bakalářské práce je návrh konstrukce převodového mechanismu pro automatický zásobník nástrojů horizontálního vyvrtávacího stroje. První část práce bude věnována rešerši v této oblasti. Rešeršní část popisuje rozdělení výrobních strojů se zaměřením na horizontální vyvrtávací stroj. Dále jsou zde popsány způsoby řešení automatické výměny nástrojů, jednotlivé prvky řetězových zásobníků a základní konstrukční prvky užívané pro konstrukci převodových mechanismů. Následuje samotná návrhová část, ve které je popsán postup při projektu samotného mechanismu a dále konstrukčních prvků převodové skříně.

2 Obráběcí stroje a AVN

2.1 Výrobní stroje

Výrobní stroj je zařízení, pomocí něhož lze materiál nebo polotovary zpracovat do požadovaného tvaru a rozměru při známé jakosti povrchu zpracovávaných ploch mechanickými, fyzikálními a chemickými pochody.

Polotovarem může být odlitek, výkovek, výlisek, výstřížek nebo svařenec. Zpracování na výrobek může probíhat s oddělováním částí materiálu, nebo bez něho. Může probíhat také přidáváním dalšího materiálu nebo polotovaru. Výrobní stroje se dle výrobní technologie rozlišují na následující skupiny:

- tvářecí stroje;
- licí stroje;
- svařecí stroje;
- obráběcí stroje.

2.2 Obráběcí stroje

Hlavní řezný pohyb je relativní pohyb, který se odehrává mezi nástrojem a obrobkem. Podle charakteru hlavního řezného pohybu dělíme obráběcí stroje na:

- stroje s hlavním řezným pohybem rotačním,
- stroje s hlavním řezným pohybem přímočarým.

Stroje, na kterých je hlavní řezný pohyb přímočarý, nám umožňují operace jako hoblování, obrážení či protahování. Mezi obráběcí stroje s hlavním řezným pohybem rotačním řadíme stroje pro soustružení, vrtání, frézování nebo například vyvrtávání. Při soustružení je hlavní pohyb rotační a koná ho obrobek. Vedlejším pohybem je posuv nástroje proti obrobku. Během frézování koná hlavní řezný pohyb rotující nástroj, který je posouván proti statickému obrobku.

Výrobní stroje však zpravidla nebývají určeny pouze pro jednu výrobní operaci, neboť takové využití by mohlo být značně neekonomické. Z tohoto důvodu je při konstrukci výrobního stroje kladen důraz na univerzálnost. Většina výrobních strojů tak umožňuje provádění více operací za použití širokého spektra nástrojů a přípravků.

2.3 Požadavky na výrobní stroje

Užitné vlastnosti stroje charakterizují úroveň jeho technických, ekonomických, estetických i ekologických vlastností. Mezi požadavky na výrobní stroje patří například vysoká spolehlivost, ekonomičnost provozu, ekologičnost provozu ale i jeho estetický vzhled. Z technického hlediska jsou nejdůležitější požadavky na vysokou produktivitu stroje a vysokou kvalitu práce stroje.

Produktivita stroje

Produktivita neboli výkonnost výrobního stroje je množství hodnot vyprodukovaných za jednotku času. Hodnotami může být množství výrobků, objem odebraných třísek či velikost obrobené plochy.

Produktivita stroje závisí na výrobním čase, který je dán:

- časem strojním;
- časem vedlejším.

Strojní čas je čas skutečné práce stroje, tedy čas odebrání třísek z obrobku nebo čas potřebný k polohování nástroje.

Vedlejší čas je čas potřebný k výměně a ustavení obrobku či nástroje, nebo například ke kontrolnímu měření obrobku.

Zkracování výrobních časů

Zkracováním výrobních časů lze pozitivně ovlivnit samotnou produktivitu výrobního stroje. Na strojní časy mají vliv hlavně pracovní otáčky stroje a rychlosti posuvů. Jejich zvyšováním rostou nároky na tuhost stroje, pohony a jeho dynamickou stabilitu. Ke zkrácení vedlejších výrobních časů je třeba lépe optimalizovat mezioperační úkony. To vede k automatizaci výměny nástrojů a zrychlení manipulace s obrobky.

3 Horizontální vyvrtávací stroj

Horizontální vyvrtávačka je stroj často určený k frézování objemných a často nepravidelných obrobků, velkých desek, svařenců nebo skříní. Provedení stroje může být různé a často se přizpůsobuje konkrétním požadavkům zákazníka. Horizontální vyvrtávačky mohou být ve stolovém nebo deskovém provedení. Pro vyšší univerzálnost jsou však stroje často řešeny současně v deskovém i stolovém provedení. Stolová horizontální vyvrtávací centra mají smykadlo s vřetenem a případně i s výsuvnou pinolou. Obrobek se upíná na otočný stůl a je možné jej obrobřit ze všech stran. Desková horizontální vyvrtávací centra se používají k obrábění deskových a skříňových obrobků větší délky. Objemné dílce ale nelze snadno přepínat a manipulovat s nimi. Z tohoto důvodu používají horizontální vyvrtávací centra přídatné úhlové hlavy, jimiž lze dosáhnout změny geometrie osy nástroje. Pomocí přídatných úhlových hlav je tak stroj schopen obrobřit i těžko přístupná místa.

Hlavním řezným pohybem u horizontálních vyvrtávacích strojů je rotace nástroje, vedlejším pohybem je pak pohyb posuvný. Tento posuvný pohyb může konat nástroj i upnutý obrobek. Univerzálnost použití tohoto stroje názorně dokazuje výčet některých operací, které lze na stroji provádět:

- vrtat šroubovým vrtákem, vystružovat;
- vyvrtávat přesné otvory nožem;
- srovnávat čelní plochy;
- řezat závity;
- frézovat čelními frézami;
- soustružit válcové i kuželové plochy vnější i vnitřní;
- soustružit čelní plochy;
- frézovat a vyvrtávat s využitím speciálních zařízení.



Obrázek 1 – Stolová horizontální vyvrtávačka
VARNSDORF WHR 13 Q

Zdroj: [15]



Obrázek 2 – Desková horizontální vyvrtávačka
QVARNSDORF WRD 13

Zdroj: [15]

Základní stavba stroje sestává z lože, stojanu, vřeteníku, vřetene, smykadla a u stolových horizontálních vyvrtávaček také stolu. Rozměrovým parametrem horizontální vyvrtávačky je průměr vřetene.

Pracovní osy stroje:

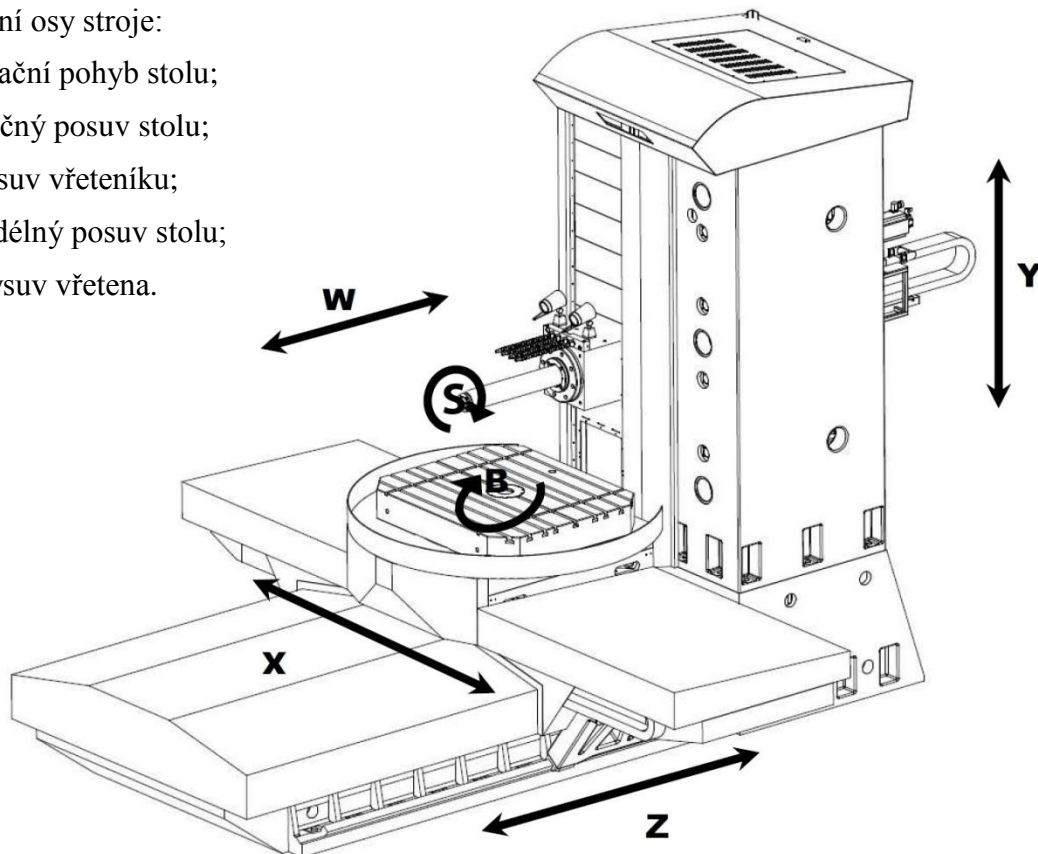
B – rotační pohyb stolu;

X – příčný posuv stolu;

Y – posuv vřeteníku;

Z – podélný posuv stolu;

W – výsuv vřetená.



Obrázek 3 – Lucas Ferlat WFC 10 CNC

Zdroj: [16]

Rám stroje se skládá z pevného lože a stojanu, který může být pevný nebo přestavitelný. Po stojanu se svisle posouvá vřeteník s vodorovně výsuvným smykadlem nebo pinolou. Smykadlo nebo pinola je výsuvná součást hranolovitého tvaru, která podepírá vysunutě vřeteníku a zvyšuje tak jeho tuhost. Ze smykadla se vysouvá vrtací a frézovací vřeteníku. Rozdíl mezi smykadlem a pinolou je pouze ve způsobu provedení výsuvu, u pinoly zůstává výsuvný mechanismus ve vřeteníku, u smykadla se pohybuje spolu s tělesem. Uvnitř vřeteníku je výsuvně uloženo vřeteníku, které může být podepřeno tělesem smykadla nebo pinoly.

Obrobek se upíná na stůl, nebo přímo na upínací desku stroje. Stůl může konat podélný, příčně posuvný i rotační pohyb. Lože horizontální vyvrtávačky je hlavní nosnou částí rámu. Bývá nízké, má vodorovné provedení a dvě dráhy pojezdu stolu. Z důvodu zajištění vysoké tuhosti bývá lože žebrované. Lože se nejčastěji vyrábí jako litinový odlitek, případně může být navrženo jako ocelový svařenec.

Stojan stroje je četně žebrovaný, dutý odlitek, který nese vřeteníku. Jsou na něm umístěny svislé vodící dráhy pro posuv vřeteníku. Vzhledem k vysoké váze vřeteníku je ve stojanu umístěno závaží, které tuto váhu kompenzuje.

3.1 Příslušenství

Horizontální vyvrtávací stroje mají celou řadu příslušenství, o které je lze doplnit, a rozšířit tak technologické možnosti stroje, nebo také výrazně zkrátit výrobní časy.

- **Přídavné hlavy**

Mezi zařízení, která rozšiřují technologické možnosti stroje, se řadí zejména přídavná zařízení frézovací a vyvrtávací. Přídavná zařízení se připojují šrouby, nebo automatickými upevňovači na čelo smýkadla. Mohou být jednoosá, nebo dvouosá, natáčecí. Speciální zařízení pro frézovací operace také umožňují otočný i výkyvný pohyb.



- počet os: 2;
- otáčky: $3\,000\text{ min}^{-1}$;
- výkon: 32 kW;
- moment: 1 000 Nm;
- polohování: $2 \times 0,001^\circ$;
- hmotnost: 600 kg.

Obrázek 4 – Frézovací hlava HUF 50

Zdroj: [15]

Hlava frézovací univerzální souvisle polohovaná slouží jako speciální technologické příslušenství pro stroje TOS VARNSDORF a.s. Frézovací hlavu je možno polohovat v obou osách po $0,001^\circ$.



- počet os: 2;
- otáčky: $4\,000\text{ min}^{-1}$;
- výkon: 37 kW;
- moment: 1 200 Nm;
- polohování: index 1° ;
- hmotnost: 1 100 kg.

Obrázek 5 – Frézovací hlava ortogonální automaticky indexovaná HOI 50

Zdroj: [15]

Hlava se skládá ze tří kompaktně spojených základních částí s možností jejich vzájemného natáčení v osách A a C pro dosažení potřebné obecné polohy pracovního vřetena hlavy. Polohování otočných částí je zajištěno mechanickým náhonem od vřetena stroje a umožňuje polohování $\pm 185^\circ$ v ose C, $\pm 120^\circ$ v ose A.

- **Otočné stoly**



Obrázek 6 – Otočné stoly

Zdroj: [15]

Jako velmi časté příslušenství pro deskové vyvrtávačky se dodávají speciální otočné stoly. Ty slouží k upnutí a polohování obrobku. Jejich rozměrovým parametrem je únosnost a rozměr upínací desky. Tyto stoly se umísťují na vlastní základ, který je kolmý na základ samotného stroje. Stůl se skládá z lože, posuvných saní a otočné desky.

- **Další příslušenství**

Dalším příslušenstvím může být například upínací úhelník nebo lící deska.



Obrázek 7 – Upínací úhelník

Zdroj: [16]



Obrázek 8 – Lící deska

Zdroj: [16]

Mezi důležitá příslušenství horizontek paří také systémy pro automatickou výměnu nástrojů.

4 Systémy automatické výměny nástrojů

Automatické výměny příslušenství i nástrojů, integrované odměřování pohybů stroje a počítačové řízení chodu a práce stroje naplňují znaky bezobslužných velmi moderních pracovišť.

Ke skladování všech přídatných zařízení na pracovišti stroje slouží specializované úložiště, odtud jsou nástroje nabírány a upínány do stroje. Tato výměna nástrojů způsobuje prodlevy ve výrobních časech stroje. Aby došlo ke zkrácení těchto časů, je nutno tento proces automatizovat.

Samočinná výměna nástrojů na horizontkách je tak dnes řešena většinou automatickým skladovacím zásobníkem nástrojů, nebo podávacím robotem.



Obrázek 9 – Robotický podavač

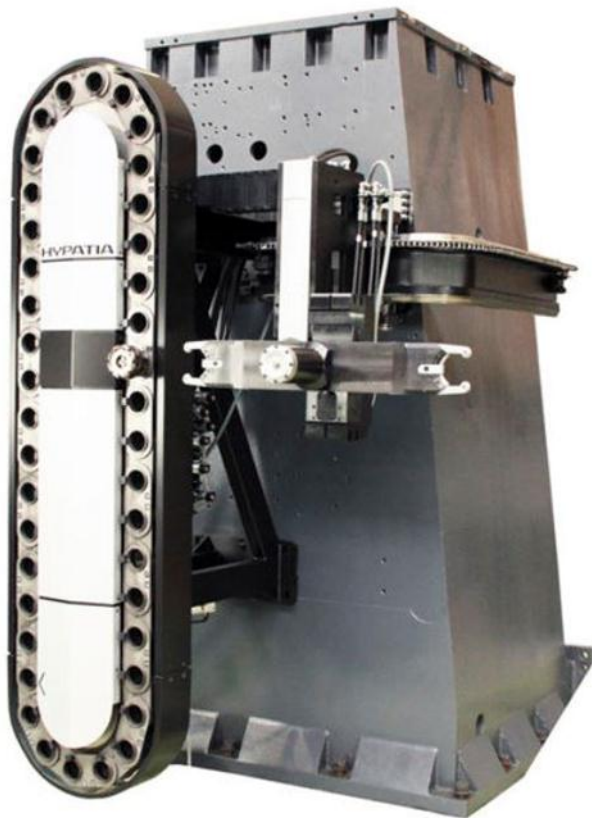
Zdroj: [17]

Výhody robotického podavače:

- větší variabilita zásobníku – možnost doplnit informace;
- může obsluhovat více strojů;
- pracuje i při částečně obsazeném zásobníku.

Nevýhody:

- vyšší pořizovací náklady;
- vyžaduje větší prostor.



Výhody řetězového zásobníku:

- nižší pořizovací cena;
- menší prostorová zástavba.

Nevýhody řetězového zásobníku:

- neměnná kapacita nástrojů;
- zásobník musí být plně obsazen, aby nedocházelo k nevyváženosti řetězu;
- zásobník obslouží pouze jeden stroj.

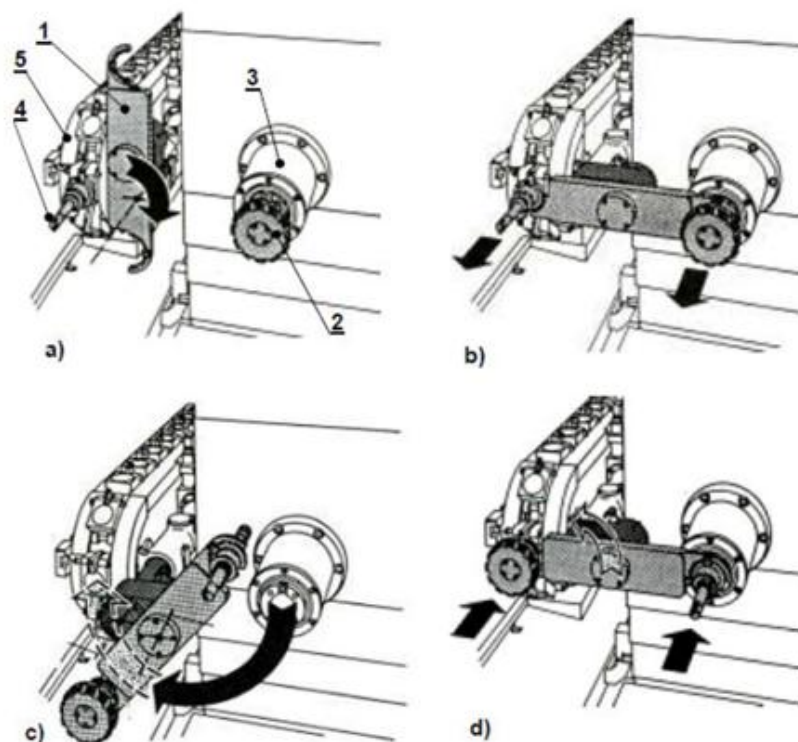
Obrázek 10 – Řetězový zásobník

Zdroj: [16]

V porovnání rychlosti výměny nástroje dokáží oba systémy dosahovat podobných časů.

4.1 Princip práce řetězového zásobníku

Skladovací zásobník bývá umístěn ze zadní stěny stojanu vyvrtávačky. Mezi skladovacím zásobníkem nástrojů a upínačem ve vřetení stroje se pohybuje po svém vedení vozík s otočným chapačem, dopravující potřebný nástroj. Otočný chapač provede naprogramovanou výměnu a nepotřebný nástroj dopraví zpět do zásobníku. V zásobníku jsou nástroje ukládány se svými kódy, podle kterých jsou poté vybírány.



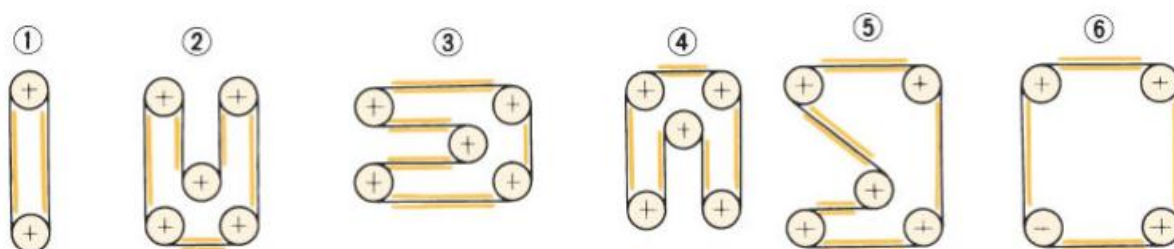
Obrázek 11 – Výměna nástroje pomocí automatického zásobníku

Zdroj: [13]

Řetězový zásobník se obvykle skládá z rámu, řetězu, několika řetězových kol, pohonu a systému pro napínání řetězu.

4.2 Uspořádání řetězových zásobníků

Řetězový zásobník lze tvarově uspořádat několika způsoby. Základní uspořádání zásobníku je vedení řetězu mezi jedním hnacím a jedním hnaným kolem. Přidáním více řetězových kol lze řetěz vést tak, aby byl prostor lépe využit a zásobník pojmul více nástrojů.



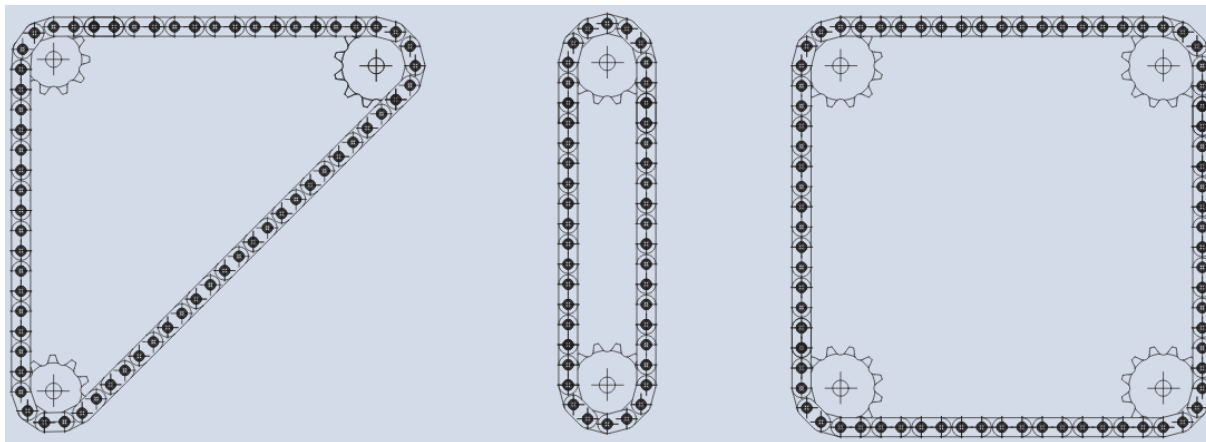
Obrázek 12 – Způsoby uspořádání řetězových zásobníků

Zdroj: [12]

4.3 Řetězy

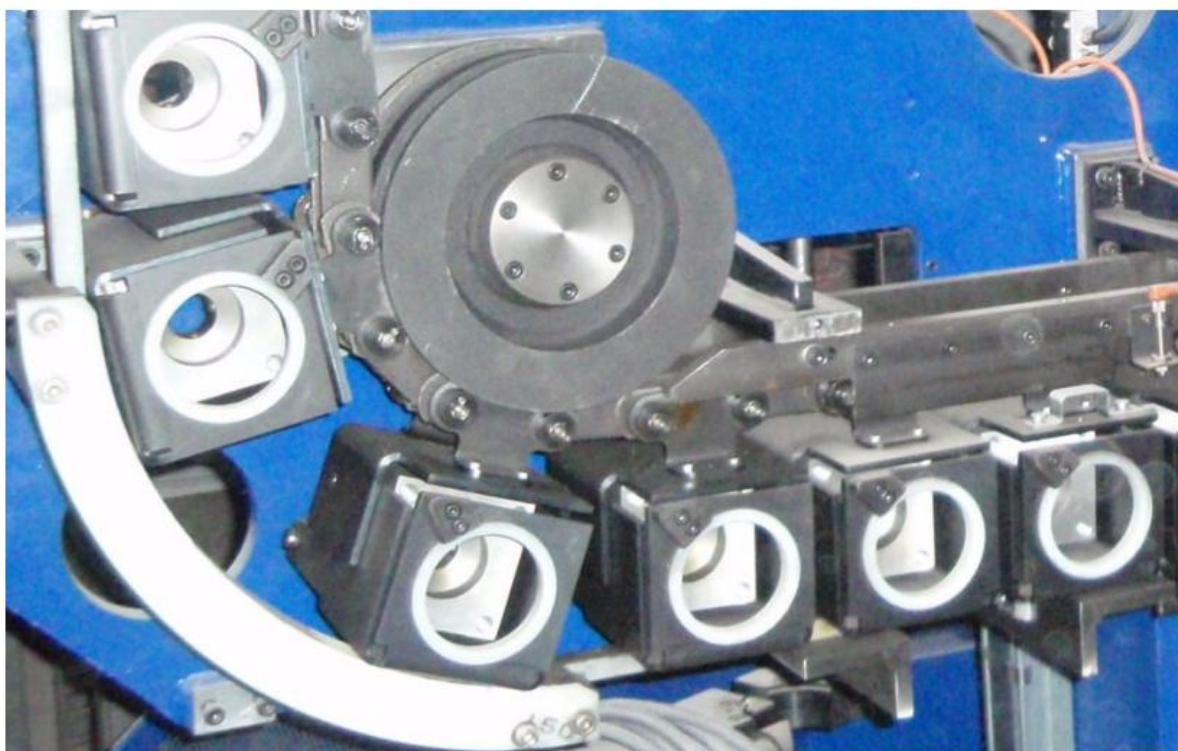
O zajištění nástroje v zásobníku se stará držák nástroje. Držák nástroje lze na řetězu realizovat dvěma způsoby. Nástroj může být v držáku nástroje na vnější straně řetězu, nebo může být uchycen v lůžku v dutém čepu řetězu.

