



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh spojitě měnitelného planetového
převodu – klec, planetová a korunová kola**

**Design of continuously variable planetary
transmission – planet carrier, sun and ring
gears**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Vít ŘÍPA

Studijní program: N 2301 ŠROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Praze dne

Bc. Vít Řípa

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za jeho příkladné vedení, ochotu a cenné rady v průběhu tvorby mé závěrečné práce. Dále děkuji celé mé rodině za psychickou podporu a trpělivost při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Vít ŘÍPA
Název DP:	Návrh spojitě měnitelného planetového převodu – klec, planetová a korunová kola
Anglický název:	Design of continuously variable planetary transmission – planet carrier, sun and ring gears
Rok:	2019
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Konzultant:	-
Bibliografické údaje:	počet stran 80 počet obrázků 70 počet tabulek 3 počet příloh 2
Klíčová slova:	Třecí Převody, Variátory, Spojitě Měnitelný Planetový Převod
Keywords:	Friction gear, CVT, Variator, Continuously Variable Planetary Transmission

Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem spojitě měnitelného planetového převodu. V úvodu je zpracován současný stav problematiky třecích převodů a variátorů. Je uvedeno využití spojitě měnitelných převodů v průmyslu. Po analýze původní patentové přihlášky planetového variátoru, je provedena úprava klece (unašeče), planetových a korunových kol. Úpravy jsou podloženy návrhovými a pevnostními výpočty. Závěr práce je věnován konstrukci převodové skříně.

Abstract:

The diploma thesis focuses on the design of a continuously variable planetary gear. The introduction deals with the current problems of friction gears and continuously variable transmissions (CVTs). The following part of the work focuses on the use of CVTs in the industry. After analyzing the original patent of a planetary CVT, a new design of a planet carrier (spider), sun and ring gear is made. All changes in design are supported by design and strength calculations. The last of the thesis focuses on the construction of a gear-case.

OBSAH

1	Úvod	1
2	Převody třecími koly	2
2.1	<i>Materiály a mezní stavy kol</i>	2
2.2	<i>Zajištění záběru třecích převodů</i>	3
2.3	<i>Třecí soukolí se stálým převodovým poměrem</i>	4
2.3.1	<i>Třecí válcový převod čelními plochami</i>	4
2.3.2	<i>Třecí soukolí kuželové</i>	7
3	Variátory	9
3.1	<i>Párová kuželová kola</i>	11
3.1.1	<i>Konstrukce řemenu a řetězu</i>	12
3.1.2	<i>Synchronizace kol</i>	13
3.2	<i>Protilehlá kuželová kola</i>	15
3.3	<i>Talířová konstrukce</i>	16
3.4	<i>Sférická konstrukce</i>	17
4	Příklady použití a výrobců	20
4.1	<i>Automotive</i>	20
4.1.1	<i>DAF</i>	20
4.1.2	<i>AUDI</i>	21
4.1.3	<i>Subaru</i>	22
4.1.4	<i>Nissan</i>	23
4.1.5	<i>Mercedes-Benz</i>	23
4.1.6	<i>Formule 1</i>	24
4.2	<i>Skútry a čtyřkolky</i>	24
4.3	<i>Zemědělská a zahradní technika</i>	25
4.4	<i>Jízdní kola</i>	26
4.5	<i>Pohony strojů</i>	28
4.6	<i>Zastoupení v ČR</i>	30
5	Analýza původní verze planetového variátoru CVT	31
5.1	<i>Princip planetového třecího variátoru</i>	31
5.2	<i>Původní návrh z patentu č. 305972 (s hydraulickým ovládním převodového poměru)</i>	32
5.3	<i>Mechanicky ovládaný planetový CVT</i>	33
5.3.1	<i>Rozbor planetového CVT s mechanickým ovládním</i>	33
5.4	<i>Průmyslová využitelnost planetového CVT</i>	34
5.4.1	<i>Navrhované praktické využití planetového CVT</i>	35
5.5	<i>Tvorba původního návrhu planetového CVT v 3D CAD prostředí</i>	36

6	Návrh planetového CVT	40
6.1	<i>Rozdělení konstrukčních celků</i>	40
6.1.1	<i>Popis částí planetového CVT</i>	40
6.1.2	<i>Optimalizace rozměrů kol</i>	41
6.2	<i>Planetová kola</i>	42
6.2.1	<i>Konstrukční uspořádání</i>	42
6.2.2	<i>Změna převodového poměru planetového kola</i>	42
6.2.3	<i>Profil planetového kola</i>	43
6.2.4	<i>Pružný člen – MKP výpočet posuvové páky</i>	44
6.2.5	<i>Výpočet trvanlivosti axiálního ložiska planetového kola</i>	52
6.2.6	<i>Kontrola navrženého drážkování</i>	55
6.3	<i>Klec satelitů (unašeč)</i>	57
6.3.1	<i>Uchycení ke skříní</i>	58
6.3.2	<i>Posuvová matice</i>	62
6.3.3	<i>Kuželové spojení ozubeného kola – unašeč</i>	63
6.4	<i>Korunové kolo</i>	64
6.4.1	<i>Výstupní hřídel</i>	64
6.4.2	<i>Uložení a posuv korunových kol</i>	65
6.4.3	<i>Posuvový šroub</i>	65
6.4.4	<i>Kuželové spojení ozubeného kola – koruna</i>	67
6.5	<i>Skříň</i>	68
6.5.1	<i>Konstrukce převodové skříně</i>	68
6.5.2	<i>Použité komponenty</i>	69
6.5.3	<i>Rozstřík trakční kapaliny</i>	70
7	Závěr	71
	Seznam použité literatury	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam obrázků	78
	Seznam tabulek	80
	Seznam příloh	80

1 Úvod

Konstrukce a výzkum dnešních strojů je čím dál více svazován nařízenými, či dokonce zázkazy z různých stran. Po předpokladu správné funkce navrženého stroje je zde snaha o jeho optimalizaci, to znamená dosažení co nejlepší účinnosti, jednoduchosti a také dopadu na životní prostředí.

Mezi stroje, u kterých bychom rádi dosahovali vysokých účinností patří hnací motory. Ty jsou v různých provedeních, kde nejpoužívanější jsou elektromotory, či spalovací motory. Ty byly objeveny ke konci 19. století. V té době začal jejich obrovský rozvoj a došlo k prudkému nárůstu jejich využití.

Dříve výzkum nové technologie přinesl vylepšení několikanásobně vyšší než předchozí verze. Dnes je však tato situace složitější. Výrobci platí obrovské částky za zvýšení účinnosti pohonných motorů, které jsou v řádech desetin procent, někdy i méně, oproti minulým generacím. A tak je nutné hledat různé směry, jak dosáhnout optimálních řešení.

Motor spalovací, či elektromotor obecně pracuje v rozmezí otáček, při kterých má určitý výstupní moment. Ten se dle otáček mění a je dán výstupní charakteristikou daného motoru. Spalovací motor má nejvyšší účinnost jen v omezeném pásmu otáček.

Aby bylo možné pracovat při různých otáčkách (momentu) je nutné za motor zapojit převodovku. Použitím více převodových poměrů je dosaženo pokrytí většího spektra výstupních otáček. Nejčastěji se používá převod s ozubenými koly. To má za následek skok mezi jednotlivými rychlostními stupni.

Převodovka, která plynule mění převodový poměr se nazývá variátor. Použitím variátoru jako převodu, bude odstraněn skok mezi jednotlivými rychlostními stupni a motor bude pracovat při svých optimálních otáčkách a účinnosti. Variátorům obecně bude věnována první část této práce. Budou podrobně rozebrány druhy variátorů a také příklady některých variátorů použitých v praxi.

Po obecném úvodu bude přehled vybraných konstrukčních prvků použitých pro návrh variátoru. Návrh první verze vychází z patentu planetového variátoru, který přihlásil pan Ing. Jasoň Hampl. Bude vymodelován původní návrh skici a podrobně rozebrán princip planetového variátoru. Důraz bude kladen na určité celky, které při konstrukci vyšly najevo jako nevhodné. Tím se rozumí dosahování příliš vysokých otáček kol, náročnost dílů na výrobu a montáž, pevnostní dimenzování, či nalezení vhodnějšího řešení.

V druhé polovině práce bude návrh aktuální verze planetového spojitě měnitelného variátoru. Budou uvedeny změny oproti minulé verzi a jaké výhody tyto úpravy přinesly. Práce se zabývá pouze konstrukčními celky planetových kol, korunových kol, klece satelitů (unašeče) a nakonec svařence skříně. Návrh variátoru bude navržen pro reálnou výrobu prototypové verze.

2 Převody třecími koly

Záběr spolu zabírajících kol (kinematicky a silově) je plně v působnosti třecích sil, které vznikají v důsledku zajištění dostatečné vzájemné přitlačné síly kol a existence pružného skluzu v jejich stykové plošce. Plochy kol jsou hladké a mohou mít válcový, či kuželový tvar (popř. čelní plocha válce). Třecí převody přenášejí malé až střední výkony (10 až 20 kW) pro rovnoběžné, nebo různoběžné hřídele o malé osové, či kuželové vzdálenosti. Princip přitlaku kol a tím vzniklého tření pro přenos výkonu přináší řadu specifických kladů a záporů.

Mezi *kladné přednosti* lze uvést tichý chod, klidný a pružný rozběh a možnost pracovat ve vysokých otáčkách (až $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Třecí převody dokáží dobře tlumit rázy a snižovat drobné výchyly v rozdílech proměnného zatížení (rázy jsou však vyrovnány skluzem). U válcových a kuželových kol je nižší náročnost na přesnost výroby a montáže. Životnost třecích ploch lze prodloužit použitím vyměnitelného třecího obložení, s tím ale náročnost na výrobu stoupá. Snadno lze zajistit reverzaci otáček a pomocí úprav s rozdílnými průměry jde dosáhnout i rozdílného převodového poměru, který je plynule měnitelný – třecí variátory.

Potřeba poměrně značné vzájemné přitlačné síly kol (úměrné přenášené obvodové síle) patří k *hlavním nedostatkům*. To vede k vysokému namáhání hřídelů a ložisek. Další nevýhodou je vysoké kontaktní napětí ve stykové plošce kol, která limitují velikost přenesitelného výkonu a mají zásadní vliv na životnost převodu. Malá styková ploška vede k menším ztrátám, ale většímu napětí. Mezi nevýhodou také patří možnost úplného prokluzu kol, který při dlouhodobém prokluzu může vést až k vážnému poškození povrchu kol. Drobná odchylka od požadovaného převodového poměru je dána pružným skluzem (třecí plochy elasticky deformovány) – nespolehlivost v dodržení převodového poměru.

V porovnání s ozubenými soukolími, mohou silové třecí převody se stálým převodovým číslem jen těžko konkurovat. Ozubené převody jsou sice dražší na výrobu, ale vynikají mnohem větší únosností, vykazují delší životnost, účinnost a jsou provozně spolehlivější. Avšak třecí převody naleznou uplatnění u pohonů, kde je vyžadováno citlivé ovládání přenášeného výkonu v oblasti přístrojové a manipulační techniky. Nejčastěji se s třecími převody setkáme v oboru variátorů, kde vynikají svojí jednoduchostí, účinností a malými rozměry. Variátory se uplatňují například v chemickém, textilním průmyslu, u obráběcích strojů anebo jako kinematické variátory v přístrojové technice.

2.1 Materiály a mezní stavy kol

Běžným a základním materiálem třecích kol je ocel. Obě kola bývají povrchově kalena na pevnost $\text{HRC} \geq 60$ a poté broušena. Pracují buď na sucho, nebo v oleji zvaném trakční kapalina podle toho, zda je preferovaná životnost, či přenesitelný výkon soukolí. Mezi požadované vlastnosti materiálů patří vysoký součinitel tření

(daný dvojicí materiálů spolu zabírajících kol), odolnost proti opotřebení, povrchová pevnost a vysoký modul pružnosti E .

Pro přenosy menších výkonů se kromě oceli s povrchově kalenými koly používají kola z šedé litiny, hliníkové slitiny či jiné kovy. Kombinace kovů s měkkými materiály jako jsou plasty, pryž, či obložení z vrstvené kůže se využívají spíše u kinematických převodů (přístrojová technika). Pokud dosáhneme vyššího součinitele tření, je zapotřebí menší přitlačná síla pro přenos stejného výkonu. Soukolí má pak klidný a tichý chod a menší nároky na přesnost výroby.

Největší vliv na životnost třecích převodů mají tyto mezní stavy:

- progresivní pitting
- nadměrné opotřebení (abrase)
- zadírání

všechny jsou vztaženy k pracovním povrchu kol a jsou závislé na velikosti dotykového napětí v místě styku spolu zabírajících třecích kol.

Pitting nastává v případě vyššího zatížení a projevuje se i na povrchu dobře mazaných ocelových kol (povrchové poškození ve formě důlků, které se postupně v průběhu provozu rozšiřují). Naopak opotřebení otěrem se projevuje spíše pro soukolí pracující na sucho. K zadírání dochází při úplném prokluzu u nemazaných kol. Pro dobrou životnost třecích kol je tedy nutné vyřešit mazání jejich pracovních ploch. Především u soukolí, kde dochází k častému rozběhu pod zatížením, či přetěžování v průběhu provozu. Mazáním oleji však poklesne součinitel tření a tím pádem narostou rozměry. Vhodné je použití tvrdšího hnaného kola než hnacího, aby se na něm při prokluzu nevytvářely plošky. Narušením geometrie pracovní plochy vede k neklidnému provozu soukolí.

Stěžejní hodnotu při určování přenesitelné síly a při pevnostních výpočtech je srovnávací dotykové napětí σ_H podle Hertze. Výpočty jsou prováděny pro statická zatížení bez smykových sil. Základním řešením je přímkový dotyk dvou válců, jako je tomu u ozubených kol. Složitější výpočet je při určení σ_H pro teoretický bodový styk při kontaktu obecných těles (válec-kužel, kužel-kužel). Je třeba u těles znát oba hlavní poloměry křivosti a vzájemnou polohu těchto dvojic. Na základě praktických zkoušek a praktických zkušeností se stanovuje dovolená hodnota σ_H , která je závislá na druhu materiálu (především tvrdosti) a zpravidla pro životnost $L_N = 10^7$ cyklů. [1]

2.2 Zajištění záběru třecích převodů

Správně pracující třecí kola, která přenáší třecí síly F_t , musí být k sobě přitlačována určitou silou F_n . Kola se k sobě musí přitlačovat tak, aby i po opotřebení třecích ploch bylo možné znovu nastavit jejich vzdálenost. Obvykle je jeden

z hřídelů posuvný a druhý pevný. Posuv hřídele může být v ložiskách, nebo je možné posouvat třecí kolo (náboj) po hřídeli pomocí drážkování.

