

# Modernizace výuky v předmětu “TKII“ využitím 3D modelů

František Migdal

---

Bakalářská práce  
2016



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2015/2016

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **František Migdal**  
Osobní číslo: **T12142**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Modernizace výuky v předmětu "TKII" využitím 3D modelů**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte literární rešerši na vybrané téma.**
- 2. Provedte návrh a výpočet zadaného celku.**
- 3. Vypracujte výkresovou dokumentaci a 3D modely sestavy a jejich animace za účelem využití studenty v předmětu technické kreslení.**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucí práce.**

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Libuše Sýkorová, Ph.D.**

Ústav výrobního inženýrství

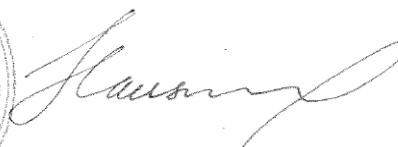
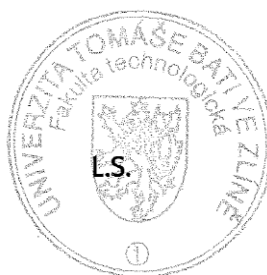
Datum zadání bakalářské práce: **8. ledna 2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**

Ve Zlíně dne 4. února 2016



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.  
*děkan*



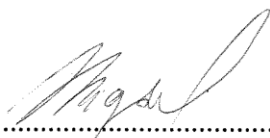
prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.  
*ředitel ústavu*

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 15.5.2016



.....

<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevýdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

<sup>2)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

<sup>3)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpirá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Cílem této bakalářské práce je vypracování literární studie na téma „Modernizace výuky „TKII“ využitím 3D modelů“.

Teoretická část se zaměřuje na problematiku mechanických převodů respektive na jejich charakteristiku a rozdělení, s bližším zaměřením na převody řemenové.

Praktická část je věnována návrhu a výpočtu řemenového převodu na stolní kotoučové pile, následně popisu programu CATIA určeného pro tvorbu 3D modelů a sestav vytvořených za účelem využití studenty v předmětu technické kreslení.

Klíčová slova: mechanické převody, CATIA

## **ABSTRACT**

The aim of this bachelor thesis is to create a literary study on the topic of „TKII teaching modernization with the use of 3D models“.

The theoretical part focuses on the issue of mechanical drives, more specifically their characteristics and categorization, with a closer focus on the belt drive.

The practical part focuses on the drawing and calculation of a belt drive for a table saw; further on, it focuses on the description of the CATIA program which is used for designing 3D models and sets created with the purpose of being used by the students in the technical drawing classes.

Key words: mechanical drives, CATIA

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří přispěli k dokončení mé bakalářské práce. Především děkuji své vedoucí doc. Ing. Libuši Sýkorové, Ph.D. za její odborné vedení, ochotu a pomoc při vypracování této práce.

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 MECHANICKÉ PŘEVODY</b> .....	<b>12</b>
1.1 CHARAKTERISTIKA MECHANICKÝCH PŘEVODŮ .....	12
1.2 ROZDĚLENÍ MECHANICKÝCH PŘEVODŮ .....	13
1.2.1 Převody ozubenými koly.....	13
1.2.2 Třecí převody .....	15
1.2.3 Řetězové převody .....	16
1.2.4 Řemenové převody.....	17
1.2.5 Lanové převody.....	17
<b>2 ŘEMENOVÉ PŘEVODY</b> .....	<b>18</b>
2.1 CHARAKTERISTIKA ŘEMENOVÝCH PŘEVODŮ.....	18
2.1.1 Silové poměry .....	18
2.2 ROZDĚLENÍ ŘEMENOVÝCH PŘEVODŮ.....	20
2.2.1 Řemenové převody s třecí vazbou .....	20
2.2.1.1 Řemeny ploché .....	20
2.2.1.2 Řemeny klínové .....	21
2.2.2 Řemenové převody s tvarovou vazbou .....	22
2.2.2.1 Synchronní řemenové pohony .....	22
2.3 ÚPRAVA ŘEMENOVÉHO PŘEVODU.....	23
2.4 KONSTRUKCE ŘEMENIC .....	24
2.4.1 Řemenice pro ploché řemeny .....	24
2.4.2 Řemenice pro klínové řemeny.....	25
2.4.3 Upevnění řemenic na hřídeli .....	26
<b>3 CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI PRÁCE</b> .....	<b>28</b>
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>29</b>
<b>4 NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU NA STOLNÍ KOTOUČOVÉ PILE</b> .....	<b>30</b>
4.1 ZADÁNÍ .....	30
4.2 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU .....	30
4.2.1 Volba motoru.....	30
4.2.2 Součinitel dynamičnosti .....	30
4.2.3 Výpočtový výkon .....	31
4.2.4 Typ řemene a průměr malé řemenice .....	31
4.2.5 Průměr velké řemenice.....	31
4.2.6 Vzdálenost řemenic .....	33
4.2.6.1 Nejmenší vzdálenost řemenic .....	33
4.2.6.2 Doporučené vzdálenost řemenic .....	34
4.2.7 Výpočtová délka klínového řemene.....	34
4.2.8 Skutečná osová vzdálenost řemenic .....	35
4.2.9 Úhel opásání.....	36
4.2.10 Počet klínových řemenů .....	36
4.2.11 Obvodová rychlost .....	38



<b>5</b>	<b>TVORBA 3D MODELŮ V PROGRAMU CATIA .....</b>	<b>39</b>
5.1	CATIA V5 .....	39
5.2	OBJEMOVÉ MODELOVÁNÍ – TVORBA MODELU .....	41
5.2.1	Vymodelované součásti.....	42
5.3	TVORBA SESTAV.....	44
5.3.1	Typy vazeb .....	45
5.4	ANIMACE SESTAV .....	47
5.5	SESTAVA – KOTOUČOVÁ PILA.....	48
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>50</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>51</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>52</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>53</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>55</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>56</b>

## ÚVOD

Téměř ve všech strojních zařízeních se používají převody. Důvodem, proč se převody používají jako spojovací články v konstrukci strojních zařízení je, že výstupní parametry hnacího stroje nesouhlasí se vstupními parametry pracovního stroje a nástroje. Obvykle mají hnací stroje vyšší otáčkové frekvence. U pracovních strojů se během provozu vyžaduje regulace rychlosti i kroutícího momentu, jako je tomu např. u obráběcích strojů, automobilů apod.

V řadě případů se v provozu mění nejen rychlost, ale i směr pohybu. V daných případech je převodový mechanismus důležitou součástí, která pomáhá pracovníkovi nebo řídicímu programu se sladěním správných funkcí motoru. Při optimalizaci konstrukcí se ukazuje jako výhodné vedle mechanických převodů užívat také převodů elektrických, pneumatických, hydraulických apod. V některých zařízeních je účelné spojovat mechanické převody s jinými druhy převodů tak, aby se využily výhody jednotlivých typů.

Při návrhu mechanického převodu je nepostradatelným vyjadřovacím a dorozumívacím prostředkem mezi techniky a vlastními výrobcí technické kreslení. A jelikož technické kreslení prošlo uplynulými roky značným vývojem a to díky rozvoji počítačových programů určeným pro technickou dokumentaci, je možnost stroj nejprve prostorově vymodelovat, následně přítomný mechanismus simulovat, popřípadě upravovat či analyzovat.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem, k zajištění plynulého toku výkonu při předepsané změně úhlové rychlosti a odpovídající změně kroutícího momentu. Při přenosu se tedy může měnit obvodová rychlost a smysl otáčení hnaného hřídele, občas se mění i druh pohybu, např. otáčivý na posuvný (např. kulisa). Každý mechanický převod se skládá nejméně ze dvou (kotoučů), hnacího a hnaného, která jsou pevně spojena s hnacím a hnaným hřídelem. Kromě mechanických převodů existují též převody, založené na jiných principech, např. hydraulické, elektrické, pneumatické, magnetické, které se používají pro určité speciální případy. [1]

### 1.1 Charakteristika mechanických převodů

Základní charakteristikou převodu je převodový poměr  $i$ , kde tato velikost převodu se vyjadřuje poměrem úhlové rychlosti hnacího členu (hnacího hřídele)  $\omega_1$  k úhlové rychlosti hnaného členu (hnaného hřídele)  $\omega_2$ .

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{F}}{\frac{2 \cdot M_{k1}}{F}} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \quad (1.1)$$

kde  $n_1, n_2$  - frekvence otáčení hnacího a hnaného hřídele [ $s^{-1}$ ]

$d_1, d_2$  - průměr hnacího a hnaného kola [mm]

$F$  - obvodová síla [N]

$M_{k1}, M_{k2}$  - kroutící moment na hnacím a hnaném kole [N.mm]

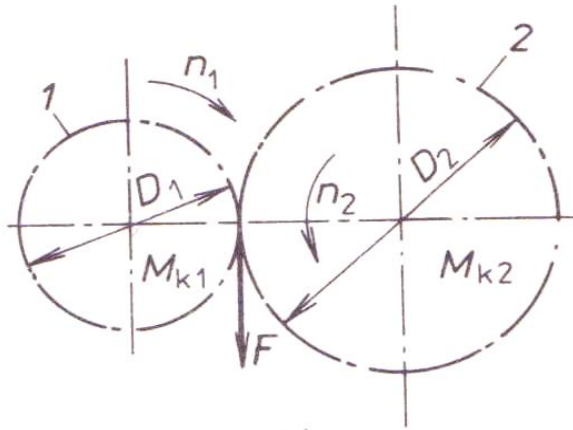
Například u ozubených kol se velikost poměru  $i$  zpravidla chápe jako absolutní hodnota, kde hodnoty  $i > 1$  odpovídají převodům dopomala (redukci) a hodnoty  $i < 1$  charakterizují převody dorychla (multiplikaci). Pouze u složitějších mechanismů se úhlové rychlosti uvažují jako vektory, a kromě velikostí se udávají i jejich smysly.

Ve skutečných převodových ústrojích se vždy vyskytují ztráty v důsledku tření dotýkajících se částí, třením v uložení, ztráty při brodění kol v kapalinovém mazivu atd., tím se mění i přenášený výkon v poměru, který charakterizuje účinnost. Účinnost je dána poměrem výstupního a vstupního výkonu.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (1.2)$$

Celková účinnost složeného převodu je dána součinem účinností jednotlivých převodů.

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \dots \cdot \eta_{n-1,n} \quad (1.3)$$



Obr. 1. – Silové poměry v převodech  
(převod ozubenými koly)

## 1.2 Rozdělení mechanických převodů

Mechanické převody podle typu vazby dělíme na tvarové (bez skluzu) a třecí (se skluzem). Tvarové spojení může být přímé (ozubené převody) nebo nepřímé (převody ozubenými řemeny, řetězy). Třecí nebo tzv. silové spojení může být také přímé (třecí převody), nebo nepřímé (řemenové a lanové převody). [1]

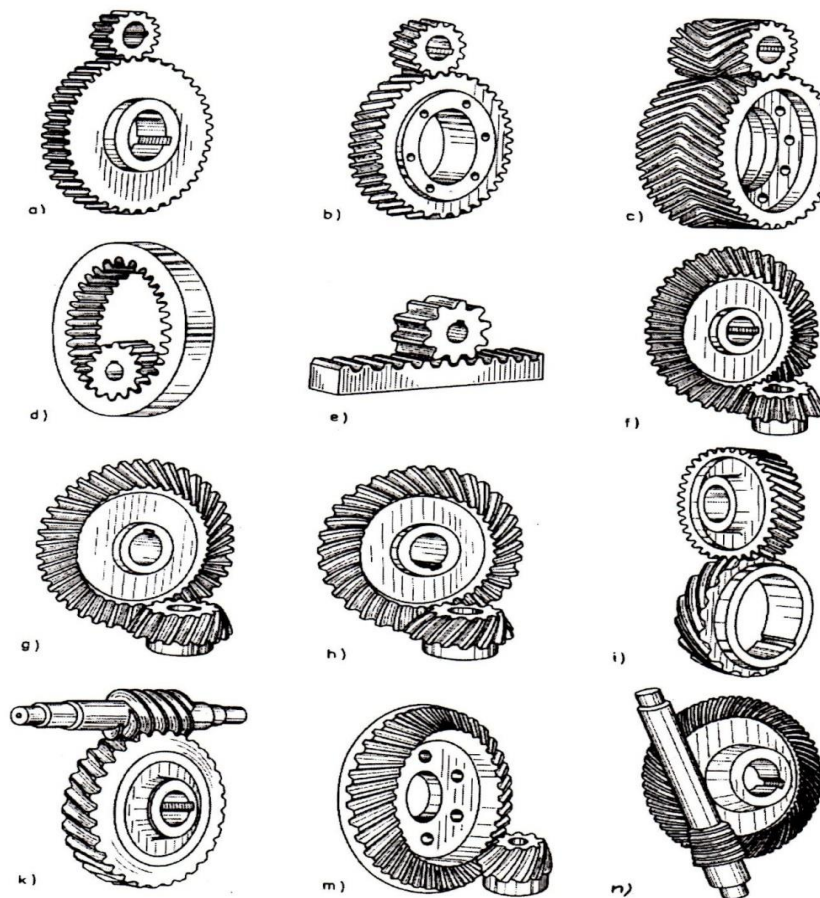
### 1.2.1 Převody ozubenými koly

Nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů jsou převody ozubenými koly. Ty pracují na principu záběru (přenos sil bezprostředním dotykem a tlakem) spoluzabírajících členů. Soukolím označujeme jednoduchý převod tvořený dvojicí ozubených kol, které do sebe zabírají, menší kolo se označuje jako pastorek, větší jako kolo. Úkolem této dvojice je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídely při požadované transformaci úhlové rychlosti a krouticího momentu, při co nejvyšší mechanické účinnosti. Jedná se tedy o převod bez skluzu, takže obvodová rychlost na hnacím kole je shodná s obvodovou rychlostí na kole hnacím. Tvar ozubených kol a jejich

zubů závisí na vzájemné poloze hřídelů, z nichž také vyplývá klasifikace podle pohybu kol.

Podle relativního pohybu základních těles (tj. zda se po sobě odvalují nebo smýkají) rozdělujeme ozubená kola na:

- a) Valivá – osy hnacích a hnaných hřídelů jsou rovnoběžné nebo se osy protínají.
- čelní ozubení vnější se zuby přímými a šikmými, vnitřní nebo hřebenové (obr. 2a-e)
  - kuželové soukolí vnější nebo vnitřní se zuby přímými, šikmými a zakřivenými (obr. 2f-h)
- b) Šroubová – osy kol, která jsou v záběru, jsou mimoběžné. Při otáčení se zuby kol po sobě odvalují a zároveň posouvají ve směru dotykové přímky, což je pohyb šroubový. Tím nastává prokluz, tzn. účinnost těchto převodů je nižší. [1]
- šroubová válcová (obr. 2i) a šneková soukolí (obr. 2k)
  - šroubové hypoidní (obr. 2m)
  - hyperbolická (obr. 2n)



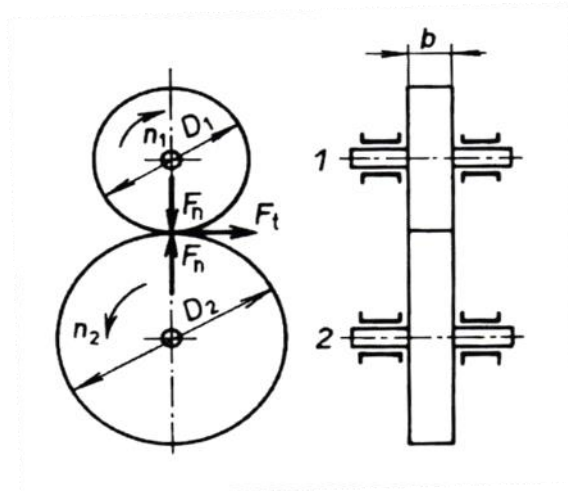
Obr. 2. – Ozubená kola valivá a šroubová [1]

**Výhodou** ozubených převodů je např. dobrá spolehlivost a životnost, dobrá mechanická účinnost. Další výhodou je také malá náročnost na údržbu a přesné dodržení převodového poměru. Převody ozubenými koly také umožňují krátkodobou přetížitelnost.

**Nevýhodou** je složitější a dražší výroba (vysoké nároky na přesnost výroby). Tuhá vazba neumožňuje tlumení rázů a dynamického zatížení.

### 1.2.2 Třecí převody

Třecí převody se používají k přenosu rotačního pohybu u menších výkonů na blízké rovnoběžné nebo různoběžné hřídele. K přenosu výkonu využívají třecí síly, která vznikne přitlakem třecích kotoučů. Kola se buď dotýkají přímo (obr. 3), nebo je mezi nimi spojovací člen (např. kladka, kotouč, prstenec apod.). [1]

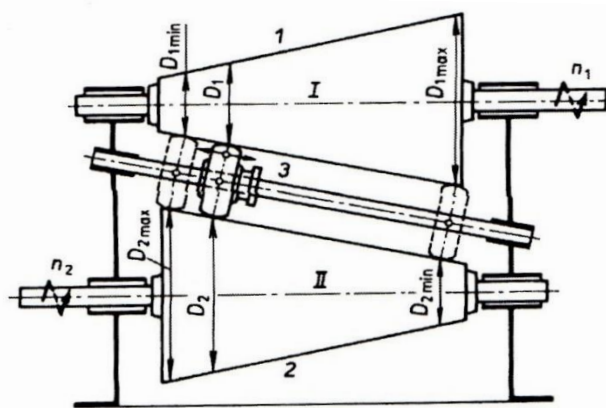


Obr. 3. – Čelní třecí převod [1]

Třecí převody se dají podle konstrukčního uspořádání rozdělit na:

- a) se stálým převodovým poměrem
  - čelní válcové třecí převody (obr. 3)
  - kuželové
- b) s měnitelným převodovým poměrem
- c) speciální

Třecí převody lze konstruovat s měnitelným převodovým poměrem pro plynulou změnu otáček. Změna otáček hnaného hřídele popř. smysl otáčení, lze měnit i za pohybu. Tyto převody se nazývají variátory (obr. 4).



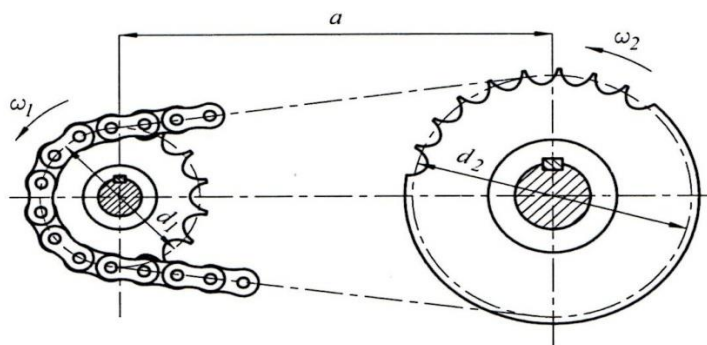
Obr. 4. – Kuželový třecí variátor [1]

**Výhodou** třecích převodů je jejich klidný, téměř nehluký chod, důsledkem třecího obložení. Mezi další výhody se řadí měnitelnost otáček za chodu stroje i při plném zatížení a vyrovnávání rázů v pohonu prokluzem třecích kol.

**Nevýhodou** je poměrně velký tlak na hřídele a ložiska vyvolaný přitlačnou silou, nestálost převodového poměru vlivem kolísání otáček hnaného hřídele.