Způsob uchycení držáku nástroje na vnější straně řetězu umožňuje použití řetězů s plnými čepy. Řetěz lze však vzhledem k uchycení držáku nástroje na vnější straně ohýbat pouze jedním směrem, a to značně snižuje možnosti využití prostoru. Je tedy vhodný spíše pro zásobníky s menší kapacitou.



Obrázek 13 – Uspořádání zásobníku při uchycení nástrojů na vnější straně řetězu

Zdroj: [1]



Obrázek 14 – Uchycení držáku nástroje na vnější straně řetězu

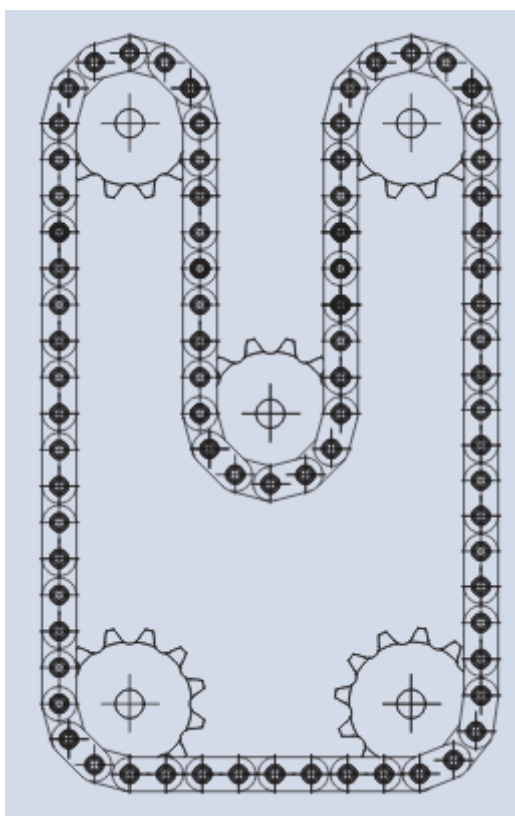
Zdroj: [14]

Aby bylo možno řetěz zásobníku ohýbat do obou směrů, existují speciální HG řetězy. Ty mají duté čepy, a držák nástroje je tak umístěn přímo v řetězu. Rozměry HR řetězu nejsou normalizovány. Rozměry řetězu se volí na základě rozměrů lůžka pro uchycení nástroje a dalších konstrukčních rozměrů. Výroba těchto řetězů přináší vyšší náklady na pořízení. Tyto řetězy však lze ohýbat oběma směry, čímž lze efektivněji využít prostor zásobníku. Například vedením řetězu do tvaru meandru. Jsou tedy vhodné zejména pro velkoobjemové zásobníky a všude tam, kde je vyžadován menší zastavěný prostor.



Obrázek 15 – Řetěz typu HG s dutými pouzdry

Zdroj: [12]



Obrázek 16 – Uspořádání zásobníku při uchycení nástrojů v dutých pouzdrech řetězu

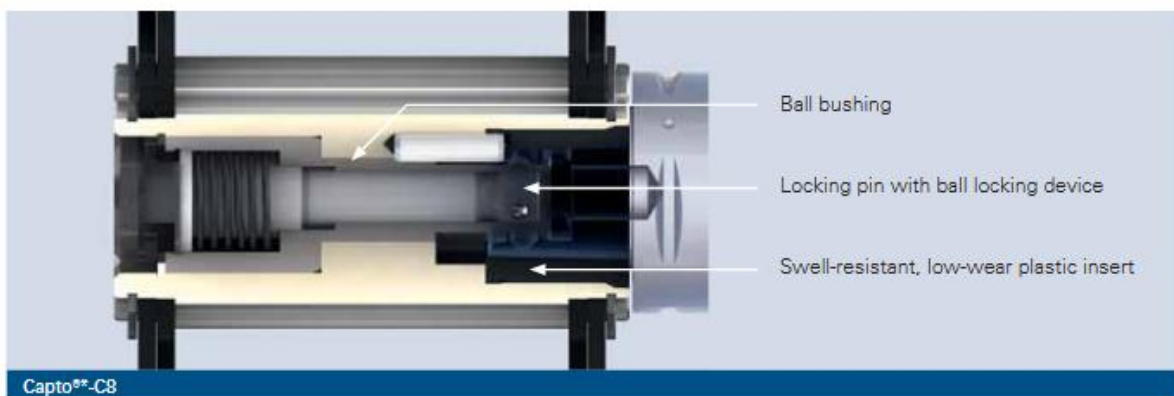
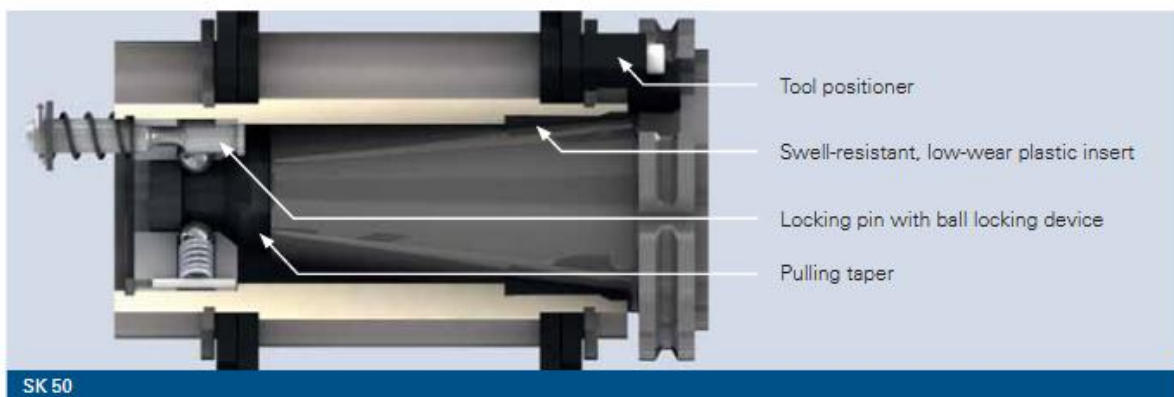
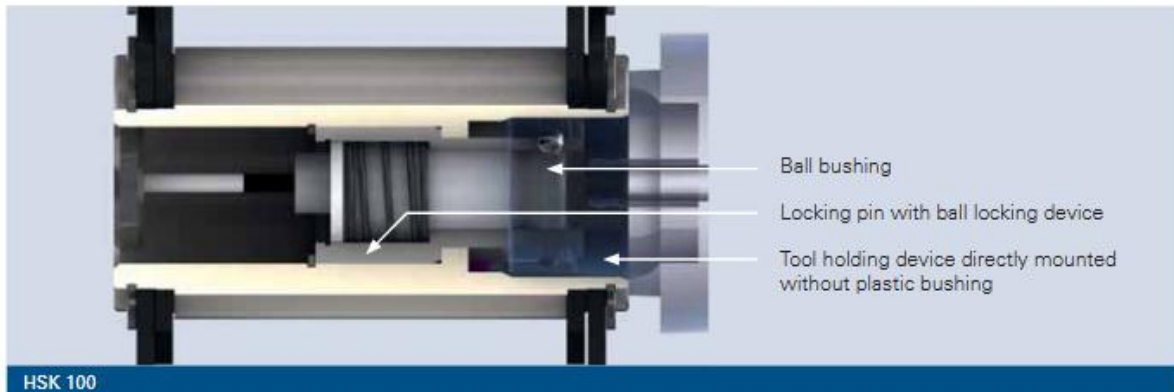
Zdroj: [1]

4.4 Uchycení nástroje v držáku

V držáku je uchycena stopka nástroje. Aby se předešlo samovolnému pohybu nástroje během umístění v zásobníku, musí být zajištěn pojistným mechanismem.

Příklady uchycení nástroje:

Examples



* registered trademark of Sandvik Coromant

Obrázek 17 – Uchycení nástroje v držáku

Zdroj: [1]

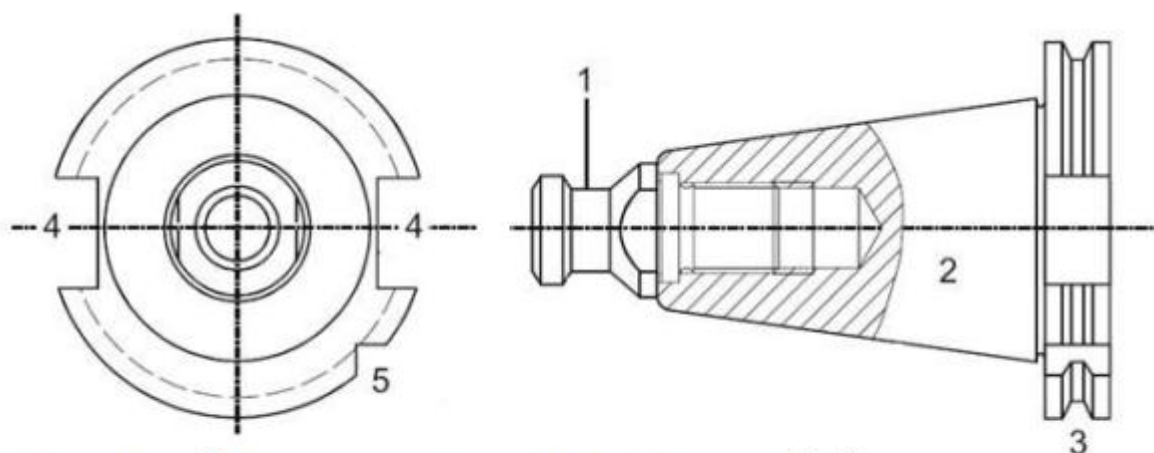
Stopky nástrojů obráběcích strojů nejsou zcela sjednoceny, ale existuje několik nejrozšířenějších typů. Jeden ze systémů využívá například normalizovaného tvaru stopky ISO kužele.



Obrázek 18 – Držák SK/ISO

Zdroj: [10]

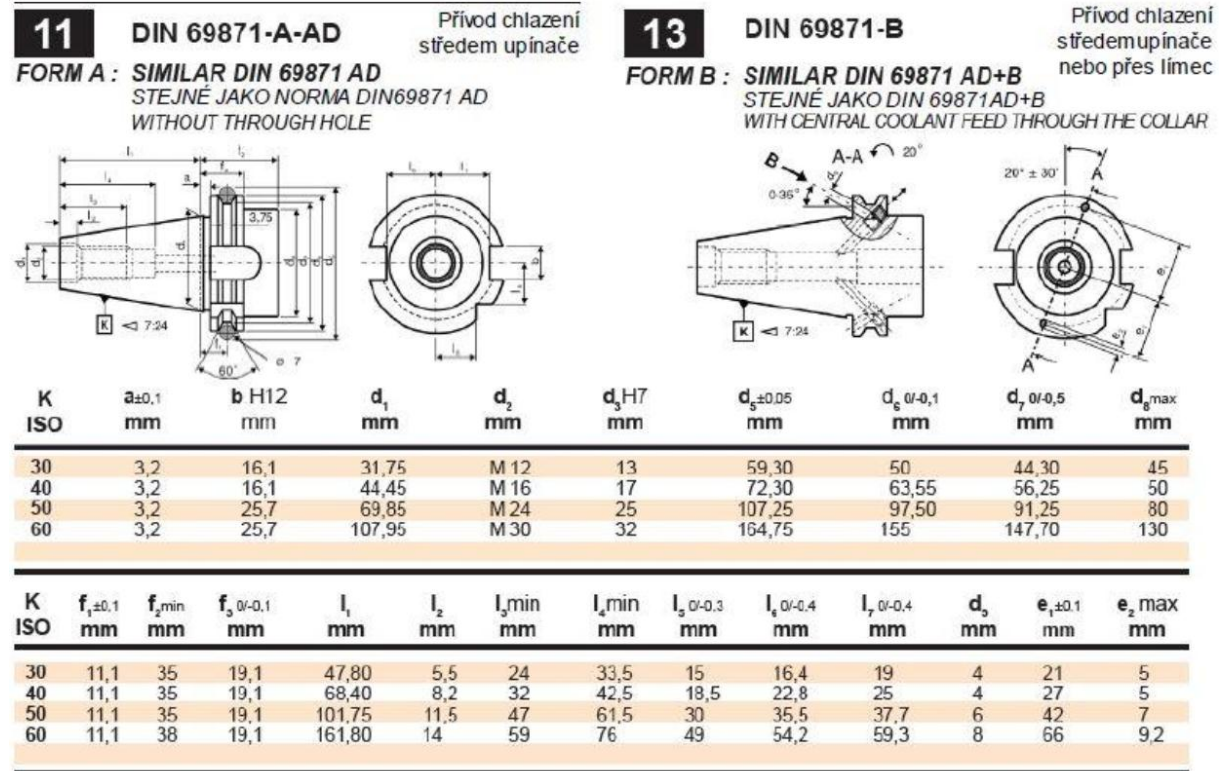
Popis ISO kužele DIN 69871 tvar A:



- 1) *přitahovací čep* 2) *kužel* 3) *trapezová drážka*
4) *unášecí drážka* 5) *drážka pro orientaci*

Obrázek 19 – Popis ISO kužele

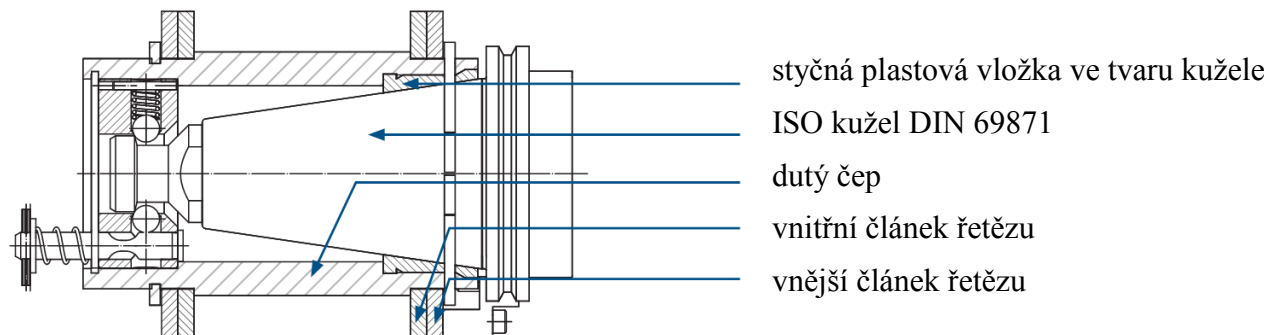
Zdroj: [11]



Obrázek 20 – Rozměrové parametry SK/ISO

Zdroj: [10]

Mechanismus zajištění nástroje v držáku:



Obrázek 21 – Mechanismus zajištění nástroje

5 Stavební struktura převodovky

5.1 Převodové mechanismy

Převodové mechanismy umožňují úpravu vstupních parametrů hnacích členů. Lze provést změnu otáček a krouticích momentů, anebo změnu rychlostí a sil. Změnu vstupních parametrů hnacího členu lze zajistit způsoby uvedenými v tabulce.

Tabulka 1 – Technické principy pro regulaci parametrů hnacího členu

Stupňová změna		
Mechanicky		Elektricky
Ozubeným převodem	Řemenovým převodem	Přepólování motoru
Plynulá změna		
Mechanicky	Elektricky	Hydraulicky
Variátory otáček	Frekvenční měniče	Změna odporu tlakového média

Tab. 3.4 : Technické principy pro regulaci parametrů hnacího členu

Zdroj: [9]

Mechanické převody pro stupňovitou změnu vytvářejí kinematickou a silovou vazbu mezi hnacím a hnaným členem. Pohyb lze přenášet vazbou přímou (třecí kola, ozubená kola), nebo vazbou nepřímou – s mezičlenem (lano, řemen, řetěz).

5.2 Ozubená kola a soukolí

Záběr ozubených kol umožňuje přenos krouticího momentu mezi hřídeli při možnosti určení stálého převodového poměru. Převodový poměr určuje poměr otáček hnací vůči hnané hřídeli. Lze jej definovat jako poměr počtu zubů hnaného kola k počtu zubů hnacího kola.

Pro záběr dvou ozubených kol tedy platí:

$$i_i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Pro vícenásobný převod je celkový převodový poměr součinem dílčích poměrů, platí tedy:

$$i_{\text{CELK}} = i_{1,2} \cdot i_{3,4}$$

Účinnost převodu je pro čelní ozubená kola 0,98 a pro kuželová ozubená kola 0,96. Celková účinnost převodovky je poté dána součinem dílčích účinností jednotlivých převodů.

Mezi základní parametry ozubených kol patří počty zubů, modul, úhel sklonu zubu, šířka zubu a hodnota posunutí základního profilu.

Modul je poměr průměru roztečné kružnice a počtu zubů. Je to základní velikostní parametr ozubení.

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

Převody ozubenými koly lze rozdělit dle polohy os rotace:

rovnoběžné:

- čelní valivá soukolí s vnějším ozubením:
 - přímým;
 - šikmým;
 - šípovým;
- čelní valivá soukolí s vnitřním ozubením:
 - přímým;
 - šikmým.

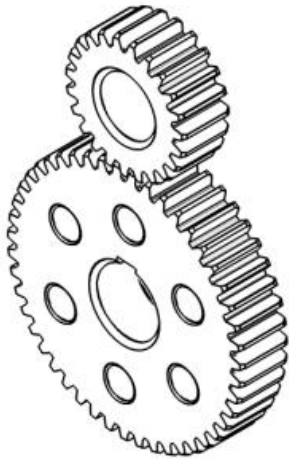
různoběžné:

- kuželová soukolí s ozubením:
 - přímým;
 - šikmým;
 - zakřiveným.

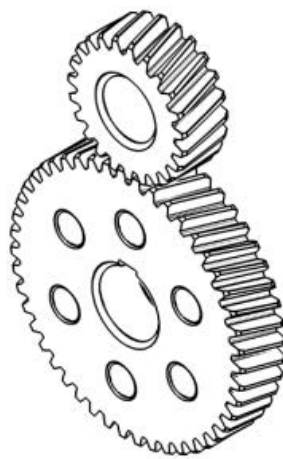
mimoběžné:

- šroubové soukolí válcové;
- šnekový převod.

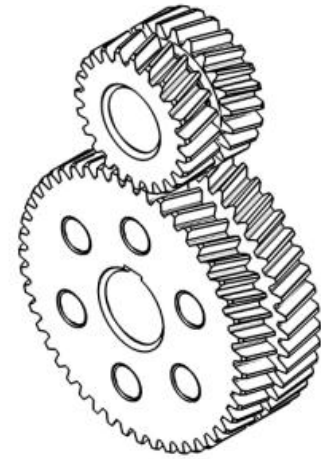
Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro rovnoběžné osy



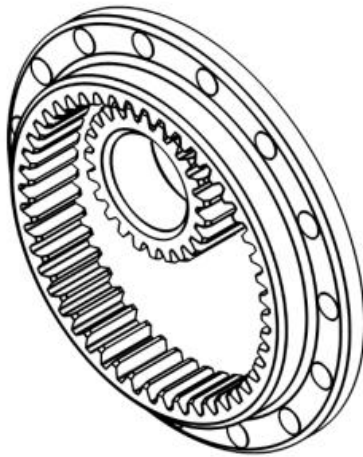
Obr. 5-15 Čelní vnější soukolí s přímým ozubením



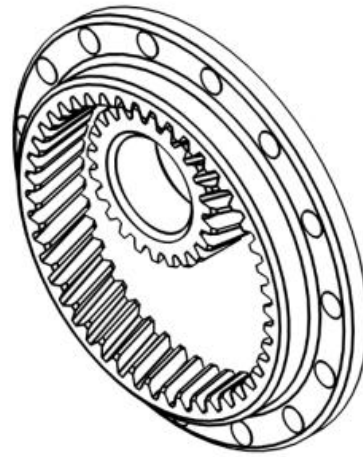
Obr. 5-16 Čelní vnější soukolí se šikmým ozubením



Obr. 5-17 Čelní vnější soukolí se šípovým ozubením



Obr. 5-18 Čelní vnitřní soukolí s přímým ozubením

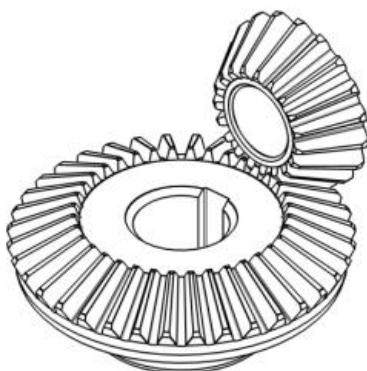


Obr. 5-19 Čelní vnitřní soukolí se šikmým ozubením

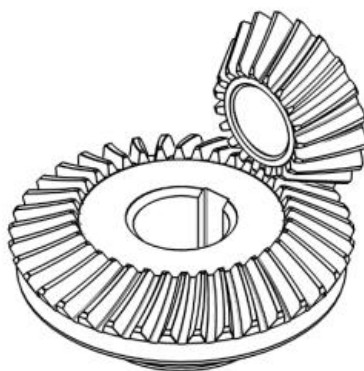
Obrázek 22 – Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro rovnoběžné osy

Zdroj: [8]

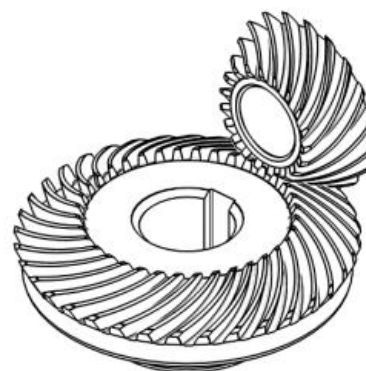
Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro různoběžné osy



Obr. 5-22 Kuželové soukolí s přímými zuby

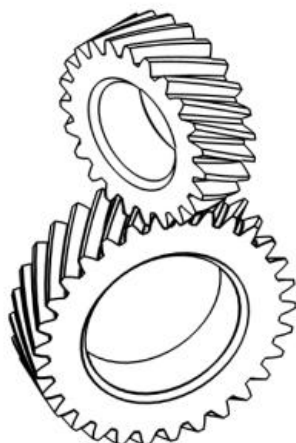


Obr. 5-23 Kuželové soukolí se šikmými zuby

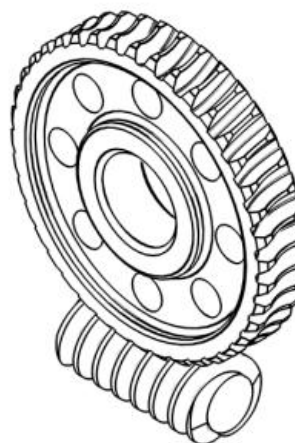


Obr. 5-24 Kuželové soukolí se zakřivenými zuby

Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro mimoběžné osy



Obr. 5-25 Šroubové soukolí válcové



Obr. 5-26 Šroubové soukolí šnekové

Obrázek 23 – Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro různoběžné osy
Zdroj: [8]

5.3 Hřídel

Hřídel je rotační součást, která je v převodovce nosným prvkem, a jsou na ní umístěna ozubená kola. Umožňuje přesné otáčení kol kolem osy rotace díky uložení v ložiskách. Zajišťuje axiální i radiální polohu ozubených kol a přenáší krouticí momenty. Aby byla hřídel schopna přenášet požadované zatížení, provádí se návrhový výpočet. Jelikož je hřídel v převodových mechanismech často namáhána kombinací krutu i ohybu, je třeba zvolit některou z metod pro výpočet redukovaného napětí. Redukované napětí se počítá na základě hypotéz jako HMH, Guest nebo Rankin. Po stanovení působícího napětí lze vyjádřit potřebný průměr hřídele na základě podmínky pro dovolené napětí.