Přítlačná síla může být vyvozena buď pomocí tlačné pružiny (popř. tažné), pomocí šroubu anebo použitím závaží. S rostoucím přenášeným výkonem (tj. s rostoucí silou F_t) je nutné zvětšovat také přítlačnou sílu. Vhodné je zvolit takové uložení, aby se přítlačná síla s rostoucím přenášeným výkonem samočinně přizpůsobovala. To lze zajistit například uložení hnacího kola, ideálně přímo s elektromotorem, na výkyvnou páku (kolébku).

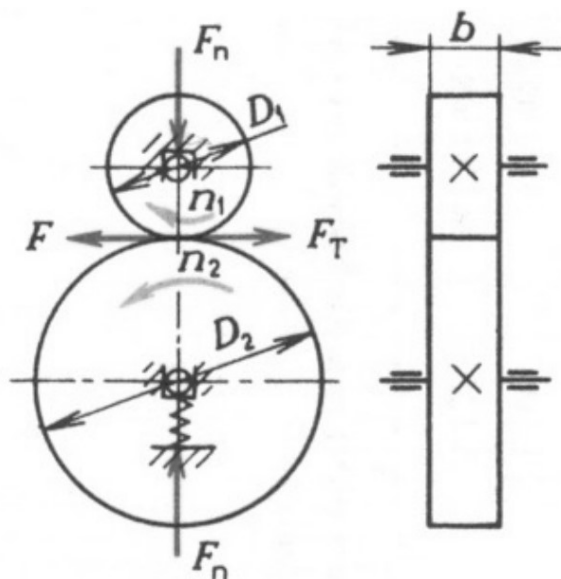
2.3 Třecí soukolí se stálým převodovým poměrem

Třecí soukolí lze rozdělit podle několika parametrů. Jako první lze uvést polohu hřídelů. Ty mohou být navzájem rovnoběžné (až kolineární), či hřídele různoběžné pro kuželové soukolí. Na hřídelích jsou třecí kola, která lze rozdělit dle jejich tvaru (válcová, kuželová a obecná). Dalším dělením je tvar povrchu kola, který se lze setkat s hladkým povrchem, klínovitým, či různě klenutým. Posledním dělením je dle pracovního použití, tj. převod silový, kinematický a vratný.

Třecích převodů je celá řada, které se liší mezi sebou právě výše zmíněnými parametry. V této kapitole budou popsány jen některé z nich, které budou vhodné pro úvod do problematiky námi navrhovaného třecího variátoru.

2.3.1 Třecí válcový převod čelními plochami

Jedná se o záběr dvou třecích kol s rovnoběžnými hřídeli, která jsou k sobě přítlačována vnější silou (viz. Obr. 1). Soukolí se skládá z hnacího kola (index 1), kola hnaného (index 2) a přítlačného zařízení (pružina, závaží, šroub). Obdobou tohoto soukolí je použití vnitřního soukolí. Obvodová síla se mezi koly (kotouči) přenáší třením po jejich čelních plochách.



Obr. 1.: Třecí soukolí s hladkými plochami [2]

Vztah mezi otáčkami a průměry kol je dán převodovým číslem

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\psi \cdot D_1} \quad (1)$$

V tomto vztahu je použit součinitel prokluzu, který označujeme ψ a volí se $\psi = 0,95$ až $0,98$. Převodový poměr kolísá zejména kvůli opotřebování kluzných ploch kol. Opotřebování je výraznější u kol s měkkým obložením. Opotřebí-li se hnací kolo, které mívá měkčí obložení, nastane zmenšení jeho průměru. Z předešlého vztahu je patrné, že následkem bude zmenšení otáček kola hnaného. Abychom předešli rozdílu od požadovaných otáček, je vhodné zvětšit průměr malého kola D_1 přibližně o polovinu dovoleného opotřebování hnacího kola. Nejčastější jsou třecí soukolí s převodem do pomala, tj. největší převodový poměr $i_{tmax} = 5$.

Provozní hladké třecí plochy kol musí být k sobě přitlačovány normálovou silou

$$F_n = \frac{k_{pr} \cdot F_t}{f} \quad (2)$$

Součinitel bezpečnosti proti prokluzu k_{pr} se pro klidné zatížení volí $k_{pr} \geq 1,2$ a pro proměnlivé až nárazové zatížení volí $k_{pr} \geq 2$. Součinitel tření f je závislý především na materiálu třecí dvojice, a dále pak na stavu třecích ploch, teplotě, prostředí atd.

Tab. 1.: Porovnání součinitelů tření a výpočtových tlaků materiálů třecích kol [3]

Materiál kola		Součinitel u nemazaných ploch f (1)	Výpočtový tlak p_p (MPa)
hnacího	hnaného		
ocel kalená	ocel kalená	0,05 až 0,10	15 až 25
ocel žíhaná	ocel žíhaná	0,05 až 0,08	0,35 až 0,50
šedá litina	šedá litina	0,15	0,20 až 0,30
šedá litina	kůže	0,20 až 0,30	0,15 až 0,20
šedá litina	azbest	0,30 až 0,50	0,15 až 0,25
šedá litina	lisovaná tkanina	0,30 až 0,50	0,05 až 0,10
ocel žíhaná	pryž	0,50 až 0,60	0,01 až 0,04

Přenášená obvodová síla se dopočítá z přenesitelného výkonu P (kW) při obvodové rychlosti v

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} \quad (3)$$

Pro třecí převody je vhodnější volit větší obvodové rychlosti ($v_{max} \leq 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), tím se zmenší obvodová síla F_t a tím dojde k menšímu namáhání kol a hřídelů, jelikož se sníží i potřebná přitlačná síla F_n . Volit vyšší obvodovou rychlost je však nevhodné u převodů, u kterých se za chodu často mění smysl otáček, či dochází k častému spínání či rozepínání kol. Je snaha o konstrukci

kol a setrvačných hmot s co nejmenším momentem setrvačnosti, jelikož se tím sníží doba prokluzu při rozběhu a změně smyslu otáčení.

Platí-li vztah $f \cdot F_n < k \cdot F_t$ dochází k přetížení převodu a prokluzu třecích kol. To má za následek opotřebení a spotřebovaná energie se třením mění v teplo. Prokluz kol a nadměrné zatížení ložisek vlivem přítláčné síly způsobují poměrně značné ztráty přenášeného výkonu, takže mechanická účinnost podle druhu převodu bývá $\eta = 0,85$ až $0,95$. Z tohoto důvodu se kola zhotovují z materiálů s vysokým součinitelem tření.

Přenášený výkon je omezen: [2]

1. Prokluzem (omezení souč. tření f - Tab. 1 a bezpečností proti prokluzu k)
2. Opotřebením (trvanlivost)
3. Otláčením (dovolený tlak v třecích plochách na 1 mm šířky kola p_{Dt})
4. Ohřátím a zadřením (musíme zajistit odvod tepla vzniklým třecím výkonem P_T)

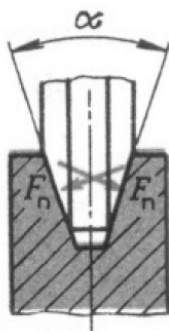
Návrh šířky třecího kola vychází ze vztahu

$$b \geq \frac{F_n}{p_{Dt}} \quad (4)$$

kde p_{Dt} značí dovolený tlak s jednotkou $N \cdot mm^{-1}$. Jsou-li známy průměry obou kol D_1 a D_2 vypočteme dle vztahu:

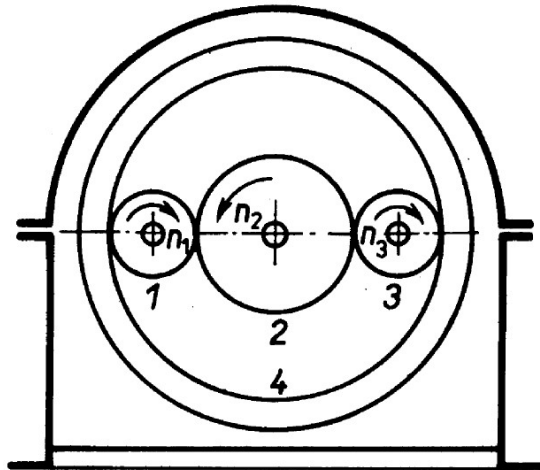
$$p_{Dt} \approx p_p \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} = p_p \cdot \frac{D_2}{1 + i} \quad (5)$$

ve kterém p_p je výpočtový tlak (MPa), jehož hodnoty jsou uvedeny v Tab. 1.



Obr. 2.: Úprava třecího kola s klínovou drážkou [2]

Kola nemusí být jen hladká, ale mohou mít tvar klínových drážek (Obr. 2). U tohoto provedení klesá oproti kolům s hladkými válcovými plochami velikost radiální síly F_r téměř na čtvrtinu (pro úhel $\alpha = 30^\circ$). Obvodová rychlost je stejná pouze ve středních průměrech drážky, tj. v ostatních bodech dochází k rozdílu obvodových rychlostí. To má za následek vzniku místního prokluzu a ztrátám třením. Účinnost převodu s klínovými drážkami je pak oproti kolům s hladkými plochami nižší ($\eta = 0,88$ až $0,90$).



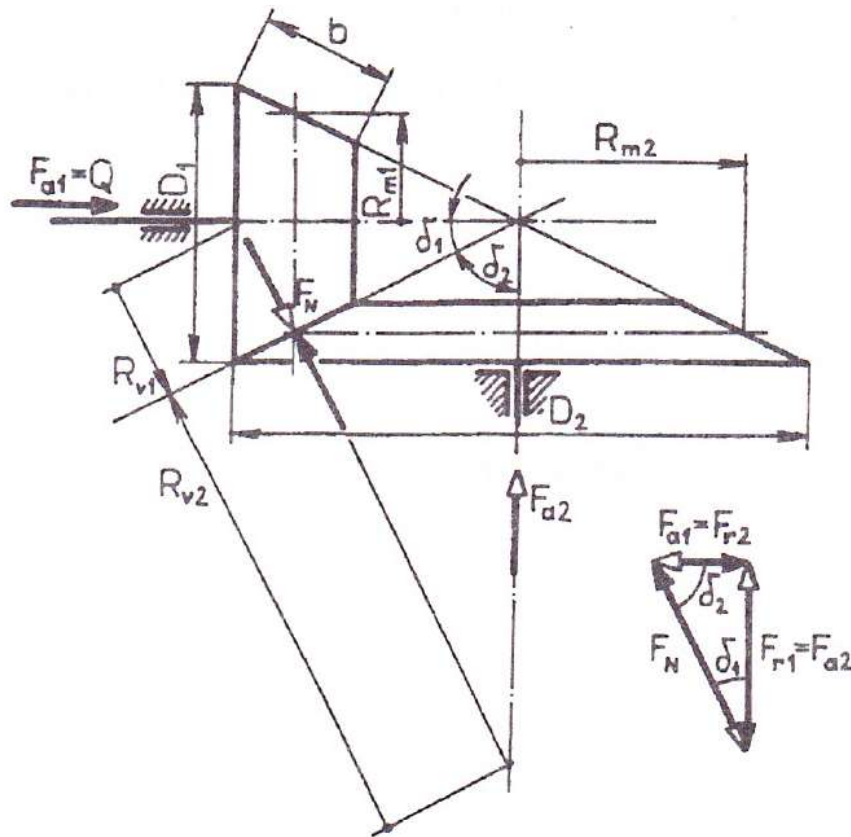
Obr. 3.: Garrardův převod [3]

Dalším provedením je Garrardův třecí převod (Obr. 3). Zvláštní úpravou převodu se odstraňuje zatížení ložisek, tím se sníží jejich tření a zlepší se účinnost převodu. Skládá se z hnacího kola 1, hnaného kola 2 a pomocného kola 3. Všechna tyto kola leží na jedné přímce a jsou vtlačena (vznikne přitlačná síla – předpětí) do pomocného korunového kola 4. Uzavřená převodová skříň je naplněna olejovou lázní, ve které jsou všechna kola ponořena. Ta snižuje opotřebení jejich pracovních ploch a odvádí vzniklé teplo. Jelikož jsou kola k sobě přitlačována velikou normálovou silou, nedochází k prokluzu kol a pro tlumení proměnlivých zatížení je vhodné na hřídel umístit pružnou spojku.

Tento třecí převod může přenášet vysoké výkony až do 100 kW a je použitelný pro vysoké převodové poměry až do $i \leq 15$. Mechanická účinnost je velmi dobrá (až $\eta = 0,98$). Plochy třecích převodů jsou povrchově kalené a broušené. [3]

2.3.2 Třecí soukolí kuželová

Kuželová třecí soukolí se používají pro přenos výkonů pro různoběžné hřídele, obvykle na sebe kolmé. Kola jsou k sobě přitlačována vnější silou buď přes jednu hřídel (druhé kolo pevně uchyceno), nebo přitlačná síla působí na oba hřídele. Aby byl zajištěn správný provoz, musí vrcholy kuželových kol ležet v průsečíku os hřídelů, jako je tomu při odvalování kuželových ozubených kol.