### 1.2.3 Řetězové převody

Řetězové převody se uskutečňují pomocí řetězových kol a řetězu, kterým je přenášena tahem obvodová síla z hnaného kola na hnané. Řetězové převody se používají pro výkony až do 500 kW a obvodové rychlosti až do  $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  podle provedení a podmínek mazání. Lze je použít pro pohyb dopomala i dorychla. Články řetězu zapadají při přenosu síly do ozubení řetězových kol. Při stejných osových vzdálenostech mohou přenášet větší zatížení a mají 4x větší životnost než řemenové převody. Pro přenos větších výkonů a větší rychlosti slouží řetězy dvouřadé nebo třířadé. [1]



Obr. 5. – Řetězový převod [4]



Druhy převodových řetězů:

- a) pouzdrové
- b) válečkové
- c) čepové
- d) kloubové (Ewartovy)

**Výhodou** řetězových převodů je stálý převodový poměr, necitlivost k vnějšímu prostředí (vlhkost, prach, teplota), bezpečný přenos obvodové síly (bez skluzu), velká mechanická účinnost, snadná montáž (demontáž) řetězu a poměrně velká trvanlivost.

**Nevýhodou** je požadavek stavitelnosti na vzdálenosti os hřídele, zvětšování délky řetězu při opotřebení čepů a vytažení destiček u pouzdrových řetězů. U řetězového kola s malým počtem zubů nastává u jedné otáčky nerovnoměrný chod převodu.

#### 1.2.4 Řemenové převody

Řemenové převody slouží pro přenos menších a středních, výjimečně i velkých výkonů na velké vzdálenosti, zpravidla mezi rovnoběžnými hřídeli. [2] Točivý moment z hnacího hřídele na hnaný se přenáší pásem, který je opásán kolem řemenových kotoučů (řemenic). Na ploše styku věnce hnacího kotouče a pásu vznikne tření (silová vazba), a pohyb se pásem přenáší na hnaný kotouč. Řemenové převody se používají nejen ve všech odvětvích strojírenství, ale též v přesné mechanice, lékařské a vysokofrekvenční technice, elektrotechnice apod.

#### 1.2.5 Lanové převody

Lana se používají nejen k zdvihání břemen jako nosné členy (jeřáby, zdvihadla apod.), ale také k přenosu obvodové síly z hnacího hřídele na hnaný. Lana jsou buď konopná, bavlněná nebo ocelová.

Konopná lana se používají pro méně namáhané konstrukce. Mohou být třípramenná, čtyřpramenná, zřídka jsou více pramenná. Jsou normalizována v ČSN 808613.

Ocelová lana jsou určena pro náročnější, více zatížené převody. Rozdělujeme je na lana pohyblivá a nepohyblivá. Pohyblivá lana mění svou polohu během zatížení. Nepohyblivá lana slouží pouze jako napínací nebo nosný člen. Výpočet těchto převodů v technické praxi používaných jen zřídka lze najít v odborné literatuře. [1]

## 2 ŘEMENOVÉ PŘEVODY

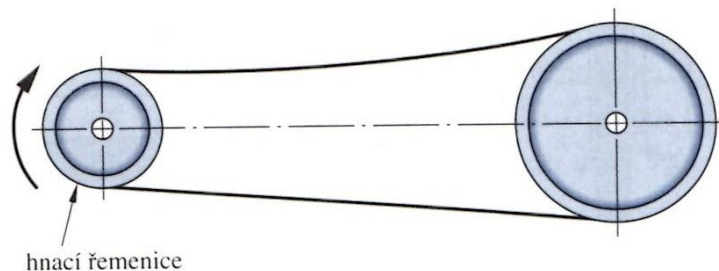
Řemenové převody se používají zejména u dopravních zařízení a při přenosu výkonu na poměrně velké vzdálenosti. Často nahrazují ozubená kola, hřídele a jiné relativně tuhé strojní součásti sloužící k přenosu výkonu.

Použití ohebných převodových členů v mnoha případech zjednodušuje konstrukci stroje a podstatně snižuje jeho cenu. Protože tyto členy jsou ohebné a obvykle dosti dlouhé, mají také schopnost zachycovat rázová zatížení a tlumit kmitání. To je důležité, zejména pokud se jedná o životnost stroje. [3]

Řemenové převody se vyskytují nejen ve strojírenství, ale také například v přesné mechanice, lékařské a vysokofrekvenční technice, elektrotechnice apod.

### 2.1 Charakteristika řemenových převodů

Řemenové převody využívají k přenosu kroutících momentů tření, podobně jako třecí převody. Kotouče (řemenice), nasazené na hnacím a hnaném hřídeli, se však netrou přímou po sobě, ale jsou v určité vzdálenosti od sebe a jsou spojené (opásané) uzavřeným řemenem s různým profilem. [1] Jednoduchý řemenový převod se tedy skládá ze dvou řemenic a tažného členu = řemene (viz obr. 6).

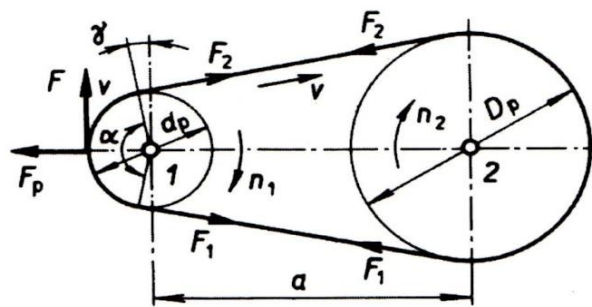


Obr. 6. – Řemenový převod [3]

#### 2.1.1 Silové poměry

Řemen přenáší z hnací řemenice na hnanou obvodovou sílu. Přenos se děje třením vznikajícím přitlačením řemene na věnec řemenice. Přiměřené přitlačení se vyvodí napnutím řemene již za klidu, aby v obou jeho větvích vzniklo předpětí  $F_p$ . Za běhu se tažné větvi síla zvětší na  $F_1$  a v tažené větvi zmenší na  $F_2$  (obr. 7), přičemž platí:

$$F = F_1 - F_2 \quad (2.1)$$



Obr. 7. – Silové poměry v řemenovém převodu [1]

Obvodová síla je tedy rovna rozdílu tahů v táhnoucích a tažném pásu řemene. Pro tahy v obou větvích řemene a potřebné předpětí byly v technické mechanice odvozeny vztahy:

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.2)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.3)$$

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.4)$$

kde

$e$  - základ přirozených logaritmů ( $e = 2,718$ )

$f$  - součinitel tření mezi řemenem a řemenicí (pro nový suchý řemen je  $f = 0,28$ )

$\alpha$  - úhel opásání menšího kotouče v obloukové míře [1]

V řemenovém převodu dochází v tažném vláknu, zatíženém silou  $F_1$ , k většímu natažení řemenu a k větší rychlosti pohybu  $v_1$ , než ve vláknu taženém, zatíženém silou  $F_2$  s nižší rychlostí  $v_2$ . Velikost tzv. skluzu je vyjádřena vztahem:

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (2.5)$$

Skutečný převodový poměr je tedy závislý na skluzu:

$$i_s = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p \cdot (1 - \xi)} \quad (2.6)$$

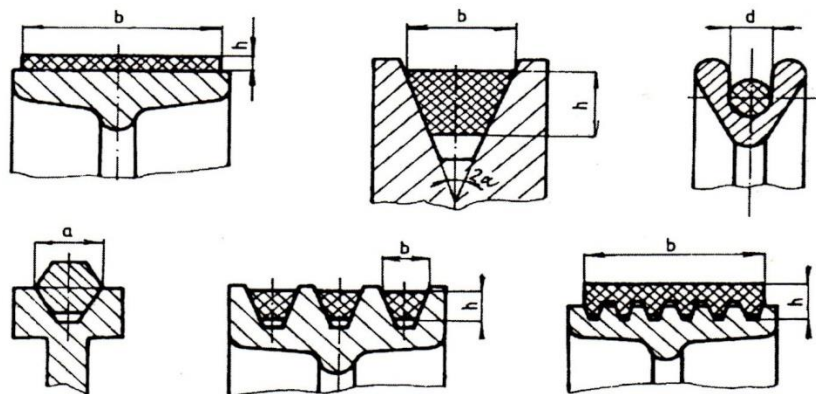
kde

$n_1, n_2$  - otáčky řemenic

$D_p, d_p$  - výpočtové průměry řemenic

## 2.2 Rozdělení řemenových převodů

Řemenové převody se rozdělují podle různých specifíků. Nejčastěji podle vzájemné vazby řemene a řemenice, kde se rozlišují převody s třecí nebo tvarovou vazbou a také např. podle typu použitého řemene (obr. 8).



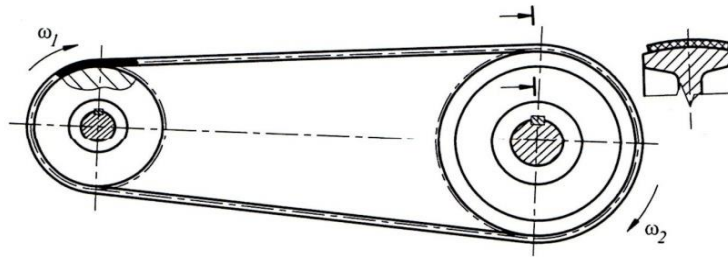
Obr. 8. – Nejčastěji používané druhy řemenů [1]

### 2.2.1 Řemenové převody s třecí vazbou

U těchto typů převodů se přenáší výkon z řemenice na řemen jen prostřednictvím třecí síly.

#### 2.2.1.1 Řemeny ploché

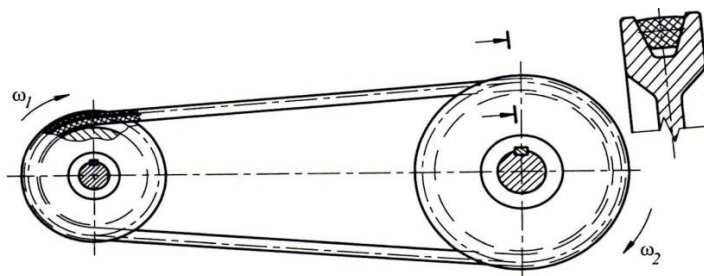
Ploché řemeny sestávají z tažné vrstvy, která přenáší obvodovou sílu a ze stykové vrstvy, která přenáší třecí sílu z funkční plochy řemenice na tažnou vrstvu. Styková vrstva může pokrývat buď jednu, nebo obě strany řemenu. Pokrývá-li jen jednu stranu řemenu, pak jeho druhá strana je pokryta ochrannou vrstvou vyrobenou zpravidla z textilních materiálů. Tažná vrstva se vyrábí z polyesterové, aramidové či nylonové tkaniny nebo ocelového drátu. Styková vrstva je tvořena pryží, polyamidem nebo urethanem. Mezi výhody plochých řemenů patří zejména tichý chod, vysoká dovolená obvodová rychlost a schopnost přenášet velký výkon na velkou osovou vzdálenost. [3]



Obr. 9. – Řemenový převod s plochým řemenem [4]

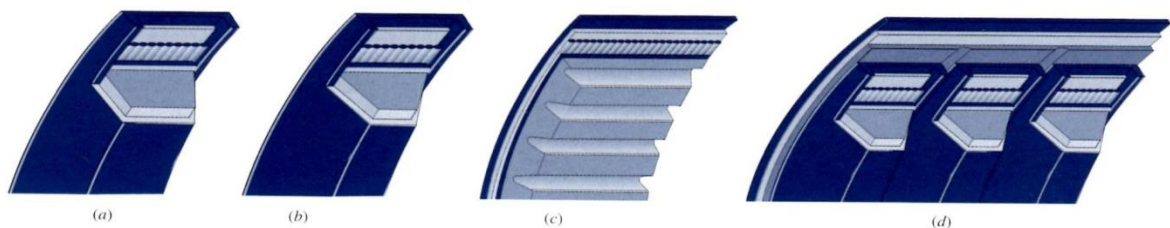
### 2.2.1.2 Řemeny klínové

Klínové řemeny jsou tvořeny opláštěvaným pryžovým jádrem, uvnitř kterého se nachází tažná vrstva z bavlněných, viskóзовých nebo nylonových provazců. Na rozdíl od plochých řemenů, se klínové řemeny používají pro přenos výkonu na menší osové vzdálenosti. Převody s klínovými řemeny mají sice poněkud nižší účinnost než s řemeny plochými, avšak je možné použít více řemenů na jedné řemenici, a tak realizovat přenos vyšších výkonů. Klínové řemeny se dodávají v určitých délkách, většinou jako uzavřené (bezkoncové), málokdy jako spojované. [3]

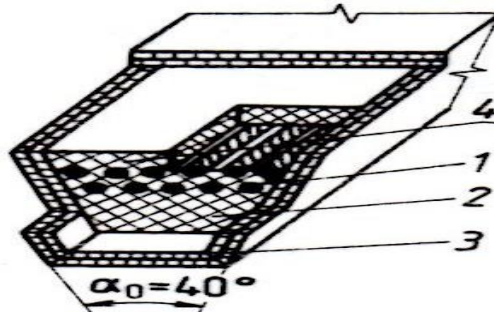


Obr. 10. – Řemenový převod s klínovým řemenem [4]

Tvary a rozměry příčných průřezů klínových řemenů jsou normalizovány. Na jejich základě lze klínové řemeny rozdělit na řemeny klasického průřezu (obr. 11a), úzké (obr. 11b), variátorové (obr. 11c) a víceklínové (obr. 11d). [3]



Obr. 11. – Tvary příčných průřezů klínových řemenů [3]



Obr. 12. – Konstrukce klínového řemene [5]

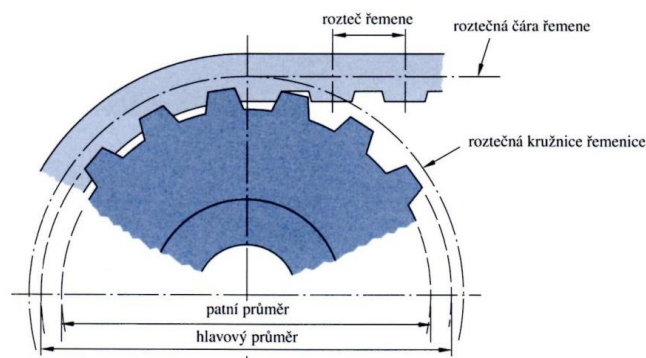
1 – textilní tažná část, 2 – pryžové jádro, 3 – opryž. textilní obal, 4 – pryžový nárazník

### 2.2.2 Řemenové převody s tvarovou vazbou

Řemenový převod s tvarovou vazbou ozubeného řemene a řemenice představuje spojení výhod řemenových a ozubených převodů. Protože ozubené řemeny se neprodlužují, a mezi řemenem a řemenicí nedochází ke skluzu, jsou převody s těmito řemeny označovány jako synchronní pohony.

#### 2.2.2.1 Synchronní řemenové pohony

Na rozdíl od převodů s plochými nebo klínovými řemeny, je u synchronních řemenových pohonů přenášen výkon mezi řemenicemi a řemenem nikoliv prostřednictvím tření, ale tvarovým stykem (obr. 13). Díky tomu nedochází ke skluzu, a hnací i hnaná řemenice se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí. Obvodová rychlost a zrychlení řemenu se v čase značně nemění, jako je tomu u řetězového převodu, a proto je jeho chod plynulý a méně hlučný. Hlavní výhody synchronních pohonů spočívají v konstantním převodovém poměru, schopnosti pracovat bez předpětí při téměř libovolné obvodové rychlosti. Jejich nevýhodou je především cena řemene, nutnost použít řemenici s ozubením. [3] Účinnost synchronních řemenových pohonů se pohybuje mezi 97 až 99 %.

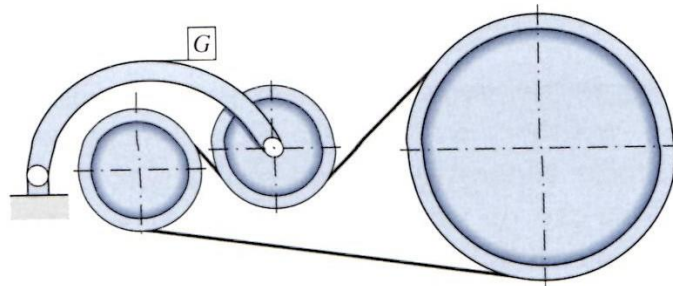


Obr. 13. – Synchronní řemenový převod [3]

Ozubené řemeny se vyrábějí z chloroprenového kaučuku (neopren) nebo polyuretanu s ocelovými nebo skelnými tažnými vlákny. Sestávají se z ozubení a stykové, tažné a ochranné vrstvy. Ozubení, jehož povrch je pokryt stykovou vrstvou, zajišťuje tvarový styk. Tažná vrstva slouží podobně jako v případě plochých a klínových řemenů k přenášení obvodové síly. Ochranná vrstva chrání řemen před vnějšími mechanickými nebo chemickými vlivy.

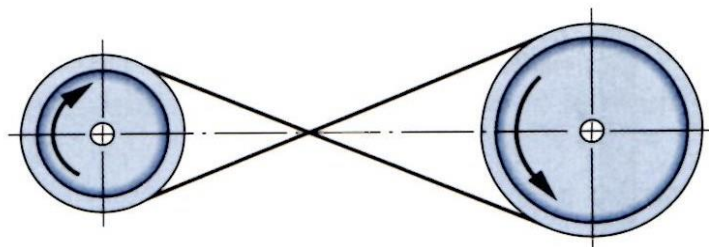
### 2.3 Úprava řemenového převodu

U řemenového převodu se zpravidla používá otevřené opásání, při kterém se oba hřídele otáčejí v témže smyslu. Pro řemenový převod jsou nejvhodnější hřídele ve stejné výšce, tzv. otevřený vodorovný převod. Převod se stálým smyslem otáčení je třeba uspořádat tak, aby tažná větev byla dole. [2] K vyvození potřebného předpětí řemenu se nejběžněji užívá napínací kladka přitlačovaná pružinou nebo závažím. (obr. 14)

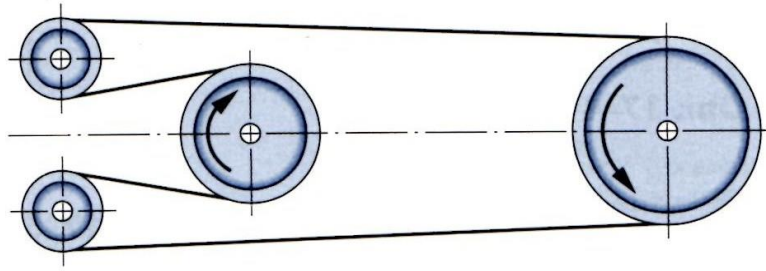


Obr. 14. – Řemenový převod s napínací kladkou [3]

Mají-li se hřídele otáčet v opačném smyslu, je nutno použít řemen zkřížený (obr. 15), nebo musí být veden přes dvě vodící řemenice, z nichž jedna může být napínací (obr. 16) [2]



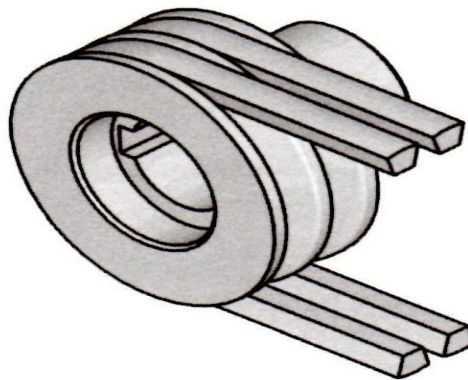
Obr. 15. – Řemenový převod se zkříženým řemenem [3]



Obr. 16. – Řemenový převod s vodícími řemenicemi [3]

## 2.4 Konstrukce řemenic

Řemenice se skládá zpravidla ze tří částí, a to věnce, náboje a těla řemenice. Přes povrch věnce se přenáší zatížení z řemenu na řemenici. Náboj slouží k přenosu kroutícího momentu z řemenice na hřídel. Tělo řemenice se vyskytuje pouze u větších řemenic, tvoří ho např. odlehčené nebo plné kotouče v některých případech žebra.