Výpočet redukovaného napětí podle teorie HMMH:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_0}{W_0}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{0A}}{W_0}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k}{2 \cdot W_0}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_{0A}^2}{W_0^2} + 3 \cdot \frac{M_k^2}{4 \cdot W_0^2}} =$$

$$\frac{\sqrt{M_{01}^2 + 0,75 \cdot M_k^2}}{W_0} = \frac{M_{\text{ored}}}{W_0}$$

$$M_{\text{ored}} = \sqrt{M_{01}^2 + 0,75 \cdot M_k^2}$$

Z podmínky pro dovolené napětí následně dostaneme minimální průměr hřídele:

$$\sigma_{D0} \geq \frac{M_{\text{ored}}}{W_0} = \frac{M_{\text{ored}}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{\text{ored}}}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d_1$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ored}}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}}$$

Výpočet minimálního průměru z podmínky dovoleného napětí v krutu:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

Důležitým faktorem, se kterým je třeba při návrhu hřídele do převodové skříně počítat, je požadovaná tuhost. Úhel zkroucení vlivem působícího zatížení v krutu a průhyb hřídele v místě převodových prvků má negativní vliv na správný záběr zubů. Je tedy třeba zkroucení a průhybu předejít, a to zvýšením tuhosti hřídele volbou vhodného materiálu nebo změnou rozměrů.

Únavu materiálu hřídele vyloučíme výpočtem součinitele bezpečnosti. Součinitel bezpečnosti zohledňuje dynamické namáhání součásti v kritických místech. Kritickými místy, která je třeba výpočtem kontrolovat, mohou být vruby, drážky či závity. Pro zvýšení vrubové houževnatosti se provádí vhodné konstrukční úpravy.

Celkový součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{k_0 \cdot k_k}{\sqrt{k_0^2 + k_k^2}}$$

Dílčí koeficienty bezpečnosti:

Součinitel bezpečnosti v ohybu

$$k_0 = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{0A}}$$

Součinitel bezpečnosti v krutu

$$k_k = \frac{0,6 \cdot R_e}{\tau_{\text{max}}}$$

Vztahy pro určení dílčích bezpečnostních koeficientů:

- ohybové napětí v kritickém místě

$$\sigma_{OA} = \frac{M_{OA}}{W_O}$$

- mez únavy

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m$$

- mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_c^* = \frac{v \cdot \eta}{\beta} \cdot \sigma_c$$

- smykové napětí v kritickém místě

$$\tau = \frac{M_k}{W_k}$$
$$\tau_{\max} = \tau \cdot \alpha$$

- tvarový součinitel α se určuje dle diagramu, kde

- vrubový součinitel

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1)$$

- součinitel velikosti

$$v = v_t \cdot v_q$$

5.4 Uložení

K uložení hřídelí převodového mechanismu slouží ložiska. Musejí zaručit přesný otáčivý pohyb, aby byl zajištěn plynulý záběr ozubených kol a nedocházelo k jejich nadměrnému opotřebením. Základním požadavkem na uložení je přesnost chodu, která zajišťuje, aby nedocházelo k významné axiální nebo radiální házivosti.

Základní rozdělení ložisek je podle typu tření:

- kluzná;
- hydrostatická;
- hydrodynamická s pevnými pouzdry;
- hydrodynamická s naklápěcími pouzdry;
- valivá.

Pro účely uložení hřídelí spolu zabírajících ozubených kol převodových mechanismů se často volí ložiska valivá.

5.4.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska obsahují valivý element – kuličku, váleček, kužel, jehlu nebo soudek. Tento valivý člen je umístěn po obvodu mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. Dochází tak k působení valivého tření, což je z hlediska třecích ztrát výhodnější. Pro zajištění přesné polohy valivých těles mohou některá ložiska obsahovat vnitřní klec. Výhodou valivých ložisek jsou malé pasivní odpory, vysoká tuhost, vysoké otáčky a možnost vymezovat vůle.

Podle vnitřního uspořádání a sil, kterými lze valivé ložisko namáhat, můžeme ložiska dělit na několik základních typů.

1 – Kuličková ložiska
radiální



2 – Kuličková ložiska
s kosoúhlým stykem



3 - Kuličková ložiska
naklápěcí



4 – Válečková ložiska
radiální



5 – Jehlová ložiska
radiální



6 – Kuželíková ložiska



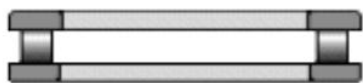
7 – Soudečková ložiska



8 – Toroidní ložiska



9 – Kuličková ložiska axiální



10 – Válečková ložiska axiální



11 – Jehlová ložiska axiální



12 – Kuželíková ložiska axiální

Obrázek 24 – Válivá ložiska

Zdroj: [8]

Dle způsobu zatížení je tedy třeba zvolit správný typ ložiska. K tomu je nutná znalost velikosti působících radiálních i axiálních sil. U zvoleného ložiska se dále počítá bezpečnost při statickém zatížení s_0 , bezpečnost oteplení s_n a životnost. Životnost ložiska udává, po jakou dobu bude ložisko schopno snášet působící zatížení, než dojde k jeho opotřebením či poškození.

Základní trvanlivost ložiska podle ISO 281 je

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Pokud jsou otáčky konstantní, je často vhodnější vypočítat trvanlivost v provozních hodinách podle vztahu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

kde:

L_{10} - základní trvanlivost (při spolehlivosti 90 %) [miliony otáček];

L_{10h} - základní trvanlivost (při spolehlivosti 90 %) [provozní hodiny];

C - základní dynamická únosnost [kN];

P - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN];

n - otáčky (rychlost otáčení) [1/min];

p - exponent rovnice trvanlivosti:

= 3 pro kuličková ložiska;

= 10/3 pro ložiska s čárovým stykem.

Bezpečnost ložisek při statickém zatížení

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{max}} = (0,5 \div 4) - \text{podle způsobu zatížení v provozu}$$

Bezpečnost oteplení

$$s_n = \frac{n_{dov}}{n_{max}} \geq 1$$

5.5 Spojovací prvky

Spojovací prvky musí zajišťovat spojení mezi ozubeným kolem a hřídelí a dále také přenos zatížení z hřídele na ložiska a skříň převodovky.

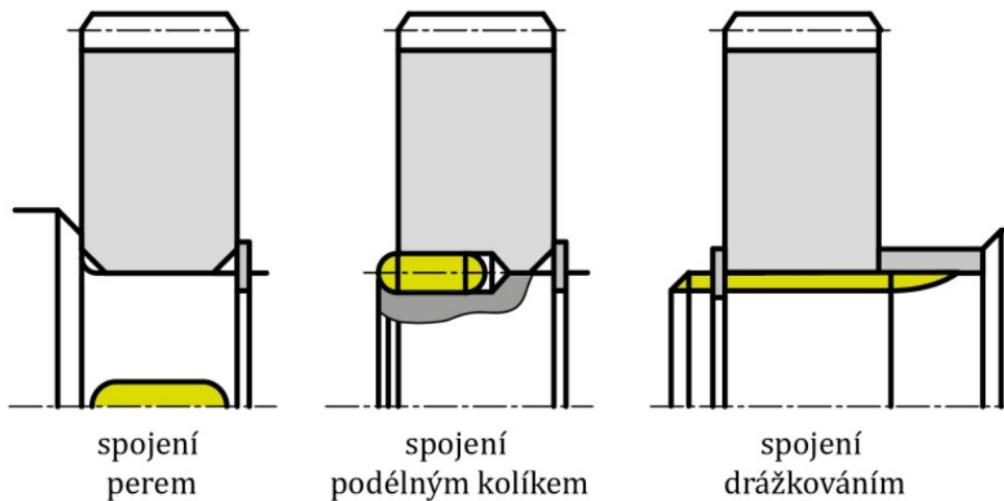
Spojení lze dle různých hledisek dělit:

- rozebíratelná a nerozebíratelná;
- jednoduchá a složená;
- spojení s vůlí a bez vůle;
- spojení s využitím tření;
- s podstatným silovým účinkem a bez podstatného silového účinku;
- předepjaté spoje a spoje bez předpětí;

- spojení přestavitelná a spojení se stálou polohou;
- spojení pohyblivá a nepohyblivá.

Spojovací prvky pro přenos zatížení točivým momentem jsou:

- pera;
- podélné kolíky;
- drážkování.

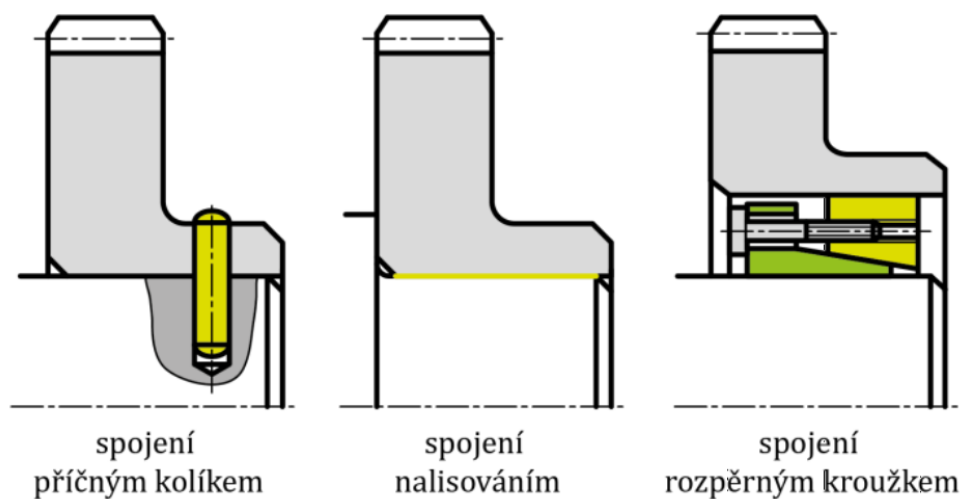


Obrázek 25 – Spojovací prvky pro přenos zatížení točivým momentem

Zdroj: [8]

Prvky přenášející točivý moment a sílu:

- příčné kolíky;
- nalisování;
- rozpěrné kroužky.

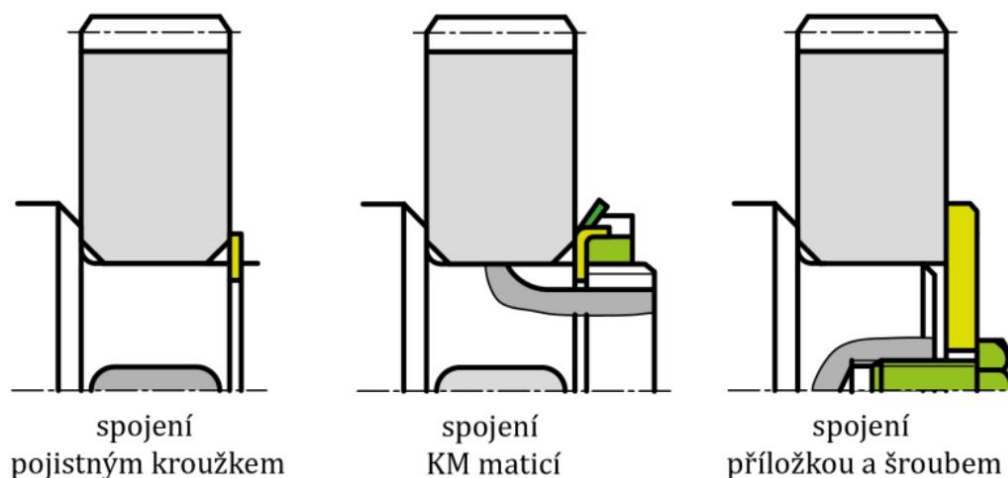


Obrázek 26 – Prvky přenášející točivý moment a sílu

Zdroj: [8]

Pro přenos samotné axiální síly slouží:

- pojistné kroužky;
- hřídelové matice;
- šrouby.



Obrázek 27 – Přenos samotné axiální síly

Zdroj: [8]

5.6 Skříň

Skříň tvoří hlavní část rámu převodovky. Funkcí skříně je přenášet zatížení, které vzniká v ozubených kolech přes ložiska a přes přenosové a spojovací prvky do základu přes kotevní systém. Je vyžadováno, aby skříň zajišťovala přesnou polohu rotačních i nerotačních částí převodového mechanismu. Skříň tedy musí být navrhována tak, aby byla zaručena její dostatečná tuhost a nedocházelo k jejímu borcení či kroucení. Skříň je často také z části vyplněna mazivem, a musí tak být zajištěna její těsnost. S tím je spojena i chladicí schopnost skříně. V případech, kdy vzniká v převodovém mechanismu přílišné teplo lze zlepšit odvod tepla optimalizací tvaru skříně, nejčastěji přidáním žeber.

Výrobu skříně lze realizovat odléváním, nebo svařováním. Správná volba technologie výroby závisí na souhrnu požadovaných vlastností skříně, jako je její hmotnost, obrobitelnost, tlumicí schopnost a tuhost. Závisí také na naplánovaném počtu vyráběných kusů, kde je třeba vzít v úvahu nutnost výroby modelu a formy pro odlévané skříně.

5.6.1 Skříně odlévané z litiny

Nejčastěji se k odlévání skříní používá šedá litina. Je vhodná pro svoje dobré slévárenské vlastnosti, dobrou obrobitelnost, třecí a tlumicí vlastnosti a menší měrnou hmotnost. Mez pevnosti šedé litiny se pohybuje mezi 150 až 350 Mpa. Další vhodné materiály jsou temperovaná litina nebo litina tvárná. Skříně vyrobené z litiny se také následně tepelně zpracovávají, a to žíháním ke snížení pnutí, žíháním ke zmenšení tvrdosti a normalizačním žíháním.

5.6.2 Skříně odlévané z oceli

K odlévání ocelových skříní se používají uhlíkové a nízko až středně legované oceli na odlitky. U uhlíkových ocelí na odlitky se mez pevnosti pohybuje mezi 370 až 840 Mpa. U legovaných ocelí na odlitky je to 520 až 1300 Mpa. Při výrobě skříně z odlévané oceli se

odlitky tepelně zpracovávají žíháním ke snížení pnutí, normalizačním žíháním, žíháním na měkko a homogenizačním žíháním.

5.6.3 Svařované převodové skříně

Svařované skříně jsou nejčastěji svařovány metodou MAG – obloukové svařování tavicí elektrodou v aktivním plynu. Nejvíce používanými materiály pro svařované skříně jsou oceli tříd 11375, 11378 – pro méně namáhané části skříně a ocel třídy 11523 pro namáhané části. Svařují se z různých polotovarů, jako jsou normalizované profily nebo plechy a výpalky z plechů. Svařenec se následně musí žíhat kvůli odstranění vnitřního pnutí.

5.7 Mazání

Systém mazání převodovky má za úkol dopravit mazivo do všech částí namáhaných třením, aby zde došlo k vytvoření mazacího filmu. Mazivo tak zajistí snížení tření a opotřebení prvků převodovky. Mazivo má také odvádět teplo a chránit prvky proti korozi.

Základní stavy mazání, které rozlišujeme:

- mazání mezní;
- mazání hydrodynamické;
- mazání elastohydrodynamické.

Nejpodstatnějšími parametry maziva jsou viskozita, konzistence a schopnost vytvořit mazivový film. Rozlišujeme maziva plastická, tuhá a oleje.

Systémy mazání

Dělíme do dvou základních skupin:

- oběhové mazání;
- mazání s olejovou lázní.

Oběhové mazání lze zajišťovat:

- vstřikem do záběru – olej je hnán čerpadlem přes maznice, tam je kapán přímo do záběru ozubených kol;
- mazáním olejovou mlhou – olej je hnán čerpadlem přes trysky, tam je rozstříkován v celém prostoru převodové skříně.

Způsoby mazání s olejovou lázní lze rozlišovat jako:

- mazání broděním – ponořením části rotujícího kola do olejové lázně je přiváděno mazivo do záběru, dochází k mechanickým ztrátám vlivem velkého ponoření kola a k zahřívání maziva;
- mazání rozstříkem – princip mazání rozstříkem spočívá v ponoření největšího kola do olejové lázně po výšku zubu, zuby ponořené do olejové lázně pak při dostatečné rychlosti otáčení zajistí rozstřík oleje po skříně.

5.8 Těsnící prvky

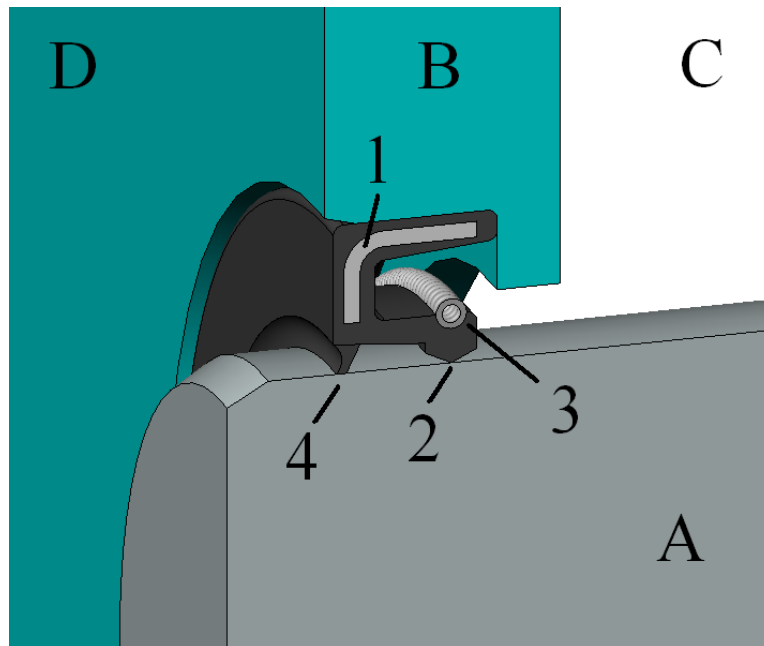
Těsnící prvky zajišťují v převodové skříně udržení olejové náplně skříně a brání vniku nečistot. Lze je rozdělit na těsnění rotačních částí a plošná těsnění. Těsnění rotačních částí zajišťují utěsnění hřídelí na vstupu a výstupu z převodovky. Styková plošná těsnění zajišťují těsnost mezi jednotlivými částmi skříně a také mezi dalšími součástmi, jako jsou například víka.

5.8.1 Těsnění rotačních prvků

Rotující hřídele vystupující z převodové skříně lze utěsnit hřídelovými těsnícími kroužky, nebo labyrintem.

- **Hřídelový těsnící kroužek**

Funkční plochy těsnícího kroužku se skládají z válcového vnějšího povrchu a těsnícího břitu. Těsnící hrana břitu je přitlačována k hřídeli radiální silou šroubové pružiny. Některé typy těsnících kroužků mohou mít také výztuhu z ocelového plechu.



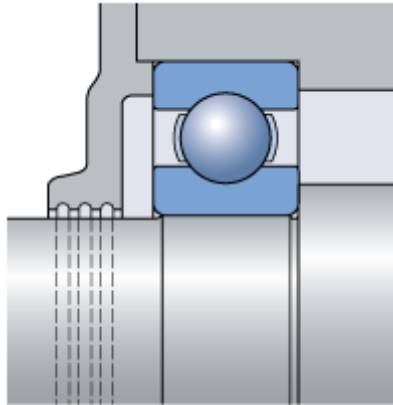
Obrázek 28 – Gufero

Popis - Gufero: (1) výztužný kroužek, (2) těsnící hrana, (3) tažná pružina, (4) ochranný ret. (A) hřídel, (B) pouzdro, (C) čelní strana (kapalina), (D) strana dna (vzduch).

Zdroj: [7]

- **Labyrintové těsnění**

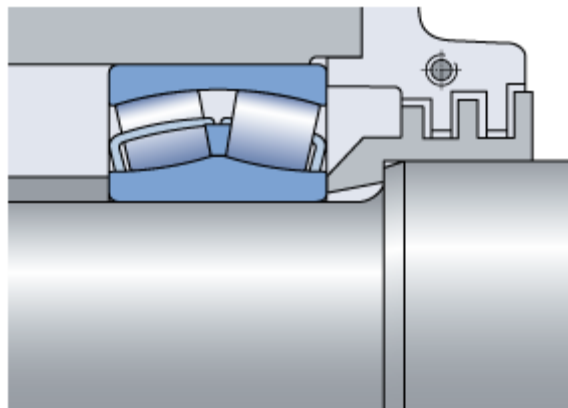
Jedná se o těsnění, která jsou bezkontaktní, a nedochází tak ke tření v samotném těsnění, ani mezi těsněním a rámem či hřídelí. Labyrintové těsnění se může skládat z jednoho nebo dvou kroužků. Jednokroužkové labyrintové těsnění je nepohyblivě spojeno s rámem a vytváří úzkou mezeru mezi rotující hřídelí a kroužkem.



Obrázek 29 – Vnější štěrbinové těsnění

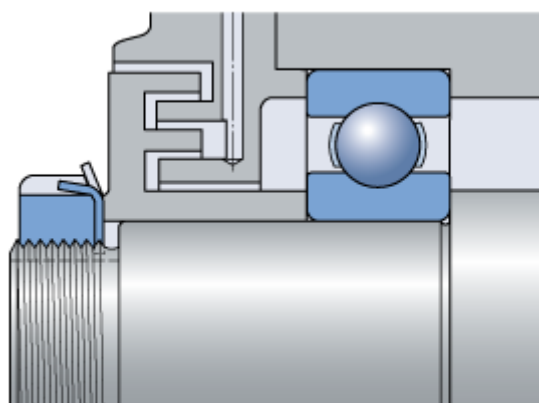
Zdroj: [6]

U dvou kroužkových labyrintových těsnění je jeden kroužek spojen s hřídelí, druhý s rámem. Mezi kroužky je úzká mezera a nedochází tedy k vzájemnému tření.