Obr. 4.: Třecí kuželové soukolí [1]

Kola jsou geometricky určena vnějšími průměry D_1 , D_2 a šířkou b (Obr. 4). Zabírající kola mají poloviční vrcholové úhly δ_1 a δ_2 , které mohou být stejné, anebo rozdílné. Součet polovičních vrcholových úhlů kuželových kol je nejčastěji 90° . Pro výpočet převodového poměru lze použít vztahy:

$$\tan \delta_2 \approx \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2'}{D_1'} = i ; \quad \tan \delta_1 \approx \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1'}{D_2'} = \frac{1}{i}, \quad (6)$$

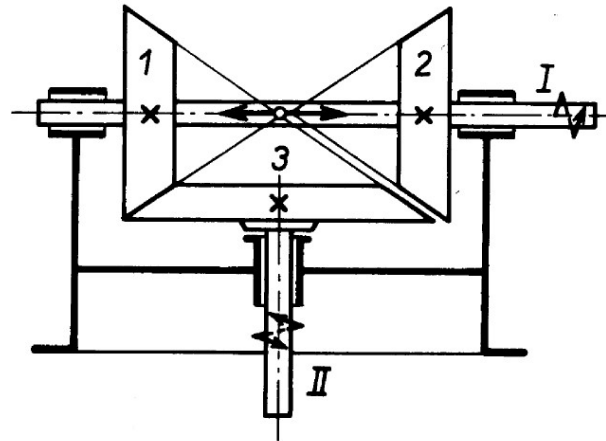
kde D_1' a D_2' jsou výpočtové průměry kol.

U kuželových soukolí se přenáší větší síla do ložisek, jakožto reakce síly F_n v třecí ploše, která je potřebná pro přenos obvodové síly. Ta lze rozložit do složek F_{a1} a F_{r1} , které způsobují axiální a radiální namáhání ložisek a hřídele namáhají ohybem.

$$F_n = \frac{k \cdot F_T}{f} \quad (7)$$

$$F_{a1} = F_n \cdot \sin \delta_1 ; \quad F_{r1} = F_n \cdot \cos \delta_1 \quad (8)$$

Použitím dvou hnacích kol 1 a 2 na společné hřídeli I z obou stran záběru hnaného kola, lze zajistit reverzaci otáček (Obr. 5). To je provedeno přitlačením levého, či pravého hnacího kola do místa záběru na hnané kolo 3. Účinnost kuželového třecího soukolí je dle použitých materiálů, způsobu provedení (vrcholové úhly, průměry kol.; stavu ploch) dosahována $\eta = 0,85$ až $0,92$. [3]



Obr. 5.: Soukolí s reverzací [3]

3 Variátory

Variátor je typ převodovky se spojitě (plynule) proměnným převodovým poměrem, tedy s plynulou změnou převodového poměru s velkým rozsahem mezi vstupní a výstupní hřídelí variátorové převodovky v obou směrech (nahoru i dolů). Funkce variátoru je plně využít výkon hnacího motoru (např. spalovacího), respektive udržovat motor v optimálním režimu z hlediska spotřeby, nebo výkonových nároků. Užití variátoru také odstraní řazení rychlostních stupňů a tím je eliminováno trhání a vznik rázů při řazení.

Přenos výkonu s plynulou regulací převodového poměru lze rozdělit na:

- **Mechanický** - Přenos točivého momentu třením (nejpoužívanější)
- **Hydraulický**
 - **Hydrodynamický** - Mech. energie je přeměněna na kinetickou energii kapaliny a pak zpět na mechanickou energii
 - **Hydrostatický** - Mech. energie je přeměněna na tlakovou energii kapaliny a pak zpátky na mechanickou energii
- **Elektrický** - Změnou proudu a napětí

Pro celou tuto skupinu se rozšířil pojem CVT (z anglického *Continuously Variable Transmission*), tj. převod s plynulou změnou převodového poměru.

Avšak mezi variátory se řadí pouze převodovky s plynulou změnou převodového poměru, pracující na mechanickém principu. Hydraulické a elektrické se mezi ně neřadí, ale i mechanismy založené na tomto principu umožňují plynulou změnu převodového poměru. Například v zemědělské technice se v poslední době nejvíce prosazují hydrostatické systémy, kde je nutné měnit převodový poměr pod zatížením bez přerušení toku výkonu od motoru. K tomu je použití tohoto druhu

převodovky ideální. Naopak v automobilové technice se hydrostatické převody nerozšířily, jelikož se projevují vyšší ztráty nežli u klasické převodovky.

Definice převodového poměru u variátoru je dána několika parametry. Převodový poměr:

$$i_{ot} = \frac{n_{hnací}}{n_{hnaná}} \quad (9)$$

Geometrický poměr:

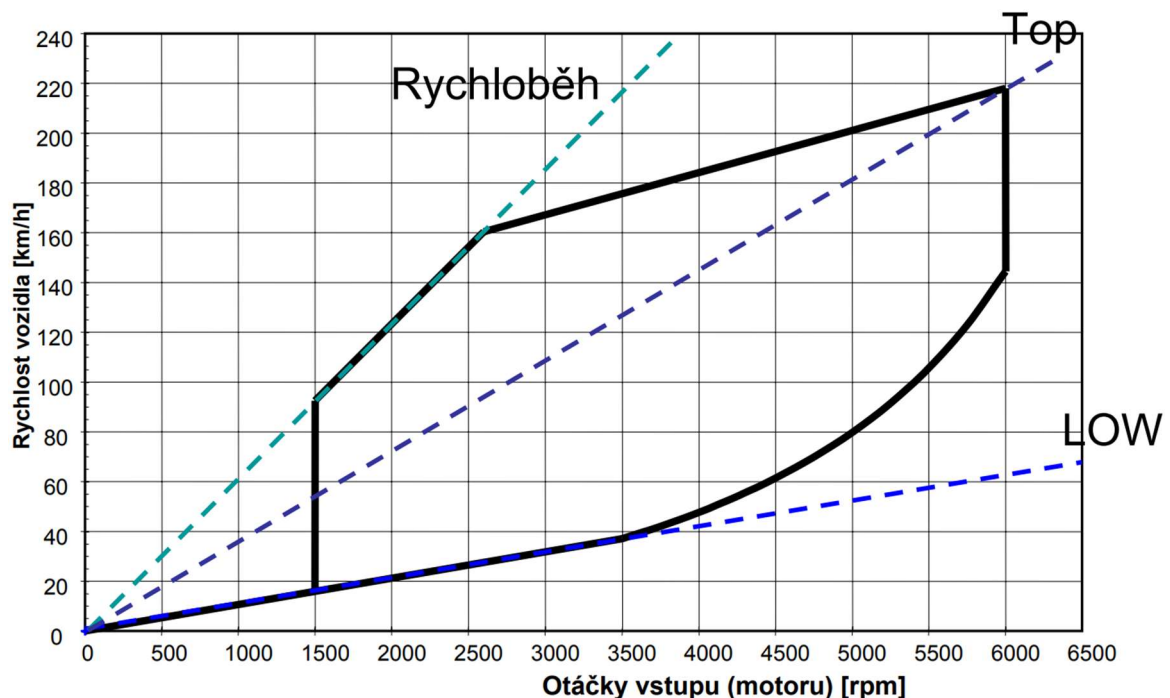
$$i_{geom} = \frac{R_{hnaná}}{R_{hnací}} \quad (10)$$

Momentový poměr:

$$i_{moment} = \frac{T_{hnaná}}{T_{hnací}} \quad (11)$$

Významným parametrem je také rozsah variátoru (někdy nazýván regulační rozsah), což je poměr nejnižšího a nejvyššího dosažitelného převodového poměru:

$$r = \frac{i_{LOW}}{i_{rychloběh}} \quad (12)$$



Obr. 6.: Variogram [4]

Závislost vstupních otáček z motoru na výstupních otáčkách variátoru (popř. přímo otáček kol, či rychlosti vozidla) je možné vykreslit do grafu pro různá

nastavení převodového poměru. Tomuto grafu říkáme variogram (Obr. 6) a vykresluje charakteristiku oblasti použití variátoru.

Sklon čárkované čáry udává aktuální nastavení převodového poměru a je omezen maximálním a minimálním převodovým číslem (tj. hodnotou rychloběhu a převodu do pomala). Z levé a pravé části je charakteristika oříznuta minimálními a maximálními dosažitelnými otáčkami motoru. Spodní větev je dána jízdními odpory, především odpor vzduchu stoupá s druhou mocninou rychlosti vozidla. Horní větev je dána maximálním výkonem motoru.

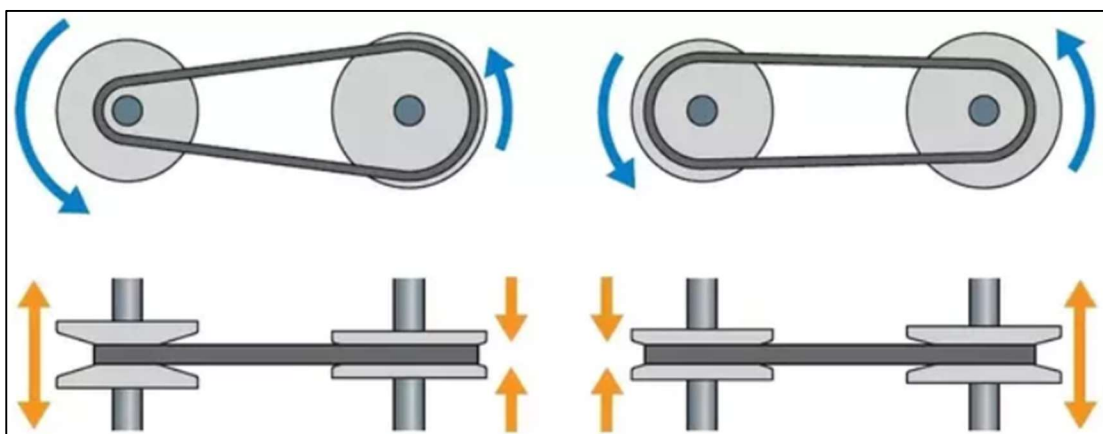
Variátory se řadí mezi třecí převody. Základní rozdělení lze provést z hlediska vzájemné polohy hřídelů – rovnoběžné, různoběžné, či souosé. Podle konstrukčního uspořádání lze dělit variátory s vloženým mezičlenem (vložené kolo, pásek), anebo jednodušší převody s dotykem hnacího a hnaného kola. Tvary kol, či vložených členů jsou obvykle válcové (čelní, lícní), kuželové, kulové (toroidní), prstencové či klínové. Dle pracovního určení jsou variátory silové (přenos momentu) a kinematické (přesná přístrojová technika)

V dalších kapitolách budou popsány různé principy a druhy variátorů.

3.1 Párová kuželová kola

Přenos výkonu u variátoru s párovými kuželovými koly je obdobný jako u klínových řemenů. Na rozdíl od klasické řemenice párová kola nemají vysoustruženou klínovou drážku, ale jsou použity dvojkužele (Obr. 7), které mají pevnou osovou vzdálenost. Řemen je v kontaktu s kotouči přes jeho boční strany a přenos výkonu je zajištěn třecí silou. Třecí síla je vyvozena vzájemným přitlačováním kotoučů.

Oddalováním kotoučů na jednom hřídeli a současně přibližováním kotoučů na druhém hřídeli se řemen na přibližujících kotoučích vysouvá na větší průměr a na protějších kotoučích se naopak přesouvá na menší průměr; tím se mění převodový poměr i . Změna poloměru musí být taková, aby obvodová vzdálenost převodu byla v každém okamžiku shodná s délkou řemeně. [5]

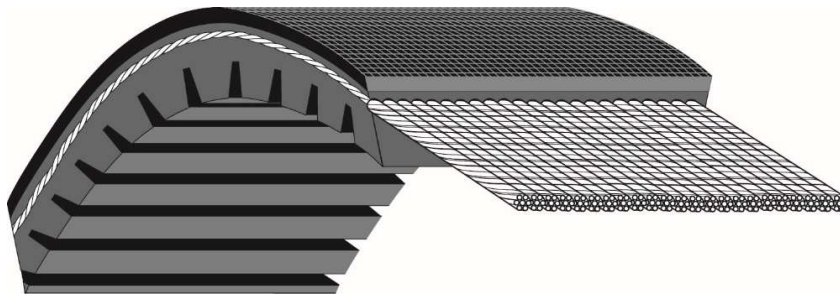


Obr. 7.: Schéma variátoru s párovými kuželovými koly [6]

3.1.1 Konstrukce řemenu a řetězu

Variátorový řemen se používá ve tvaru klínového řemenu. Tyto řemeny jsou namáhány na tah. Od obyčejných klínových řemenů se liší tím, že mají na vnitřní, ale často také na vnější straně řemenu drážky. Díky těmto drážkám je řemen ohebnější a může tak být použit i na řemenicích menších průměrů při zachování velké kontaktní plochy řemene s kuželovým kolem. Díky dosažení malého poloměru ohybu řemene tak může být dosaženo velkého rozdílu převodového poměru variátoru.

Řemen (Obr. 8) je kompozit skládající se z ocelového kordu, nebo jiného kompozitu (kevlar, karbon, skelná vlákna), spodní a vrchní vrstva je z vláknitého kaučuku (pryž). Styk s plochou kuželového kola je přes obě boční strany řemene.



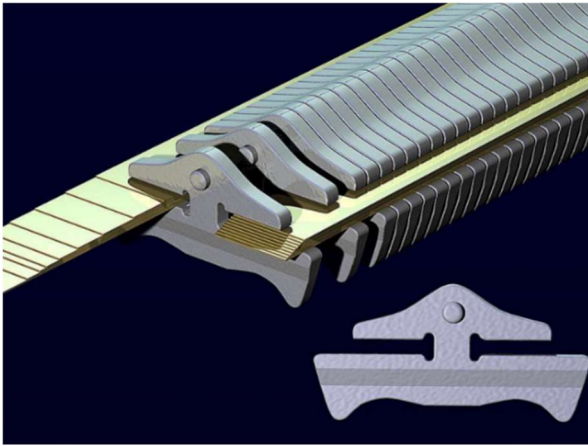
Obr. 8: Struktura variátorového řemene [7]

Variátorové článkové řetězy se liší svou konstrukcí, podle použití pro přenos síly tlakem, nebo tahem.

Zejména u automobilových variátorů se nejčastěji používá řetěz s kovovými členy (Obr. 9). Přenos síly mezi jednotlivými články je zajištěn tlakem (vzájemným dosednutím čel článků). Kovové články jsou destičky s výřezy a piny, které do sebe vzájemně zapadají. Jednotlivé destičky jsou spojeny tenkými ocelovými pásky, které jsou určeny celkovou délkou řetězu. Ocelové pásky jsou řazeny do devíti až patnácti vrstev s tím, že každý je delší než předchozí, aby je bylo možné na sebe vrstvit.