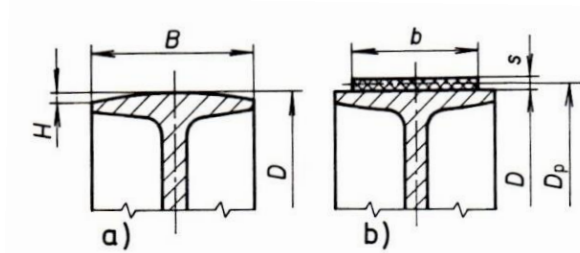


Obr. 17. – Řemenice na klínové řemeny

### 2.4.1 Řemenice pro ploché řemeny

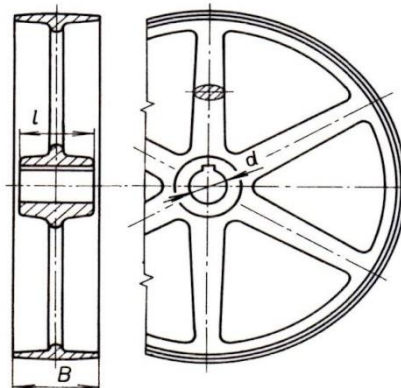
Řemenice pro ploché řemeny mají zpravidla funkční (pracovní) plochu věnce klenutou (obr. 18a), řemenice s válcovou funkční plochou (obr. 18b) se používají pouze jako řemenice volné. Průměr funkční plochy věnce  $D$ , výšky klenutí  $H$ , šířka řemenice  $B$  a šířka řemenu je znázorněna na obr. 18. Materiál pro výrobu řemenic se volí podle účelu použití např. šedá litina, ocel, lehké kovy nebo plasty.





Obr. 18. – Funkční plochy věnců řemenic  
s plochými řemeny [2]

Funkční plochy věnce řemenice, které se stýkají s řemeny, musí být hladce obrobeny, aby se usnadnil pohyb řemene po řemenici a řemen se při prokluzování neodíral. Drsnost povrchu věnce by tedy měla být 4 – 10  $\mu\text{m}$ .

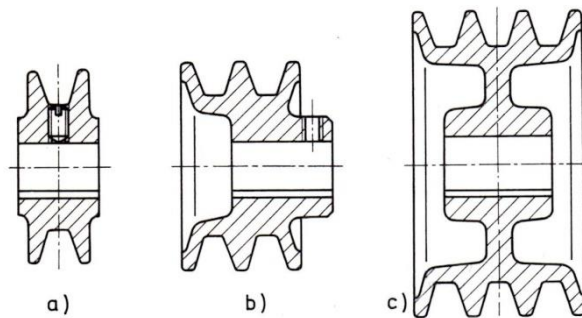


Obr. 19. – Řemenice pro ploché  
řemeny [2]

#### 2.4.2 Řemenice pro klínové řemeny

Řemenice pro klínové řemeny mají věnec s jednou nebo několika drážkami tvaru rovnoramenného lichoběžníku. Úhel drážky je vždy menší než úhel boků klínového řemenu, což vede k jeho mírnému zaklínění do drážky a následnému zvýšení tření. Velikost úhlu drážky závisí na průřezu řemenu, průměru řemenice a velikosti úhlu opásání. Rozměry drážek jsou uvedeny v normách a katalozích výrobců řemenů. [3]

U řemenic malého průměru je náboj přímo spojen s věncem (obr. 20a, b). U řemenic většího průměru je věnec spojen s nábojem deskou, umístěnou zpravidla ve střední rovině věnce (obr. 20c). Deska se někdy odlehčuje otvory.

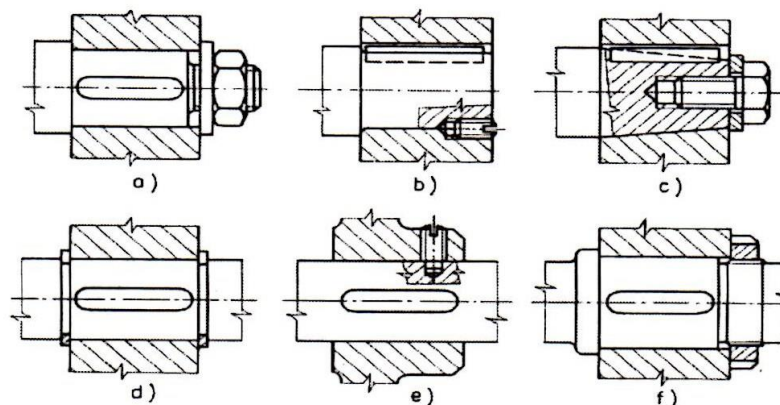


Obr. 20. – Řemenice pro klínové řemeny [2]

Řemenice pro klínové řemeny se odlévají z šedé litiny, malé řemenice též z tvárné litiny, popř. z hliníkových slitin. Zcela malé řemenice pro klínové řemeny se vyrábějí z plastů. Řemenice pro  $v > 25 \text{ m.s}^{-1}$  se odlévají z oceli na odlitky nebo svařují. Ocelové řemenice mají značně menší hmotnost než řemenice z šedé litiny. [2]

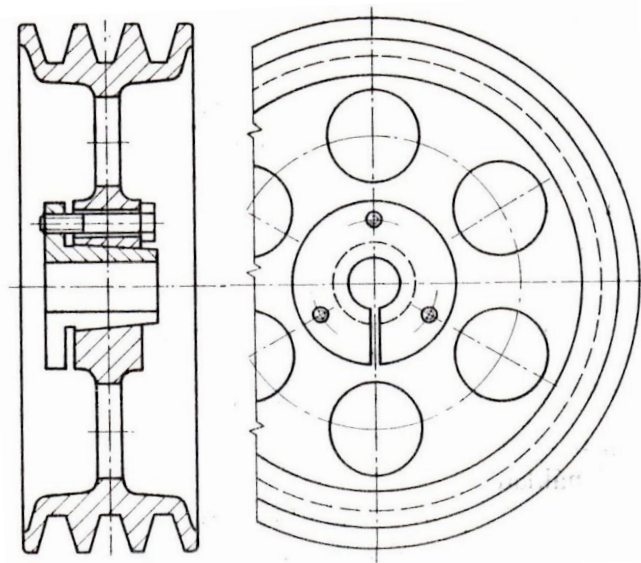
### 2.4.3 Upevnění řemenic na hřídeli

Malé řemenice, pokud přenášejí malé výkony, se upevňují na hřmelo ploským klínem, řemenice většího průměru drážkovým klínem. Klínová drážka se umísťuje v náboji v ose ramena. Aby se klínováním řemenice neporušila její souosost a kolmost vzhledem k hřídeli, volí se pro uložení náboje na hřídeli uložení H7/j6 nebo H7/k6. Menší řemenice pro klínové řemeny se spojují s hřídelem pomocí pera, a proti osovému posunutí se zajišťují stavěcím šroubem nebo plochými pojistnými kroužky (obr. 21). [2]



Obr. 21. – Zajištění uložených součástí proti osovému posuvu [1]

Rychloběžné řemenice se mohou upevnit na hřídeli pomocí kuželových pouzder (obr. 22)



Obr. 22. – Rychloběžná řemenice [2]

### 3 CÍLE PRAKTICKÉ ČÁSTI PRÁCE

Na základě vypracované literární studie byly stanoveny následující body pro praktickou náplň:

1. Návrh a výpočet zadaného celku: Převod klínovými řemeny z trojfázového asynchronního elektromotoru na uloženou hřídel s pilovým kotoučem.
2. Vypracování výkresové dokumentace a 3D modelů sestavení a jejich animace.

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU NA STOLNÍ KOTOUČOVÉ PILE

Tato kapitola je věnována návrhu a výpočtu zadané soustavy.

### 4.1 Zadání

Návrh převodu klínovými řemeny z trojfázového asynchronního elektromotoru na uloženou hřídel s pilovým kotoučem. Požadované otáčky hřídele  $n_2 = 2000 \text{ ot.min}^{-1}$ .

### 4.2 Návrh řemenového převodu

#### 4.2.1 Volba motoru

Dle katalogu Siemens D81.1 - 2013 volím pohonnou jednotku trojfázový asynchronní nízkonapěťový motor nakrátko Siemens 1LE1002 – 1AA4.

Parametry motoru:

$$\text{Výkon} \quad P = 3 \text{ kW}$$

$$\text{Otáčky} \quad n_1 = 2835 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\text{Účinnost} \quad \mu_m = 81,5 \%$$

#### 4.2.2 Součinitel dynamičnosti

Součinitel dynamičnosti určím dle tabulky 1. Je zadán asynchronní elektromotor, který slouží jako pohon u stolní kotoučové pily na dřevo (střední provoz) v 1 pracovní směně,  $c_p = 1,1$ .

Tab. 1. – Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu [6]

Pracovní režim	Typy strojů	Charakter zatížení	Střídavý elektrický motor pro průmyslové použití; stejnosměrný elektrický motor derivační turbíny								
			Počet pracovních směn řemenů								
			1	2	3	1	2	3	1	2	3
Lehký	Soustruhy, vrtačky, brusky, lehké ventilátory; čerpadla a kompresory odstředivé a rotační, pásové dopravníky, fukary, separátory, lehké prohozovačky, stroje na čištění a nakládání obilí aj.	Lehký. Maximální krátkodobé zatížení do 120 % od jmenovitého	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Střední	Frézky, frézky na ozubení, revolverové vrtačky, polygrafické stroje; elektrické generátory; pásové čerpadla a kompresory se třemi a více válci; ventilátory a dmýchadla; řezákové dopravníky, elevátory, okružní pily na dřevo; transmisce; dopravníky, papírenské a potravinářské stroje; těžké prohozovačky; otočné pisy; rychloběžné brusky aj.	Mírné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 150 % od jmenovitého	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Těžký	Hoblůvky, svíslé obrážky a dřevopracující stroje; čerpadla a kompresory pásové s jedním anebo dvěma válci; ventilátory a dmýchadla těžkého typu, šroubové a hřeblové dopravníky; drtiče; šnekové lisy excentrické s relativně těžkým setrvačnickem; tkací stroje; stroje na čištění bavlny; stroje na lisování a briketování krmiv aj.	Značné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 200 % od jmenovitého	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Velmi těžký	Zvedáče, exkavátory, plovoucí rýpadla; lisy; nůžky, buchary, kolové mlýny, hnětačí stroje na hlínu; kulové, kamenové (šrotovky) a kladkové mlýny; drtiče, rámové pily aj.	Nárazové a silné nerovnoměrné zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 300 % od jmenovitého	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

### 4.2.3 Výpočtový výkon

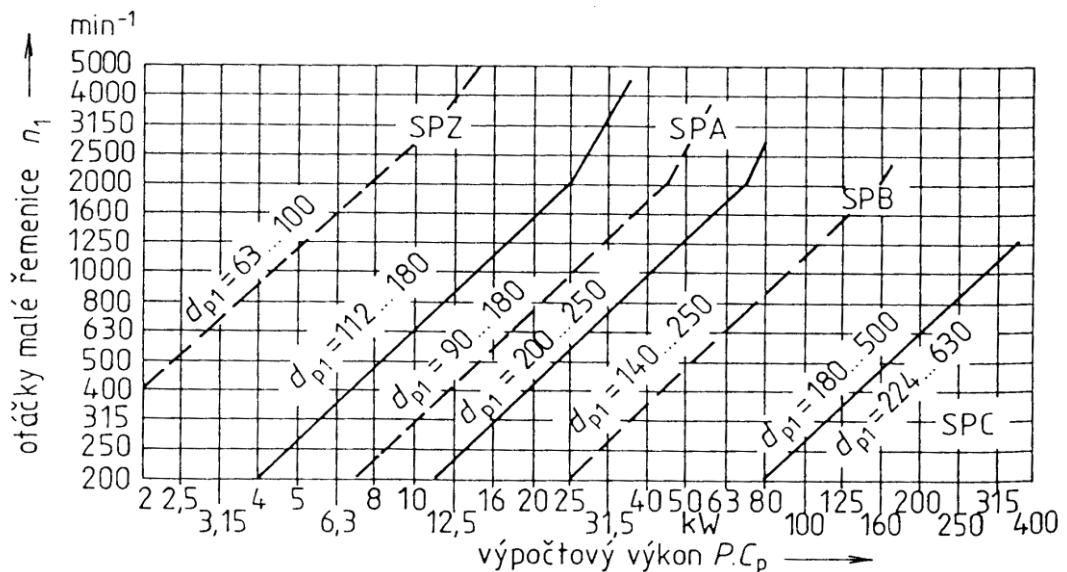
$$P_v = P \cdot c_p \quad (4.1)$$

$$P_v = 3000 \cdot 1,1$$

$$P_v = 3300 \text{ W}$$

### 4.2.4 Typ řemene a průměr malé řemenice

Pro  $P_v = 3300 \text{ W}$  a  $n_1 = 2835 \text{ ot.min}^{-1}$  volím podle diagramu (obr. 23) řemen typu SPZ a zároveň výpočtový průměr malé řemenice  $d_{p,1} = 63 \text{ mm}$ .



Obr. 23. – Diagram pro návrh typu řemene podle výpočtového výkonu a otáček [6]

### 4.2.5 Průměr velké řemenice

Požadované otáčky velké řemenice jsou  $n_2 = 2000 \text{ ot.min}^{-1} \pm 6 \%$ , což po přepočtu znamená  $n_2 = 2000 \pm 120 \text{ ot.min}^{-1}$ , tedy  $n_{2,\min} = 1880 \text{ ot.min}^{-1}$ ,  $n_{2,\max} = 2120 \text{ ot.min}^{-1}$ .

Převodový poměr se tedy musí pohybovat v rozmezí:

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2,\min}} \qquad i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2,\max}} \quad (4.2)$$

$$i_{\min} = \frac{2835}{1880} \qquad i_{\max} = \frac{2835}{2120}$$

$$i_{\min} = 1,51 \qquad i_{\max} = 1,33$$





Výsledný převodový poměr:

$$i = \frac{D_{p,2}}{d_{p,1}} \quad (4.4)$$

$$i = \frac{90}{63} = 1,43$$

## 4.2.6 Vzdálenost řemenic

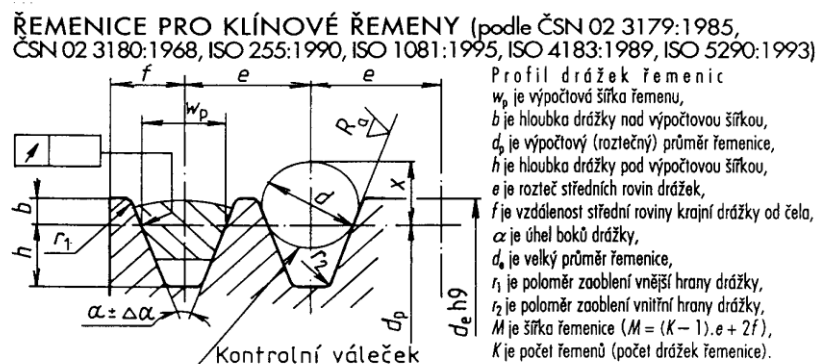
### 4.2.6.1 Nejmenší vzdálenost řemenic

Nejmenší vzdálenost řemenic je dána kontaktem na vnějším průměru  $d_e$  s přidáním vůle na montáž.

$$A_{\min} = \frac{d_{e,1} + D_{e,2}}{2} + (10 \dots 20 \text{mm}) \quad (4.5)$$

Velikost vnějšího průměru  $d_e$  je dána rozměrem  $b$  dle tabulky 3.

Tab. 3. – Profil drážek řemenic [6]



**Řemenice pro klínové řemeny** Rozměry v milimetrech

Průřez	$w_p$	$b_{\min}$	$h_{\min}$	$e$	$f$	$r_1$	$r_2$	$d$	$x$	$d_p$ min
Y*)	5,3	1,6	4,5	$8 \pm 0,3$	$7 \pm 1$	0,5	0,5	$5,5 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,03 \end{smallmatrix}$	3,5	$32$ (28)
Z	8,5	2,5	7,0	$12 \pm 0,3$	$8 \pm 1$	0,5	1	$9 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,036 \end{smallmatrix}$	6,0	63 (50)
A	11	3,3	8,7	$15 \pm 0,3$	$10 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1	1	$11,6 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,043 \end{smallmatrix}$	7,6	90 (75)
B	14	4,2	10,8	$19 \pm 0,4$	$12,5 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1	1,6	$14,7 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,11 \end{smallmatrix}$	9,6	125
C	19	5,7	14,3	$25,5 \pm 0,5$	$17 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1,6	2	$20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,13 \end{smallmatrix}$	13,1	200
D	27	8,1	19,9	$37 \pm 0,6$	$24 \begin{smallmatrix} +3 \\ -1 \end{smallmatrix}$	2	3	$28,5 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,13 \end{smallmatrix}$	18,8	355
E	32	9,6	23,4	$44,5 \pm 0,7$	$29 \begin{smallmatrix} +4 \\ -1 \end{smallmatrix}$	2	4	$33,8 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,16 \end{smallmatrix}$	22,3	500
SPZ	8,5	2,0	9,0	$12 \pm 0,3$	$8 \pm 1$	0,5	1	$9 \begin{smallmatrix} h9 \\ \end{smallmatrix}$	6,0	63
SPA	11	2,75	11,0	$15 \pm 0,3$	$10 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1	1	$11,6 \begin{smallmatrix} h9 \\ \end{smallmatrix}$	7,5	90
SPB	14	3,5	14,0	$19 \pm 0,4$	$12,5 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1	1,6	$14,7 \begin{smallmatrix} h11 \\ \end{smallmatrix}$	9,5	140
SPC	19	4,8	19,0	$25,5 \pm 0,5$	$17 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1,6	2	$20 \begin{smallmatrix} h11 \\ \end{smallmatrix}$	13,0	224

\*) Pouze v normách ISO a DIN.

Pro řemen typu SPZ  $b_{min} = 2mm$ .

$$d_{e,1} = d_{p,1} + 2 \cdot b_{min} \quad (4.6)$$

$$d_{e,1} = 63 + 2 \cdot 2$$

$$d_{e,1} = 67mm$$

$$D_{e,2} = D_{p,2} + 2 \cdot b_{min} \quad (4.7)$$

$$D_{e,2} = 90 + 2 \cdot 2$$

$$D_{e,2} = 94mm$$

Minimální vzdálenost řemenic:

$$A_{min} = \frac{67 + 94}{2} + 20$$

$$A_{min} = 100,5mm$$

#### 4.2.6.2 Doporučené vzdálenost řemenic

$$A_{dop} = (0,7...2) \cdot (d_{p,1} + D_{p,2}) \quad (4.8)$$

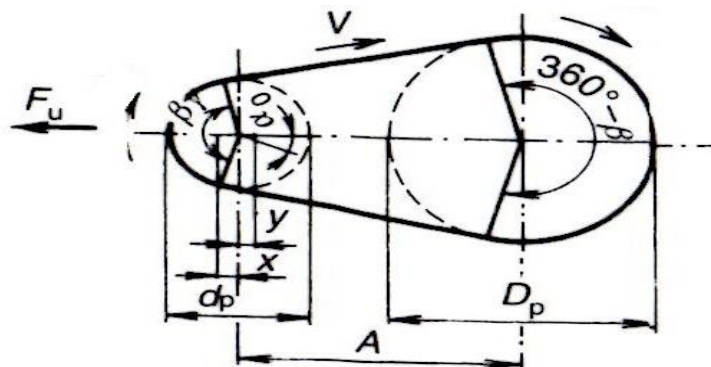
$$A_{dop} = (0,7...2) \cdot (63 + 90)$$

$$A_{dop} = 107mm...306mm$$

Volím doporučenou vzdálenost řemenic  $A = 300mm$ .