Obrázek 30 – Vnější labyrintové těsnění, axiální uspořádání spár

Zdroj: [6]



Obrázek 31 – Vnější labyrintové těsnění, axiální uspořádání spár 2

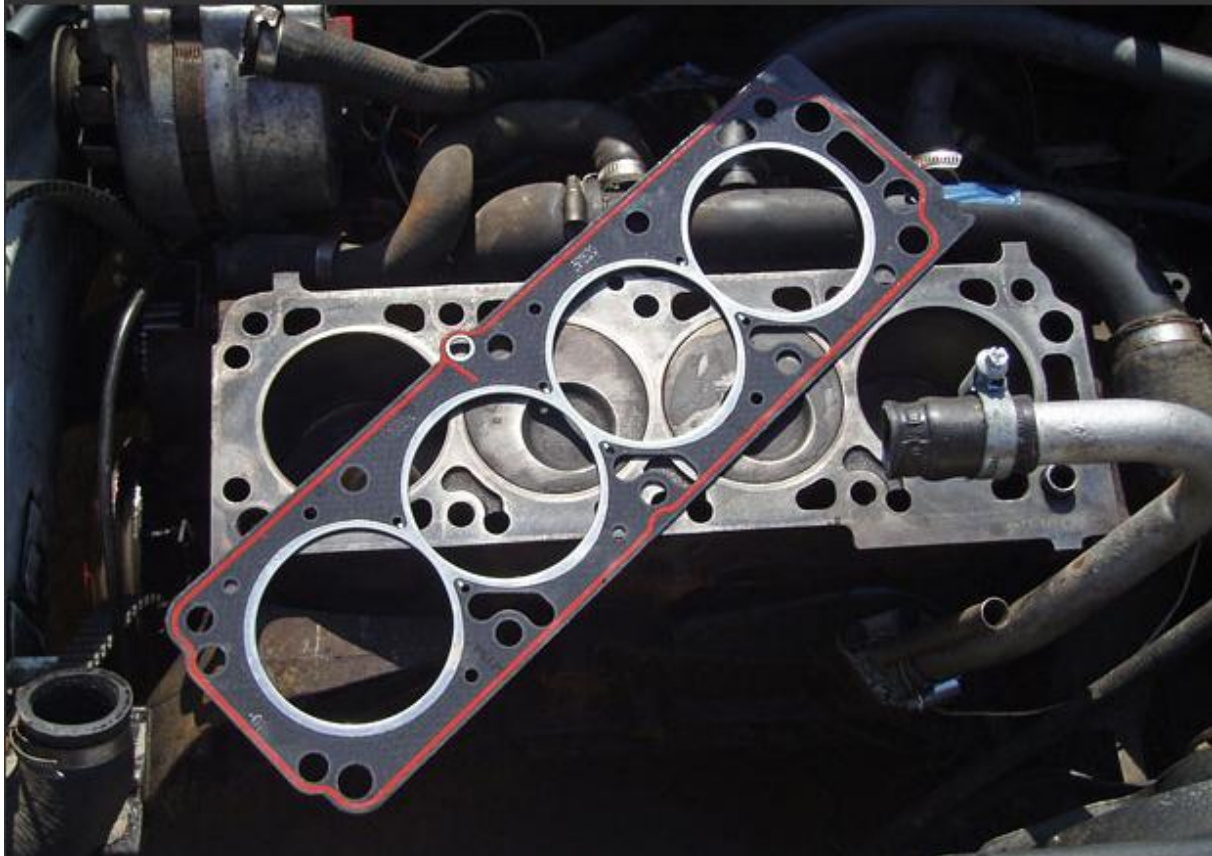
Zdroj: [6]

Úzké mezeře u těchto těsnění se říká labyrint. Jedná se o mezeru v řádech desetin milimetru, která má různé tvary.

Pro labyrintová těsnění se používají materiály jako ocel, bronz, hliník a plasty.

5.8.2 Těsnění plošná

Jedná se o těsnění dosedacích ploch vzájemně nepohyblivých částí. Tato utěsnění se provádějí pomocí tekutých látek nanesených na dosedací plochy, nebo pomocí plochých těsnění vystřižených do tvaru dosedacích ploch. Plochá těsnění jsou vyrobena nejčastěji z materiálů, jako je papír, pryž, kůže, grafit a podobně.



Obrázek 32 – Ploché těsnění hlavy válců

Zdroj: [5]

Tekutá těsnění bývají z polymeru a elastomeru a vyžadují vytvrzení. Výhoda tekutých těsnění spočívá v tom, že není třeba předem znát tvar spojovaných částí. Nesnesou však takový rozsah teplotních zatížení jako těsnění plochá.



Obrázek 33 – Tekuté těsnění LOCTITE

Zdroj: [4]

6 Návrh a kontrola pohonného systému

6.1 Základní parametry

Úkolem je navrhnout řešení pohonu řetězového zásobníku. Rychlost, se kterou se bude řetěz zásobníku pohybovat, by měla být okolo 25–35 m/min. Pohon zásobníku musí vykazovat dostatečnou přesnost a ovladatelnost, aby bylo možno nástroj v zásobníku přistavit do předem definované polohy, ve které chapač provede výměnu. Přesné řízení polohy bude zajišťovat servomotor, neboť nabízí přesné polohování pomocí řídicího systému. Vzhledem k požadované rychlosti řetězového zásobníku bude nutné pohon zpřevodovat. Při volbě rozměru řetězového kola $d_r = 500$ mm a obvodové rychlosti $v_o = 30$ m/min lze dopočítat potřebné otáčky na výstupu převodovky:

$$n = \frac{v_o}{\pi \cdot d_r} = \frac{30}{\pi \cdot 0,5} = 19$$

Pokud by optimální otáčky synchronního servomotoru byly 1500 ot/min, pak by potřebný převodový poměr vycházel:

$$i_c = \frac{n_{vstupní}}{n_{výstupní}} = \frac{1500}{19} = 79$$

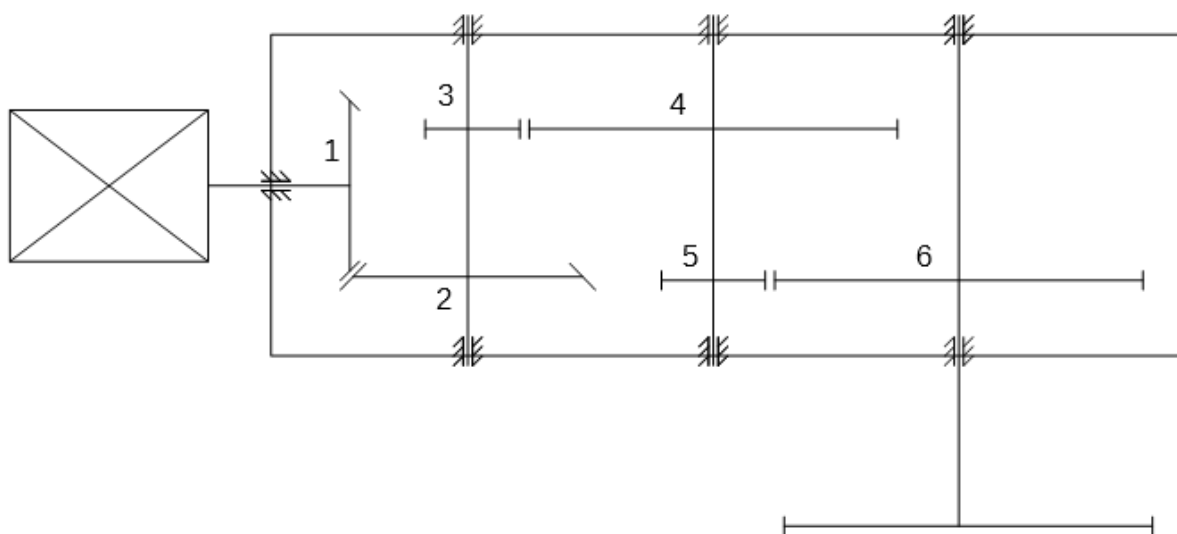
Pro návrh vlastního převodového mechanismu volím vzhledem k vysokému převodovému poměru jeho rozložení do tří stupňů, a to následujícím způsobem:

- první stupeň – záběr kuželových kol s přímým ozubením $i_{1,2} = 3,25$;
- druhý stupeň – záběr čelních kol s přímým ozubením $i_{3,4} = 4,3$;
- třetí stupeň – záběr čelních kol s přímým ozubením $i_{5,6} = 5,3$.

Celkový převodový poměr mého návrhu je tedy:

$$i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} = 74,07$$

Kinematické schéma převodovky:



Obrázek 34 – Kinematické schéma převodovky

Výslednou rychlost řetězového zásobníku lze ještě ovlivnit velikostí průměru řetězového kola a úpravou otáček motoru. Lze tedy vzhledem k zadanému rozsahu požadované rychlosti zásobníku 25–35 m/min konstatovat, že návrh převodu vyhovuje.

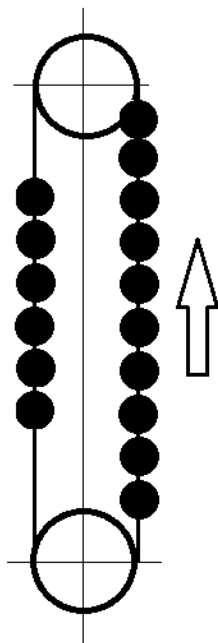
Dílčí převodové poměry jsem volil na základě propočtu několika kombinací soukolí s různými parametry ozubení. Volit vyšší převodový poměr u výstupního soukolí a nižší převodový poměr na vstupu do převodovky se ukázalo jako vhodnější.

K návrhu parametrů jednotlivých ozubených kol potřebuji znát nejprve přenášený výkon. Ten vyplývá z návrhu hnacího členu.

6.2 Návrh hnacího členu

Zásobník nástrojů pro horizontální vyvrtávací stroj bude mít 50 pozic. Uvažovaná hmotnost jednoho nástroje je 40 kg. Celková hmotnost nástrojů plně obsazeného řetězového zásobníku tedy bude 2 000 kg. V ideálním případě se hmotnosti na obou stranách řetězu vyrovnají. Ve skutečnosti však bude docházet k tomu, že zásobník bude osazen nástroji, které nebudou mít všechny stejnou hmotnost. Je tedy nutné zohlednit určitý nevyvážek, na který je nutné motor dimenzovat. Pro návrh hnacího členu uvažuji nevyvážek 10 % z celkové hmotnosti nástrojů v zásobníku. V uvažovaném scénáři návrhu bude motor potřebovat největší výkon v případě, že se bude směrem vzhůru pohybovat nevyvážek 200 kg.

Nevyvážek působí moment na rameni odpovídajícímu poloměru řetězového kola. Jelikož přesný rozměr řetězového kola není v této fázi návrhu ještě určen, počítám nevyvážek na největší zvažovanou variantu řetězového kola. Poloměr řetězového kola v návrhu hnacího členu uvažuji 400 mm.



Obrázek 35 – Návrh hnacího členu

Maximální moment na výstupní hřídeli převodového mechanismu bude tedy:

$$M_{\check{R}ET} = m \cdot g \cdot r = 200 \cdot 9,81 \cdot 0,4$$

$$M_{\check{R}ET} = 785 \text{ Nm}$$

Potřebný jmenovitý moment motoru odpovídá momentu na vstupní hřídeli převodovky. Pro výpočet momentu na vstupní hřídeli je třeba uvažovat účinnost převodů a ztráty v ložiskách. Účinnost řetězu uvažuji 95 %, ztráty v ložiskách a převodech uvažuji 15 %.

Dáno:

Účinnost řetězu $\eta_{\dot{R}} = 0,95$

Ztráty v ložiskách a převodech = 0,15

Výpočet:

Účinnost převodovky

$$\eta_p = 1 - 0,15 = 0,85$$

Celková účinnost sestavy bude tedy:

$$\eta_c = \eta_{\dot{R}} \cdot \eta_p = 0,95 \cdot 0,85$$

$$\eta_c = 0,8$$

Potřebný moment motoru se vypočte takto:

$$M_{\text{MOT}} = \frac{M_{\dot{R}\text{ET}}}{i_c} \cdot \eta_c = \frac{785}{74 \cdot 0,8}$$

$$M_{\text{MOT}} = 13,25\text{Nm}$$

Tomuto návrhu vyhovuje 3fázový synchronní servomotor Siemens 1FT7102-5AB7 – přesná specifikace motoru v příloze.

6.3 Návrh ozubených soukolí

6.3.1 Návrh kuželového soukolí s přímými zuby

Dáno: výkon $P = 4,08 \text{ kW}$, převod $i_k = 3,25$, charakter výkonu motoru a pracovního ústrojí je plynulý, vstupní otáčky $n_A = 1500 \text{ min}^{-1} = 25 \text{ s}^{-1}$, úhel os 90° , pastorek i kolo letmo uložené.

Pastorek (1)

Volba materiálu:

42 2660.4

Zuby povrchově kalené po boku, nebroušené

$$V_{HV} = 600 \div 675$$

$$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 352 \text{ MPa}$$

$$Re = 300 \text{ MPa}$$

$$z_1 = 23 \dots (\text{volím})$$

Kolo (2)

42 2660.4

$$V_{HV} = 600 \div 675$$

$$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 352 \text{ MPa}$$

$$Re = 300 \text{ MPa}$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_k = 75$$

Výpočtové vztahy:

Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu:

$$d_{m1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1}{(b_{WH}/d_{m1}) \cdot \sigma_{HP^2}} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

kde:

$$u_v = i^2$$

Střední modul

$$m_m = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_1}{(b_{WF}/m_m) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

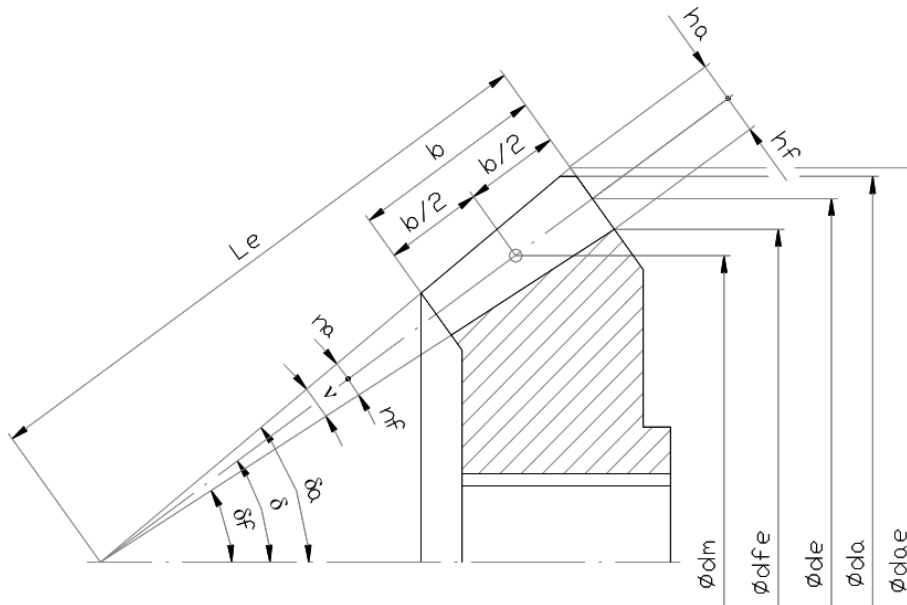
Vnější modul

$$m_e = m_m \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right)$$

Šířka ozubení

$$b_W = \psi_m \cdot m_m$$

Ostatní rozměry kuželového ozubeného soukolí



Obrázek 36 – Rozměry kuželového ozubeného kola

$$L_e = \frac{r_{e1}}{\sin\delta_1}$$

$$\psi_L = \frac{b_w}{L_e}$$

$$h_{ae} = m_e$$

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_e$$

$$\vartheta_a = \arctg \frac{h_{ae}}{L_e}$$

$$\vartheta_f = \arcsin \frac{h_{fe}}{\sqrt{h_{ae}^2 + L_e^2}}$$

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_e$$

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)$$

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1}$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta_1$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos\delta_1$$

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a$$

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_a$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon_V} \cdot \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_w \cdot d_{v1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{Ft}} \leq \sigma_{HP \max}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_m}{b_{wF} \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon_V} \leq \sigma_{FP}$$

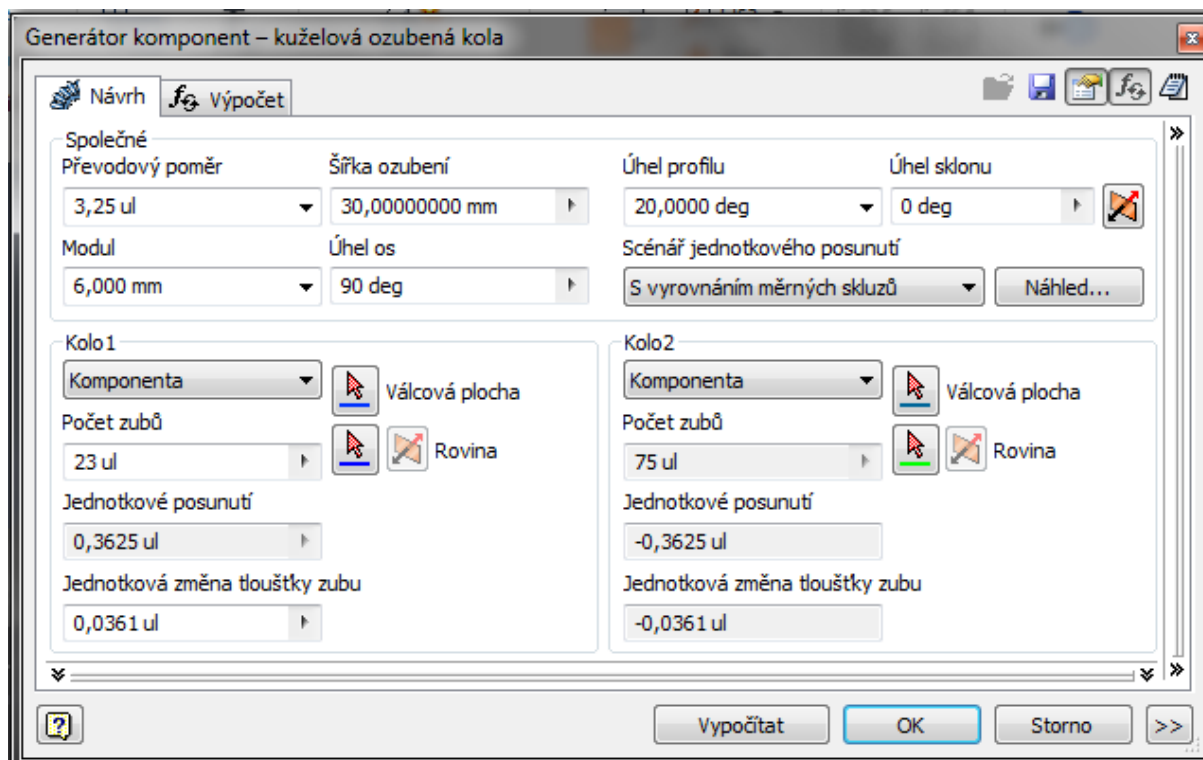
Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot \frac{F_{r1}}{F_m} \leq \sigma_{FP_{\max}}$$

Navržené kuželové soukolí bylo vypočítáno softwarem Autodesk Inventor Professional 2019

Scénář výpočtu kuželového soukolí byl zvolen následovně:

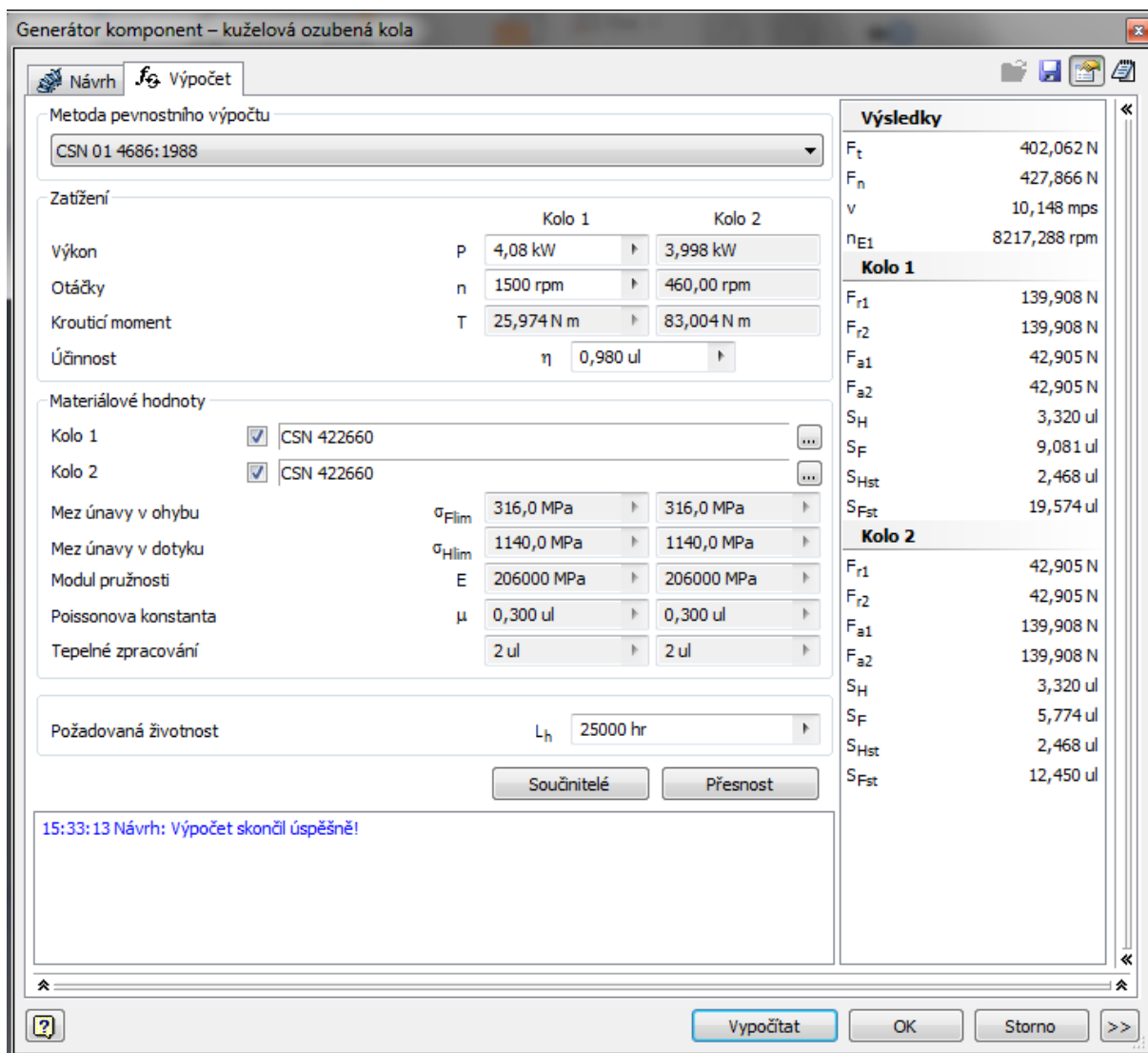
- scénář jednotkového posunutí – s vyrovnáním měrných skluzů;
- typ výpočtu zatížení – výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky;
- typ výpočtu pevnosti – kontrolní výpočet;
- metoda výpočtu pevnosti – CSN 01 4686:1988.



Obrázek 37 – Generátor komponent – kuželová ozubená kola – návrh

Tabulka 2 – Rozměry kol 1

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	z	23	75
Jednotkové posunutí	x	0,3625	-0,3625
Vnější roztečný průměr	d _e	138,000 mm	450,000 mm
Střední roztečný průměr	d _m	129,204 mm	421,318 mm
Úhel roztečného kužele	δ	17,0490 deg	72,9510 deg
Šířka ozubení	b	30,000 mm	
Výška zubu	h _e	13,200 mm	13,200 mm



Obrázek 38 – Generátor komponent – kuželová ozubená kola – výpočet

Tabulka 3 – Zatížení 1

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	4,080 kW	3,998 kW
Otáčky	n	1500,00 rpm	460,00 rpm
Krouticí moment	T	25,974 N m	83,004 N m
Účinnost	η	0,980	
Obvodová síla	F _t	402,062 N	
Normální síla	F _n	427,866 N	
Radiální síla (směr 1)	F _{r1}	139,908 N	42,905 N
Radiální síla (směr 2)	F _{r2}	139,908 N	42,905 N
Osová síla (směr 1)	F _{a1}	42,905 N	139,908 N
Osová síla (směr 2)	F _{a2}	42,905 N	139,908 N
Obvodová rychlost	v	10,148 mps	
Rezonanční otáčky	n _{E1}	8217,288 rpm	

Tabulka 4 – Výsledky návrhu 1

		Kolo 1	Kolo 2
Součinitel bezpečnosti v dotyku	SH	3,320	3,320
Součinitel bezpečnosti v ohybu	SF	9,081	5,774
Statická bezpečnost v dotyku	SHst	2,468	2,468
Statická bezpečnost v ohybu	SFst	19,574	12,450
Kontrolní výpočet		Kladný	

6.3.2 Výpočet čelního soukolí s přímými zuby – 1

Dáno: výkon $P = 4$ kW, převod $i_{\zeta} = 4,3$ charakter výkonu motoru a pracovního ústrojí je plynulý, vstupní otáčky $n_{k\zeta} = 460 \text{ min}^{-1} = 7,66 \text{ s}^{-1}$.