Při záběru jsou pásky drženy na místě bočními kuželovými plochami kol, avšak při demontáži řetězu lze pásky od článku lehce oddělit, a tak je možno opotřebené destičky vyměnit.

Díky kratší rozteči jednotlivých článků dochází u tlačného článkového řetězu k větším ztrátám. Výhodou je mírnější záběrový dopad, tedy nižší hlučnost.



Obr. 9.: Konstrukce CVT tlačného řetězu (tzv. Van Doorne) [8]

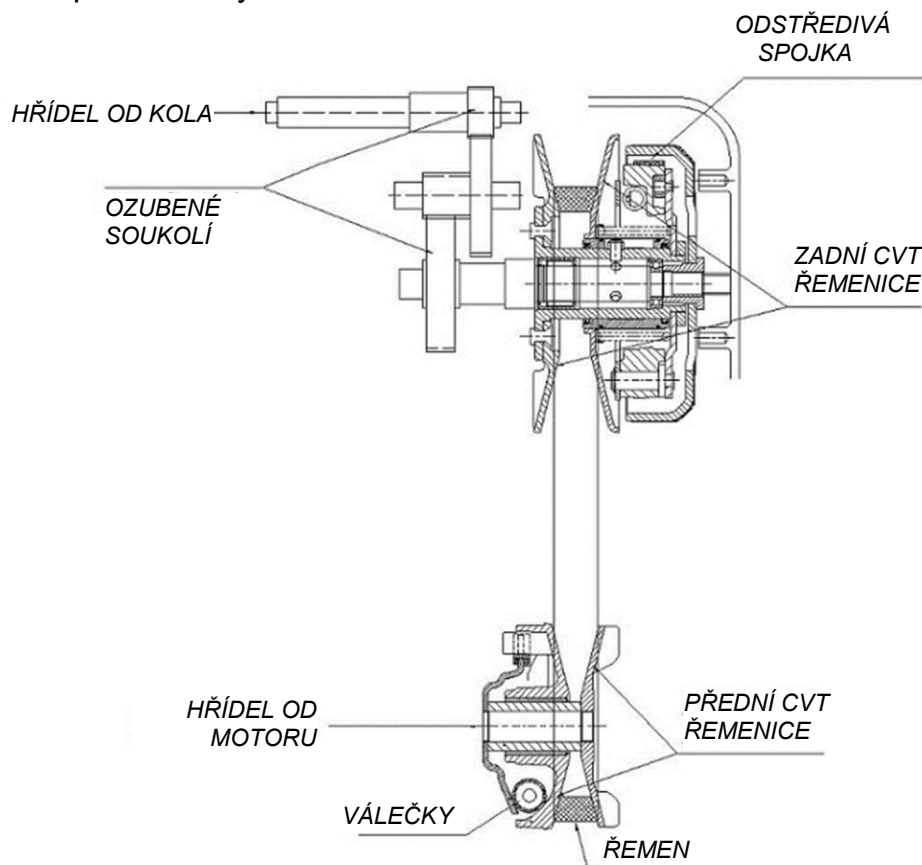


Obr. 10.: Variátorový tažný řetěz (P.I.V – Positively Infinitely Variable chain) [9]

Pro přenos síly tahem se také používá lamelový řetěz (Obr. 10). Ten je účinnější, jelikož má menší výkonové nároky pro vytvarování řetězu podle aktuálního nastavení průměru řemenic. Kuželová kola jsou drážkovaná pro zlepšení záběru a přenášené síly.

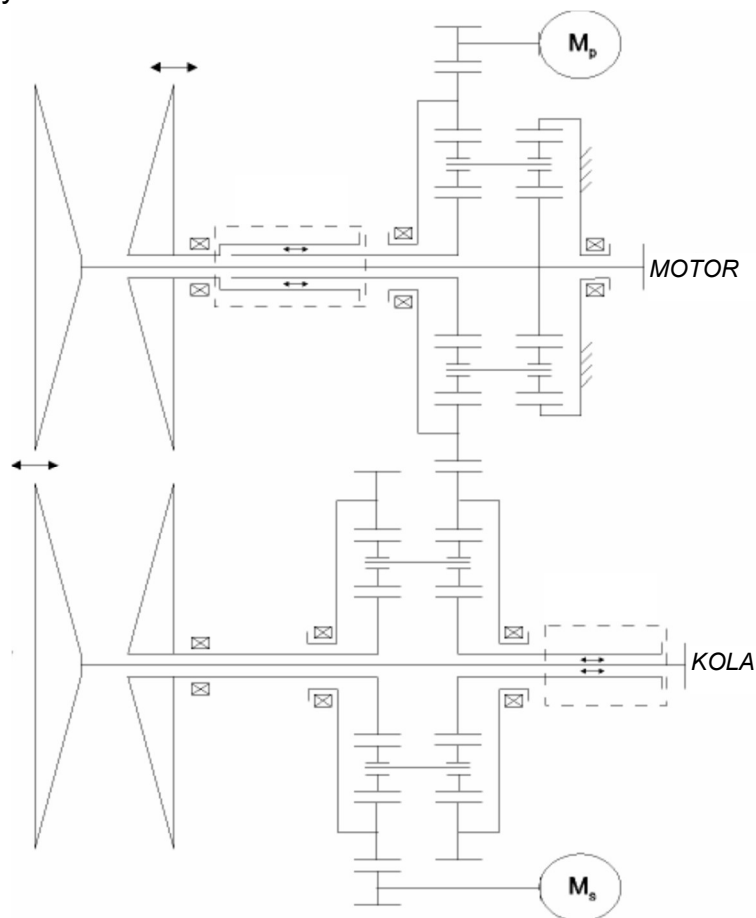
3.1.2 Synchronizace kol

Pohyb řemenic je realizován mechanicky, hydraulicky, v některých provedeních i pneumaticky.



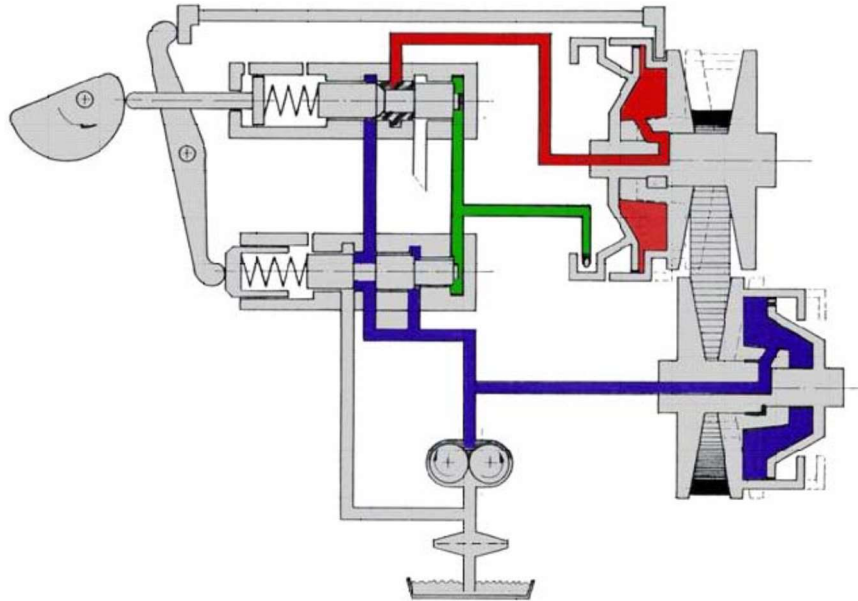
Obr. 11.: Schéma CVT u skútrů [10]

U dvoustopých vozidel typů skútr je nejpoužívanější princip synchronizace pohybů řemenic použitím odstředivého regulátoru (Obr. 11). Ten je uložen na straně motoru. Uvnitř tělesa regulátoru jsou uloženy hmotné válečky, které se při zvyšujících otáčkách vlivem odstředivé síly přemísťují dále od osy otáčení a posouvají řemenice v axiálním směru od sebe. To způsobí změnu průměru záběru, na kterém se pohybuje řemen. Návrat do výchozí polohy při snižujících se otáčkách je zajištěn vinutou pružinou. Ta zároveň zajišťuje dostatečný stálý tlak na řemen, aby nedocházelo k jeho prokluzu. Na straně hnaného kola je odstředivý regulátor použit jako třecí spojka – při zvyšujících se otáčkách dochází k záběru – sepnutí spojky.



Obr. 12.: Servo-systém [4]

Synchronizace CVT převodovky u automobilů může být zajištěna pomocí planetového soukolí zapojeného do diferenciálu (Obr. 12). Je tak vytvořena mechanická vazba mezi hnacím a hnaným nastavení dvoj kužele v poměru 1:1. K soukolí je připojena dvojice servomotorů. Jedním se elektricky reguluje nastavený převodový poměr a druhý slouží k vyvození stálé přítlačné síly.



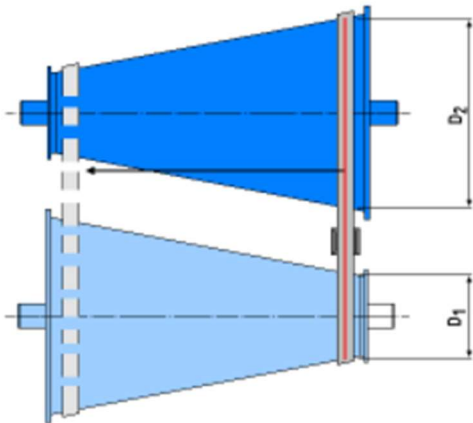
Obr. 13.: Hydraulické ovládaní CVT [4]

V hydraulickém provedení je vytvořena vazba mezi nastavovacími koly pomocí hydraulického oleje (Obr. 13). Ten se přepouští z jedné strany kotouče na hnacím hřídeli na druhou stranu kotouče na hnaném hřídeli. Používá se v kombinaci s vinutou pružinou ke zvěstní přítlačné síly. Vyvození tlaku v hydraulickém systému je zajištěno zubovým čerpadlem. Tento typ řízení se projevuje nelinearitou systému.

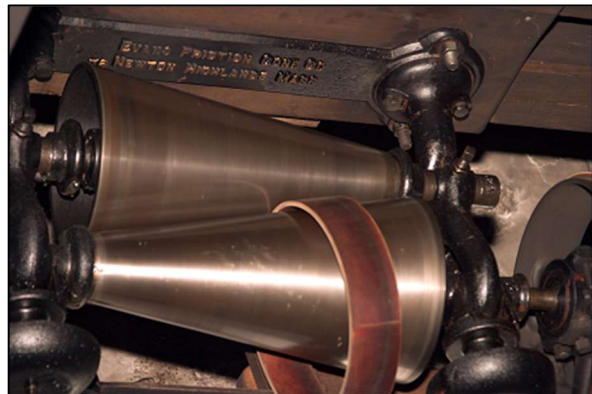
V provedeních pro automobily lze tento typ variátoru většinou najít v zapojení se stálým převodem (planetová převodovka), nebo s použitím několika řadících stupňů (např. pro rozjezd vozidla). Převod musí být také opatřen možností změny směru otáček, pro schopnost vozidla jízdy vzad.

3.2 Protilehlá kuželová kola

U protilehlých kuželových kol je použito dvou stejných rotujících kuželů, které jsou vůči sobě uloženy zrcadlově, ale leží v jedné rovině. Přenos síly z jednoho kužele na druhý je realizován buď řemenem, nebo vloženým kolem. Řemen může být buď opásaný přes vnější stranu kuželů (Obr. 14), anebo vložen mezi kužele (Obr. 15). Pohyb řemenu je pomocí vodících saní, kterým nastavujeme převodový poměr. Na jednom kraji kužele je řemen v záběru na velkém průměru jednoho kola a na malém průměru druhého kola. Oba kraje kuželů určují maximální a minimální převodový poměr. Uprostřed je vždy převodový poměr rovný 1.

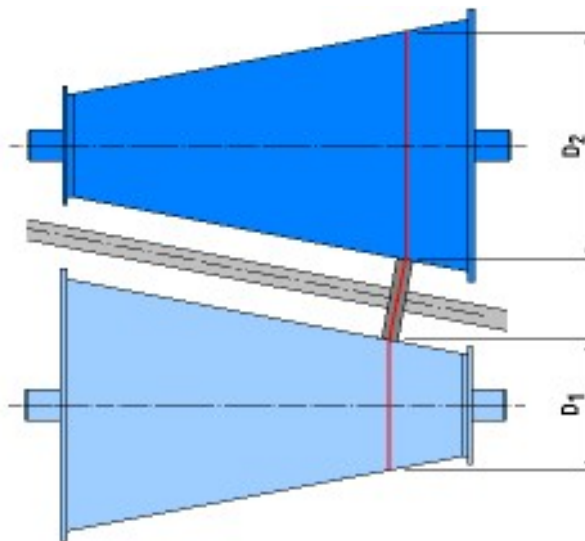


Obr. 14.: Opásaný řemen [11]



Obr. 15.: Vložený řemen [11]

Při použití vloženého třecího kola se mění smysl otáčení výstupního kužele. Vložené třecí kolo je umístěno na vlastní hřídeli, rovnoběžně v jedné rovině mezi hnací a hnaný kužel. Změna převodového poměru je realizována posunem vloženého kola po hřídeli (Obr. 16).



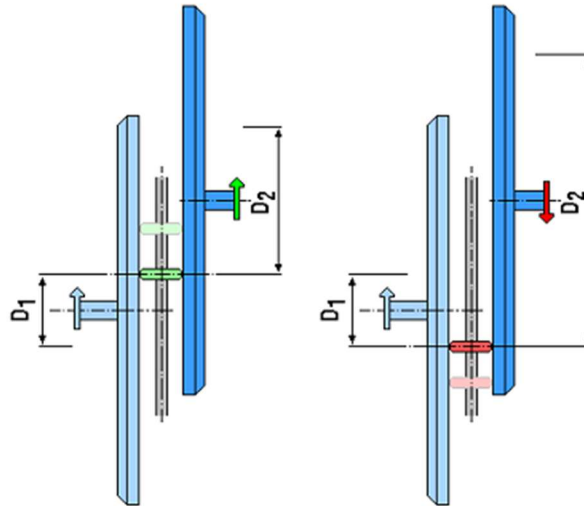
Obr. 16.: Vložené třecí kolo [11]

Některé provedení využívají pouze jednoho kuželového kola (hnací) a odběr momentu je přímo z malého vloženého kola, které se posouvá po drážkování na hřídeli.