#### 4.2.7 Výpočtová délka klínového řemene

Výpočtová délka řemene  $L_p$  se stanoví z geometrických poměrů znázorněných na obr. 24.



Obr. 24. – Geometrické poměry řemenového převodu [6]

Kde

$A$  – osová vzdálenost

$d_p$  – výpočtový průměr malé řemenice

$D_p$  – výpočtový průměr velké řemenice

$\beta$  – úhel opásání řemenice

$x$  – osová přestavitelnost pro napínání klínového řemene

$y$  – osová přestavitelnost pro snazší nasazení klínového řemene

$F_u$  – pracovní předpětí řemene

$$L_p = 2A + 1,57(D_{p,2} + d_{p,1}) + \frac{(D_{p,2} - d_{p,1})^2}{4A} \quad (4.9)$$

$$L_p = 2 \cdot 300 + 1,57(90 + 63) + \frac{(90 - 63)^2}{4 \cdot 300}$$

$$L_p = 840,81 \text{ mm}$$

#### 4.2.8 Skutečná osová vzdálenost řemenic

$$a_{skut} = 0,25 \cdot \left[ (L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8 \cdot y} \right] \quad (4.10)$$

kde

$$W = \pi \cdot \frac{d_{p,1} + d_{p,2}}{2} \quad (4.11)$$

$$W = \pi \cdot \frac{63 + 90}{2}$$

$$W = 240,33$$

$$y = \left( \frac{D_{p,2} - d_{p,1}}{2} \right)^2 \quad (4.12)$$

$$y = \left( \frac{90 - 63}{2} \right)^2$$

$$y = 182,25$$

$$a_{skut} = 0,25 \cdot \left[ (840,81 - 240,33) + \sqrt{(840,81 - 240,33)^2 - 8 \cdot 182,25} \right]$$

$$a_{skut} = 300 \text{ mm}$$

#### 4.2.9 Úhel opásání

$$\beta = 180^\circ - 2 \cdot \gamma \quad (4.13)$$

kde

$$\gamma = \arcsin \frac{D_{p,2} - d_{p,1}}{2 \cdot A} \quad (4.14)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{90 - 63}{2 \cdot 300}$$

$$\gamma = 2,579^\circ$$

$$\beta = 180^\circ - 2 \cdot 2,579^\circ$$

$$\beta = 174,84^\circ$$

#### 4.2.10 Počet klínových řemenů

$$z = \frac{P_v}{P_r \cdot c_1 \cdot c_2} \quad (4.15)$$

Kde

$z$  – počet klínových řemenů

$P_v$  – výpočtový výkon [kW]

$P_r$  – výkon přenášený jedním úzkým řemenem [kW]

$c_1$  – součinitel úhlu opásání

$c_2$  – součinitel délky klínového řemene

Pro řemen typu SPZ, při výpočtovém průměru  $d_{p,1} = 63 \text{ mm}$ , otáčkách  $n_1 = 2835 \text{ ot/min}$  a převodu  $i = 1,43$  je  $P_r = 1,89 \text{ kW}$  (jelikož parametr  $i$  neodpovídá tabulkovým hodnotám, provede se lineární interpolace).

Tab. 4. – Jmenovitý ideální výkon převodu s jedním klínovým řemenem [6]

Profil řemenu		Výpočtový průměr $d_p$ (mm)		Otáčky malé emence $n_1$ [min <sup>-1</sup> ]																					
				200		400		700		950		1200		1450		2000		2800		3600		5000		6000	
				$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$	$i=1$	$i \geq 3$
Jmenovitý ideální výkon převodu s jedním řemenem $P_n^*$ [kW]																									
Y	28	0,015	0,017	0,027	0,030	0,042	0,048	0,054	0,062	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,15	0,16	0,18	0,20	0,23	0,23	0,26		
	40	0,025	0,029	0,046	0,052	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14	0,14	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,29	0,33	0,38	0,43	0,43	0,49		
	$\geq 63$	0,044	0,049	0,08	0,09	0,13	0,15	0,17	0,20	0,21	0,24	0,25	0,28	0,33	0,38	0,44	0,50	0,53	0,61	0,67	0,77	0,75	0,86		
Z	50	0,062	0,070	0,11	0,12	0,16	0,19	0,21	0,24	0,25	0,28	0,28	0,32	0,35	0,40	0,44	0,50	0,50	0,57	0,57	0,65	0,57	0,65		
	71	0,11	0,13	0,20	0,23	0,33	0,37	0,42	0,48	0,51	0,59	0,59	0,68	0,76	0,87	0,98	1,11	1,15	1,31	1,35	1,54	1,39	1,58		
	90	0,16	0,18	0,29	0,33	0,47	0,54	0,61	0,69	0,74	0,84	0,86	0,99	1,12	1,27	1,43	1,63	1,67	1,91	1,90	2,16	1,86	2,12		
	$\geq 112$	0,21	0,24	0,39	0,44	0,63	0,72	0,82	0,94	1,00	1,14	1,17	1,33	1,51	1,72	1,91	2,17	2,19	2,49	2,30	2,63				
A	90	0,22	0,25	0,39	0,44	0,61	0,69	0,77	0,88	0,93	1,05	1,07	1,21	1,34	1,53	1,64	1,87	1,83	2,09						
	112	0,31	0,36	0,56	0,64	0,90	1,02	1,15	1,61	1,39	1,59	1,61	1,84	1,89	2,16	2,51	2,87	2,78	3,17						
	140	0,43	0,49	0,78	0,89	1,26	1,43	1,62	1,85	1,96	2,24	2,28	2,59	2,87	3,27	3,48	3,97	3,72	4,24						
	$\geq 180$	0,59	0,68	1,09	1,24	1,76	2,00	2,27	2,59	2,74	3,12	3,16	3,61	3,93	4,48	4,54	5,18								
B	125	0,48	0,55	0,84	0,96	1,30	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,19	2,50	2,64	3,01	2,96	3,37	Interpolace $P_n^*$ : pro $1 < i < 3$ je $P_n^* = P_n^*_{(i-1)} + K(P_n^*_{(i-3)} - P_n^*_{(i-1)})$ pro $d_p$ a $n_1$ je interpolace lineární.							
	180	0,88	1,01	1,59	1,81	2,53	2,88	3,22	3,67	3,85	4,38	4,39	5,01	5,30	6,05	5,76	6,56								
	224	1,09	1,36	2,17	2,47	3,47	3,96	4,42	5,04	5,26	6,80	5,97	6,81	7,02	8,05										
	$\geq 280$	1,58	1,80	2,89	3,29	4,61	5,26	5,58	6,90	7,91	10,72	7,76	8,84	8,60	9,80										
C	200	1,39	1,58	2,41	2,75	3,69	4,21	4,58	5,22	5,29	6,03	5,84	6,66	6,34	7,23			$i$	1,05	1,2	1,5	3,0			
	280	2,42	2,76	4,32	4,93	6,76	7,76	8,49	9,67	9,81	11,17	10,72	12,22	11,04	12,58			$K$	0,25	0,5	0,75	1,0			
	355	3,36	3,82	6,05	6,90	9,50	10,82	11,73	13,36	13,31	15,16	14,12	16,09												
	$\geq 450$	4,51	5,15	8,20	9,34	12,63	14,39	15,23	17,35	16,59	18,91														
D	355	5,31	6,06	9,24	10,52	13,70	15,61	16,15	18,40																
	560	10,76	12,26	18,95	21,59	27,73	31,61	31,04	35,38																
	630	12,54	14,29	22,05	25,63	31,68	36,11	34,19	38,97																
	$\geq 800$	16,76	19,10	29,08	33,15	39,14	44,61																		
E	500	10,86	12,37	18,55	21,14	26,21	29,87	28,32	32,27																
	630	15,65	17,83	26,95	30,71	37,26	42,47	37,92	43,22																
	$\geq 1000$	28,50	32,51	47,52	54,17																				
SPZ	63	0,20	0,24	0,35	0,43	0,54	0,68	0,68	0,88	0,81	1,06	0,93	1,23	1,17	1,58	1,45	2,03	1,66	2,40	1,85	2,88	1,85	3,08		
	90	0,37	0,41	0,67	0,76	1,09	1,23	1,40	1,70	1,95	2,52	1,98	2,28	2,55	2,96	3,26	3,47	3,84	4,58	4,46	5,48	4,56	5,79		
	125	0,59	0,63	1,09	1,17	1,77	1,91	2,30	2,50	2,80	3,05	3,28	3,58	4,24	4,65	5,40	5,98	6,27	7,01	6,92	7,95	6,57	7,81		
	$\geq 180$	0,92	0,96	1,71	1,80	2,81	2,95	3,65	3,85	4,45	4,69	5,19	5,49	6,63	7,04	8,20	8,78	9,01	9,76						
SPA	90	0,43	0,52	0,75	0,94	1,17	1,50	1,48	1,92	1,76	2,32	2,02	2,69	2,49	3,42	3,00	4,29	3,26	4,92	3,07	5,37	2,34	5,10		
	125	0,77	0,86	1,40	1,59	2,25	2,58	2,90	3,34	3,50	4,06	4,06	4,73	5,15	6,07	6,34	7,63	7,03	8,69	6,75	9,06	5,14	7,91		
	180	1,30	1,39	2,39	2,58	3,89	4,21	5,04	5,47	6,10	6,65	7,07	7,74	8,90	9,83	10,67	11,96	11,15	12,81						
	$\geq 250$	1,95	2,04	3,62	3,80	5,88	6,21	7,60	8,04	9,15	9,70	10,53	11,19	12,85	13,77	14,13	15,42								
SPB	140	1,08	1,27	1,92	2,31	3,02	3,70	3,83	4,76	4,55	5,72	5,09	6,61	6,31	8,26	7,15	9,89	6,89	10,40						
	200	1,94	2,13	3,54	3,93	5,69	6,38	7,30	8,23	8,74	9,91	10,02	11,43	12,08	14,13	13,41	16,14	11,83	15,34						
	280	3,05	3,25	5,63	6,02	9,09	9,77	11,62	12,55	13,82	14,99	15,65	17,07	18,17	20,12										
	$\geq 400$	4,68	4,87	8,64	9,03	13,82	14,50	17,39	18,32	20,17	31,34	22,02	23,43												
SPC	224	2,90	3,38	5,19	6,15	8,13	9,81	10,19	12,47	11,89	14,77	13,22	16,69	14,58	19,37	11,89	18,60								
	315	4,97	5,45	9,07	10,03	14,36	16,04	18,01	20,29	20,88	23,76	22,87	26,34	23,47	28,26										
	450	7,96	8,44	14,56	15,52	22,81	24,48	27,94	30,22	31,15	34,03	32,06	35,54												
	$\geq 630$	11,80	12,28	21,42	22,38	32,37	34,04	37,37	39,64	37,52	40,40														

Při úhlu opásání malé řemenice  $\beta = 174,84^\circ$ , výpočtové délce  $L_p = 840,81 \text{ mm}$  volím součinitel úhlu opásání  $c_1 = 0,99$  (tab. 5) a součinitel délky klínového řemene  $c_2 = 0,86$  (tab. 6)

Tab. 5. – Součinitel úhlu opásání  $c_1$  [6]

$\frac{D_p - d_p}{A}$	Úhel opásání malé řemenice $\beta$ (°)	$c_1$
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96
0,35	160	0,95
0,40	157	0,94

Tab. 6. – Součinitel délky klínového řemene  $c_2$  [6]

Výpočtová délka $L_p$ (mm)	SPZ	SPA	SPB
630	0,82	–	–
710	0,84	–	–
800	0,86	0,81	–
900	0,88	0,83	–
1 000	0,90	0,85	–
1 120	0,93	0,87	–
1 250	0,95	0,89	0,82

Počet klínových řemenů dle rovnice 3.15

$$z = \frac{3,3}{1,89 \cdot 0,99 \cdot 0,86}$$

$$z = 2,05$$

Volím 2 klínové řemeny SPZ.

#### 4.2.11 Obvodová rychlost

$$v = \frac{d_{p,1} \cdot n_1}{19100} \quad (4.16)$$

$$v = \frac{63 \cdot 2835}{19100}$$

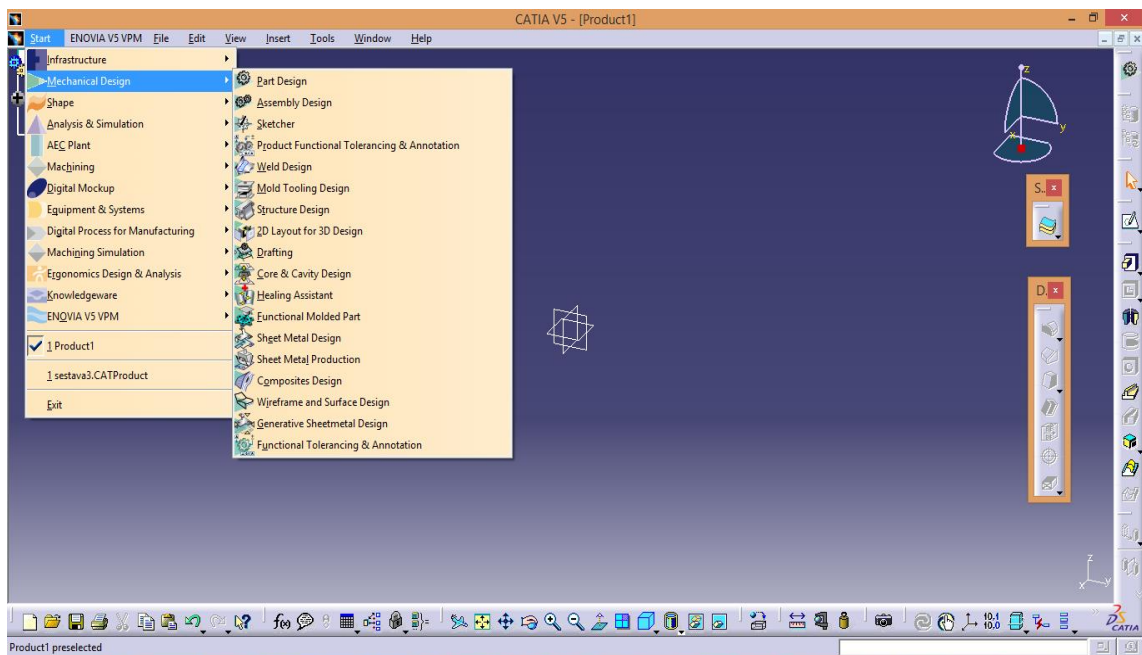
$$v = 9,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 5 TVORBA 3D MODELŮ V PROGRAMU CATIA

Tato kapitola je věnována průběhu vytvoření 3D modelů v programu CATIA.

### 5.1 CATIA V5

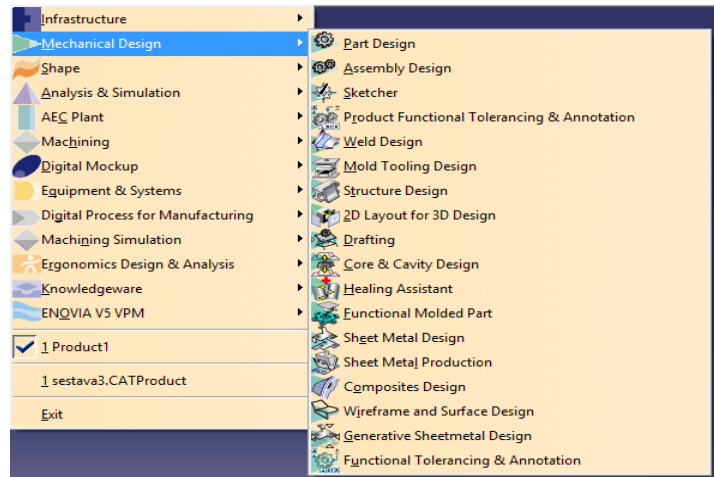
CATIA V5 (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application), je kompletní inženýrský program, vyvinutý firmou Dassault Systemes, který spadá do skupiny softwarových řešení CAD/CAM/CAE pro řízení životního cyklu výrobku. Jako objemový modelovací nástroj spojuje nejen 3D parametrické funkce s použitím 2D nástrojů, ale rovněž řeší všechny konstrukční a výrobní procesy. Umožňuje vytvářet prostorové modely, plechové díly, sestavy, výkresovou dokumentaci, dále umožňuje simulovat a dynamicky analyzovat fungování mechanismů apod.



Obr. 25. – CATIA V5

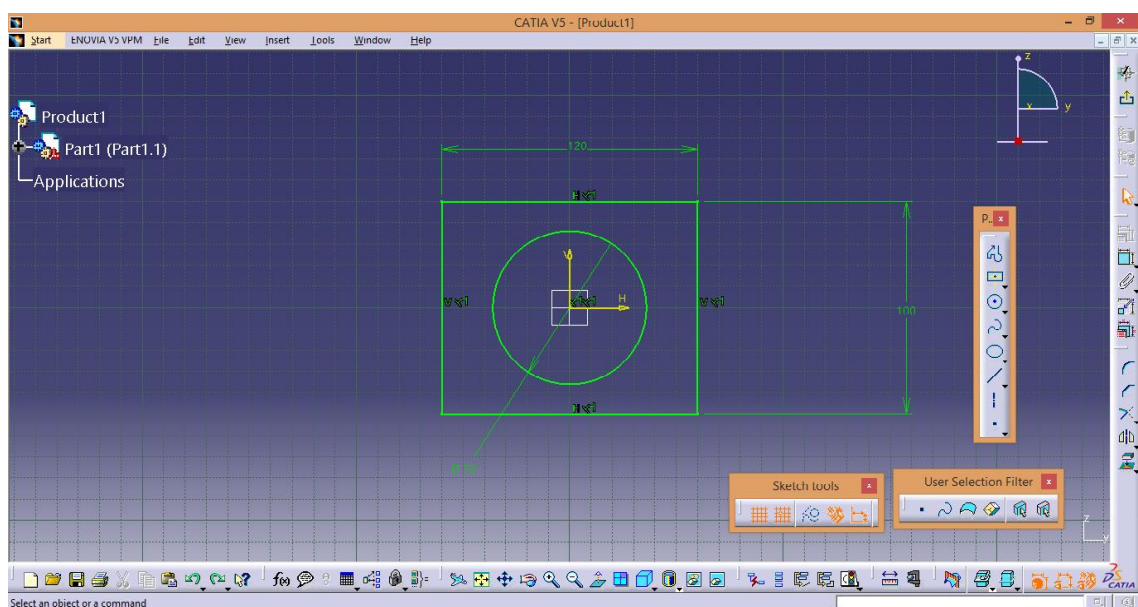
CATIA je navržena tak, aby bylo umožněno souběžné navrhování, čili překrývání etap vývoje výrobku a tím i společná práce více lidí, popřípadě oddělení, nad nově vytvářeným produktem.

Základní konstrukční úkoly se řeší v CATII prostřednictvím různých pracovních prostředí (anglicky workbench). Jsou to prostředí skládající se ze sady nástrojů (příkazů), umožňující provádět specifické konstrukční úkoly v určitém směru. Základní pracovní prostředí v CATIA V5 jsou Part Design, Drafting, Wireframe and Surface Design, Assembly Design a Sketcher.