Návrhový výpočet

Pastorek (1)

Volba materiálu:

14 220

Cementování, kalení

$V_{HV} = 650$

$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$

$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 700 \text{ MPa}$

$Re = 588 \text{ MPa}$

$z_1 = 20 \dots$ (volím)

$b_{wh1} = 30 \text{ mm}$

Kolo (2)

14 220

Cementování, kalení

$V_{HV} = 650$

$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$

$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 700 \text{ MPa}$

$Re = 588 \text{ MPa}$

$z_2 = z_1 \cdot i_{\zeta} = 85$

$b_{wh2} = 30 \text{ mm}$

$\alpha_n = 20^{\circ}$

$m = 6$

$a_w = 315 \text{ mm}$

Úhel sklonu zubů

$$\cos\beta = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = 1 \Rightarrow \beta = 0^{\circ}$$

Základní rozteč

$$P_{tb} = m_t \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{tw}$$

Průměr roztečné kružnice

$$d_1 = m_t \cdot z_1$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (ha^x + c^x) \cdot m_n$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_{tw}$$

Virtuální počet zubů

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot [\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)}] - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{P_{bt}}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wh} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon v} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FP1,2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt1,2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_t}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

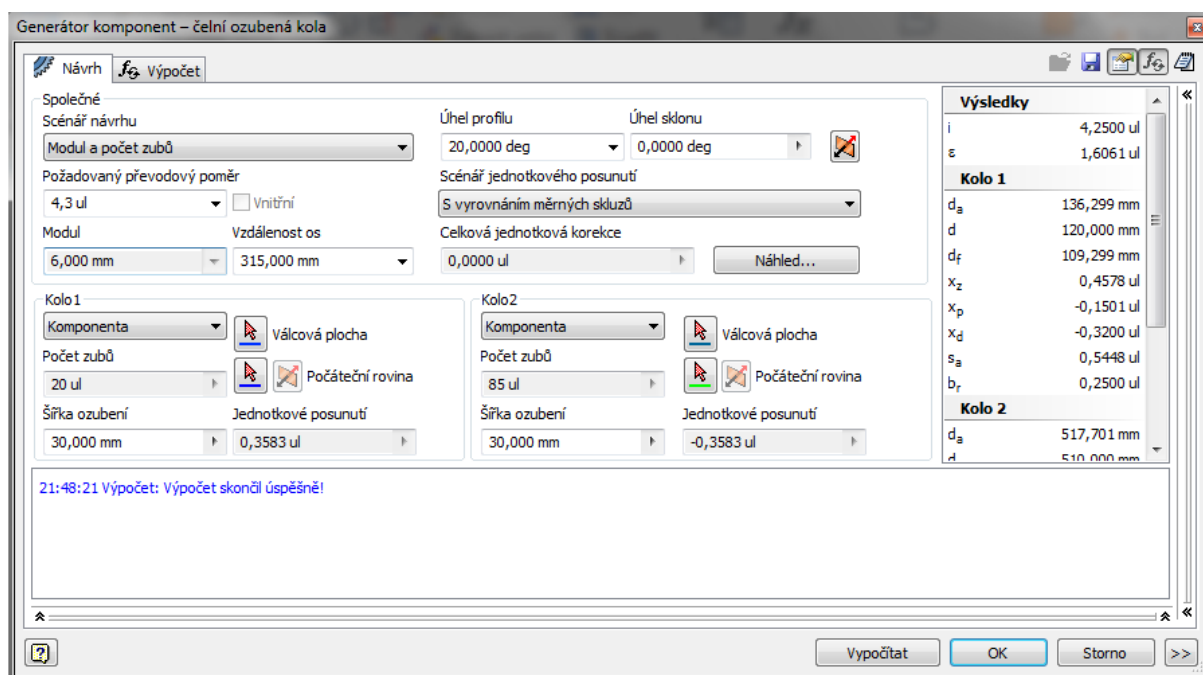
$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F2} \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_t}{F_t} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

Navržené čelní soukolí bylo vypočítáno softwarem Autodesk Inventor Professional 2019.

Scénář výpočtu čelního soukolí byl zvolen následovně:

- scénář návrhu – modul a počet zubů;
- scénář jednotkového posunutí – s vyrovnáním měrných skluzů;
- typ výpočtu zatížení – výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky;
- typ výpočtu pevnosti – kontrolní výpočet;
- metoda výpočtu pevnosti – CSN 01 4686:1988.

Parametry návrhu:

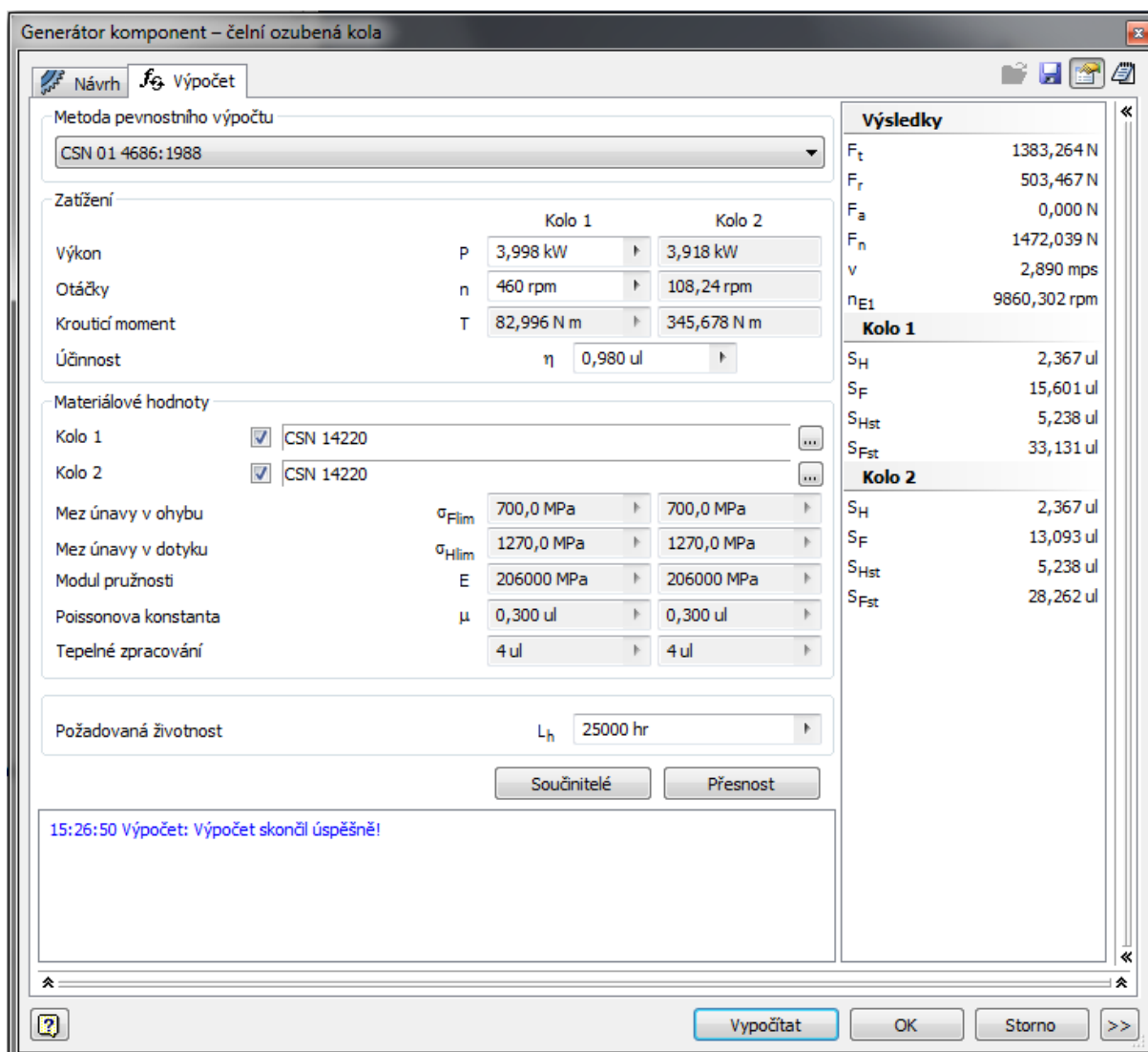


Obrázek 39 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – návrh

Tabulka 5 – Rozměry kol 2

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	z	20	85
Jednotkové posunutí	x	0,3583	-0,3583
Průměr roztečné kružnice	d	120,000 mm	510,000 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	136,299 mm	517,701 mm
Průměr patní kružnice	d _f	109,299 mm	490,701 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	120,000 mm	510,000 mm
Šířka ozubení	b	30,000 mm	30,000 mm
Tloušťka zubu	s	10,990 mm	7,860 mm

Výpočet:



Obrázek 40 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – výpočet

Tabulka 6 – Zatížení 2

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	3,998 kW	3,918 kW
Otáčky	n	460,00 rpm	108,24 rpm
Krouticí moment	T	82,996 N m	345,678 N m
Účinnost	η	0,980	
Radiální síla	F_r	503,467 N	
Obvodová síla	F_t	1383,264 N	
Axiální síla	F_a	0,000 N	
Normální síla	F_n	1472,039 N	
Obvodová rychlost	v	2,890 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	9860,302 rpm	

Tabulka 7 – Výsledky návrhu 2

		Kolo 1	Kolo 2
Součinitel bezpečnosti v dotyku	SH	2,367	2,527
Součinitel bezpečnosti v ohybu	SF	15,601	13,093
Statická bezpečnost v dotyku	SHst	5,238	5,238
Statická bezpečnost v ohybu	SFst	33,131	28,262
Kontrolní výpočet		Kladný	

6.3.3 Výpočet čelního soukolí s přímými zuby – 2

Dáno: výkon $P = 4$ kW, převod $i_{\tilde{c}} = 4,3$ charakter výkonu motoru a pracovního ústrojí je plynulý, vstupní otáčky $n_{k\tilde{c}} = 460 \text{ min}^{-1} = 7,66 \text{ s}^{-1}$.

Pastorek (1)

Volba materiálu:

14 220

Cementování, kalení

$V_{HV} = 650$

$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$

$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 700 \text{ MPa}$

$Re = 588 \text{ MPa}$

$z_1 = 20 \dots$ (volím)

$b_{wh1} = 30 \text{ mm}$

Kolo (2)

14 220

Cementování, kalení

$V_{HV} = 650$

$\sigma^{\circ}_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$

$\sigma^{\circ}_{Flimb} = 700 \text{ MPa}$

$Re = 588 \text{ MPa}$

$z_2 = z_1 \cdot i_{\tilde{c}} = 85$

$b_{wh2} = 30 \text{ mm}$

$\alpha_n = 20^{\circ}$

$m = 6$

$a_w = 315 \text{ mm}$

Úhel sklonu zubů

$$\cos\beta = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = 1 \Rightarrow \beta = 0^{\circ}$$

Základní rozteč

$$P_{tb} = m_t \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{tw}$$

Průměr roztečné kružnice

$$d_1 = m_t \cdot z_1$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (ha^x + c^x) \cdot m_n$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_{tw}$$

Virtuální počet zubů

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot [\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b2}^2)} + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)}] - a_w \cdot \sin\alpha_{tw}}{P_{bt}}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wh} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon v} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FP1,2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt1,2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1}$$

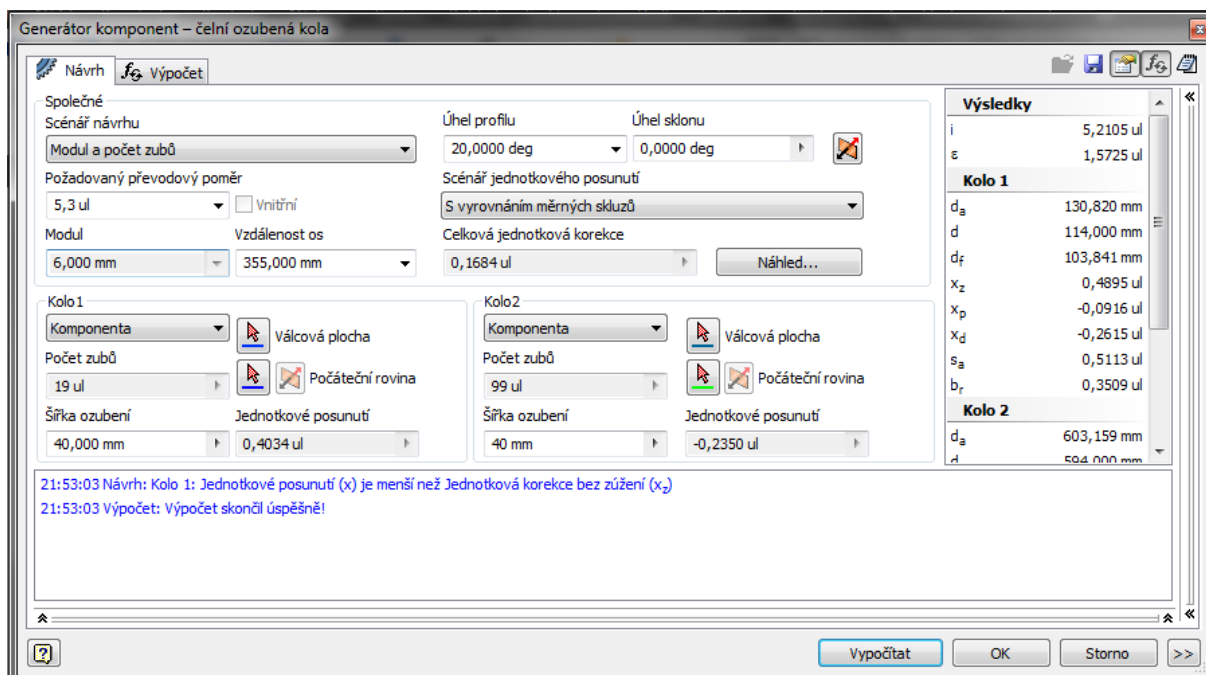
$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_t}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_{F2} \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_t}{F_t} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

Navržené čelní soukolí bylo vypočítáno softwarem Autodesk Inventor Professional 2019.

Scénář výpočtu čelního soukolí byl zvolen následovně:

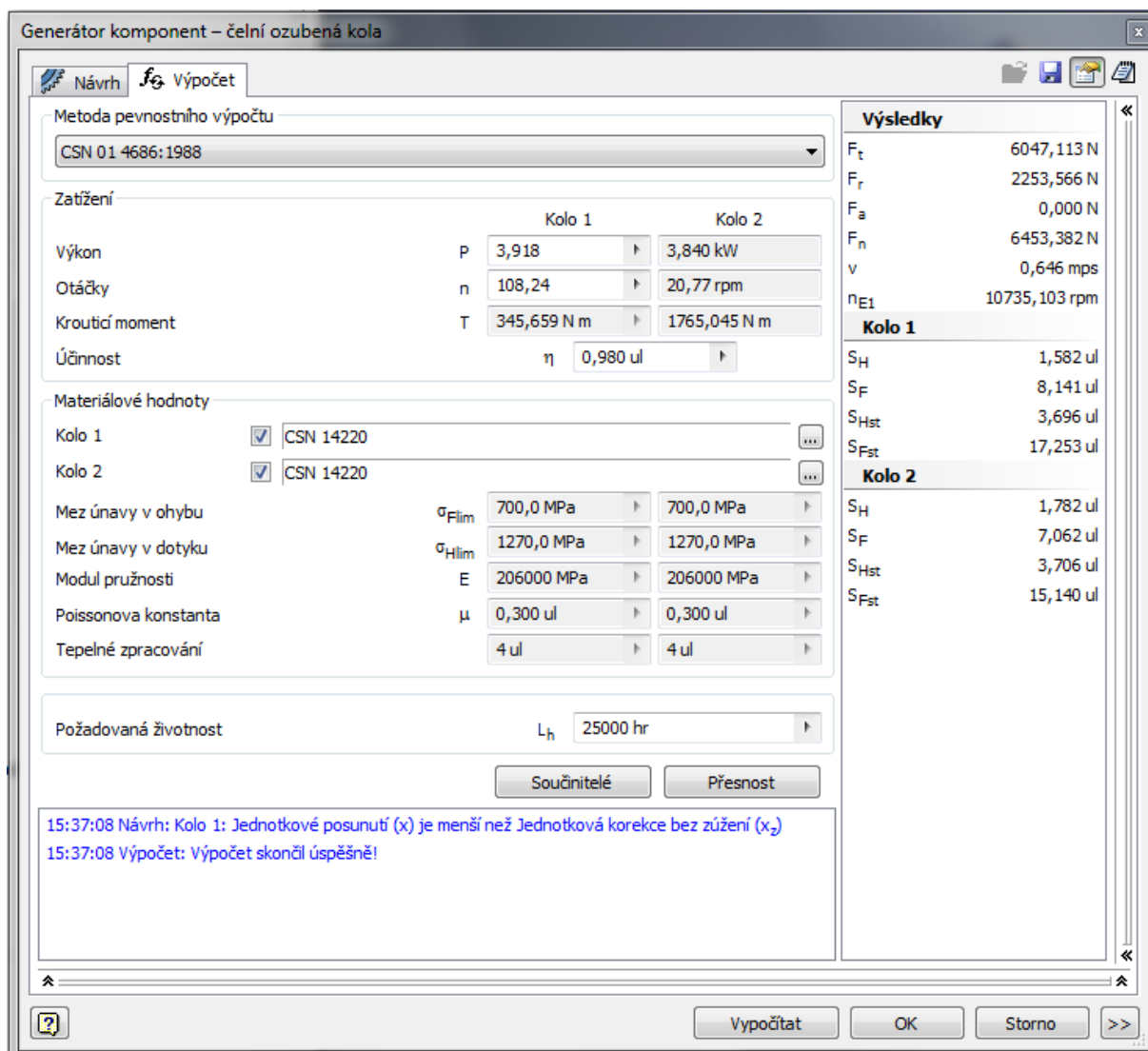
- scénář návrhu – modul a počet zubů;
- scénář jednotkového posunutí – s vyrovnáním měrných skluzů;
- typ výpočtu zatížení – výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky;
- typ výpočtu pevnosti – kontrolní výpočet;
- metoda výpočtu pevnosti – CSN 01 4686:1988.



Obrázek 41 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – návrh 2

Tabulka 8 – Rozměry kol 3

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	z	19	99
Jednotkové posunutí	x	0,4030	-0,2350
Průměr roztečné kružnice	d	114,000 mm	594,000 mm
Průměr hlavové kružnice	da	130,820 mm	603,159 mm
Průměr patní kružnice	df	103,841 mm	576,180 mm
Průměr základní kružnice	db	107,125 mm	558,177 mm
Pracovní roztečný průměr	dw	114,322 mm	595,678 mm
Šířka ozubení	b	40,000 mm	40,000 mm
Tloušťka zubu	s	11,187 mm	8,398 mm



Obrázek 42 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – výpočet 2

Tabulka 9 – Zatížení 3

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	3,918 kW	3,840 kW
Otáčky	n	108,24 rpm	20,77 rpm
Krouticí moment	T	345,659 N m	1765,045 N m
Účinnost	η	0,980	
Radiální síla	F _r	2253,566 N	
Obvodová síla	F _t	6047,113 N	
Axiální síla	F _a	0,000 N	
Normální síla	F _n	6453,382 N	
Obvodová rychlost	v	0,646 mps	
Rezonanční otáčky	n _{E1}	10735,103 rpm	

Tabulka 10 – Výsledky návrhu 3

		Kolo 1	Kolo 2
Součinitel bezpečnosti v dotyku	SH	1,689	1,998
Součinitel bezpečnosti v ohybu	SF	8,141	7,062
Statická bezpečnost v dotyku	SHst	3,696	3,706
Statická bezpečnost v ohybu	SFst	17,253	15,14
Kontrolní výpočet		Kladný	

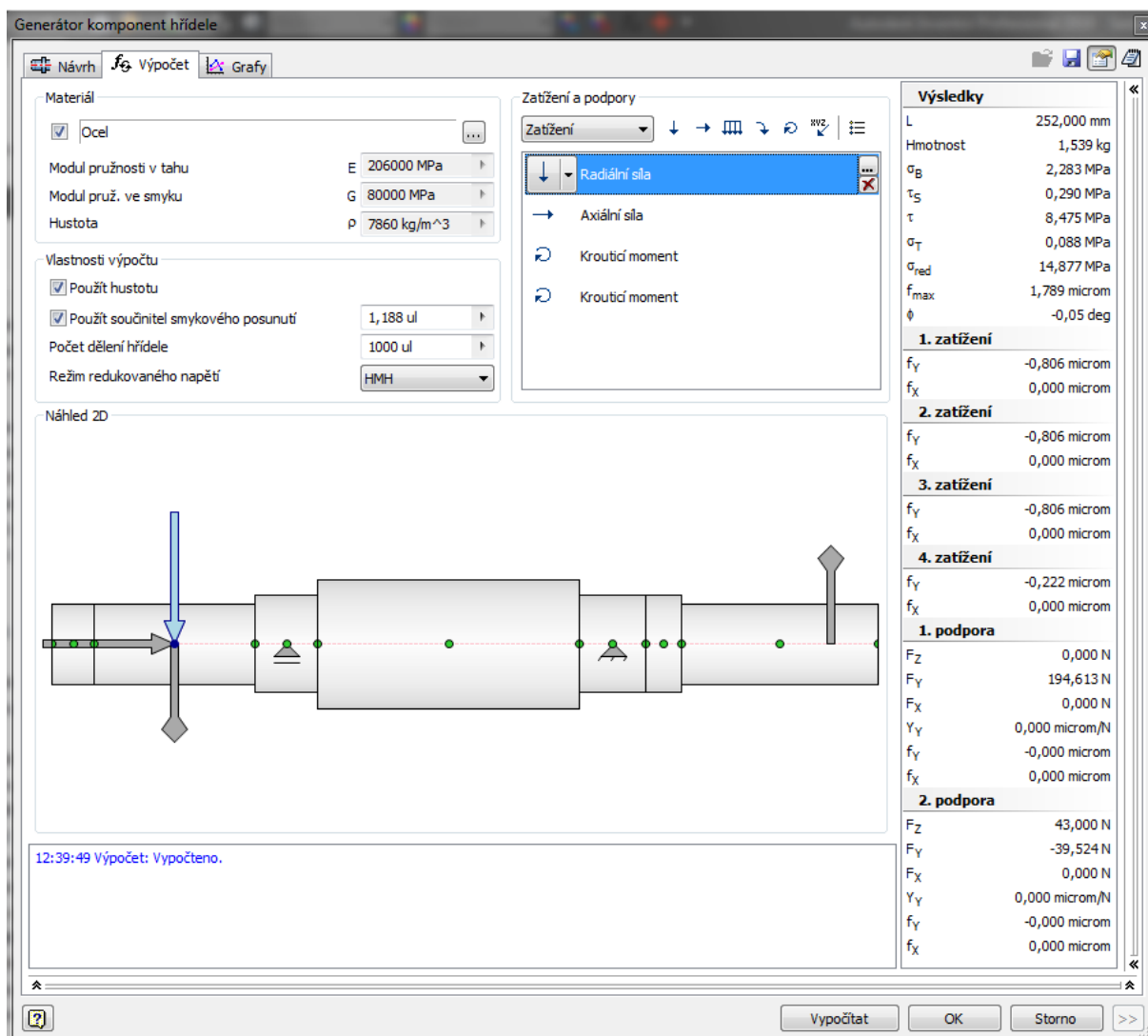
6.4 Pevnostní návrh hřídelí

Rozměry hřídelí jsou ovlivněny konstrukčním uspořádáním převodovky. Po návrhu způsobu uložení hřídele a úvaze nad konstrukčním uspořádáním hřídelových prvků je nutné provést pevnostní výpočty.

6.4.1 Návrh a kontrola hnací hřídele

Hřídel bude přenášet výkon motoru do kuželového soukolí. Bude uložena ve dvou ložiscích, přičemž jedno musí vzhledem ke kuželovému soukolí snášet axiální zatížení. Jako materiál hřídele volím ocel 11 500. Výpočet redukovaného napětí bude probíhat podle hypotézy HMM. Hřídel vystupuje ven ze skříně a je nutno ji v tomto místě utěsnit.