3.3 Talířová konstrukce

Konstrukce talířového variátoru je tvořená dvěma lícními (talířovými) koly a mezi nim vloženým menším třecím kolem (Obr. 17). Na jedno lícní kolo přivádíme výkon a z druhého odebíráme. Hřídele lícních kol jsou v rámu uloženy rovnoběžně, posunuty vůči sobě o hodnotu rovnou poloměru lícního kola a méně. Vložené kolo má hřídel kolmou na osy obou lícních kol. Posouváním vloženého kola po jeho

hřídeli se mění průměr, na kterém vložené kolo zabírá do kola lícního. U tohoto provedení je teoreticky možné dosáhnou převodového poměru od nuly do nekonečna.



Obr. 17.: Talířový variátor se dvěma lícními koly a s reverzací [11]

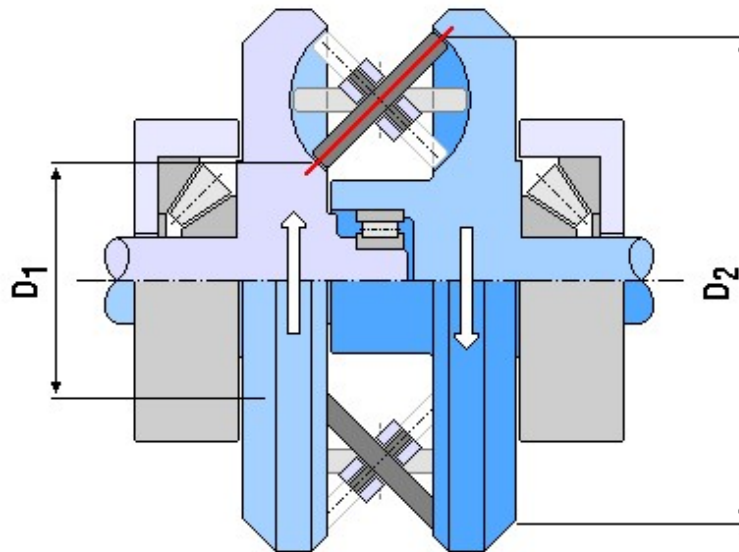
Princip lze zjednodušit na provedení s jedním talířovým kolem. Výkon je pak odváděn přímo z třecího vloženého kola. Vstupní a výstupní hřídele jsou na sebe kolmé. Posunutím čelního třecího kola přes osu kola lícního je možné obrátit smysl otáčení.

Tyto druhy variátorů nejsou vhodné pro přenos vyšších výkonů, a to z důvodů nutnosti použití úzkých čelních třecích kol které vedou k vysokým kontaktním tlakům. Použití širokých kol by vedlo k přílišnému skluzu kol z důvodu různých poloměrů, na kterých jednotlivé plochy kola zabírají. To by způsobilo snížení účinnosti a životnosti variátoru.

3.4 Sférická konstrukce

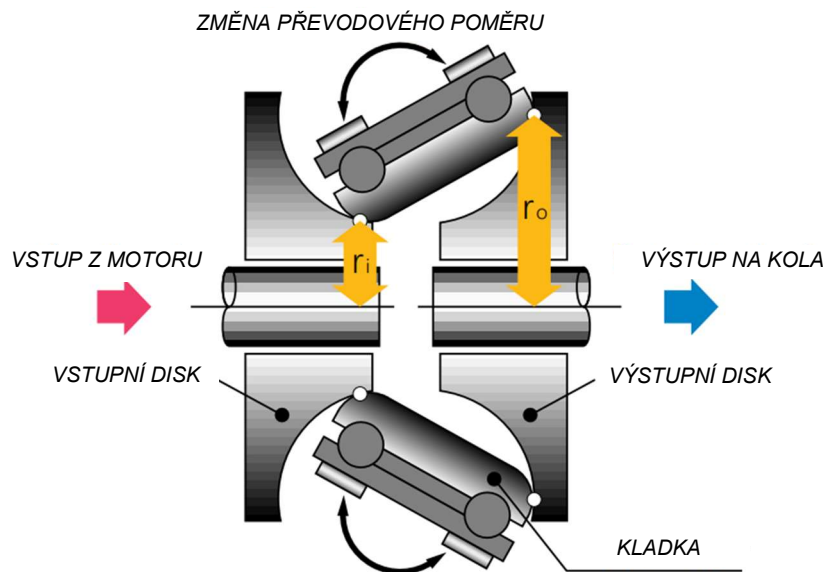
Sférické variátory lze rozdělit dle uspořádání třecích kol na sférické variátory s vloženým kolem, nebo s kladkami (toroidní).

Sférický variátor s vloženým kolem se skládá ze dvou talířových kol, jejichž osy jsou kolineární. Kola jsou k sobě axiálně přitlačována a v mezeře těchto kol je drážka ve tvaru anuloidu. V tomto prostoru je na naklápěcí hřídeli uloženo třecí kolo, které je v záběru na jedné straně s hnacím a na druhé straně s hnaným kolem. Natáčením toho hřídele se vložené třecí kolo odvaluje na různém průměru vstupního a výstupního kola (D_1 a D_2) a tím je měněn převodový poměr. Pro souměrné rozložení sil je nutné použít minimálně tři vložená kola. Variátor je možné použít jako akcelerační i reduktory, anebo převod 1:1. Tento typ variátoru mění smysl otáček vstupního a výstupního hřídele (Obr. 18).



Obr. 18.: Sférický variátor s vloženým kolem [11]

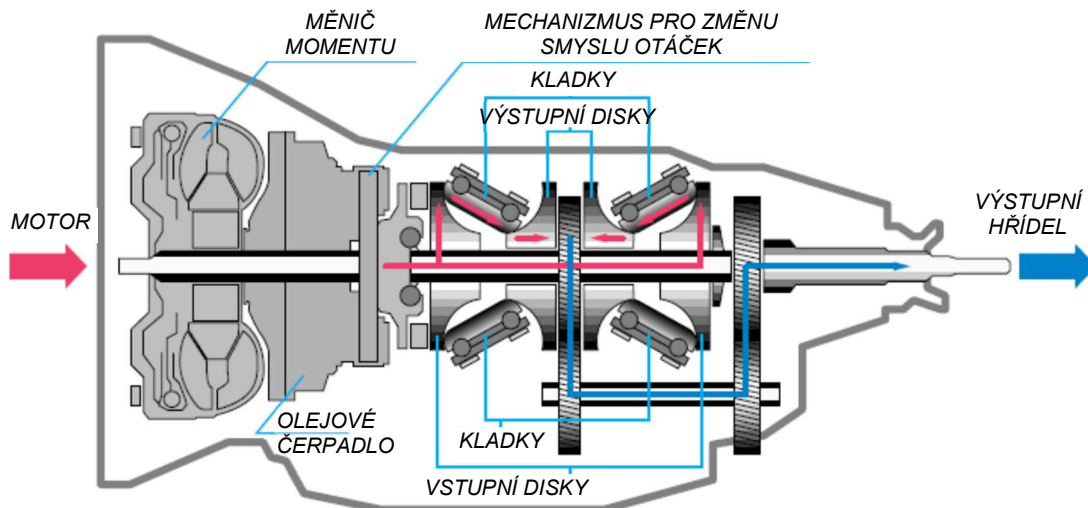
Typem sférické konstrukce s vloženým kolem je tzv. toroidní variátor. Jedná se o modernější konstrukci. Tvar mezi vstupním a výstupním kolem je polovina anuloidu (Obr. 19). Podobně, jako u sférických variátorů jsou v mezeře třecí kola, a jejich naklápěním je měněn převodový poměr. Smysl otáčení vstupní a výstupní hřídele je opačný a toroidní variátor je možné provozovat jako reduktor i akcelerátor. Záběr kladek bývá zajištěn přes hydraulické pístky působící na talířová kola. Přítlak je vyvozený čerpadlem nebo pomocí mechanické vačky. Tlak pro přitlačování kol může být závislý na aktuálním přenášeném krouticím momentu. Proměnný přítlak kladek zajišťuje, že při přenášení menšího než nominálního kroutícího momentu, kladky nejsou zbytečně přetěžovány, snižují se celkové ztráty ve variátoru a prodlužuje životnost.



Obr. 19.: Toroidní variátor [12]

Toroidní variátor je určený pro přenos vyšších výkonů v poměru ku vnějším rozměrům oproti ostatním druhům variátoru. Proto se zde vyskytují vysoké kontaktní tlaky a musí tak být na kladky i disky použity vysoko-pevnostní materiály. Pracovní plochy jsou kaleny a broušeny, což má za následek malý součinitel tření, který je ale potřebný pro přenos vysokých výkonů. Pro zvýšení součinitele tření je tak v těchto variátorech použito speciálních trakčních olejů.

Tento typ variátoru se může vyskytovat také jako zdvojený (Obr. 20), pak hovoříme o tzv. plném toroidním uspořádání (Full-Toroidal Variator). Mezi dvě vnější kola je vloženo další dvojkolo, které není pevně spojeno s hřídelí, ale může se volně otáčet. Stálý přítlak kol je zajišťován hydraulicky, přitlačováním jednoho krajního kotouče přes všechny členy k druhému pevnému krajnímu kotouči. Je zde dvojnásobný počet třecích kol, které přenáší výkon z krajních disků na dvojkolo. Výkon je z variátoru vyveden z dvojkola ozubeným soukolím na výstupní hřídel tak, aby vstupní a výstupní hřídele byly kolineární.



Obr. 20.: Zdvojený toroidní variátor (Nissan Extroid) [13]

Výhodou je přenos téměř dvojnásobného zatížení (oproti klasické konstrukci) a zvýšení účinnosti, za cenu delší zástavby převodové skříně.

S toroidním variátorem se lze setkat u automobilky Nissan, která tomuto typu převodovky dala název Extroid CVT. Do svých modelů je montovala od roku 1992 až do roku 1999. Poslední model Nissan Cedric se vyráběl s touto převodovkou dokonce ve verzi s obsahem motoru 3.0 L. [12]

4 Příklady použití a výrobců

Poprvé s konceptem plynule spojitě měnitelného převodu přišel v roce 1490 *Leonardo da Vinci*. Avšak první praktické využití bylo až v roce 1879 vynálezcem *Miltonem Reevesem* pro řezání pilou a o 17 let později využil variátor pro pohon prvního automobilu. [14]

Třecí variátory najdou své uplatnění v různých oblastech, mezi které patří například automotive, zemědělská a zahradní technika, přístrojová technika a další pohony, kde je nutno plynule regulovat otáčky. První patent na variátor s řemenem CVT pro automobily byl podán v Evropě firmou Daimler-Benz v roce 1886, a v Americe pro toroidní CVT v roce 1935.

Přenos třením je nevýhodný z hlediska opotřebení, proto se variátory nehodí pro pohony s přenosem vysokým točivým momentem. U vozidel nejsou příliš výhodné variátory tam, kde se předpokládá jízda s častou nadměrnou zátěží (například jízda s přívěsem).

Vhodné použití variátoru je při pomalé jízdě, obvykle při městském provozu. V tomto režimu může dosahovat lepší účinnosti než klasické manuální, či automatické převodovky. Při ustálené jízdě vysokou rychlostí (jízda po dálnici) se však projevují ztráty třecím převodem a je vykazována vyšší spotřeba paliva a nižší účinnost.

4.1 Automotive

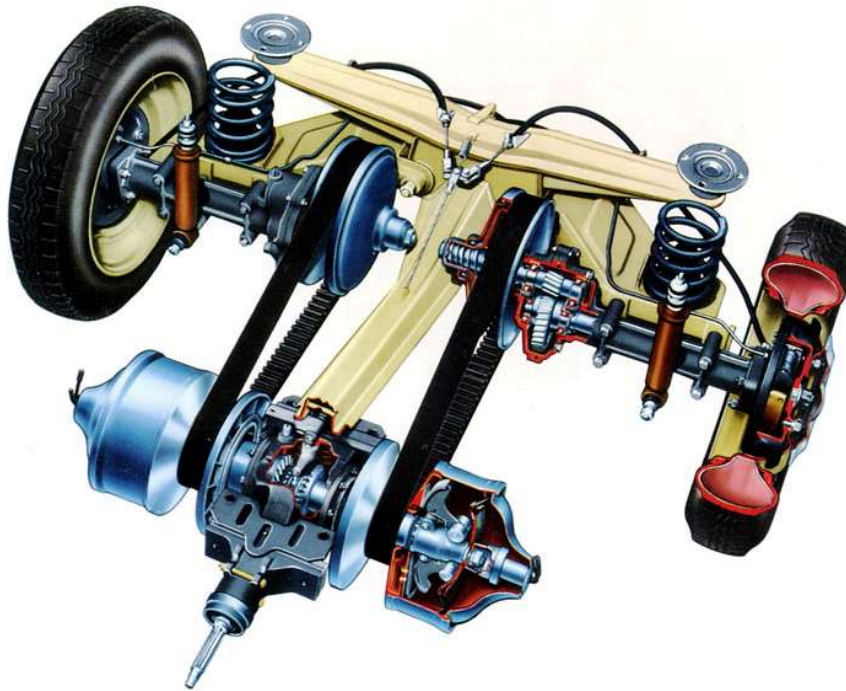
Příběh variátoru v automobilovém průmyslu do značné míry připomíná příběh Wankelova motoru. Obě tyto technologie vzbuzují velkou pozornost, ale mají společnou nevýhodu ve své životnosti a časté poruchovosti oproti konvenčním technologiím. Na rozdíl od použití Wankelova motoru se o implementování variátoru do svých vozů pokusilo mnohem více výrobců s mnohem lepšími výsledky. První patent týkající se použití mechanického variátoru v automobilovém průmyslu zaregistrovala automobilka Daimler-Benz v roce 1886. [14]

Na počátku 20. století se variátory začaly objevovat především v motocyklech, avšak chvíli na to se začaly dostávat i do automobilů. Do dnešní doby se o vývoj některého z typů variátoru pokusila většina automobilových výrobců světa. V následujících kapitolách budou uvedeny ty nejvýznamnější.