Obr. 26. – Pracovní prostředí v aplikaci Mechanical Design

- **Part Design** slouží pro navrhování součástí pomocí objemového modelování.
- **Assembly Design** slouží pro vytvoření sestavy – skupiny modelů, které jsou vzájemně spojeny vazbami.
- **Sketcher** slouží pro vytvoření 2D geometrie, na základě které se vytvoří povrch nebo těleso.
- **Wireframe and Surface Design** se používá pro vytvoření drátových nebo plošných modelů.
- **Drafting** určený pro výkresovou dokumentaci dílů nebo sestav, v podobě výkresových pohledů a jejich detailů.

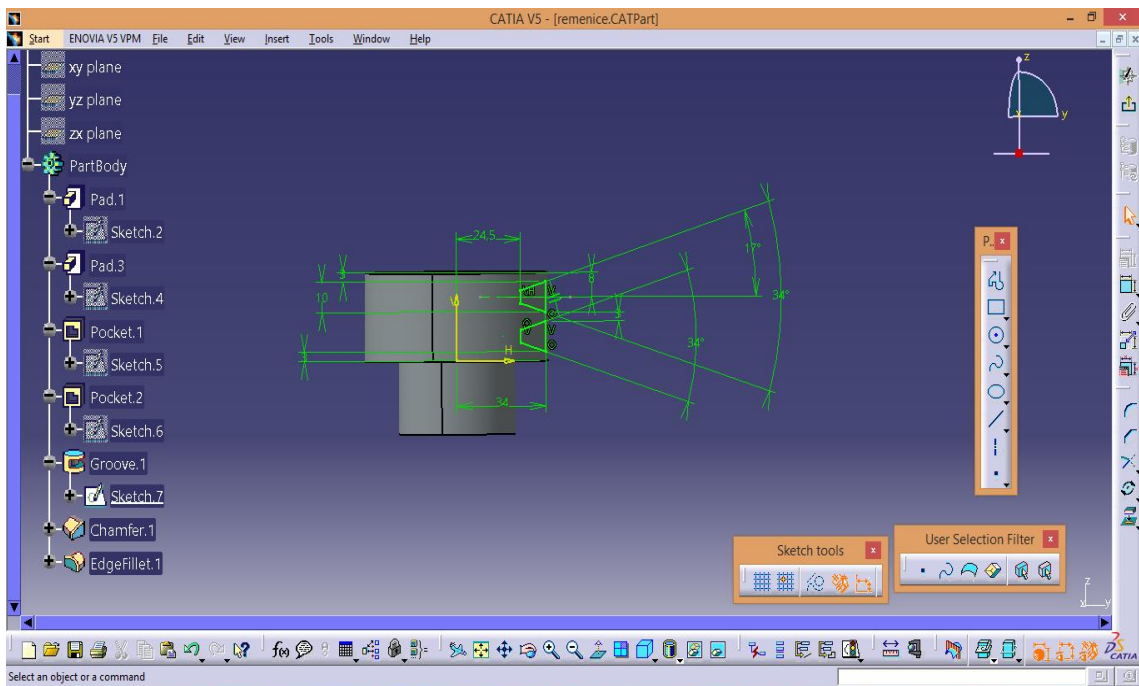


Obr. 27. – Pracovní prostředí Sketcher



## 5.2 Objemové modelování – tvorba modelu

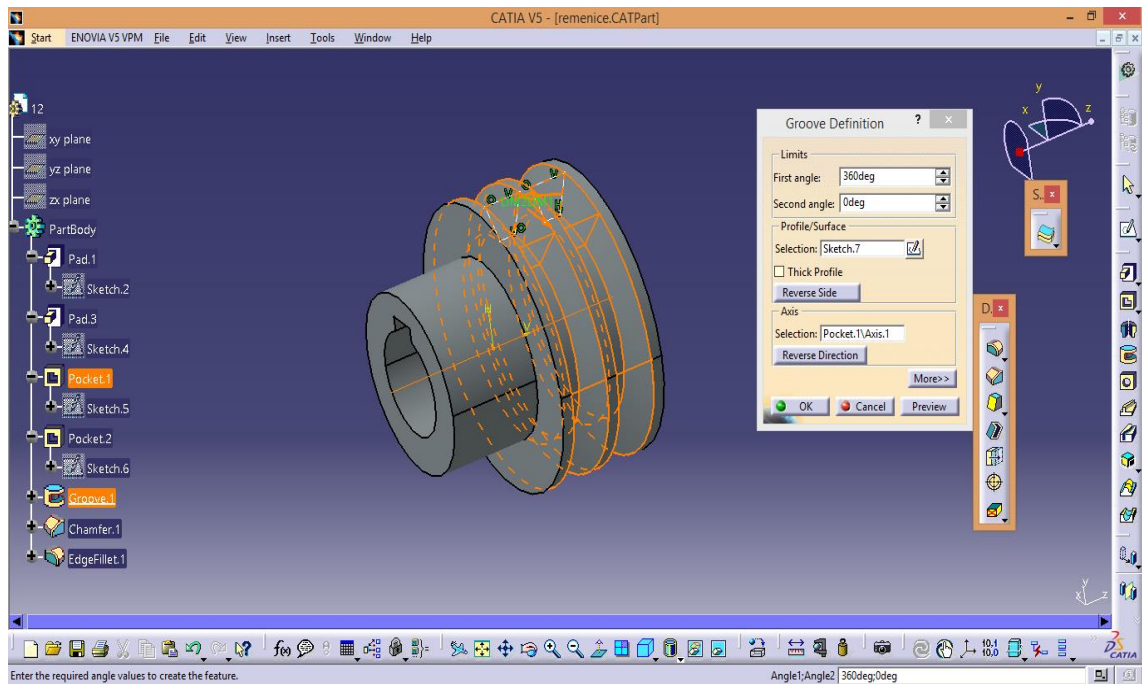
Pro tvorbu trojrozměrného modelu se využívají specifické funkce pracovního prostředí **Part Design**. Základním požadavkem pro vytvoření modelu tělesa je náčrt. Náčrt pro funkce vytvoření objemu se kreslí v prostředí Sketcher (skica), pomocí nástrojů typu čar, obdélníků, kruhů apod. Při kreslení skici se na náčrt aplikují určité vazby a rozměry, a to automaticky nebo manuálně (viz obr. 27). Některé nástroje jsou určeny pro usnadnění návrhu skici využitím zrcadlení popřípadě rotace.



Obr. 28. – Vytvoření náčrtu drážek na řemenici

Po ukončení pracovního prostředí Sketcher, lze docílit převodu náčrtu na objemový prvek prostřednictvím nástrojů Pad, Hole, Pocket apod. Prostředí Part Design poskytuje také nástroje pro použití funkcí zaoblení, zkosení atd., tyto se označují názvem dress-up prvky (založené na objemu).

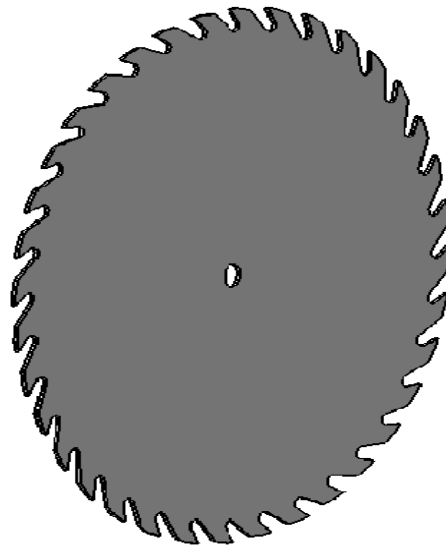
Pomocí funkce Apply Material v prostředí Part Design, lze k vybranému modelu přiřadit materiál, a to spolu se všemi svými fyzikálními vlastnostmi. Tyto fyzikální a tepelné vlastnosti zahrnují typ materiálu, Youngův modul, Poissonovo číslo, hustotu, teplotní roztažnost a mez kluzu.



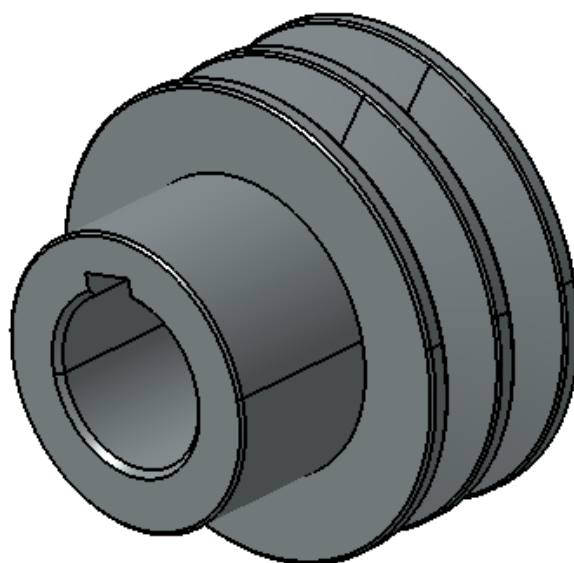
Obr. 29. – Modelování drážek řemenice

### 5.2.1 Vymodelované součásti

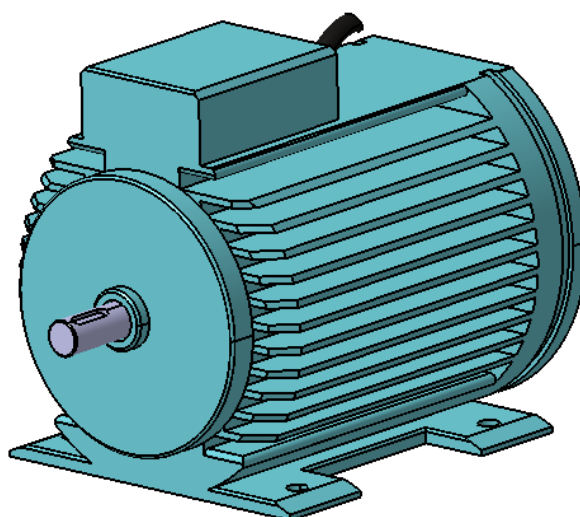
Vytvořené 3D modely zadaného celku se nacházejí v příloze bakalářské práce.



Obr. 30. – Model pilového kotouče



Obr. 31. – Model řemenice

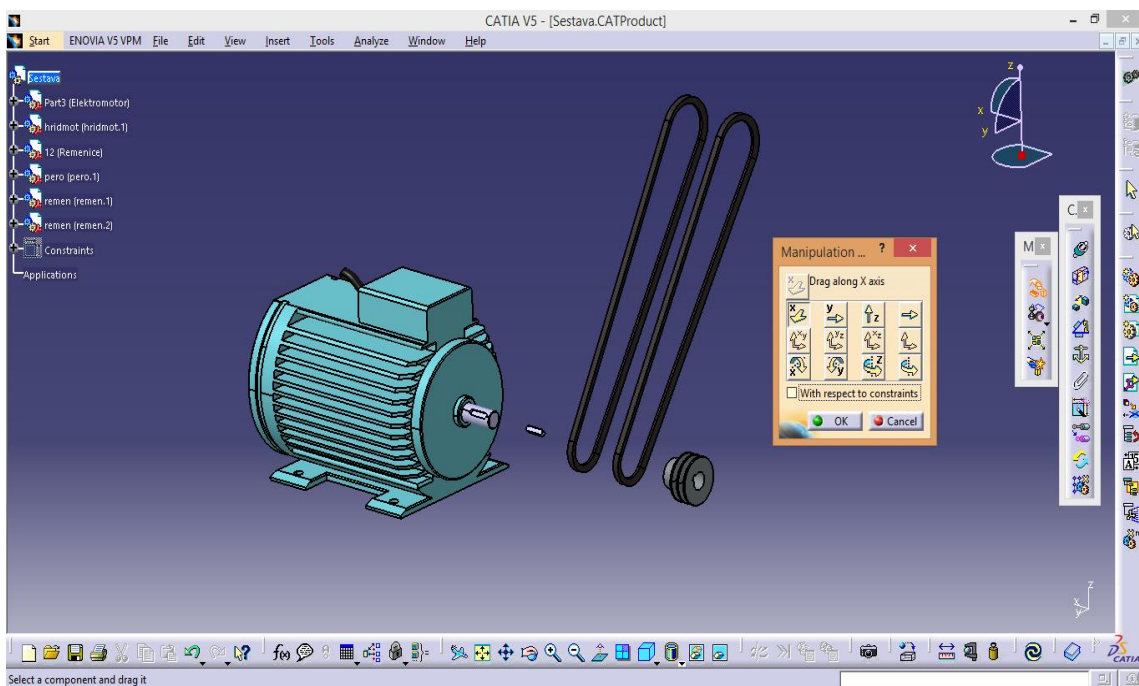


Obr. 32. – Model elektromotoru

### 5.3 Tvorba sestav

Modelování sestav je proces vytváření návrhů, které se skládají ze dvou nebo i více součástí sestavených do svých pracovních pozic. Pro spojování a shromažďování jednotlivých dílů se využívá pracovní prostředí **Assembly Design** s použitím vhodných parametrických vazeb. Vazby sestavy umožní omezit stupně volnosti součástí v určité pozici, respektive zabránit pohybu součástí, a to např. přichycením ploch jednotlivých dílů k sobě. Vazby určují, jak do sebe dané komponenty sestavy zapadají.

Pomocí nástrojů prostředí Assembly Design se vkládají jednotlivé díly, již vytvořené v prostředí Part Design. Obecně platí, že komponenty jsou při umístění do sestavy překryty jinými komponentami umístěnými dříve. Proto, pro lepší vizualizaci a snadnější aplikaci vazeb, je nutné použít metod pro změnu polohy pomocí nástrojů Manipulation, Snap, Smart Move.



Obr. 34. – Použití nástroje Manipulation

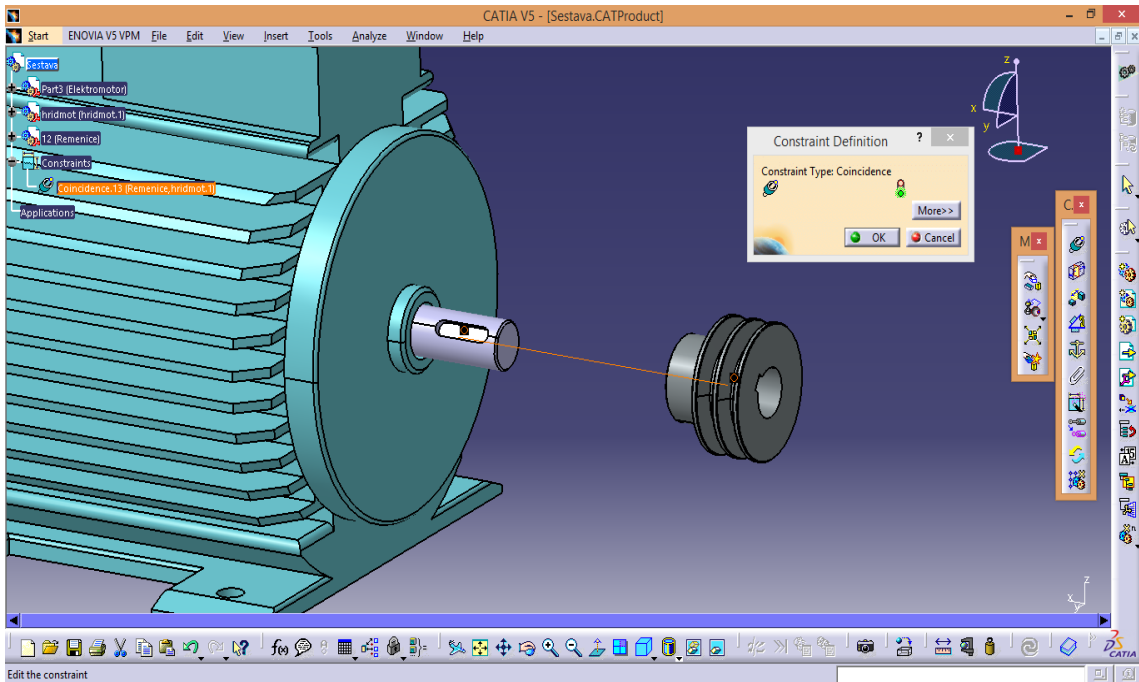
Před použitím vazby je možnost zobrazit náhled účinků vazby, pro zajištění správného umístění v 3D prostoru. Jakmile dojde k výběru typu vazby, komponenty se ihned po aktualizaci přesunou do definované pozice – vznik sestavy.

Modely lze nahrávat také z tzv. knihovny, ve které jsou v několika katalozích vytvořené modely normalizovaných součástí.

### 5.3.1 Typy vazeb

Vazba **Fix Component** se používá k upevnění umístění vybraných dílu v 3D prostoru. Jakmile je orientace komponenty upevněna, nelze ji měnit.

Vazba **Coincidence** slouží k splynutí středové osy válcových prvků, dvou a více různých dílů. Tato volba se může použít také pro splynutí mezi hranami, body, rovinami, nebo rovinnými plochami.



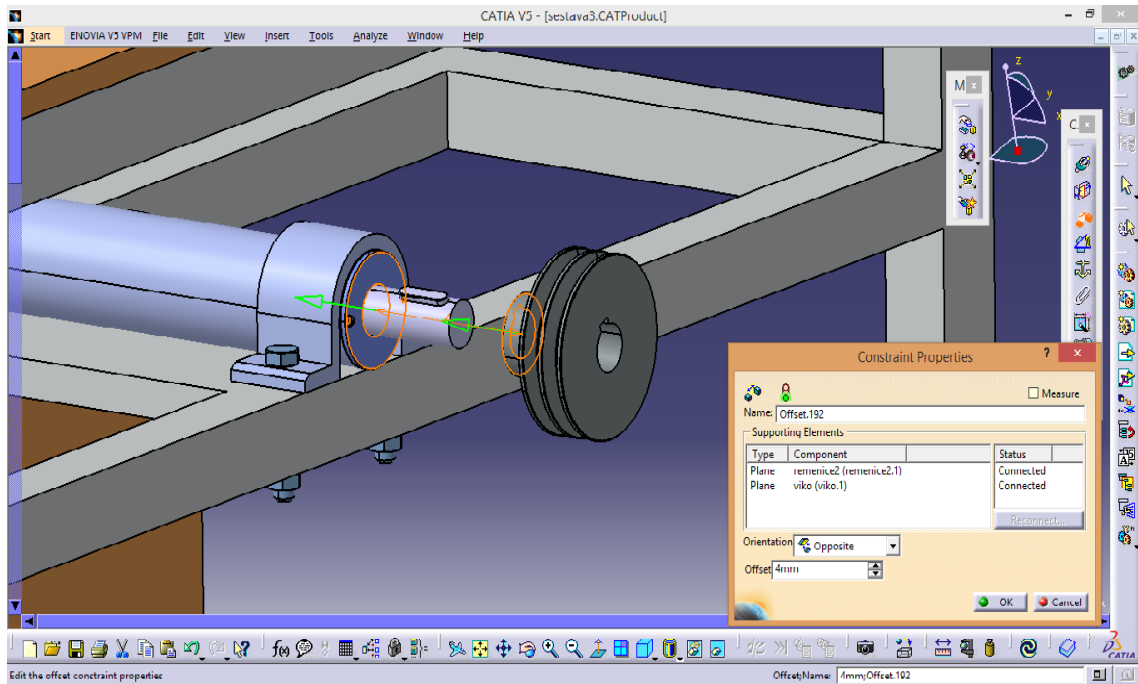
Obr. 35. – Použití vazby Coincidence

Vazba **Contact** se používá u prvků typu rovinných, válcových, kulových, kuželových ploch nebo kruhových hran u kterých zajistí přímý kontakt.