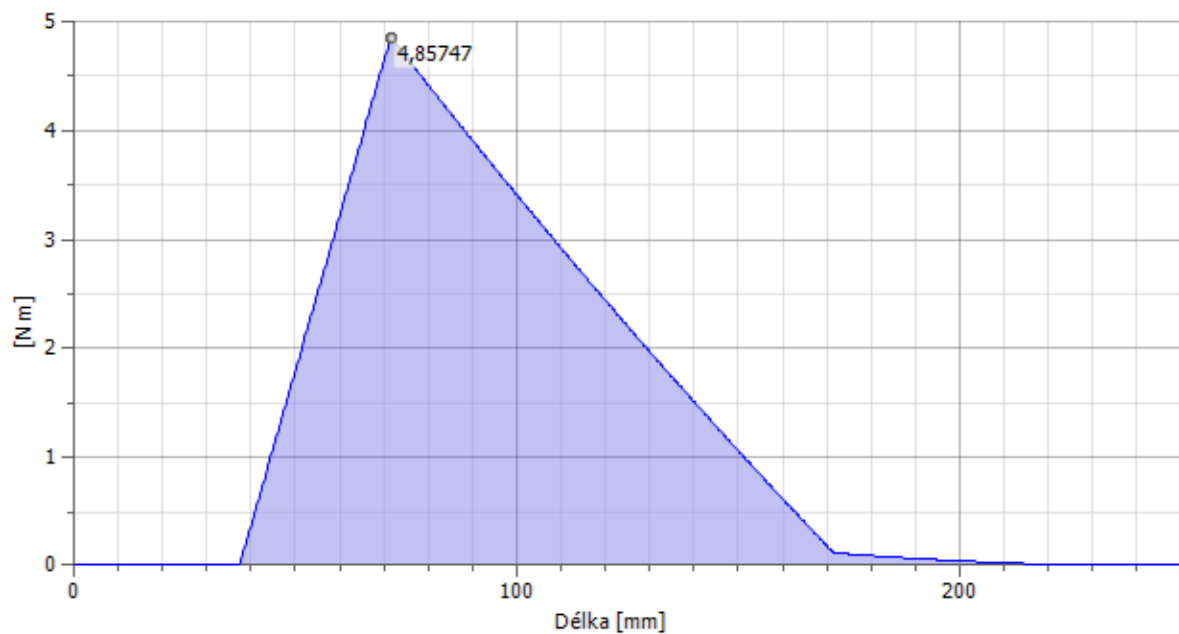
K pevnostnímu výpočtu hřídele jsem použil software Autodesk Inventor 2019. Ve výpočtu jsou zahrnuty radiální i axiální síly vypočtené při návrhu ozubených soukolí, reakce v místech uložení hřídele a krouticí moment motoru. Hřídel jsem modeloval včetně všech tvarových prvků ovlivňujících pevnost, jako jsou změny průměru, zahloubení, závitů a drážky.



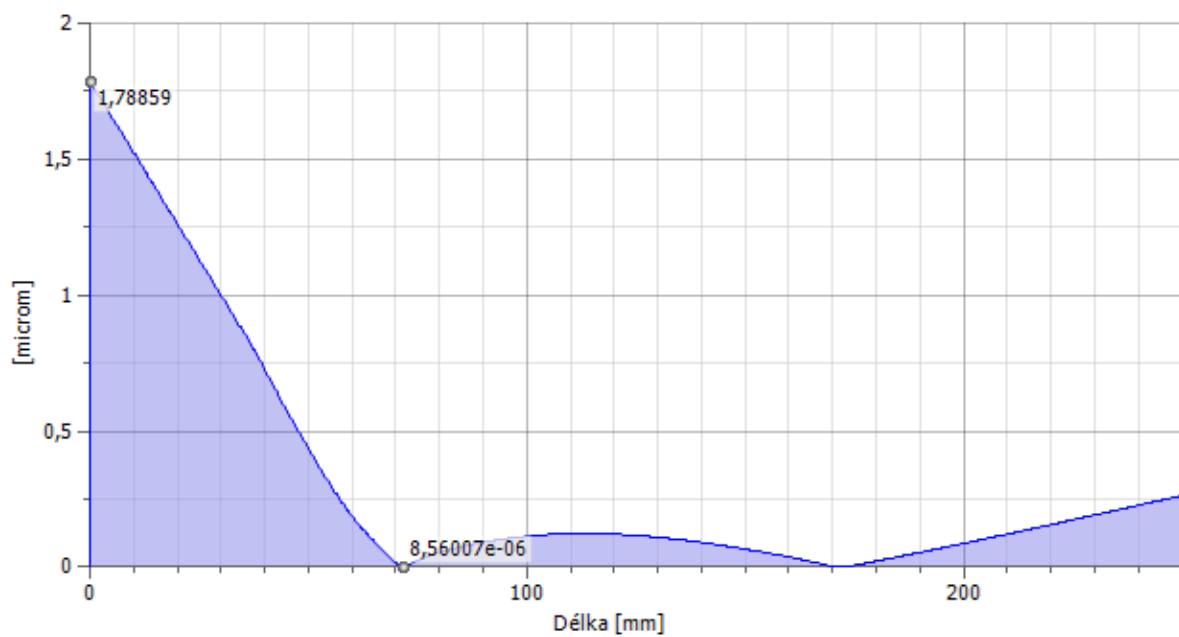
Obrázek 43 – Generátor komponent hřídele

Tabulka 11 – Výpočet hřídele

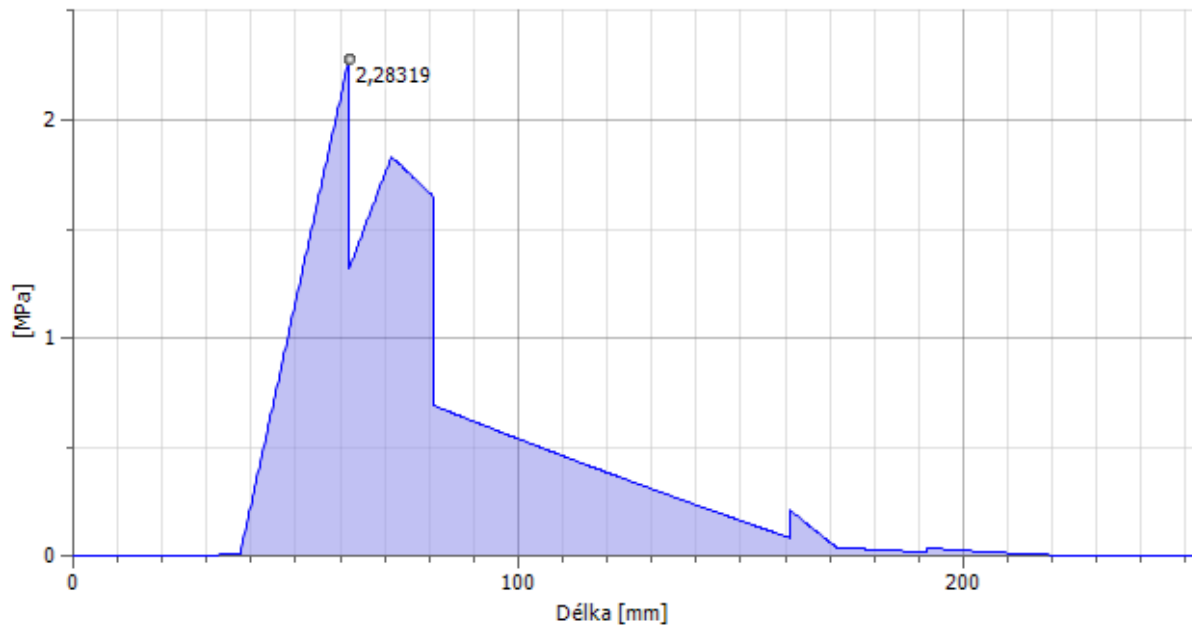
Délka	L	252,000 mm
Hmotnost	m	1,539 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	2,283 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,290 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	8,475 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,088 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	14,877 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	1,789 microm
Úhel zkroucení	ϕ	0,05 deg



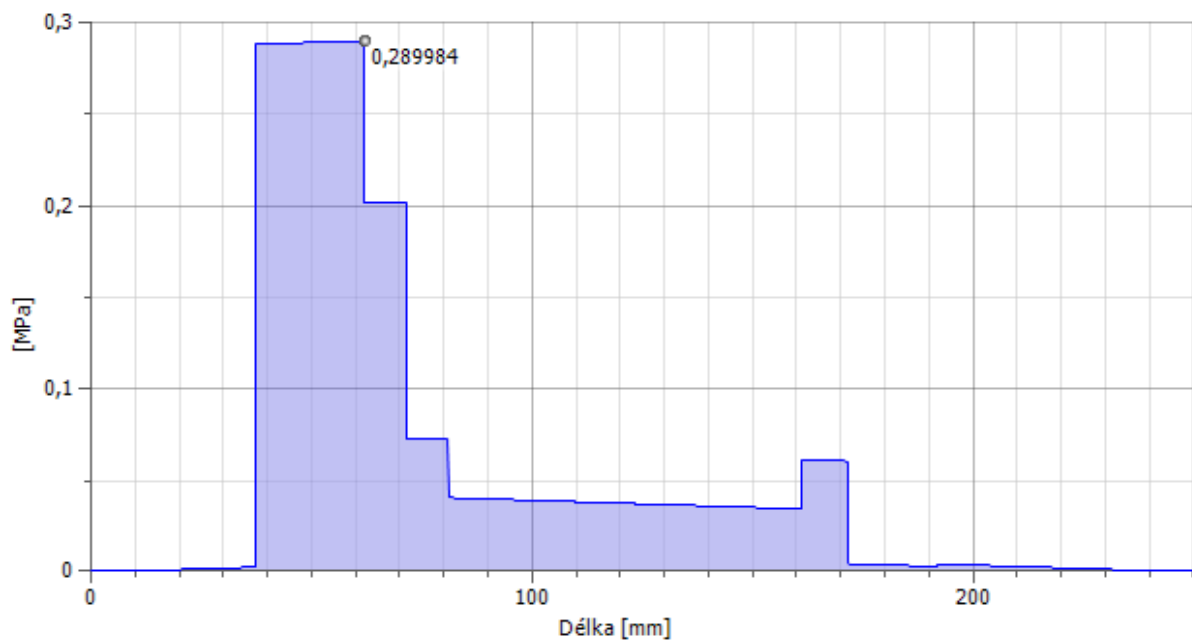
Obrázek 44 – Ohybový moment



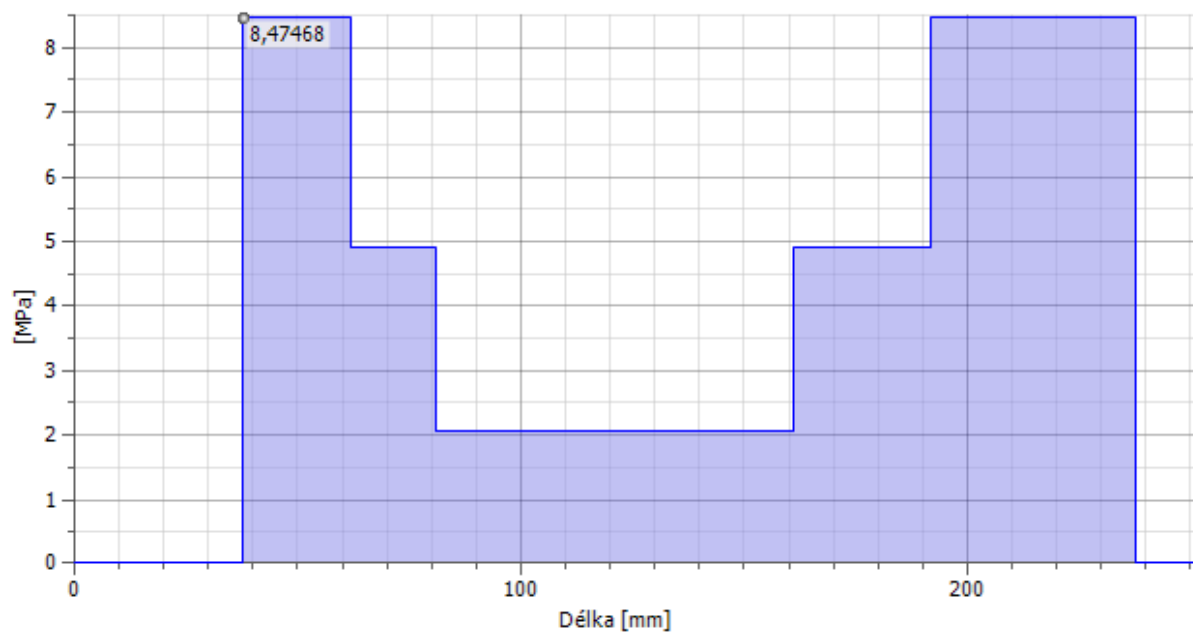
Obrázek 45 – Průhyb



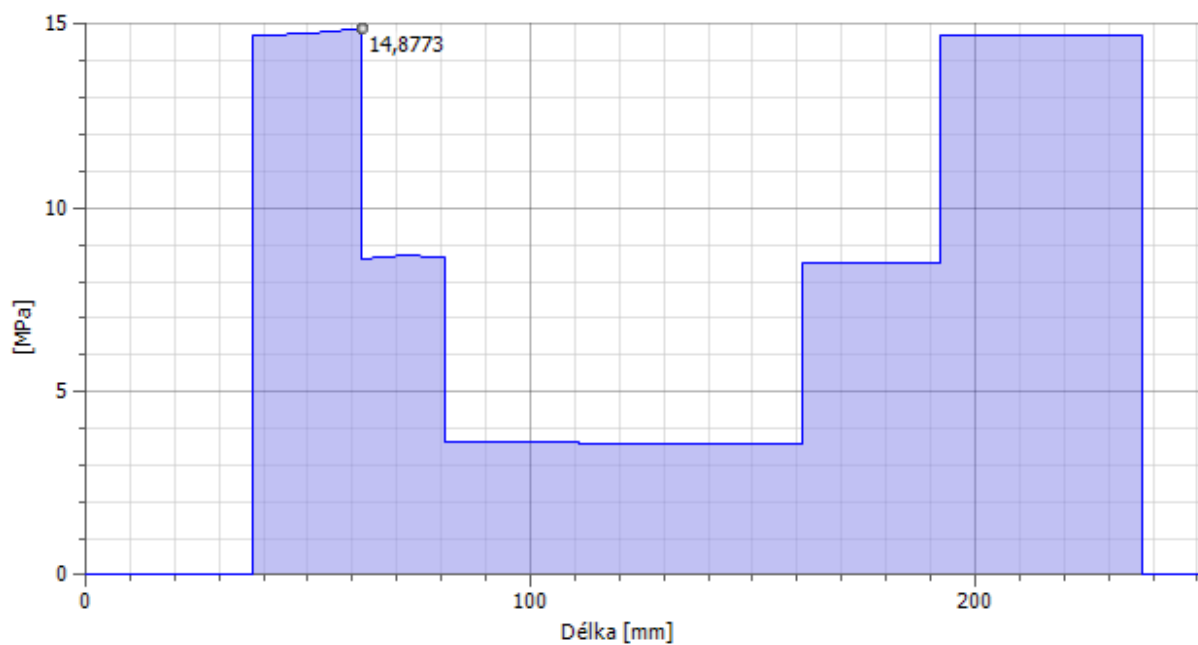
Obrázek 46 – Napětí v ohybu



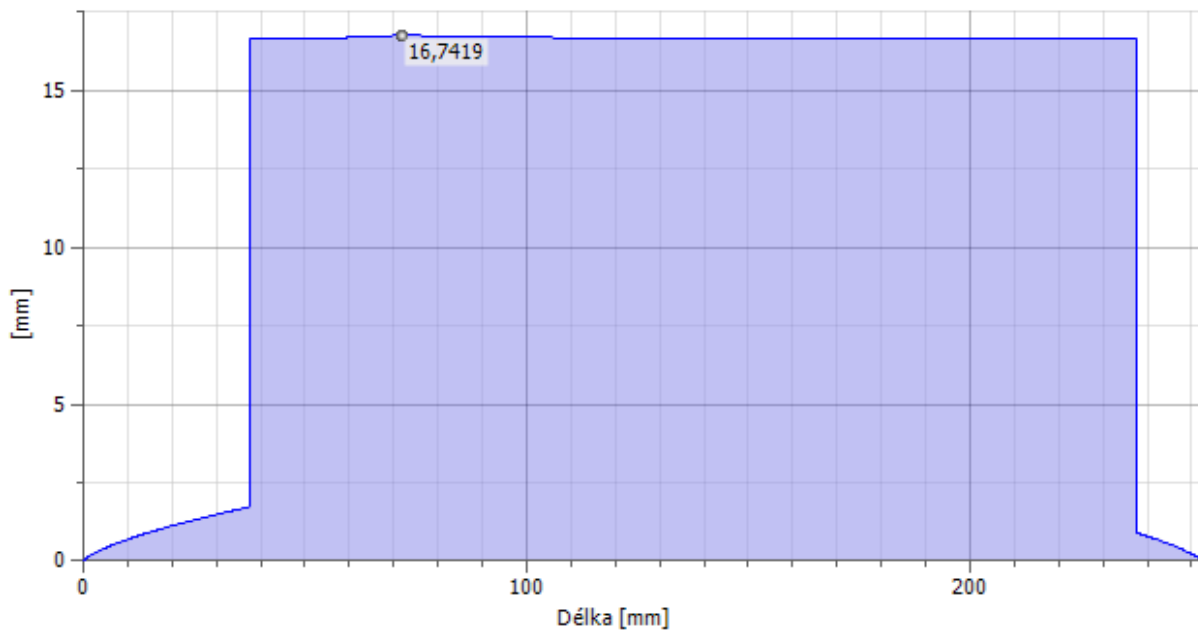
Obrázek 47 – Smykové napětí



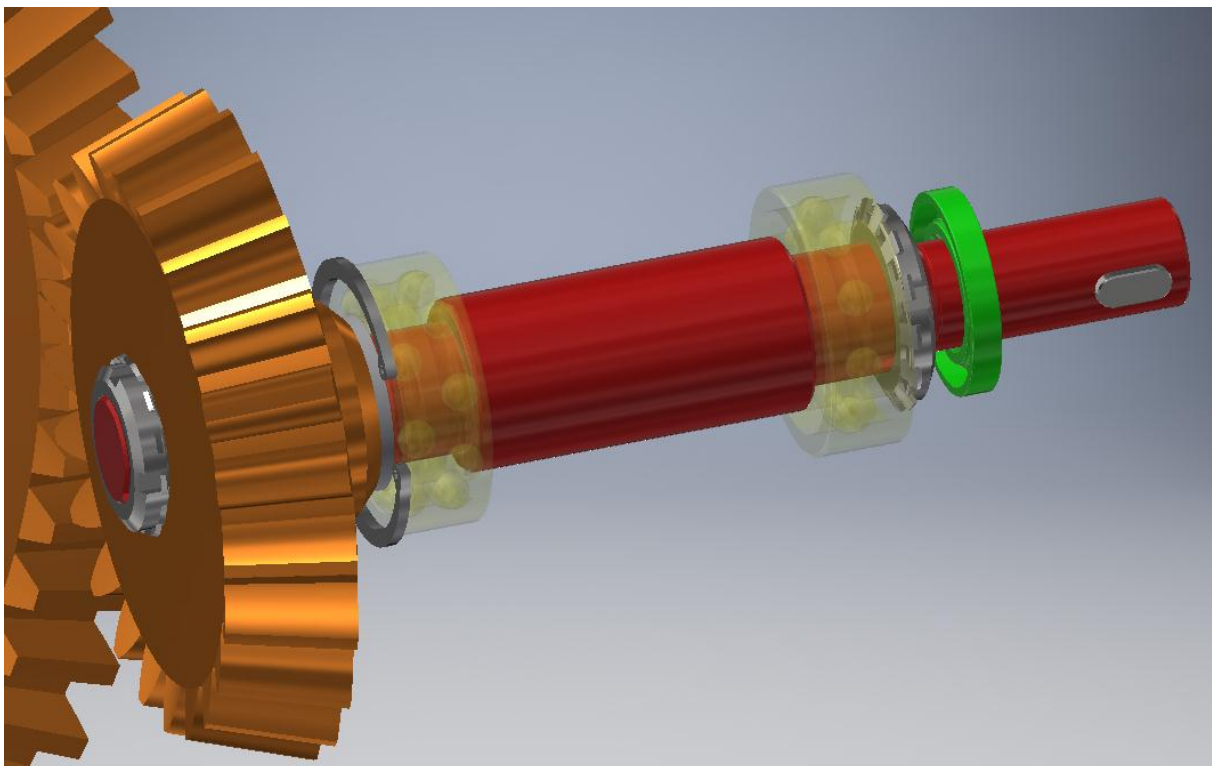
Obrázek 48 – Napětí v krutu



Obrázek 49 – Redukované napětí



Obrázek 50 – Ideální průměr

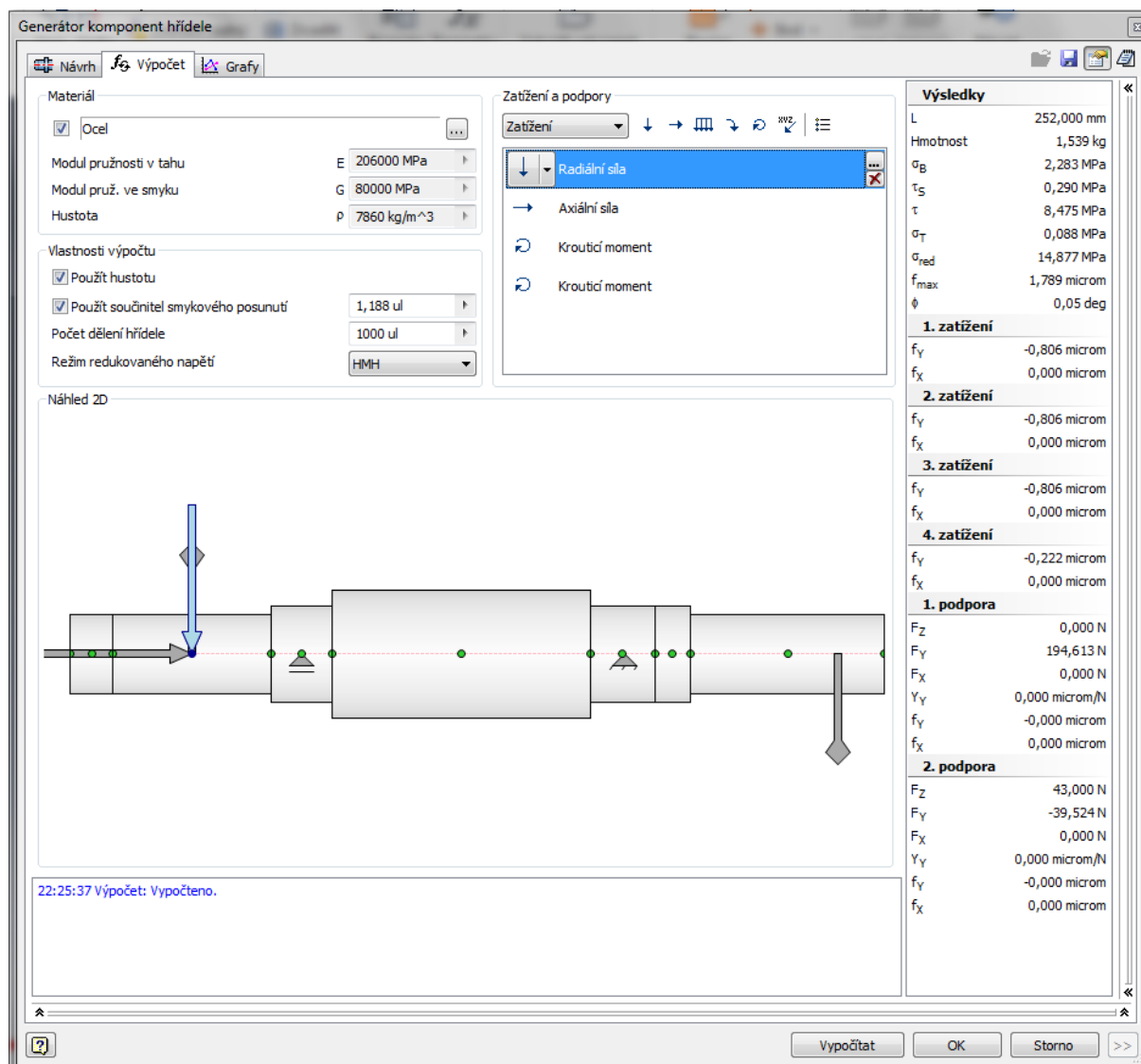


Obrázek 51 – Osazená hnací hřídel

Postup návrhu všech hřídelí je stejný, dále tedy shrnu podstatné informace u jednotlivých hřídelí.