4.1.1 DAF

První sériově vyráběný vůz s variátorem byla automobilka DAF. Její řešení vycházející z variátoru s párovými kuželovými koly bylo představeno poprvé v roce 1958 na veletrhu v Amsterdamu v osobním voze DAF 600. Tento typ převodovky dostal název Variomatic a posléze se objevil ještě v několika dalších vozech DAF (Obr. 21). Po převzetí této automobilky firmou Volvo, se patenty na tento typ variátoru dostali nejprve do firmy VDT a posléze k firmě Bosch (1995), která

pokračovala v dalším vývoji. Své obdobné řešení potom Bosch dodával do vozů mnoha vozů, především automobilek Honda, Nissan, Toyota a Ford. [15] [16]



Obr. 21.: DAF 600 [17]

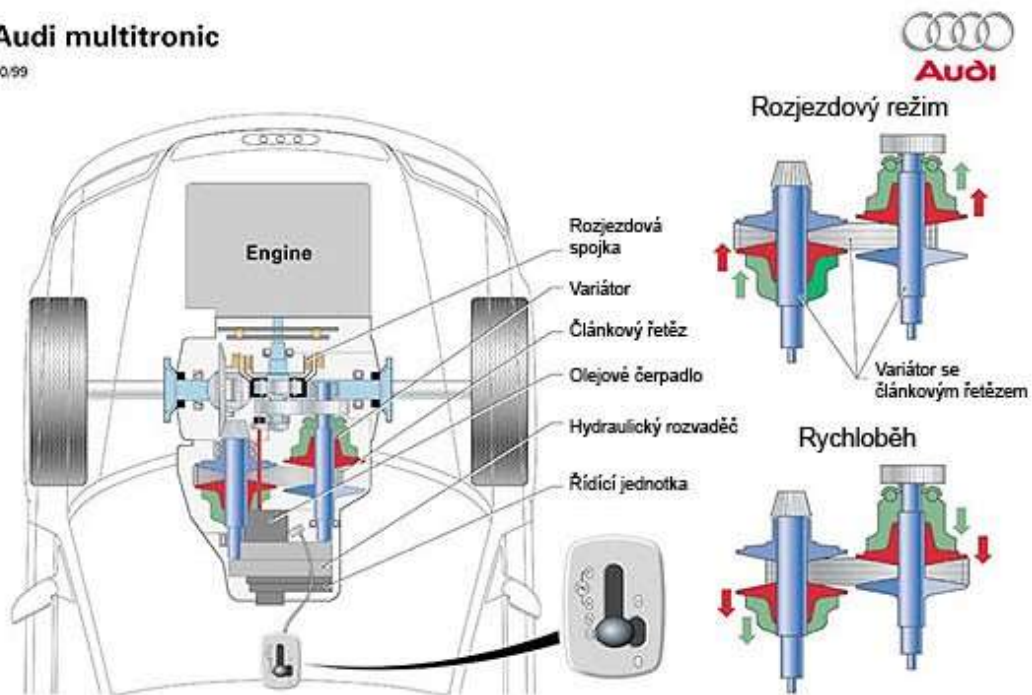
4.1.2 AUDI

Z původních patentů variátoru s párovými kuželovými koly vychází i převodovka automobilky Audi Multitronic (Obr. 22). Automobilka uvedla na trh tuto převodovku poprvé v roce 1999 po společném vývoji s firmou LuK.

Jednalo se o elektro-hydraulicky řízený variátor s párovými kuželovými koly. Pro vstup do převodovky byla použita rozjezdová třecí vícelamelová spojka, jedna pro jízdu vpřed, druhou pro zpátečku. K otočení smyslu otáček (zpátečka) se u převodovky Multitronic používal přídatný planetový převod. Využíval řadu vylepšených prvků, mimo jiné speciální článkový řetěz, který je schopný přenášet i velmi vysoké výkony (162kW), což do té doby limitovalo nasazení variátorů do vozů vyšších tříd.

Audi multitronic

10/99



Obr. 22.: AUDI Multitronic [18]

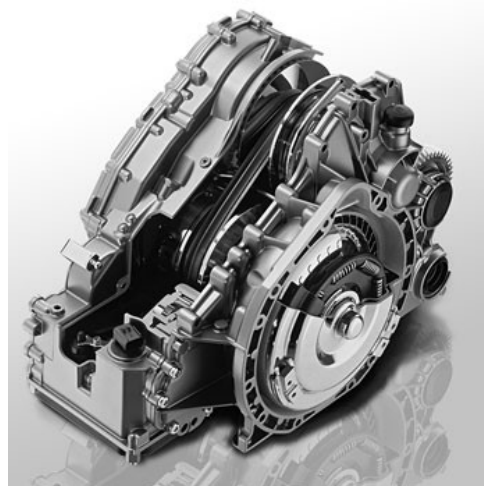
Tento typ převodovky byl montován pouze do vozů s pohonem přených kol, a to do typů A4, A5, A6 a A7 Sportback; v rámci koncernové spolupráce ještě do vozu SEAT Exeo. V roce 2014 automobilka oznámila, že s dalším vývojem tohoto typu převodovky již nepočítá a nahradila ji dvou spojkovou automatickou převodovkou S-tronic.

4.1.3 Subaru

Do vývoje vlastního variátoru se pustila i automobilka Subaru. Variátor byl poprvé představen v roce 1989 v modelu Subaru Justy. Po dalším vývoji dostal variátor název Lineartronic (Obr. 23). Pod tímto názvem se poprvé objevil v 5. generaci Subaru Legacy a Outback. Znovu došlo k použití variátoru s kuželovými koly v kombinaci s článkovým řetězem. Tento typ variátoru je použit v kombinaci s typem motoru Boxer, což dovoluje zachovat nízké těžiště vozu. K rozjezdu vozidla slouží kapalinový měnič. Pro evropský trh je možnost elektronicky změnit chování variátoru a simulovat řazení převodových stupňů. Subaru tento typ převodovky montuje do svých vozů do současnosti.



Obr. 23.: Subaru Lineartronic [19]



Obr. 24.: Autotronic Mercedes-Benz [20]

4.1.4 Nissan

Další automobilkou, která se rozhodla vyvíjet vlastní variátor byla značka Nissan. V devadesátých letech představil nejprve klasický koncept s kuželovými koly a ocelovým řetězem, později však přešel k vývoji toroidního typu variátoru. Vznikl tak variátor s názvem Extroid CVT (viz. kapitola 3.4 Sférická konstrukce). Nissan uvádí jako důvod k přechodu k tomuto řešení zejména kvůli možnosti využití pro vozidla s pohonem zadních kol společně s motory větších výkonů. Tento typ převodovky se stal technologií roku 2000 v automobilovém průmyslu. [21]

S nástupem nového tisíciletí se však Nissan vrátil zpět ke koncepci s kuželovými koly. Nový typ dostal název Xtronic CVT a pro Nissan jej vyrábí japonská firma Jatco, která je jedním z největších světových výrobců variátorů a je právě dceřinou společností Nissan, ke které se později přidala i automobilka Mitsubishi. Prostřednictvím Jatco Nissan zásoboval variátory mnoho světových automobilek, mezi nimiž lze nalézt BMW, Isuzu, Suzuki, Volkswagen, Land Rover a další. [22]

V současnosti montuje Nissan tento typ převodovek například do modelu X-trail, Qashqai a Juke. Od roku 2014 si řada zákazníků stěžovala na špatný pocit při řízení z důvodu udržování konstantních otáček při zrychlování. I přes výhody o snahu udržení optimálních otáček, automobilka Nissan postupně zavádí modernizované automaty CVT s funkcí D-Step Shift Logic. Převodovka CVT pak simuluje řazení rychlostních stupňů, čímž ale principálně mizí podstatná výhoda variátorové převodovky. [23]

4.1.5 Mercedes-Benz

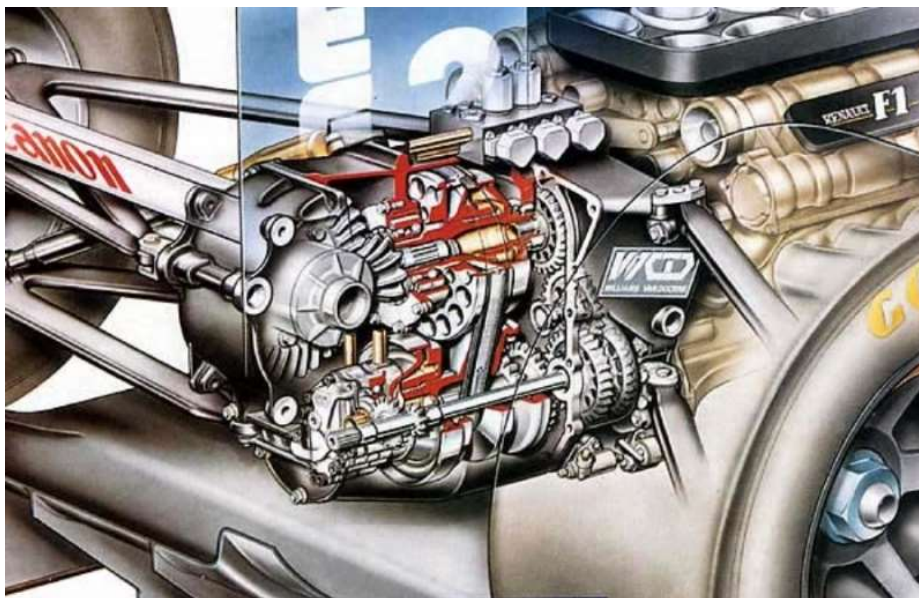
Automobilová značka Mercedes-Benz se také zabývala vývojem vlastního variátoru, opět založeným na principu párových kuželových kol s článkovým ocelovým řetězem (Obr. 24). Automobilka ho pojmenovala Autotronic a montovala jej pro modelové řady A a B v letech 2004 až 2006. Problémy s životností

kuželových kol a s tím spojené nutné kratší servisní intervaly aut s touto převodovkou však donutili Mercedes od konceptu převodovek s plynulou změnou převodového poměru ustoupit. Mercedes nyní CVT do žádných svých modelů nenabízí. [14]

4.1.6 Formule 1

Koncepce převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem pronikla i do série Formule 1 (Obr. 25). Tým Williams poté, co našel dostatečně silný řemen, který přenesse 850 koní, testoval pro sezónu 1993 monopost Williams FW15C CVT. Výsledky byly velmi dobré, až na jeden problém, který se k variátorům vždycky váže. Motor je díky plynulé změně převodu a absenci řazení udržován stále v ideálním režimu otáček, takže u formule chyběl typický zvuk změny otáček právě při řazení.

V roce 1994 však mezinárodní automobilová organizace (FIA) převodovky typu CVT zakázala a zároveň pro jistotu pravidla pro tuto sezónu stanovovala, že převodovka musí mít 4–7 fixních převodů. Tím vývoj CVT v soutěži Formule 1 skončil. [24]



Obr. 25.: CVT Formule 1 [25]

4.2 Skútry a čtyřkolky

V segmentu skútrů a čtyřkolek je převodovka typu CVT velmi rozšířená. Je to dáno především díky malé zástavbě převodovky, schopnosti přenést výkon řemenem z motoru přímo na zadní pohon a absenci řazení rychlostních stupňů. Díky tomu je poskytován řidiči lepší komfort při jízdě. Výhody CVT se projevují při použití méně výkonných motorů, v městském provozu a při malých rychlostech.

Variátor pracuje na principu CVT s kuželovými koly a řemenem (Obr. 26). K regulaci převodového poměru v závislosti na rychlosti vozidla se využívá mechanického odstředivého regulátoru (viz. kapitola 3.1.2 Synchronizace kol).



Obr. 26.: Řez převodové skříně CVT čtyřkolky [26]

Jedním z předních výrobců CVT je Taiwanská firma TGB (*Taiwan Golden Bee*). Jejich převodovky se montují výhradně do skútrů a čtyřkolek od roku 1978. V současnosti tato firma prodává své variátory s kuželovými koly a řemenem mnohým světovým výrobcům (Peugeot, Vespa, Aprilia, BMW, Morini) a montuje je do všech svých modelů skútrů, které sama nabízí. [27]

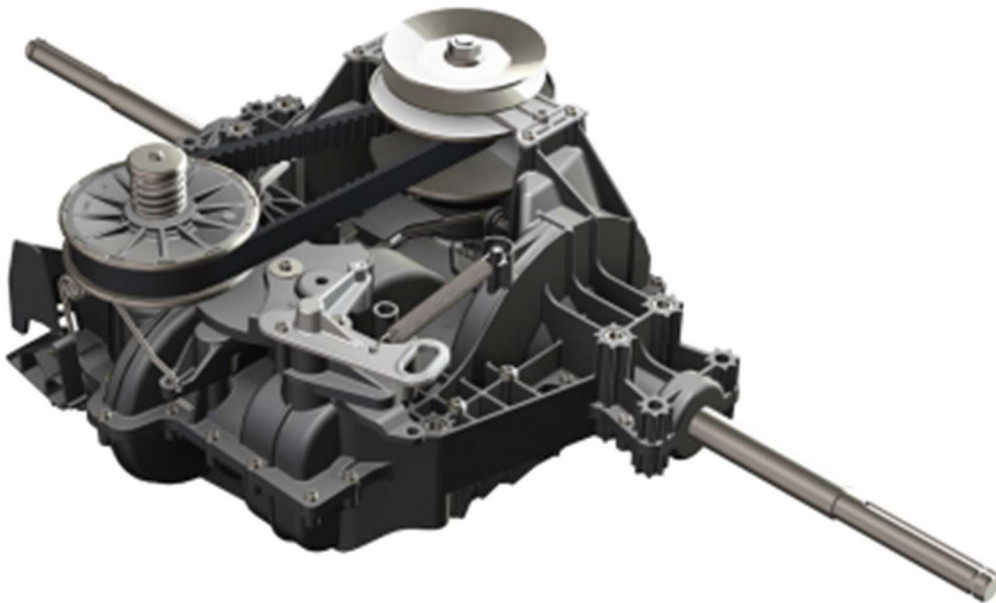
4.3 Zemědělská a zahradní technika

V zemědělských strojích se využívá CVT technologie u pohonu některých traktorů, sklízecích řezaček a mlátiček, či nakladačů. Zde se nejedná o klasický mechanický variátor. Plynulá změna otáček je zajištěna pomocí planetového převodu zapojeného do diferenciálu. Tok výkonu od motoru se v planetovém soukolí dělí na dvě části. V hydrostatické cestě je jedno z kol planetového převodu (obvykle korunové) v záběru s dalším ozubeným kolem, na kterém je hydraulické čerpadlo. Kapalina z čerpadla proudí do hydromotoru, který je zapojen k výstupu na kola. V mechanické cestě jde tok výkonu přes unašeč planetového soukolí na korunu a poté přes další čelní soukolí k výstupu na kola, kde se spojuje s hydrostatickou větví. Dle polohy desky na čerpadle a hydromotoru jde výkon převodovkou mechanicky, nebo hydrostaticky. Výhodou tohoto zapojení je vyloučení chyb řazením operátora (účinnější převody), využití výkonu motoru a také umožňuje zastavení na svahu bez použití spojky, nebo brzd.