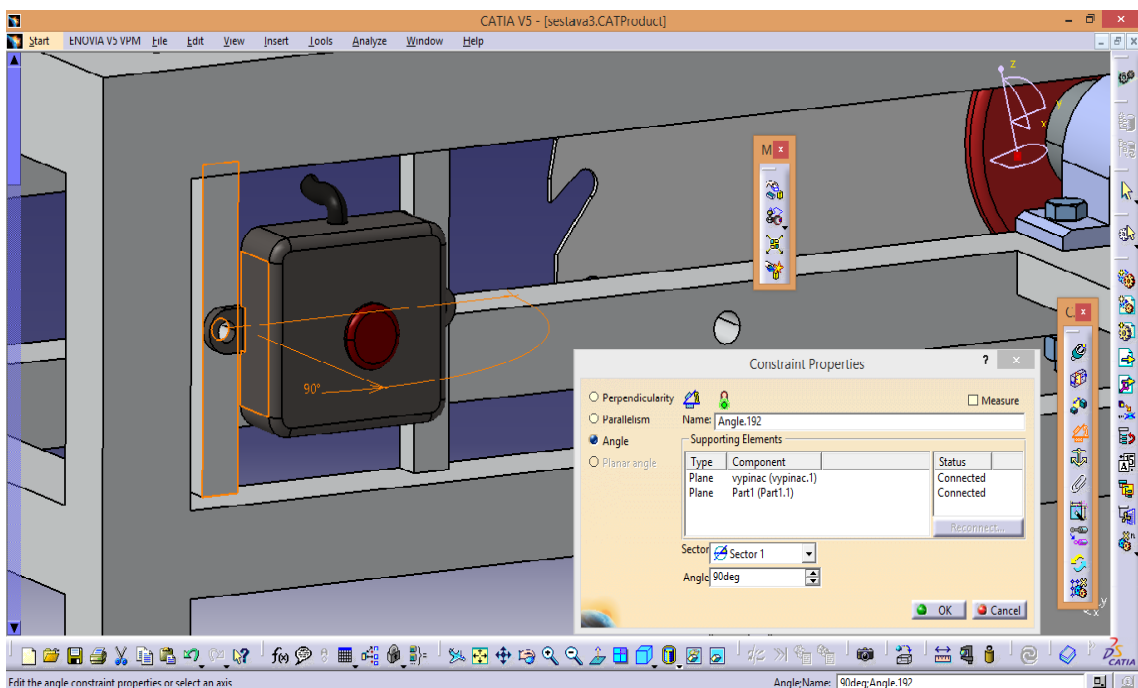
Použitím vazby **Offset** se určí umístění vybraných prvků ve vzájemném odsazení, a také zajištění rovnoběžnosti dvou rovinných ploch.

Vazba **Angle** umožní vzájemné umístění dvou vybraných entit v předem definovaném úhlu. Tyto entity mohou být centrální osy kruhových součástí, dvě plochy, dvě roviny nebo kombinace osy a plochy, roviny a plochy nebo osy a roviny.

Vazba **Fix Together** slouží k upevnění vzájemné pozice vybraných komponentů, což umožní jejich přesunování jako samostatného dílu; jejich vzájemné umístění zůstává stejné.



Obr. 36. – Použití vazby Offset



Obr. 37. – Použití vazby Angle

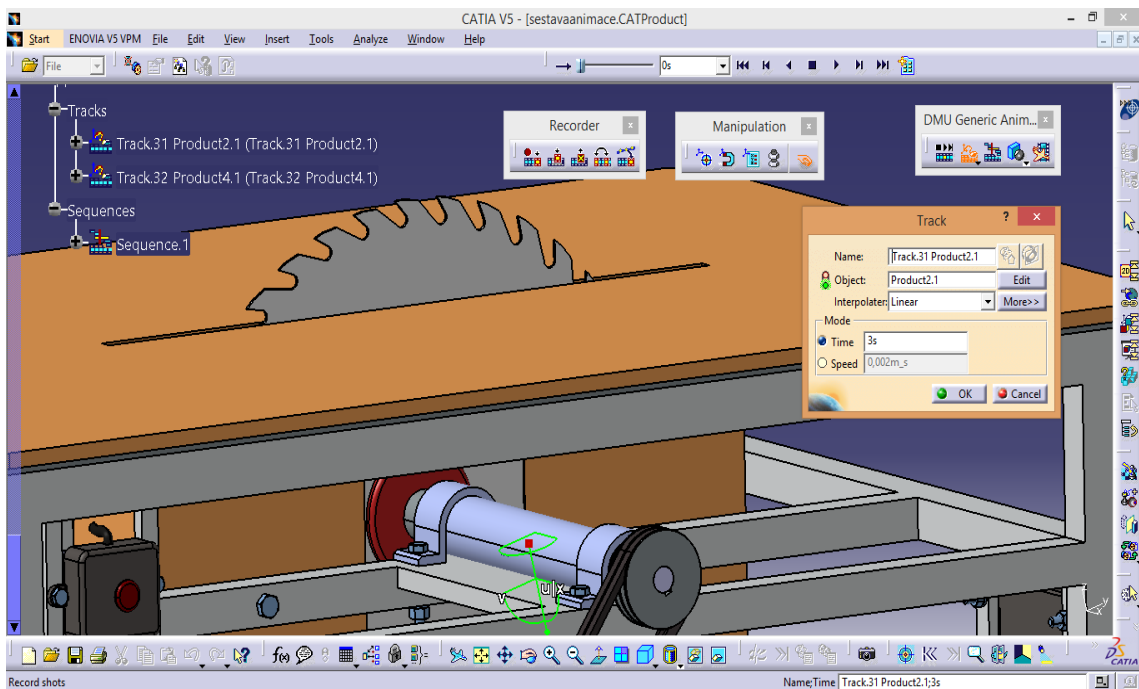
Při modelování složité sestavy je výhodné nejprve složit několik podsestav, a poté jejich kombinací vytvořit závěrečnou sestavu.

Pro použití tzv. polí komponentů, které umožňují umístění více stejných součástí do předem určené vzdálenosti, slouží nástroj Reuse Pattern.

## 5.4 Animace sestav

Animací se rozumí rozpohybování vybraných komponentů v dané sestavě, za smyslem vytvoření mechanismu, nebo také zobrazení postupu kompletace sestavy apod.

Při tvorbě animace se umístí model sestavy do pracovního prostředí **Digital Mockup – DMU Navigator**. Zde se za pomoci nástrojů DMU Generic Animation nadefinuje a nahraje směr i hodnota posunutí jednotlivých dílů – tzv. tracky, které následně mohou být uspořádány podle pořadí pohybů nebo slučovány do jednotlivých skupin (sekvencí), pokud se pohyby vykonávají současně. Díky nástroji Generate Video může být výsledná animace ukládána jako video soubor.



Obr. 38. – Pracovní prostředí DMU Navigator

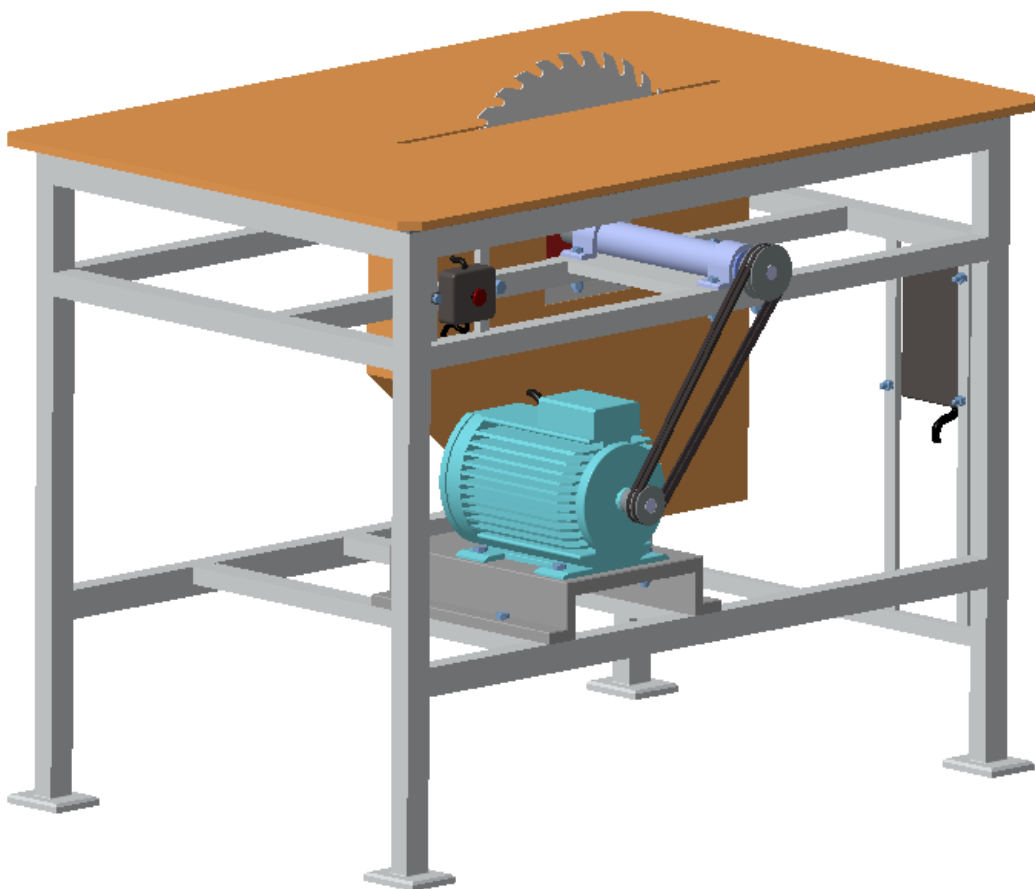
## 5.5 Sestava – kotoučová pila

Sestava znázorňuje řemenový převod u stroje na pořez dřeva – kotoučové pily.

Za pomoci programu CATIA jsem při tvorbě sestavy nejprve vymodeloval jednotlivé díly, a následně je složil v samostatný celek. Jako pevný díl, na který se umístily ostatní komponenty, jsem zvolil rám stroje – jako v reálné skutečnosti. Poté jsem osadil elektromotor, ložiskový stojan s hřídelí a řemenicí, tak aby mezi nimi mohlo dojít k natažení klínových řemenů ve vypočítané vzdálenosti. Následně došlo k nasazení pilového kotouče spolu se zajištěním – přírubami, matkou a v neposlední řadě umístění ochranného krytu kotouče a elektro-výzbroje. Vložení pracovní desky znamenalo dokončení sestavy kotoučové pily.

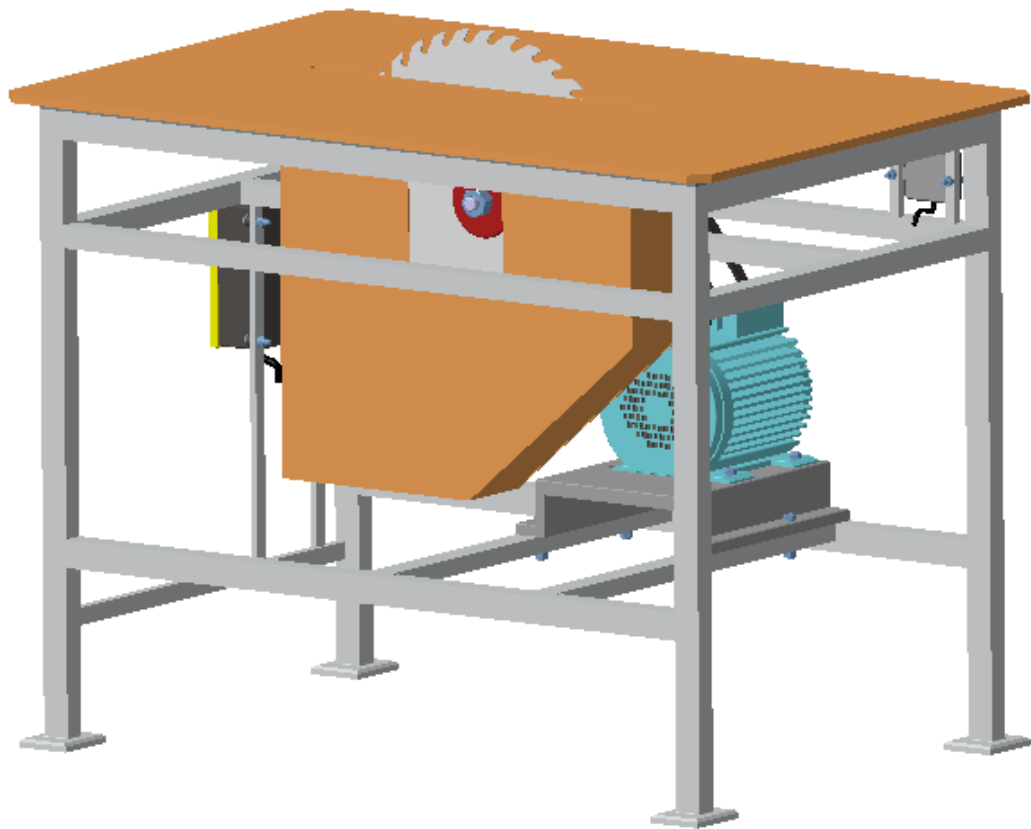
Z knihovny modelů normalizovaných součástí jsem do pracovního prostředí vložil spojovací materiál.

Na sestavě byl díky animacím nasimulován pohyb řemenového převodu, respektive otáčení jednotlivých prvků mechanismu.

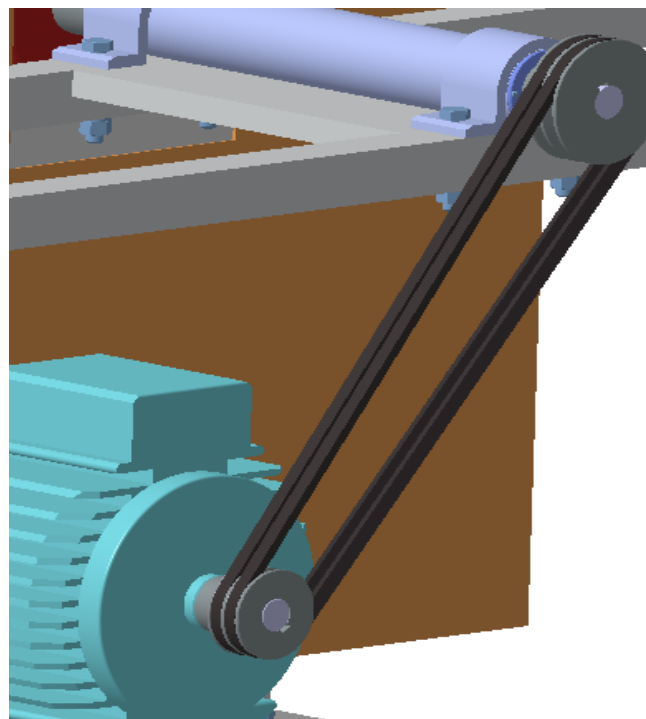


Obr. 39. – Sestava kotoučové pily – pohled A





Obr. 40. – Sestava kotoučové pily – pohled B



Obr. 41. – Detail řemenového převodu

## ZÁVĚR

Cílem mé bakalářské práce bylo vypracovat studii zaměřenou na téma „Modernizace výuky v předmětu “TKII” využitím 3D modelů”. Bakalářská práce má dvě části, teoretickou a praktickou.

Teoretickým úkolem této bakalářské práce bylo zpracování literární studie na téma mechanických převodů, s bližším zaměřením na převody řemenové.

V úvodu praktické části byl navrhnout převod klínovými řemeny z trojfázového asynchronního elektromotoru na uloženou hřídel s pilovým kotoučem. Tento typ převodu se vyskytuje na strojní kotoučové pile na dříví. Požadované otáčky hřídele byly  $n_2 = 2000$  ot.min<sup>-1</sup>. Výstupní parametry elektromotoru byly následující:

výkon  $P = 3$  kW, otáčky  $n_1 = 2835$  ot.min<sup>-1</sup>, účinnost  $\mu_m = 81,5$  %

Díky aplikovaným vzorcům a použitím výpočtových tabulek byl výsledkem převod se dvěma klínovými řemeny typu SPZ, řemenicemi o výpočtovém průměru  $d_{p,1} = 63$  a  $D_{p,2} = 90$  mm. Dále byl vypočítán převodový poměr  $i = 1,43$ , osová vzdálenost řemenic  $a_s = 300$  mm), úhel opásání  $\beta = 174,84^\circ$ , obvodová rychlost  $v = 9,4$  m.s<sup>-1</sup>, výpočtová délka klínového řemene  $L_p = 840,81$  mm.

Druhá část praktické náplně má přispět studentům k osvojení dané problematiky. Nejprve seznámením se s programem CATIA jeho pracovním prostředím a funkcemi. Následně poznáním objemového modelování, tvorbou sestav a způsobem nasimulování pohybů vybraných komponentů díky animacím. Právě výsledky všech popsanych kroků byly vytvořeny za účelem využití studenty v předmětu technické kreslení, jelikož ne všichni studenti při nástupu na vysokou školu jsou na stejné úrovni. Jedním z největších problémů je jejich technická představivost a právě k jejímu zvládnutí a procvičování slouží vytvořené modely řemenic, přírub, ložiskového stojanu, pilového kotouče, hřídele a dalších.