6.4.2 Návrh a kontrola hnané hřídele 1

Hřídel bude přenášet krouticí moment mezi kuželovým soukolím a čelním soukolím 1. Bude uložena ve dvou ložiscích, přičemž jedno musí vzhledem ke kuželovému soukolí snášet axiální zatížení. Jako materiál hřídele volím ocel 11 500. Výpočet redukovaného napětí bude probíhat podle hypotézy HMH.



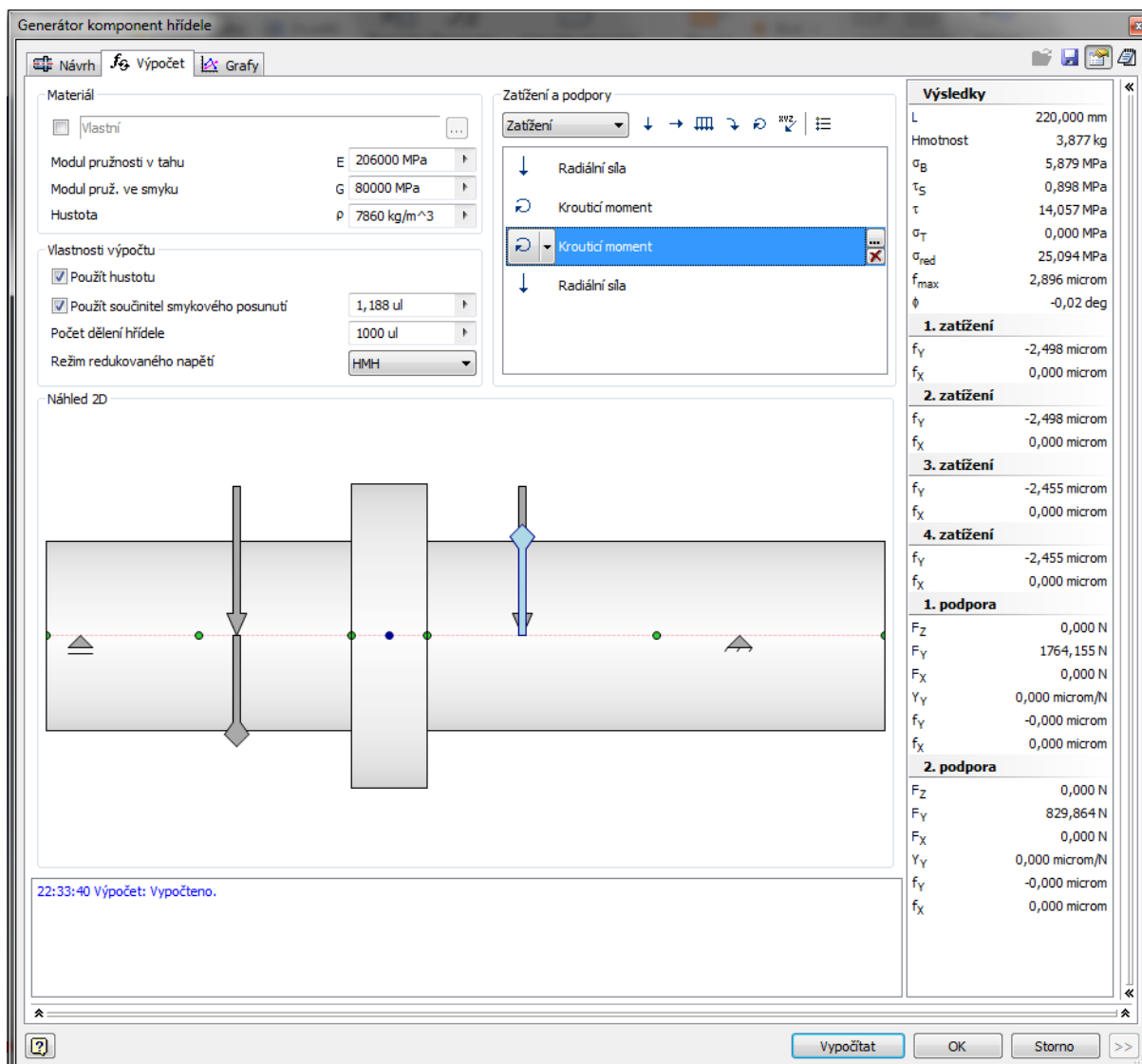
Obrázek 52 – Generátor komponent hřídele 2

Tabulka 12 – Výsledky návrhu 4

Délka	L	220,000 mm
Hmotnost	m	1,352 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	9,096 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,446 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	15,656 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,242 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	28,682 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	9,110 microm
Úhel zkroucení	φ	0,04 deg

6.4.3 Návrh a kontrola hnané hřídele 2

Hřídel bude přenášet krouticí moment mezi čelním soukolím 1 a čelním soukolím 2. Bude uložena ve dvou ložiscích, přičemž zatížení od ozubených kol je pouze radiální. Jako materiál hřídele volím ocel 11 500. Výpočet redukovaného napětí bude probíhat podle hypotézy HMH.



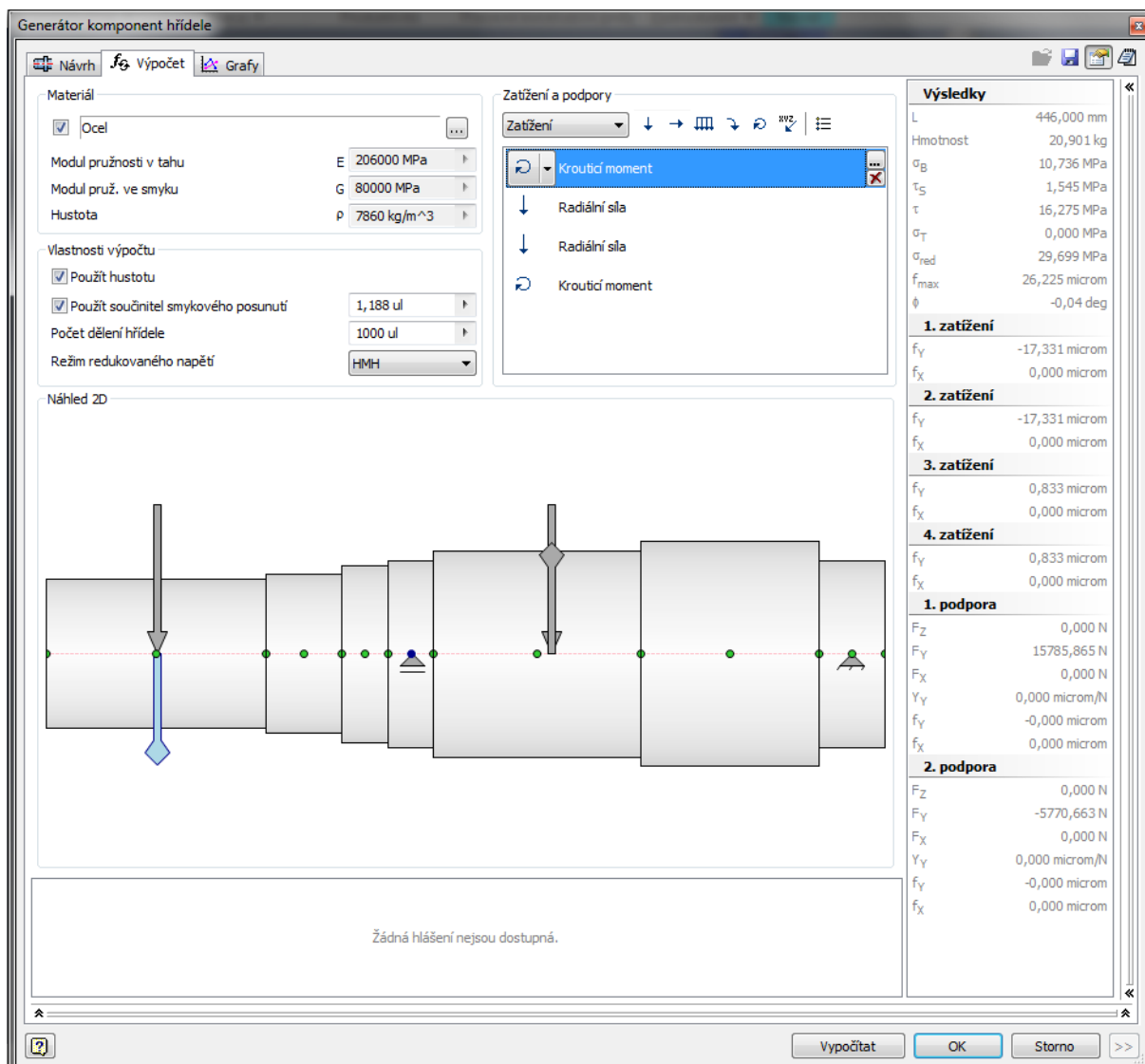
Obrázek 53 – Generátor komponent hřídele 3

Tabulka 13 – Výsledky návrhu 5

Délka	L	220,000 mm
Hmotnost	m	3,877 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	5,879 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,898 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	14,057 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	25,094 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	2,896 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,02 deg

6.4.4 Návrh a kontrola výstupní hřídele

Hřídel bude přenášet krouticí moment mezi čelním soukolím 2 a řetězovým kolem. Bude uložena ve dvou ložiscích, přičemž zatížení od ozubených kol je pouze radiální. Jako materiál hřídele volím ocel 11 500. Výpočet redukovaného napětí bude probíhat podle hypotézy HMH.



Obrázek 54 – Generátor komponent hřídele 4

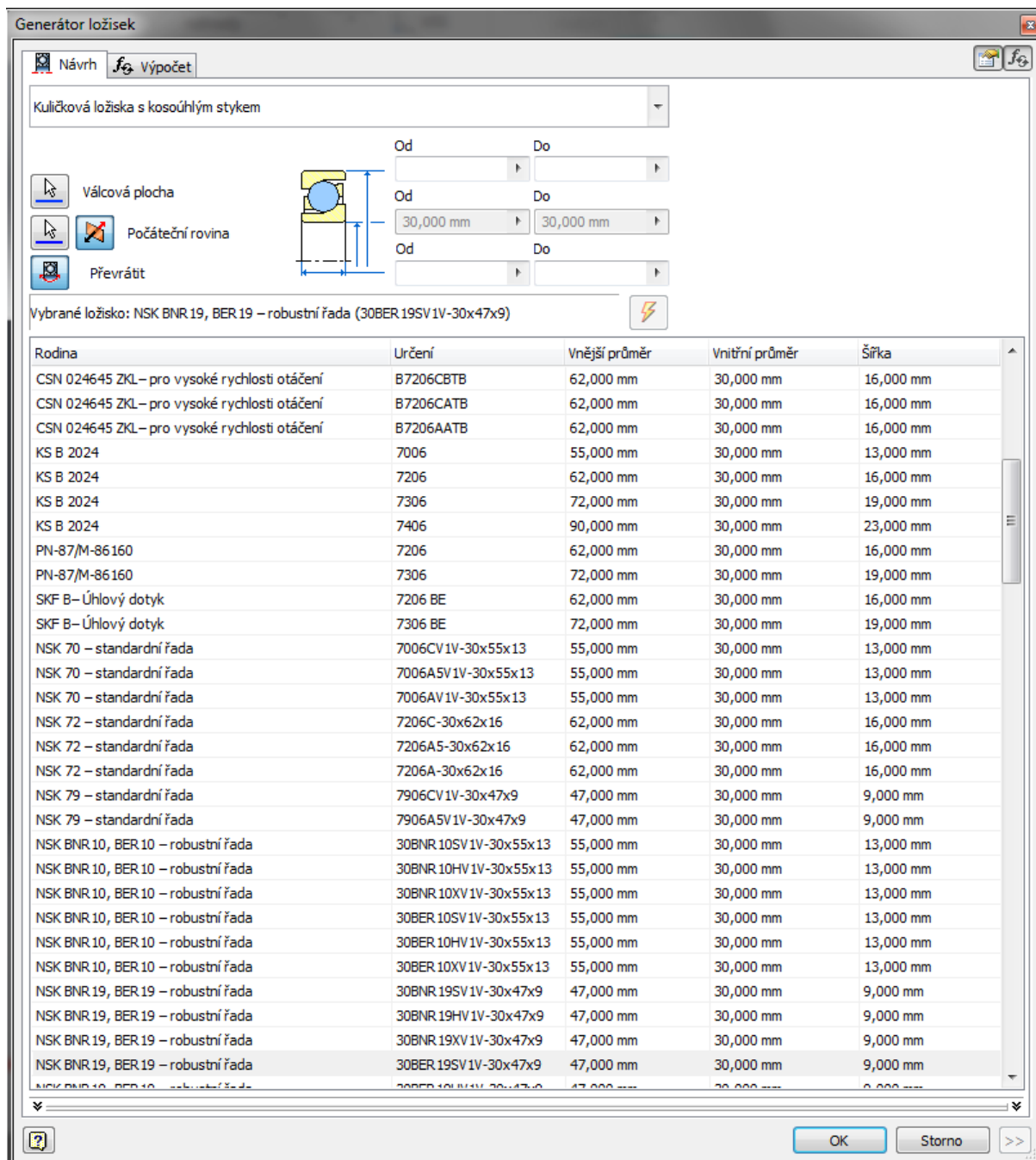
Tabulka 14 – Výsledky návrhu 6

Délka	L	446,000 mm
Hmotnost	m	28,103 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	12,630 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	1,545 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	16,275 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	29,699 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	30,527 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,04 deg

6.5 Návrh ložisek

Ložiska musí být schopna přenést síly radiální, případně axiální, které působí v hřídeli, do skříně převodovky. Síly nutné pro výpočet ložisek jsou již známy, neboť se jedná o síly v podporách zavedených při výpočtu hřídelí. Při návrhu ložisek vycházím tedy z předchozích výpočtů silových poměrů na jednotlivých hřídelích. Všechna ložiska jsou počítána na

životnost 25 000 h systémem Autodesk Inventor 2019 dle normy ISO 281-1990. V prvním kroku návrhu je třeba rozhodnout, jaký typ ložiska bude v konkrétním místě uložení vhodný. Rozměrové parametry ložiska lze filtrovat dle většího průměru nebo šířky ložiska.



Obrázek 55 – Generátor ložisek

V dalším kroku návrhu je nutné zadat působící síly, požadovanou životnost, provozní teplotu a další výchozí parametry návrhu. Nyní je možno nechat software vybrat automaticky nejvhodnější ložisko z námi definovaného výběru. V případě potřeby je možno výběr ložiska změnit a provést výpočet typu ložiska, které zvolí uživatel.

Generátor ložisek

Návrh Výpočet

Typ pevnostního výpočtu
Návrh ložiska

Zatížení

Radiální zatížení F_r 384,838 N

Axiální zatížení F_a 171 N

Otáčky n 906,2 rpm

Požadovaný součinitel statické bezpečnosti s_0 2,0 ul

Mazání

Součinitel tření μ 0,0015 ul

Způsob mazání Tuk

Vlastnosti ložiska

Jmenovitý úhel dotyku α 25 deg

Základní dynamická únosnost C 6000 N

Základní statická únosnost C_0 3900 N

Součinitel dynamického radiálního zatížení X 0,60 ul 0,60 ul

Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 0,50 ul 0,50 ul

Mezní hodnota F_a/F_r e 0,40 ul

Součinitel statického radiálního zatížení X_0 0,60 ul

Součinitel statického axiálního zatížení Y_0 0,50 ul

Exponent pro určení životnosti p 3,00000 ul

Přípustné otáčky pro mazání tukem n_{Lim1} 31200 rpm

Přípustné otáčky pro mazání olejem n_{Lim2} 44200 rpm

Výpočet životnosti ložiska

Výpočet dle ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)

Požadovaná životnost L_{req} 25000 hr

Požadovaná spolehlivost R_{req} 90 ul

Součinitel zvláštních vlastností ložiska a_2 1,00 ul

Součinitel provozních podmínek a_3 1,00 ul

Provozní teplota T 100 c

Součinitel přídavných sil f_d 1,00 ul

Výsledky

L_{10} 125417 hr

L_{10a} 125417 hr

L_{10r} 6819 ul

L_{10ar} 6819 ul

S_{0c} 10,13413 ul

P_z 0,67558 W

F_{min} 39 N

P_0 385 N

P 316 N

K_n 34,429 ul

a_1 1,00 ul

f_t 1,00 ul

n_e 906 rpm

n_{min} 906 rpm

n_{max} 906 rpm

Ložisko

D 47,000 mm

d 30,000 mm

B 9,000 mm

Rodina	Určení	Vnější průměr	Vnitřní průměr	Šířka	Upravená jmenovitá ž...
NSK BNR 10, BER 10 - ...	30BER 10HV 1V-30...	55,000 mm	30,000 mm	13,000 mm	332000 hr
NSK BNR 10, BER 10 - ...	30BER 10XV 1V-30...	55,000 mm	30,000 mm	13,000 mm	332000 hr
NSK BNR 19, BER 19 - ...	30BNR 19SV 1V-30...	47,000 mm	30,000 mm	9,000 mm	145186 hr
NSK BNR 19, BER 19 - ...	30BNR 19HV 1V-30...	47,000 mm	30,000 mm	9,000 mm	145186 hr
NSK BNR 19, BER 19 - ...	30BNR 19XV 1V-30...	47,000 mm	30,000 mm	9,000 mm	145186 hr
NSK BNR 19, BER 19 - ...	30BER 19SV 1V-30...	47,000 mm	30,000 mm	9,000 mm	125417 hr

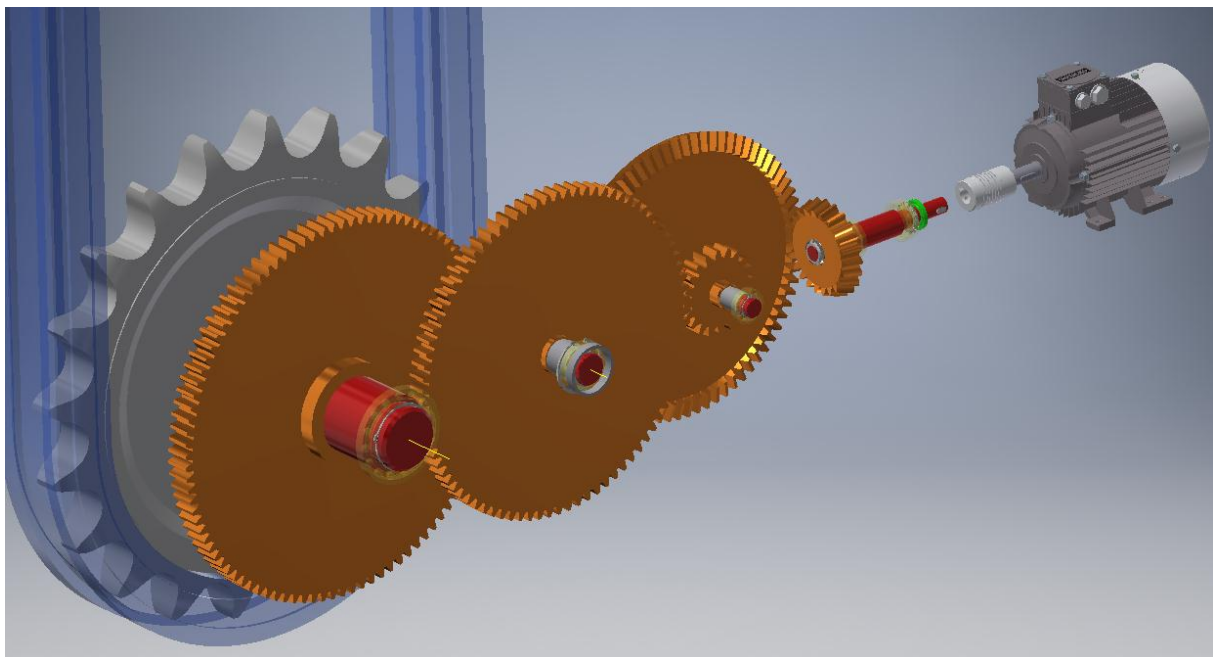
23:22:51 Výpočet návrhu ložiska byl úspěšně dokončen. Optimální ložisko bylo vybráno na základě hodnoty L_{10a} : NSK BNR 19, BER 19 – robustní řada (30BER 19SV 1V-30x4

23:22:51 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

23:22:51 Výpočet: Výsledek požadavku: 160 ložisek (Filtr: Kuličková ložiska s kosoúhlym stykem, $D < Není k dispozici$; $d < 30,000 mm$; $30,000 mm >$; $B < Ne$