Téměř všichni renomovaní výrobci traktorů používají CVT převodovky od firmy ZF v řadách ECCOM a TERRAMATIC. Vynikají svou spolehlivostí provozu a dobrou účinností. Navíc jejich modulární a kompaktní konstrukce umožňuje snadnou integraci do mnoha různých koncepcí vozidel. Dalším výrazným výrobcem

obdobného hydro-mechanického variátoru je přímo výrobce traktorů Fendt s převodovkou Vario. [28] [29]

Velké zastoupení mají variátory také v zahradní technice. Používá se především v malých zahradních traktorech a sekačkách. Zde se nejčastěji objevuje typ s párovými kuželovými koly (Obr. 27). Právě zahradní technika dokonale splňuje všechny požadavky kladené na variátory, ať už to je malý výkon strojů, práce s malou dodatečnou zátěží či jízda v malých rychlostech. Mezi významné producenty v této oblasti se řadí Husqvarna, Craftsman a General Transmissions.

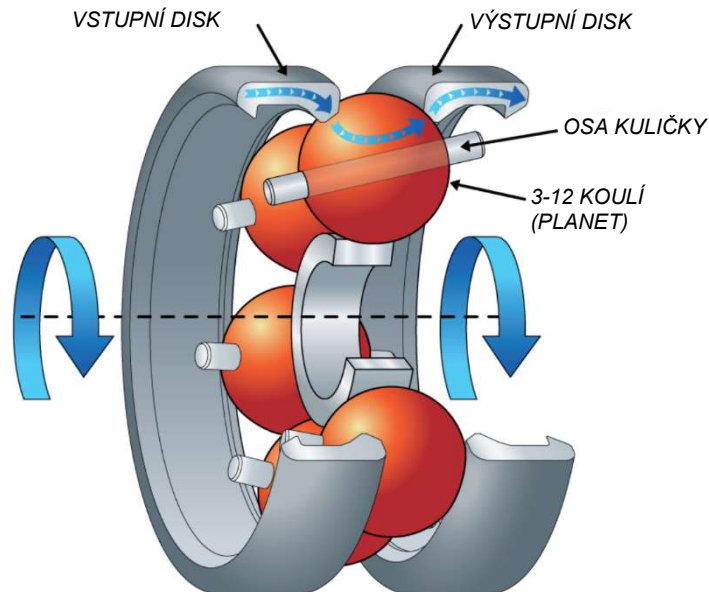


Obr. 27.: CVT v zahradním traktoru firmy G.T. [30]

4.4 Jízdní kola

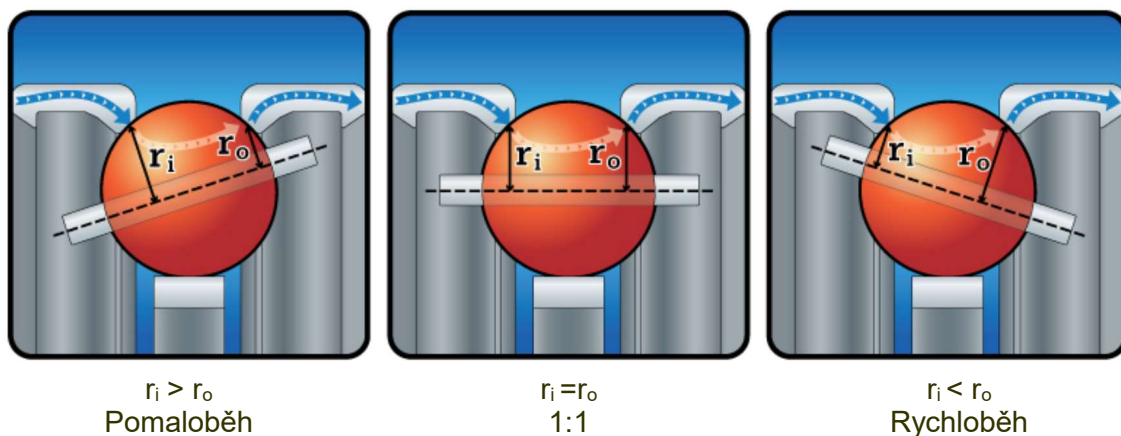
Také u jízdních kol je snaha o odstranění nutnosti řazení rychlostních stupňů. Toho dosáhla americká firma FallBrook Technologies Inc. která od roku 2007 prodává variátor s názvem NuVinci. Tento variátor se montuje na jízdní kola přímo do náboje zadního kola. Je poháněn řetězem, jako je tomu u klasických kol. Vzadu je jedno řetězové kolo a vpředu jedno, či více pro dodatečný řetězový převod.

Princip vychází ze sférické konstrukce variátoru připomínající planetové soukolí. Je založena na soustavě rotujících a naklápěcích koulí (planet) usazených mezi dvě desky. Obr. 28 znázorňuje základní komponenty technologie NuVinci CVT.



Obr. 28.: Princip NuVinci CVT [31]

Skládá se ze vstupního disku (prstence) poháněného od řetězu a výstupního disku spojeného s nábojem zadního kola. Mezi disky jsou kuličky, které rotují a mají naklápěcí osy. Kuličky jsou v záběru s deskami a také se spodním kroužkem, jehož axiálním posuvem měníme naklonění os kuliček – pomocí lanka vyvedeného na řídítka. Pokud je osa kuličky ve vodorovné poloze (rovnoběžně s hlavní osou), nedochází ke změně otáček a převodové číslo je rovno 1. Nakloněním osy kuličky je kulička v záběru s jedním diskem na menším poloměru oproti ose kuličky, a s druhou deskou na větším poloměru (a naopak). Tím jsou dosaženy rozdílné otáčky na vstupu a výstupu z variátoru (Obr. 29).



Obr. 29.: Funkce NuVinci CVT [31]

Je potřebné zajistit dostatečné přitlačení funkčních ploch, aby nedocházelo k prokluzu. V kontaktních plochách je přenos sil zajištěn použitím trakční kapaliny. Ta zabraňuje kontaktu kovových ploch a maže ložiska. Když kapalina prochází vysokým tlakem pod valivým kontaktem mezi dvěma tvrdými prvky (koulemi a kotouči), tekutina prochází okamžitým fázovým přechodem na elastickou tuhou

látku. V této fázi se molekuly tekutiny skládají a spojují tak, aby vytvořili pevnou látku, kterou je možné přenášet smykovou silu a tím i točivý moment.

Nejnovější systém NuVinci N380 umožňuje rozsah otáček až 3,8 (převod 0,5 až 1,9) a je v prodeji od roku 2015. Největší výhodou je jednoduchost a plynulost řazení a kompaktnější zástavba přímo do náboje. Dále je možnost nastavit optimální převod podle aktuální zátěže. Nevýhodou je větší váha na zadním kole, nižší životnost a vyšší pořizovací cena (oproti klasickému řetězovému převodu).

Technologie NuVinci CVT se také v současné době vyvíjí pro další aplikace, včetně větrných turbín, lehkých elektrických vozidel, venkovních energetických zařízení a předních pohonů automobilů. [31]

4.5 Pohony strojů

V klasickém zapojení elektromotoru s převodovkou lze vybrat převodovku s měnitelným převodovým poměrem (angl. „*Stepless speed variator*“). Tento variátor lze připojit k jakémukoliv elektromotoru s vývodovou hřídelí. Výstupem z převodovky je hřídel s drážkou pro pero a přírubou připravené pro další aplikace. Převodový poměr se mění buď ručně pootočením nastavovacího kola, nebo je možné měnit převodový poměr pomocí elektrického servo-řízení. Jako příslušenství může být nastavený převodový poměr indikován na mechanickém ukazateli v nastavovacím ručním kole (Obr. 30). Variátory jsou plněny trakčním olejem pro lepší přenos smykových sil.

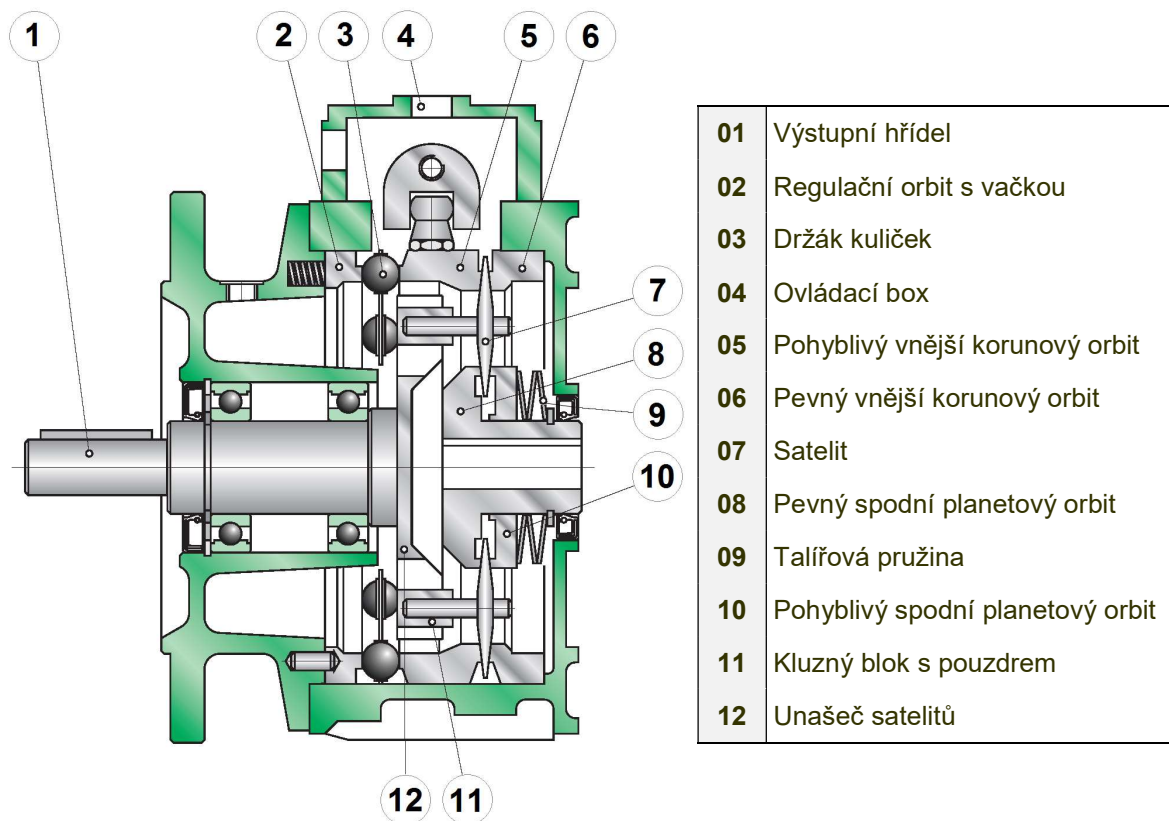


Obr. 30.: Elektromotor s variátorem [32]

Princip tohoto variátoru spočívá v planetovém zapojení s trapézovými satelity (Obr. 31). Přivedením otáček na vstupní hřídel se roztáčí také satelity, které jsou se vstupní hřídelí v záběru tím, že je přitlačován mezi pohyblivý a pevný planetový orbit 8 a 10. Satelity jsou v kontaktu s vnějším pevným a pohyblivým korunovým orbitem,

otáčí se kolem vlastní osy a také roztáčí unašeč satelitů 12, který je pevně spojen s výstupní hřídelí 1.

Pootočením nastavovacího ručního kola v ovládacím boxu 4 se pootočí pohyblivý vnější korunový orbit a axiálně se posune. Tento axiální posun je vyvolán díky kuličkám, které se odvalí po vačkových dráhách v protějším orbitu 2 a 5. To zapříčiní radiální posun trapézových satelitů mezi planetové orbity 8 a 10, a reakčně stlačí talířovou pružinu. Když je kontaktní místo korunového orbitu blíže k ose trapézového satelitu, výstupní otáčky hřídele jsou menší, ale zvětšuje se výstupní výkon a naopak.



Obr. 31.: Variátor s trapézovými koly [33]

Výrobou tohoto typu variátoru se zabývají především italské firmy, kde například firma Chiaravalli má zastoupení i v České republice. Variátor se montuje přímo za elektromotor s výkonem až 7,5 kW a měnitelným rozsahem otáček 1:5. Používají se v aplikacích, kde není vhodné použití frekvenčního měniče (atestace ATEX do výbušného prostředí). Hlavní výhodou je snadná změna výstupních otáček a tím přímá regulace připojeného zařízení, dále hladký a tichý chod. U tohoto typu variátoru je zakázáno měnit převodový poměr při stojícím elektromotoru, což by způsobilo vnitřní zničení třecích ploch variátoru. [34]

4.6 Zastoupení v ČR

V České republice má zastoupení mnoho zahraničních výrobců různých typů variátorů, například SEW Eurodrive s.r.o., Lenze s.r.o., nebo již zmíněná firma Chiaravalli CZ a.s.