Animace uvedená v prezentaci má ukázat reálný pohyb mechanismu při spuštěném chodu kotoučové pily a tedy funkci jednotlivých komponent v sestavení.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-573-0.
- [5] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1995, 291 s. ISBN 80-85827-88-3.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$i$	Převodový poměr
$\omega$	Úhlová rychlost
$n$	Frekvence otáčení
$d$	Průměr
$F$	Síla
$M_k$	Kroutící moment
$\eta$	Účinnost
$P$	Výkon
$e$	Základ přirozených logaritmů
$f$	Součinitel tření
$\alpha, \beta$	Úhel opásání
$v$	Rychlost
$\xi$	Skluz
$h$	Výška
$b$	Šířka
$c_p$	Součinitel dynamičnosti
$A, a$	Osová vzdálenost
$L$	Délka
$z$	Počet klínových řemenů
$c_1$	Součinitel úhlu opásání
$c_2$	Součinitel délky klínového řemene
CATIA	Computer Aided Three Dimensional Interactive Application
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAE	Computer Aided Engineering

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. – Silové poměry v převodech (převod ozubenými koly).....	13
Obr. 2. – Ozubená kola valivá a šroubová [1] .....	14
Obr. 3. – Čelní třecí převod [1].....	15
Obr. 4. – Kuželový třecí variátor [1] .....	16
Obr. 5. – Řetězový převod [4] .....	16
Obr. 6. – Řemenový převod [3] .....	18
Obr. 7. – Silové poměry v řemenovém převodu [1] .....	19
Obr. 8. – Nejčastěji používané druhy řemenů [1].....	20
Obr. 9. – Řemenový převod s plochým řemenem [4].....	21
Obr. 10. – Řemenový převod s klínovým řemenem [4] .....	21
Obr. 11. – Tvary příčných průřezů klínových řemenů [3].....	21
Obr. 12. – Konstrukce klínového řemene [5] .....	22
Obr. 13. – Synchronní řemenový převod [3] .....	22
Obr. 14. – Řemenový převod s napínací kladkou [3] .....	23
Obr. 15. – Řemenový převod se zkříženým řemenem [3].....	23
Obr. 16. – Řemenový převod s vodícími řemenicemi [3] .....	24
Obr. 17. – Řemenice na klínové řemeny .....	24
Obr. 18. – Funkční plochy věnců řemenic s plochými řemeny [2] .....	25
Obr. 19. – Řemenice pro ploché řemeny [2].....	25
Obr. 20. – Řemenice pro klínové řemeny [2] .....	26
Obr. 21. – Zajištění uložených součástí proti osovému posuvu [1].....	26
Obr. 22. – Rychloběžná řemenice [2] .....	27
Obr. 23. – Diagram pro návrh typu řemene podle výpočtového výkonu a otáček [6].....	31
Obr. 24. – Geometrické poměry řemenového převodu [6].....	34
Obr. 25. – CATIA V5 .....	39
Obr. 26. – Pracovní prostředí v aplikaci Mechanical Design .....	40
Obr. 27. – Pracovní prostředí Sketcher .....	40
Obr. 28. – Vytvoření náčrtu drážek na řemenici.....	41
Obr. 29. – Modelování drážek řemenice.....	42
Obr. 30. – Model pilového kotouče .....	42
Obr. 31. – Model řemenice .....	43
Obr. 32. – Model elektromotoru .....	43

---

Obr. 34. – Použití nástroje Manipulation.....	44
Obr. 35. – Použití vazby Coincidence .....	45
Obr. 36. – Použití vazby Offset .....	46
Obr. 37. – Použití vazby Angle.....	46
Obr. 38. – Pracovní prostředí DMU Navigator .....	47
Obr. 39. – Sestava kotoučové pily – pohled A .....	48
Obr. 40. – Sestava kotoučové pily – pohled B.....	49
Obr. 41. – Detail řemenového převodu.....	49

**SEZNAM TABULEK**

<i>Tab. 1. – Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu [6] .....</i>	<i>30</i>
<i>Tab. 2. – Výpočtové průměry řemenic [6] .....</i>	<i>32</i>
<i>Tab. 3. – Profil drážek řemenic [6] .....</i>	<i>33</i>
<i>Tab. 4. – Jmenovitý ideální výkon převodu s jedním klínovým řemenem [6].....</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 5. – Součinitel úhlu opásání <math>c_1</math> [6] .....</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 6. – Součinitel délky klínového řemene <math>c_2</math> [6] .....</i>	<i>38</i>

## SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA P 1: MODEL ŘEMENICE

PŘÍLOHA P 2: MODEL LOŽISKOVÉHO STOJANU

PŘÍLOHA P 3: MODEL PILOVÉHO KOTOUČE

PŘÍLOHA P 4: MODEL PŘÍRUBY

PŘÍLOHA P 5: MODEL ŘEMENICE II

PŘÍLOHA P 6: MODEL ELEKTROMOTORU

PŘÍLOHA P 7: MODEL ŘEMENU

PŘÍLOHA P 8: MODEL DISTANČNÍ PODLOŽKY

PŘÍLOHA P 9: MODEL HŘÍDELE

PŘÍLOHA P 10: MODEL RÁMU KOTOUČOVÉ PILY (SVAŘENEC)

PŘÍLOHA P 11: MODEL Y ELEKTROVÝZBROJE

PŘÍLOHA P 12: MODEL DESKY POD MOTOR

PŘÍLOHA P 13: MODEL KRYTU PILOVÉHO KOTOUČE

PŘÍLOHA P 14: MODEL PRACOVNÍ DESKY

PŘÍLOHA P 15: VÝKRES ŘEMENICE I

PŘÍLOHA P 16: VÝKRES HŘÍDELE

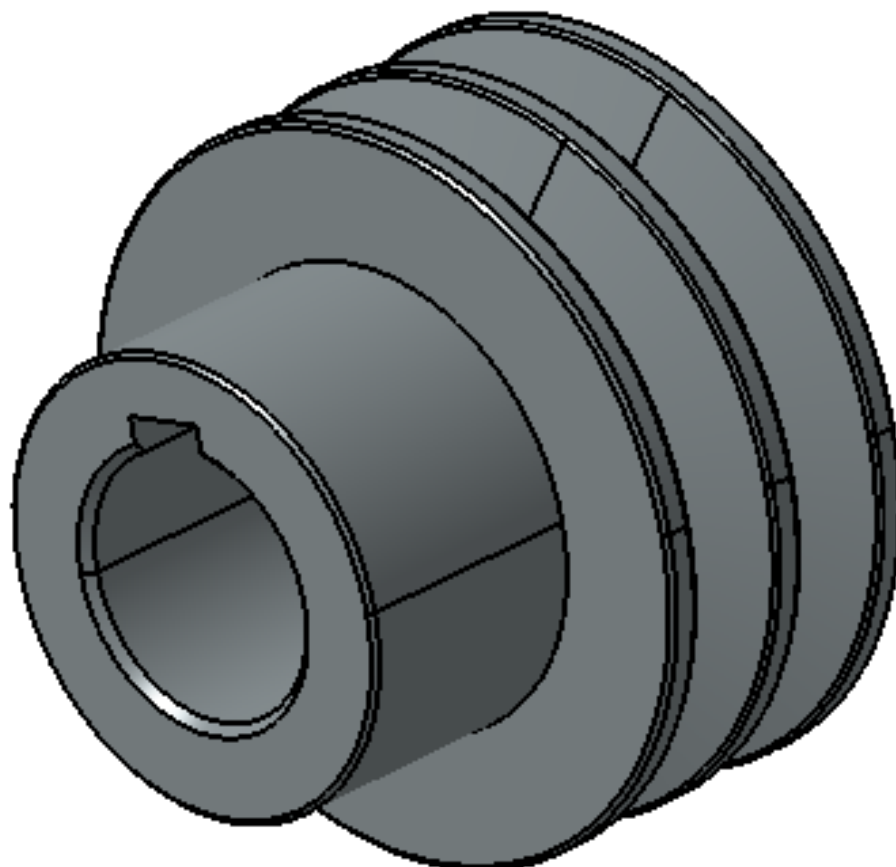
PŘÍLOHA P 17: VÝKRES ŘEMENICE II

PŘÍLOHA P 18: VÝKRESY SESTAVY LOŽISKOVÉHO STOJANU

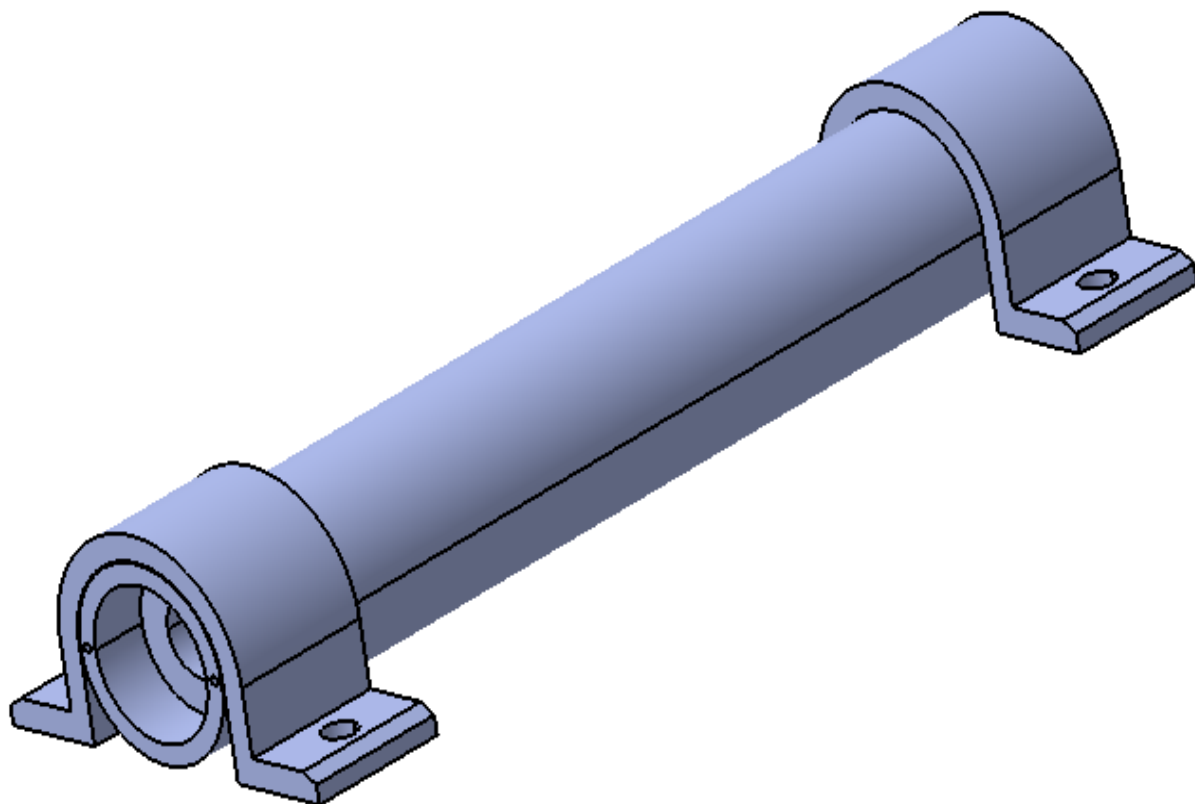
PŘÍLOHA P 19: VÝKRES SESTAVY KOTOUČOVÉ PILY



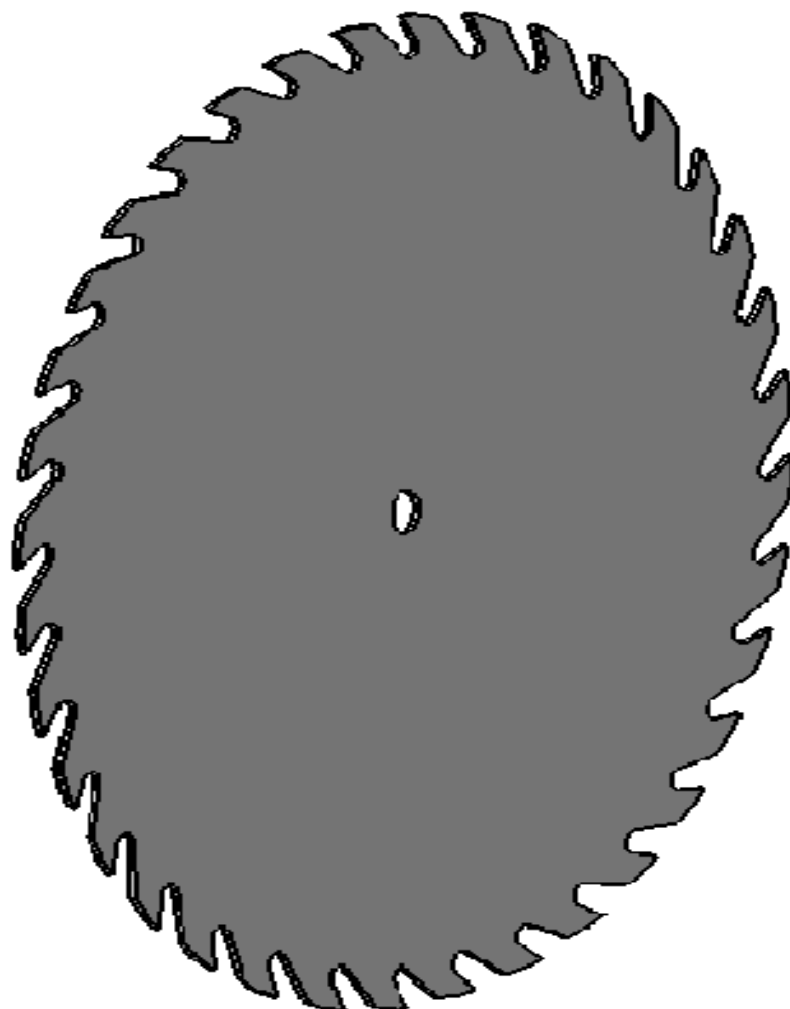
## PŘÍLOHA P 1: MODEL ŘEMENICE I



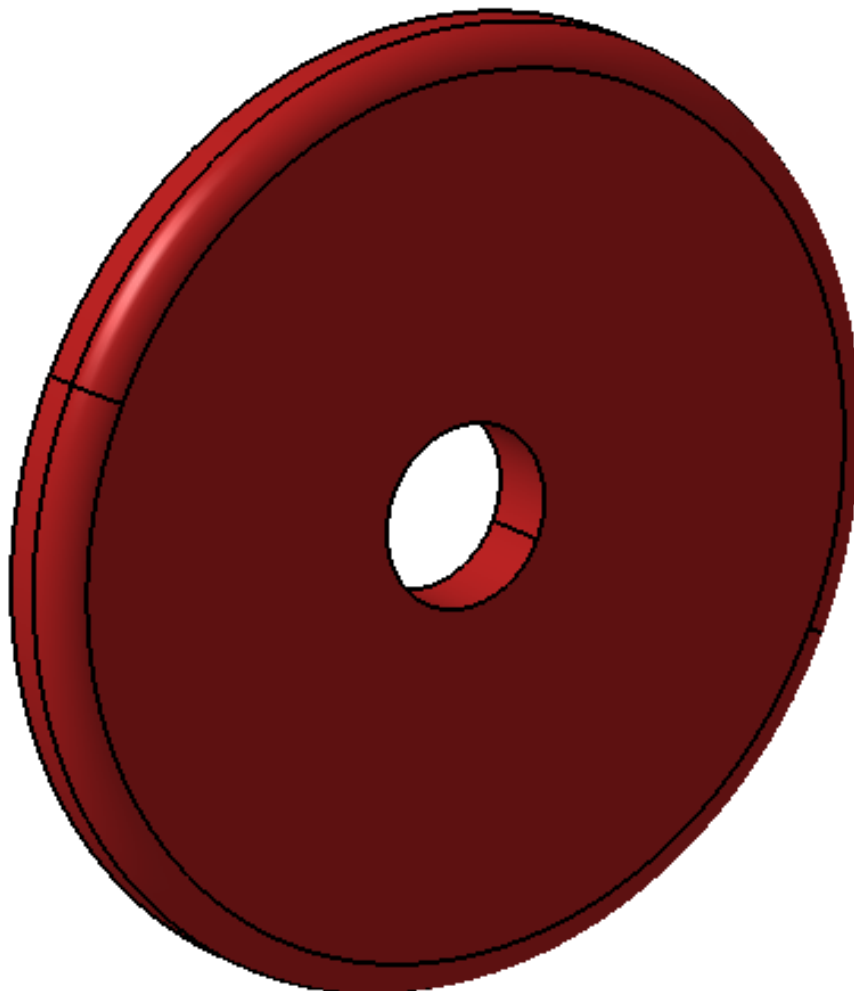
## PŘÍLOHA P 2: MODEL LOŽISKOVÉHO STOJANU