Vypočítat OK Storno >>

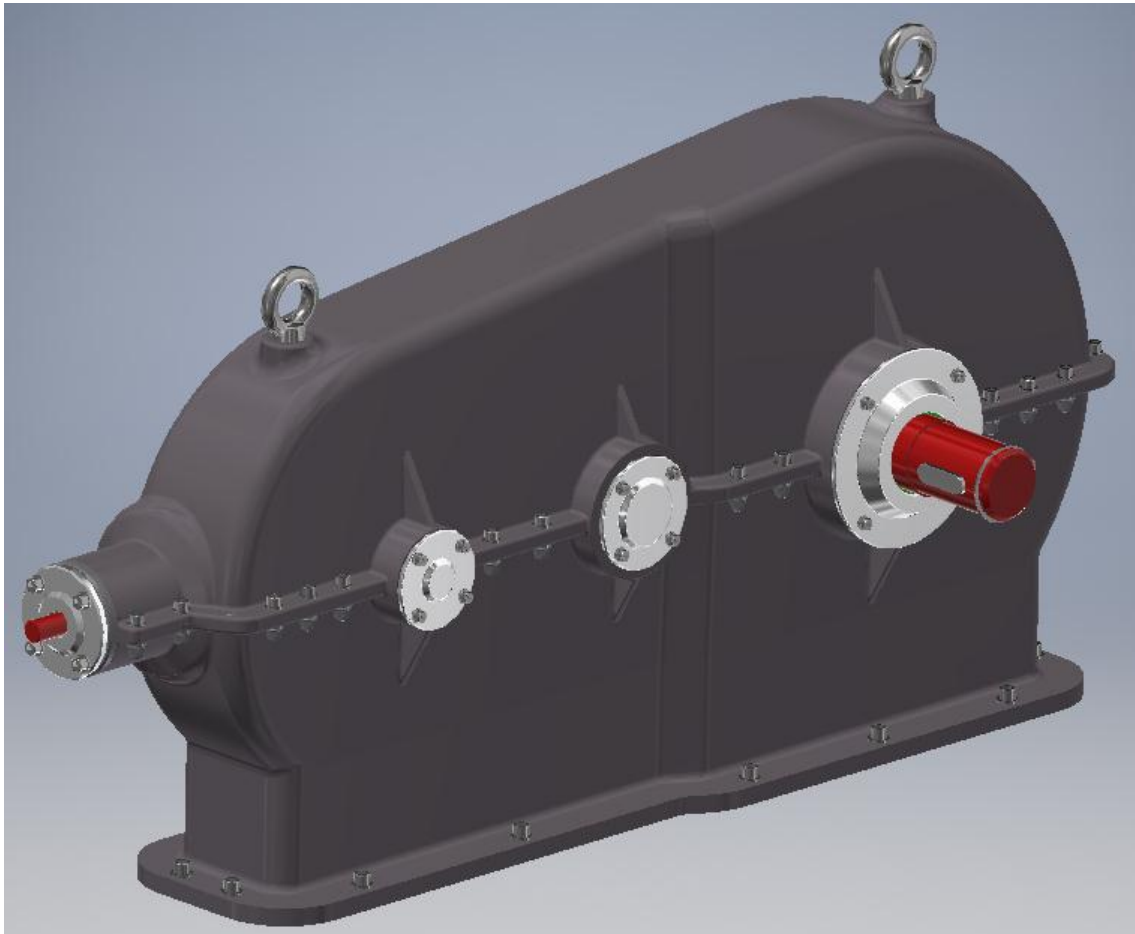
Obrázek 56 – Generátor ložisek 2



Obrázek 57 – Pohled na sestavu převodových kol s hřídeli a ložisky

6.6 Skříň

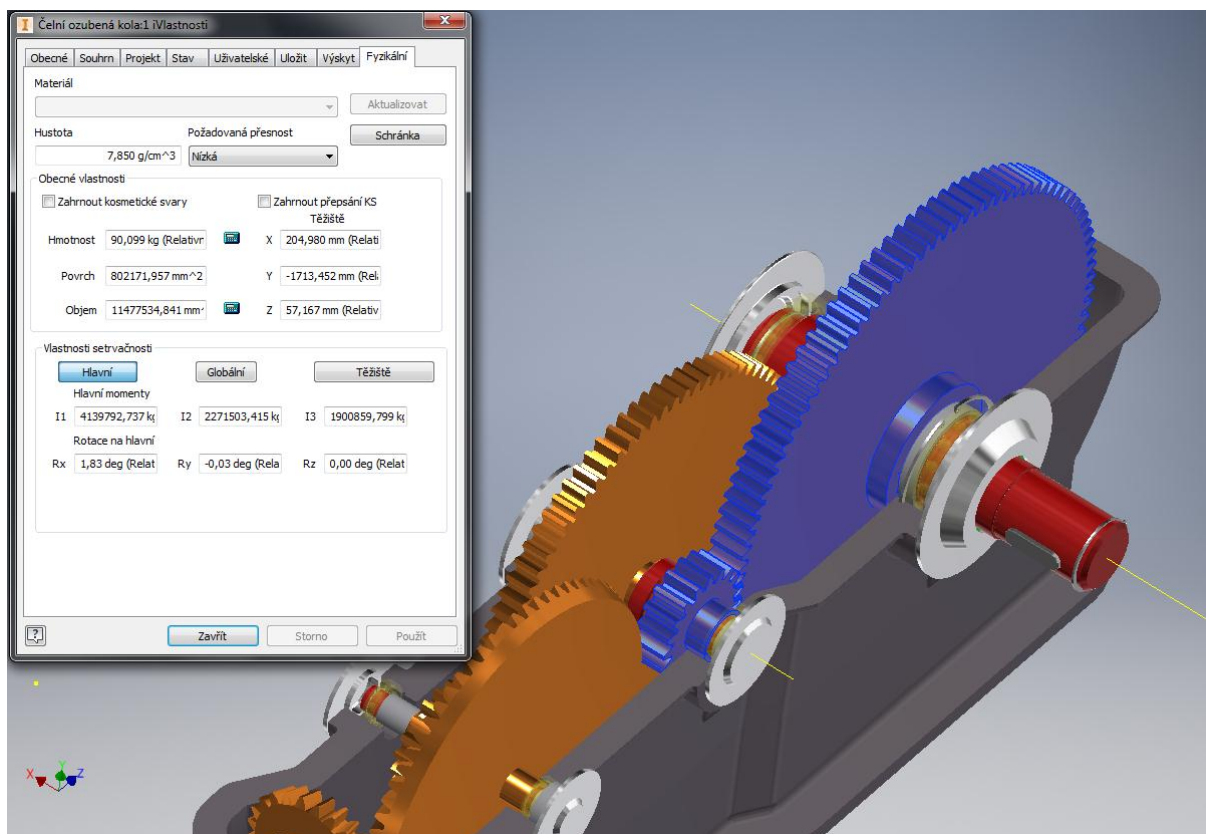
Po sestavení ozubených kol s hřídelí a návrhu uložení následoval vývoj skříně převodovky. Skříň sestává ze dvou polovin, přičemž spodní polovina zajišťuje upevnění převodovky k rámu stroje. Převodovka bude upevněna pomocí šroubů vedoucích skrze přírubu ve spodní polovině skříně. Obě poloviny budou sešroubovány k sobě skrze dotykové plochy, na kterých bude umístěno těsnění. Pro úplné zatěsnění skříně bylo dále nutno navrhnout sedm víček, z toho dvě průchozí, na vstupu a výstupu z převodovky. Průchozí víčka jsou utěsněna pomocí gufera. Skříň bude obsahovat olejovou lázeň, a proto je nutný také napouštěcí a kontrolní otvor.



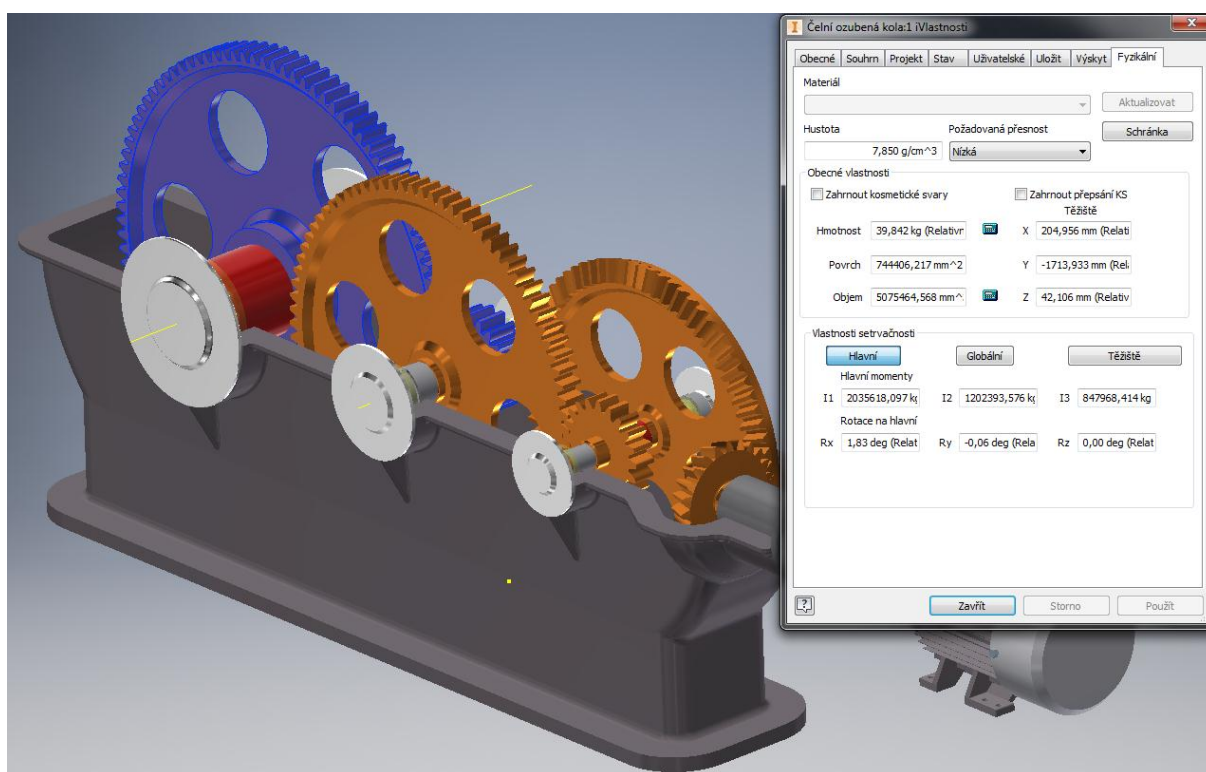
Obrázek 58 – Skříň

6.7 Odlehčení převodovky

Rovná ozubená kola mají neefektivní rozložení hmotnosti a jsou zbytečně příliš těžká. Celková hmotnost převodovky v tomto stavu je 311 kg. Odlehčením kol vhodným úběrem materiálu bude možné tuto hmotnost snížit.



Obrázek 59 – Neodlehčený pár ozubených kol s čelním ozubením
Hmotnost nejtěžšího soukolí před odlehčením je 90,1 kg.
Převodovka s odlehčenými koly:



Obrázek 60 – Odlehčený pár ozubených kol s čelním ozubením

Odlehčením největších ozubených kol se podařilo snížit jejich hmotnost z původních 91,4 kg na 39,84 kg. Odlehčením dalších velkých kol klesla celková hmotnost převodovky o 114 kg a výsledná hmotnost je nyní 197 kg.

6.8 Alternativní řešení

Jiným řešením, než je návrh vlastní převodovky, je nákup převodovky vyráběné pro univerzální použití. Prozkoumáním aktuálních nabídek převodovek vhodných pro použití na výrobních strojích a po kontaktování několika firem jsem dospěl k závěru, že vhodnou alternativou by mohla být koupě cykloidní převodovky od firmy Raveo s.r.o. s následujícími parametry:

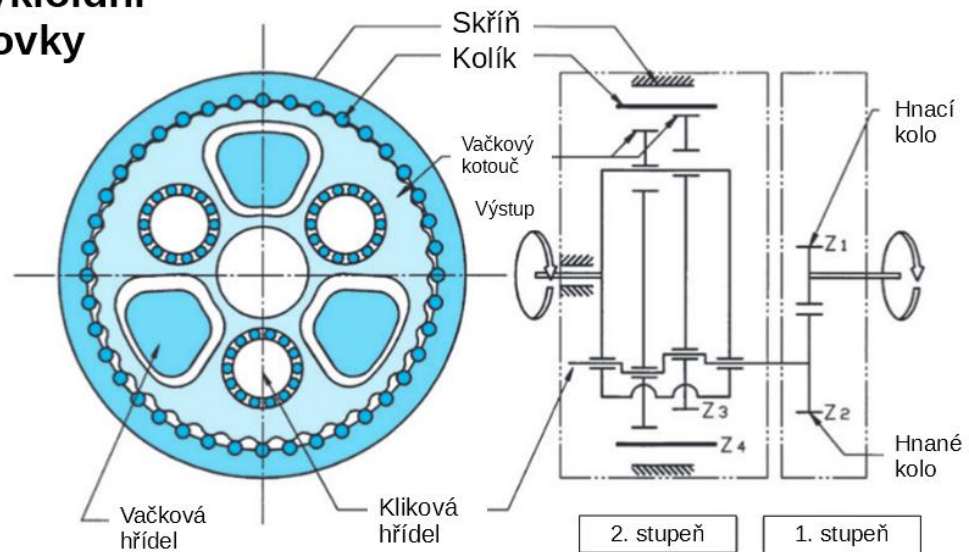
- výstupní moment: 245 až 9733 Nm;
- převod: 41 až 313;
- vůle v ozubení: 1 arc.min;
- možnost připojení k jakémukoliv elektromotoru;
- navrženo pro trvalý (S1), nebo cyklický (S5) provoz;
- max. vůle 1 arc.min;
- převod až $i = 313$;
- max. moment až $5 \times$ nominální moment;
- vysoký přenos nominálního momentu bez vibrací;
- kompaktní provedení s vysokou tuhostí;
- integrované výstupní ložisko umožňuje vysoké axiální a torzní zatížení.



Obrázek 61 – Cykloidní převodovka NABTESCO RV-320N

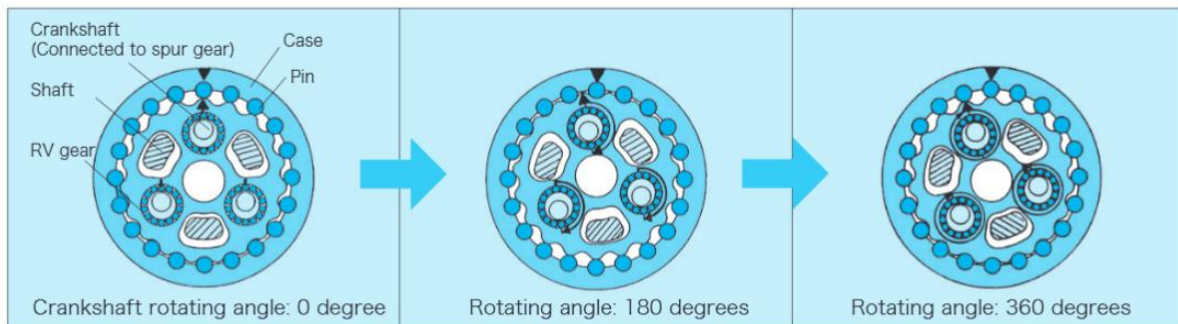
Zdroj: [3]

Schéma cykloidní převodovky



Obrázek 62 – Mechanismus cykloidní převodovky

Zdroj: [2]



Obrázek 63 – Rotace cykloidní převodovky

Zdroj: [2]

Na základě předběžného odhadu jsem poptával převodovku RV-160N. Cena této převodovky se pohybuje okolo 75 000 Kč. Po podrobnější konzultaci s firmou však doporučuji větší model převodovky RV-320N. Převodovka RV-160N by byla namáhána momentem, který je na hraně její únosnosti. Nabízená cena převodovky RV-320N je na základě mé poptávky 80 000 Kč. Rozdíl v ceně těchto modelů tedy není příliš velký, spolehlivost systému však velmi vzroste.

7 Závěr

Automatická výměna nástrojů je dnes již nedílnou součástí moderních CNC obráběcích strojů. Jejím zavedením se urychlí časy nutné k výměně nástrojů, proces se automatizuje a čas potřebný k obrobění součástí se zkracuje. Automatická výměna nástroje tak výrazně přispívá ke zvýšení produktivity stroje.

Cílem práce byla rešerše v dané oblasti výměny nástrojů a oblasti konstrukce převodových mechanismů. Dále pak návrh a řešení vhodného pohonu pro automatický řetězový zásobník. Rešeršní část popisuje nejpoužívanější způsoby automatické výměny nástrojů, blíže se věnuje řetězovému zásobníku a jeho složení. Druhá část rešeršní části je věnována oblasti převodovek, jejich stavebním prvkům a postupu při jejich návrhu.

V praktické části práce popisují postup při řešení pohonu řetězového zásobníku. Je zde popsána úvaha nad řešením a výběr vhodné pohonné jednotky. Návrh pohonu pokračuje konstrukcí převodové skříně a prvků převodového mechanismu. V závěru praktické části se pro srovnání nabízí koupená varianta převodovky. Tato varianta je cenově zajímavá a nabízí dobré srovnání, do jaké výše výrobních nákladů se vlastní konstrukce vyplatí.

Vlastní konstrukce převodové skříně byla provedena tak, aby maximálně vyhovovala požadavkům řetězového zásobníku na horizontálním vyvrtávacím stroji. Mechanismus byl dimenzován s dostatečnou bezpečností a životností při potřebném zatížení.

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Technické principy pro regulaci parametrů hnacího členu	24
Tabulka 2 – Rozměry kol 1	43
Tabulka 3 – Zatížení 1	44
Tabulka 4 – Výsledky návrhu 1	45
Tabulka 5 – Rozměry kol 2	47
Tabulka 6 – Zatížení 2	48
Tabulka 7 – Výsledky návrhu 2	49
Tabulka 8 – Rozměry kol 3	51
Tabulka 9 – Zatížení 3	52
Tabulka 10 – Výsledky návrhu 3	53
Tabulka 11 – Výpočet hřídele	54
Tabulka 12 – Výsledky návrhu 4	59
Tabulka 13 – Výsledky návrhu 5	60
Tabulka 14 – Výsledky návrhu 6	61

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Stolová horizontální vyvrtávačka VARNSDORF WHR 13 Q.....	13
Obrázek 2 – Desková horizontální vyvrtávačka QVARNSDORF WRD.....	13
Obrázek 3 – Lucas Fermat WFC 10 CNC.....	14
Obrázek 4 – Frézovací hlava HUF 50.....	15
Obrázek 5 – Frézovací hlava ortogonální automaticky indexovaná HOI 50.....	15
Obrázek 6 – Otočné stoly.....	16
Obrázek 7 – Upínací úhelník.....	16
Obrázek 8 – Lící deska.....	15
Obrázek 9 – Robotický podavač.....	17
Obrázek 10 – Řetězový zásobník.....	18
Obrázek 11 – Výměna nástroje pomocí automatického zásobníku.....	19
Obrázek 12 – Způsoby uspořádání řetězových zásobníků.....	19
Obrázek 13 – Uspořádání zásobníku při uchycení nástrojů na vnější straně řetězu.....	20
Obrázek 14 – Uchycení držáku nástroje na vnější straně řetězu.....	20
Obrázek 15 – Řetěz typu HG s dutými pouzdry.....	21
Obrázek 16 – Uspořádání zásobníku při uchycení nástrojů v dutých pouzdrech řetězu.....	21
Obrázek 17 – Uchycení nástroje v držáku.....	22
Obrázek 18 – Držák SK/ISO.....	23
Obrázek 19 – Popis ISO kužele.....	23
Obrázek 20 – Rozměrové parametry SK/ISO.....	24
Obrázek 21 – Mechanismus zajištění nástroje.....	24
Obrázek 22 – Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro rovnoběžné osy.....	27
Obrázek 23 – Převodové prvky na základě tvarového styku s přímým přenosem zatížení pro různoběžné osy.....	28
Obrázek 24 – Válová ložiska.....	31
Obrázek 25 – Spojovací prvky pro přenos zatížení točivým momentem.....	33
Obrázek 26 – Prvky přenášející točivý moment a sílu.....	33
Obrázek 27 – Přenos samotné axiální síly.....	34
Obrázek 27 – Gufero.....	36
Obrázek 29 – Vnější štěrbinové těsnění.....	37
Obrázek 30 – Vnější labyrintové těsnění, axiální uspořádání spár.....	37
Obrázek 31 – Vnější labyrintové těsnění, axiální uspořádání spár 2.....	37
Obrázek 32 – Ploché těsnění hlavy válců.....	38

Obrázek 33 – Tekuté těsnění LOCTITE	38
Obrázek 34 – Kinematické schéma převodovky	39
Obrázek 35 – Návrh hnacího členu	40
Obrázek 36 – Rozměry kuželového ozubeného kola	42
Obrázek 37 – Generátor komponent – kuželová ozubená kola – návrh.....	44
Obrázek 38 – Generátor komponent – kuželová ozubená kola – výpočet.....	45
Obrázek 39 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – návrh	48
Obrázek 40 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – výpočet.....	49
Obrázek 41 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – návrh 2	52
Obrázek 42 – Generátor komponent – čelní ozubená kola – výpočet 2.....	53
Obrázek 43 – Generátor komponent hřídele	55
Obrázek 44 – Ohybový moment	56
Obrázek 45 – Průhyb.....	56
Obrázek 46 – Napětí v ohybu.....	57
Obrázek 47 – Smykové napětí	57
Obrázek 48 – Napětí v krutu	58
Obrázek 49 – Redukované napětí.....	58
Obrázek 50 – Ideální průměr.....	59
Obrázek 51 – Osazená hnací hřídel.....	59
Obrázek 52 – Generátor komponent hřídele 2	60
Obrázek 53 – Generátor komponent hřídele 3	61
Obrázek 54 – Generátor komponent hřídele 4	62
Obrázek 55 – Generátor ložisek	63
Obrázek 56 – Generátor ložisek 2	64
Obrázek 57 – Pohled na sestavu převodových kol s hřídeli a ložisky	64
Obrázek 58 – Skříň.....	65
Obrázek 59 – Neodlehčený pár ozubených kol s čelním ozubením	66
Obrázek 60 – Odlehčený pár ozubených kol s čelním ozubením	66
Obrázek 61 – Cykloidní převodovka NABTESCO RV-320N.....	67
Obrázek 62 – Mechanismus cykloidní převodovky	68
Obrázek 63 – Rotace cykloidní převodovky	68

Seznam použité literatury

Publikace na internetu

- [1] WIPPERMANN. *ATC Chains*. https://bmc-tech.cz/download/ATC_chains.pdf. Berlin: Wippermann, 2019.
- [2] RAVEO s.r.o. *Online katalog*. <https://www.raveo.cz/>. Otrokovice: RAVEO s.r.o., 2019.
- [3] RAVEO s.r.o. *Online katalog: Cykloidní převodovka NABTESCO RV-320N*. <https://www.raveo.cz/>. Otrokovice: RAVEO s.r.o., 2019.
- [4] Loctite. *Ano, těsnění může být tekuté*. <http://www.zkusteloctite.cz/cs/tutorials/gasketing-products/yes-the-gasket-can-be-a-liquid.html>. Praha: Henkel ČR, s.r.o., 2019.
- [5] Auto.cz. *Těsnění hlavy válců*. <https://www.auto.cz/galerie/technika/55770/>. Praha: CZECH NEWS CENTER a.s., 2018.
- [6] SKF. *Zásady pro volbu valivých ložisek*. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/>. Göteborg: Skupina SKF, 2019.
- [7] JAHOBŘ. *Gufero*. <https://cs.wikipedia.org/wiki/Gufero>. San Francisco: Wikipedia, 2007.
- [8] KRÓNEROVÁ, E., KRÁTKÝ, J. *Pohonný systém z hlediska specifikace požadovaných vlastností*. Plzeň: ZČU, 2014.
- [9] LAŠOVÁ, V. *KKS/ZSVS základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: ZČU, 2012.
- [10] Tools-n-Gizmos. *Machine Tool Shanks & Tapers*. <http://www.tools-n-gizmos.com/specs/Tapers.html>. Stanwood, WA: Tools-n-Gizmos, 2018.
- [11] MAVS. *GMI_n*. <https://uloz.to!/hVLbnYwn/gm1-n-ppt>.
- [12] Tsubakimoto Chain Co. *2.2.2 ATC Chain*. <http://chain-guide.com/applications/2-2-2-atc-chain.html>. Ósaka: Tsubakimoto Chain Co., 1995.
- [13] *Prvky automatického řízení výrobních strojů*. <https://uloz.to!/bmfvja2D/gar-prvky-automatickeho-rizeni-vs-2010-ppt>. 2010
- [14] TOS Kuřim. *Katalog TOS Floor Type Machining Centres*. Kuřim: TOS Kuřim, 2010.
- [15] TOS Varnsdorf. *Online katalog*. <https://www.tosvarnsdorf.cz/en/products/horizontal-milling-boring-machines/>. Varnsdorf: TOS VARNSDORF a.s., 2019.
- [16] FERMAT CZ s.r.o. *Online katalog*. <http://www.fermatmachinery.com/wfc-10-cnc>. Praha: FERMAT CZ s.r.o., 2019.
- [17] KUKA AG. *Online katalog*. <http://www.kuka.com/>. Augsburg: KUKA AG, 2019.

[18] Direct INDUSTRY. *Online katalog*. <http://www.directindustry.com/>. Marseilles: VirtualExpo, 2019.

[19] SIMOTICS S-1FT7 synchronous motors. *Online katalog*. <http://www.siemens.com/>. ERLANGEN: Siemens AG, 2018

Knižní publikace

[20] KRÁTKÝ J., KRÓNEROVÁ E., HOSNEDL S. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň: ZČU, 2011.

[21] HOSNEDL S., KRÁTKÝ J. *Příručka strojního inženýra I.*, Brno: Computer Press, 1999.

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výkresy

- hřídel;
 - řetězové kolo;
 - víčko;
- vykres sestavy.

Příloha č. 2 – Výpočtová zpráva

- specifikace motoru;
- výpočet ozubených kol;
- výpočet hřídelí;
- výpočet ložisek.

Příloha č. 3 – Důležité fyzikální veličiny a jejich jednotky

PŘÍLOHA č. 1

Výkresy

PŘÍLOHA č. 2

Výpočtová zpráva

PŘÍLOHA č. 3

Důležité fyzikální veličiny a jejich jednotky