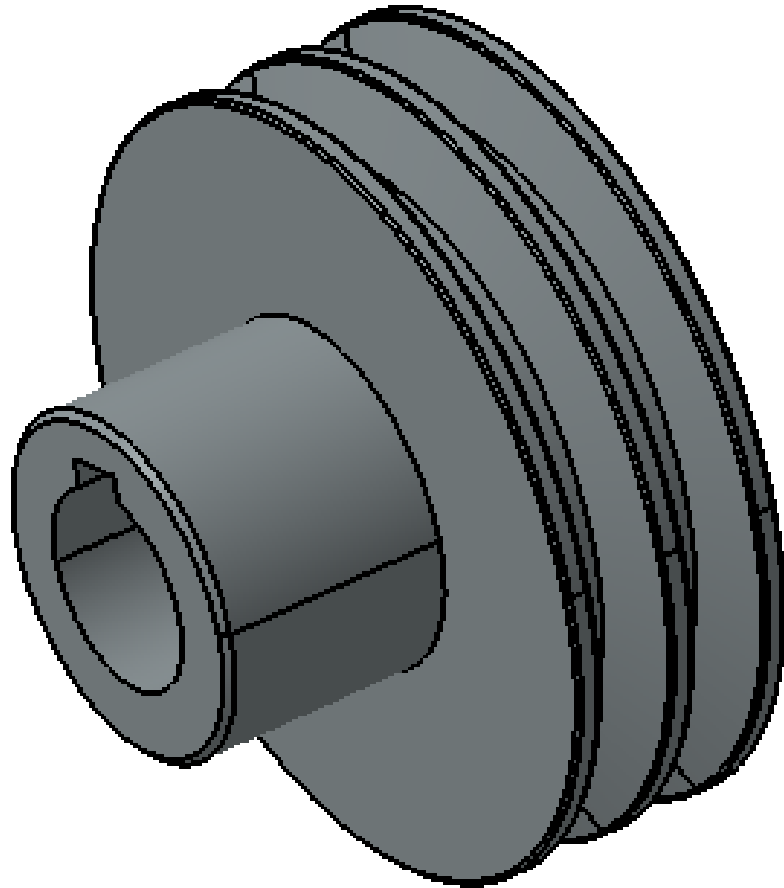
### PŘÍLOHA P 3: MODEL PILOVÉHO KOTOUČE



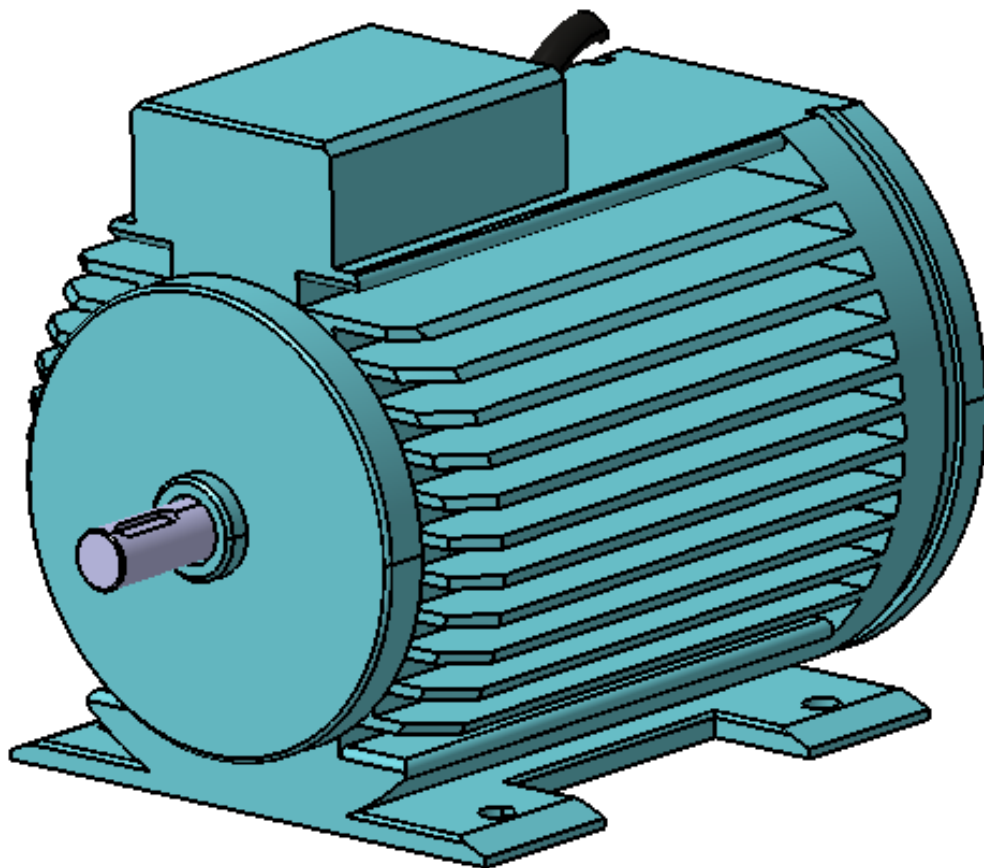
## PŘÍLOHA P 4: MODEL PŘÍRUBY



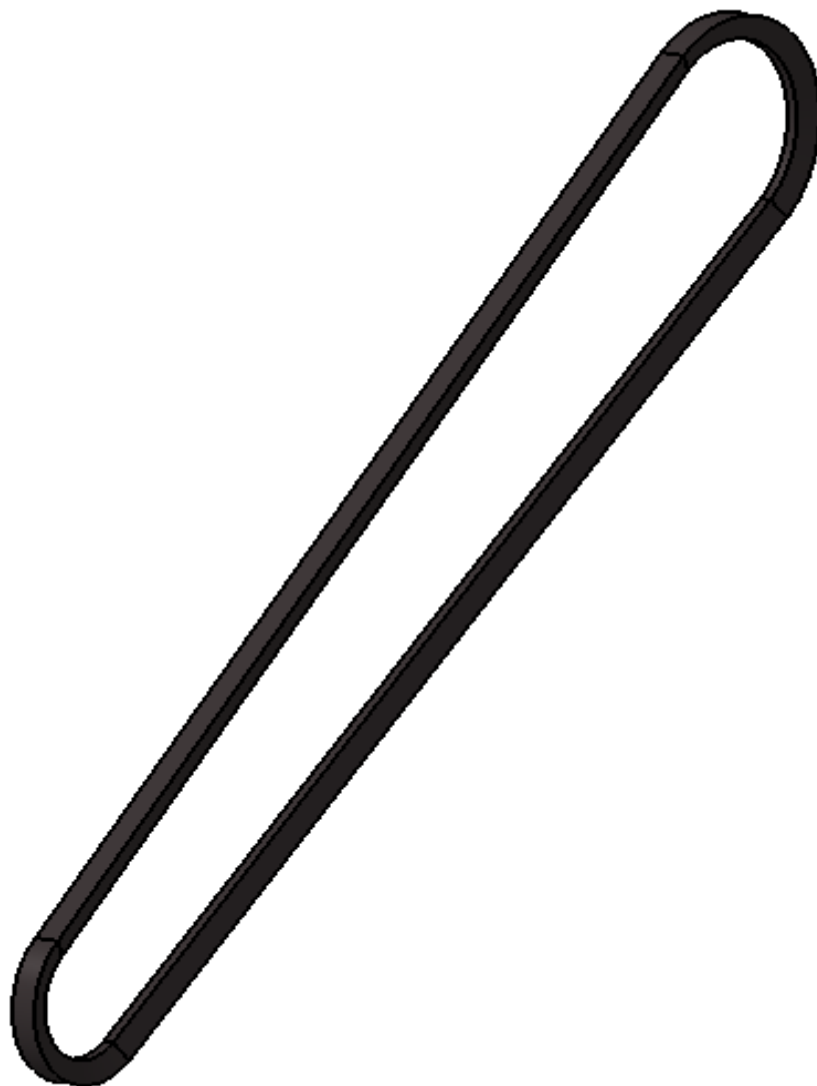
**PŘÍLOHA P 5: MODEL ŘEMENICE II**



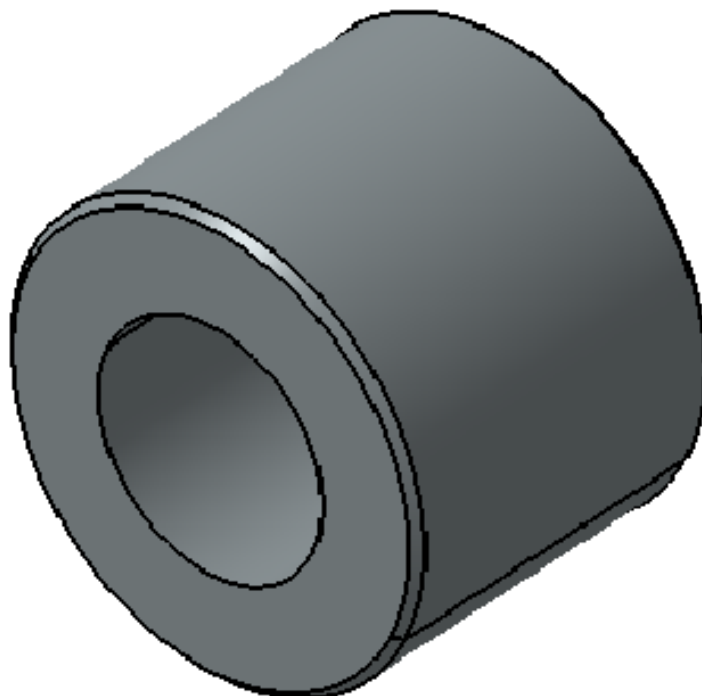
## PŘÍLOHA P 6: MODEL ELEKTROMOTORU



## PŘÍLOHA P 7: MODEL ŘEMENU

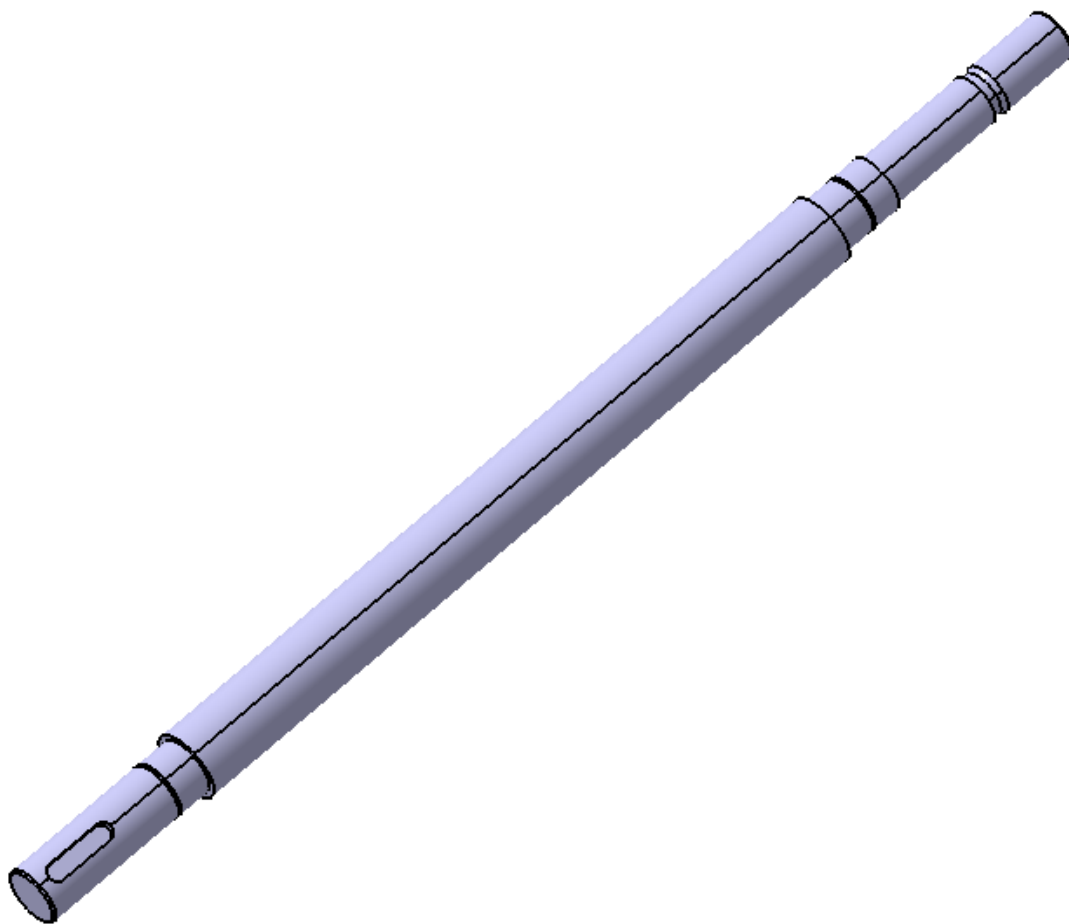


## PŘÍLOHA P 8: MODEL DISTANČNÍ PODLOŽKY

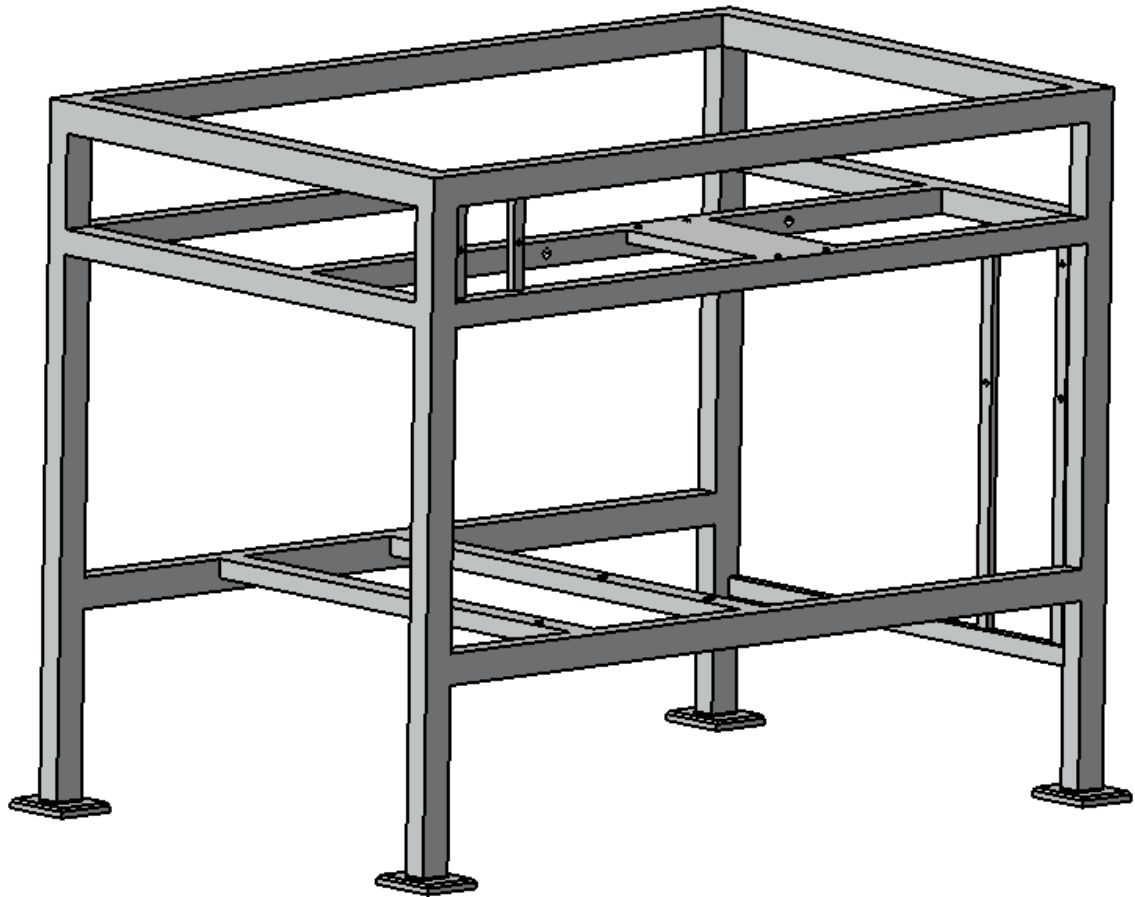




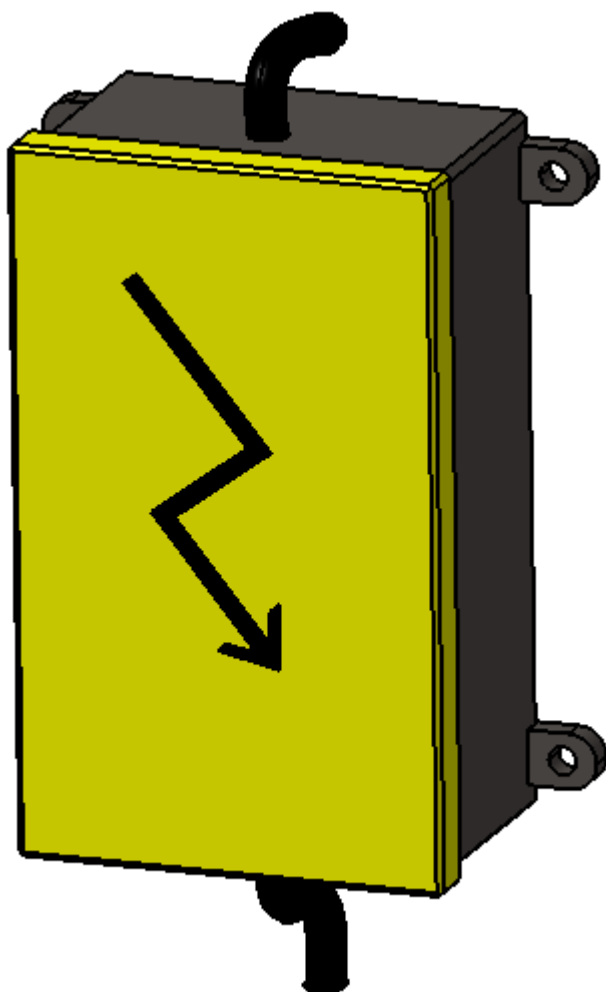
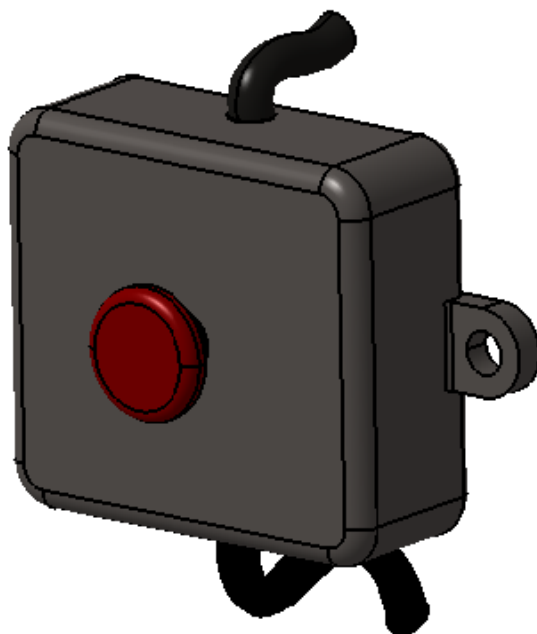
## PŘÍLOHA P 9: MODEL HŘÍDELE



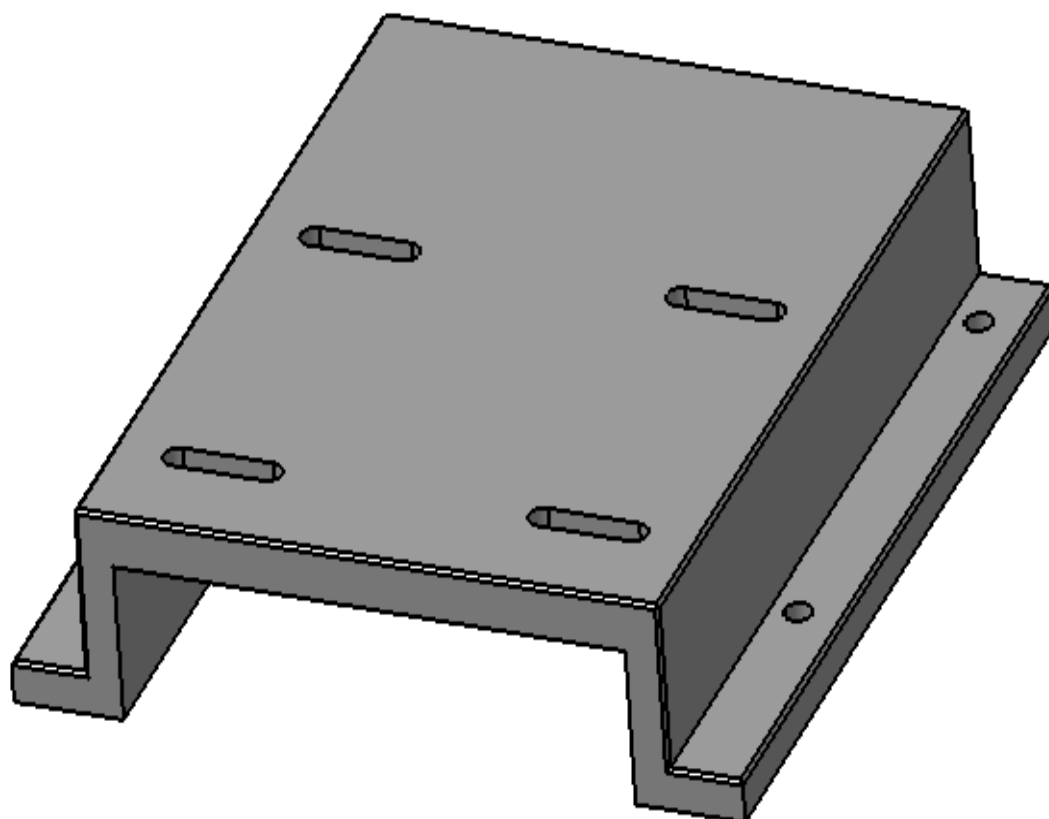
**PŘÍLOHA P 10: MODEL RÁMU KOTOUČOVÉ PILY (SVAŘENEC)**



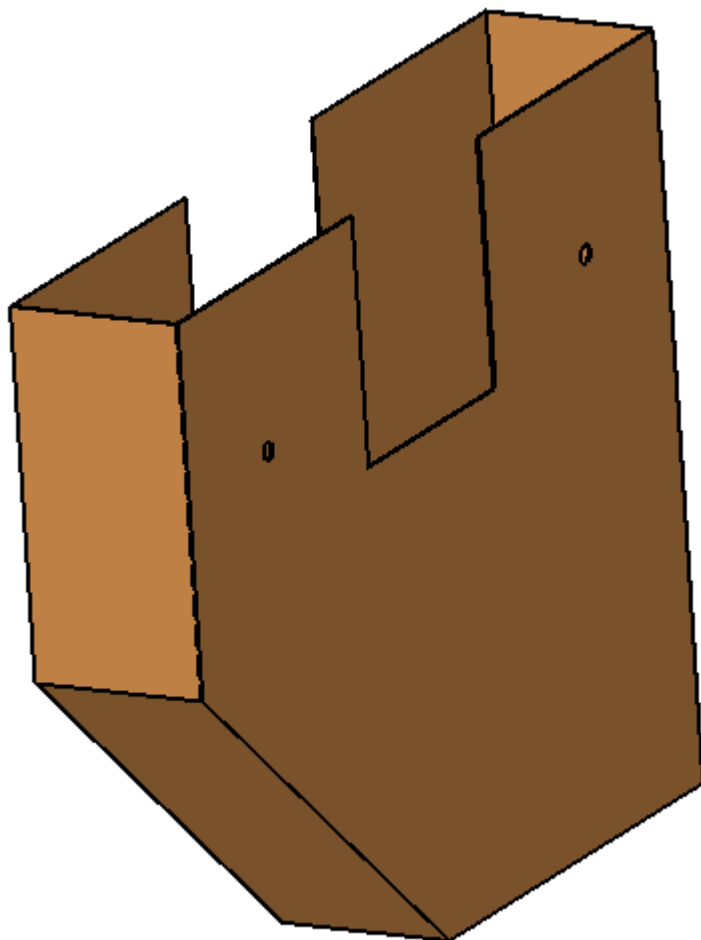
## PŘÍLOHA P 11: MODELÝ ELEKTROVÝZBROJE



## PŘÍLOHA P 12: MODEL DESKY POD MOTOR



**PŘÍLOHA P 13: MODEL KRYTU PILOVÉHO KOTOUČE**



## PŘÍLOHA P 14: MODEL PRACOVNÍ DESKY