Firma TOS Znojmo a.s., dle dostupných informací, jako jediná vyrábí variátory na českém trhu. Variátory má v nabídce již od 90. let. Jedná se o typ variátoru s párovými kuželovými koly s tažným řetězem s kovovými členy. V katalogu jsou k dispozici variátory pro malé až střední výkony (0,85 až 21 kW) s regulačním rozsahem 1:3 až 1:6. Na přání zákazníka je možnost výroby jakéhokoliv regulačního rozsahu do rozsahu 1:6. Výstupní otáčky variátoru jsou udrženy v libovolné výši i při proměnlivém zatížení, neboť přenos síly je bez skluzu (dle katalogu výrobce).



Obr. 32.: Variátor firmy TOS Znojmo a.s. [35]

Variátor je možné umístit v poloze naležato, či nastojato v provedení s patkou (Obr. 32), či přírubou (přímou montáží k elektromotoru). Typ regulace nastaveného převodového poměru je ručním kolem s ukazatelem, regulačním čepem, nebo dálkově elektronicky. [35]

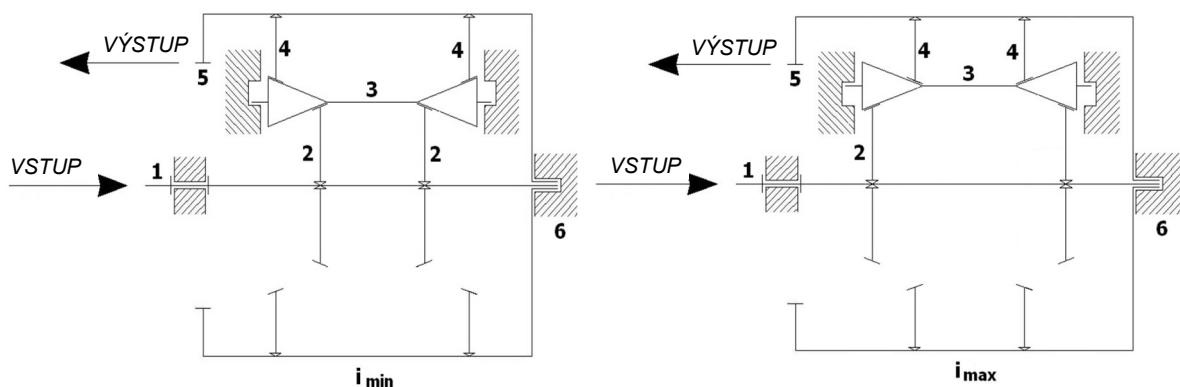
5 Analýza původní verze planetového variátoru CVT

Návrh planetového CVT vycházel z patentu č. 305972 - Planetový spojitě měnitelný převod (s hydraulickým ovládním převodového poměru Obr. 34), který byl dále upraven. Úprava spočívala v mechanicky ovládaném převodovém poměru. Tato konstrukce variátoru byla pouze návrhovým konceptem, a tak bylo nutné vyřešit veškeré dílčí prvky, kterými se původní skica nezabývala, nebo ve skice nebyly prokresleny. Některé potíže spojené se zástavbovými rozměry, nebo dimenzováním, se projeví až při samotné konstrukci tohoto variátoru a budou řešeny v následujících kapitolách.

5.1 Princip planetového třecího variátoru

Na zjednodušeném schématu (Obr. 33) je rozkreslen princip přenosu výkonu od vstupní na výstupní hřídel planetového CVT. Vstupní hřídel 1 je na obou stranách ukotvena v ložiscích k rámu. Po drážkování vstupní hřídele se axiálně posouvá dvojice planetových kol 2. Planetová kola zabírají se satelity 3, které se otáčejí pouze okolo vlastní osy. Satelity jsou na druhé straně v záběru s korunovými koly 4, které jsou spojeny s korunovou klecí 5, odkud se odvádí výkon z variátoru.

V první pozici i_{min} jsou planetová kola v poloze nejbližší ke střední rovině, satelity jsou přisunuty k hlavní ose variátoru a jsou v záběru na jejich nejmenším průměru. Naopak korunová kola jsou nejdál od sebe a zabírají se satelity na největším průměru. Tím je definován nejmenší převodový poměr. Postupným posouváním planetových kol dál od sebe se zvyšuje převodový poměr, dokud planetová kola nezabírají na největším průměru satelitů; a zároveň korunová kola na nejmenším průměru satelitů, čímž je dosaženo maximálního převodového poměru i_{max} . Mezi těmito hodnotami je možno plynule volit libovolný převod.

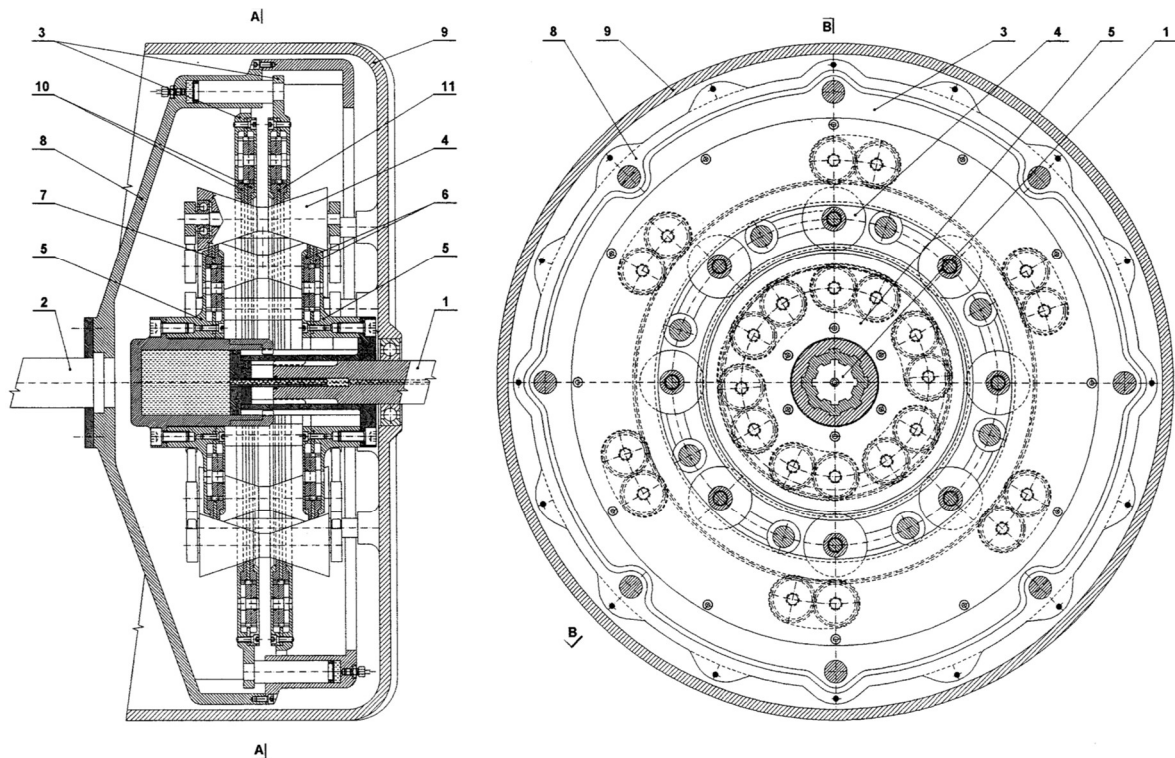


Obr. 33.: Schéma planetového CVT (1 – Vstupní hřídel; 2 – Planetové kolo; 3 – Satelity; 4 – Korunové kolo; 5 – Výstup; 6 – Rám)

5.2 Původní návrh z patentu č. 305972 (s hydraulickým ovládním převodového poměru)

Planetový spojitě měnitelný převod (CVT) má tuhé frikční členy uspořádány jako neozubené planetové čelní soukolí, jehož satelity mají tvar dvojkužele 4. Jejich hřídele jsou ukotveny ve skříni 9 tak, že mohou měnit svou vzdálenost od hlavní osy. Na dvojkužele 4 působí přítláčné síly zvnějška od dvojice věnců 3 a zevnitř od dvojice kladek 5. Jak věnce 3, tak kladky 5 jsou ve dvojicích zrcadlově posuvné v axiálním směru, přičemž kladky 5 se navzájem přibližují, když se věnce 3 navzájem vzdalují a naopak. Kladky 5 jsou propojeny přes drážkový spoj se vstupním hřídelem 1 a věnce 3 prostřednictvím bubnu 8 s výstupním hřídelem 2. Kladky 5 jsou složeny z několika kotoučů. Věnce 3 jsou složeny z několika disků. Na vstupní hřídel 1 jsou napojeny prostřední kotouče 7 a na věnce 3 jsou napojeny prostřední disky. Boční disky i boční kotouče 6 jsou napojeny přes čelní diferenciály.

Axiální posuvy planetových a korunových kol jsou v tomto případě zajišťovány hydraulicky. Po obvodu korunového kola jsou hydraulické ovládací válce navzájem zrcadleny, aby zajišťovaly synchronní pohyb obou korunových věnců. Planetová kola jsou posunována pomocí hydraulického válce uvnitř vstupní hřídele. Změna převodového poměru posunutím věnců (a v opačném směru centrálních kol) se zajistí převážením jednoho přítlaku nad druhým. Přítlak je rovněž měněn v závislosti na přenášeném točivém momentu, v obou větvích shodně.



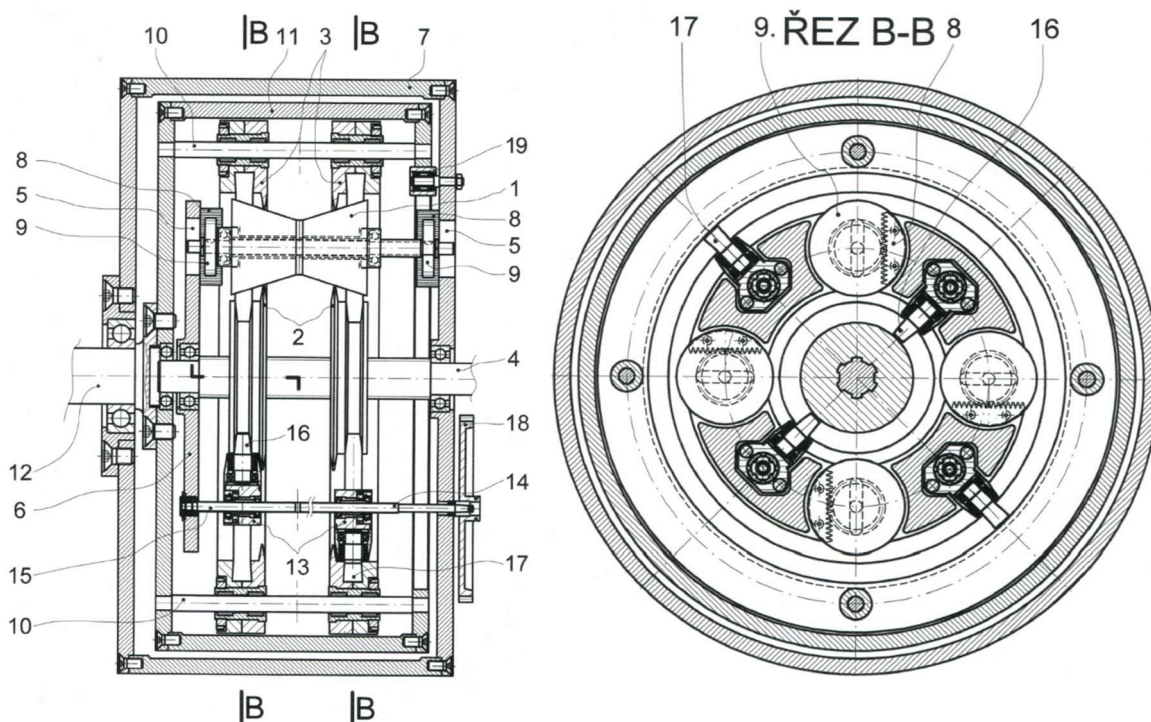
Obr. 34.: Původní návrh z patentu č. 305972 (s hydraulickým ovládním převodového poměru)

Hydraulické ovládním by ale za provozu přinášelo problém se vzrůstajícím tlakem v okruhu ovládním korunových kol. Ke zvyšování tlaku by docházelo

z důvodu odstředivých sil působících na kapalinu v přívodním potrubí do ovládacích válců korunových kol, protože ovládací válce rotují spolu s korunovými koly. Tento problém by musel být kompenzován regulačním členem v závislosti na rychlosti rotace, což by zvýšilo složitost zařízení. Proto vznikl návrh pro mechanicky ovládaný planetový CVT.

5.3 Mechanicky ovládaný planetový CVT

Na Obr. 35 je upravený koncepční návrh, který vychází z původního patentu, ale změna převodového poměru je zajištěna čistě mechanicky. Z této konstrukce se vycházelo k následnému návrhu.



Obr. 35.: Návrh planetového CVT s mechanickým ovládním převodového poměru

5.3.1 Rozbor planetového CVT s mechanickým ovládním

Výhodou konstrukce, oproti hydraulicky ovládané verzi, byla v jednoduchosti ovládní změny převodového poměru (Obr. 35). Ta se skládala z pevně uložené čtveřice šroubů 14 s levým a pravým závitem. Dva pro ovládní korunových kol a dva pro ovládní planetových kol. Každý z těchto šroubů posouval dvě matice 13 v opačném směru, ve kterých byly rotačně uložené čepy. Tyto čepy zabíraly do drážek v centrálních kolech. Šrouby byly spojeny ozubenými koly se šikmými zuby. Axiálním posuvem těchto kol bylo možné měnit natočení jednotlivých šroubů a nastavit tak předpětí variátoru.

Velký rozdíl mezi průměry čepů a průměru, na kterém zabíraly do centrálních kol, by způsoboval neúnosně vysoké otáčky čepů, které jsou pro ložiska nepřijatelné. Malý průměr čepů by dále způsoboval vysoké kontaktní tlaky v drážce.

Dále by ještě docházelo k výraznému snížení účinnosti v ložiskách čepů a v kontaktním místě. Tento problém by bylo možné vyřešit zvětšením průměrů čepů, což by ale zvětšilo vnější rozměry celé převodovky.

Dalším problémem bylo téměř letmé uložení „bubnu“ pro vedení korunových kol (uloženo na třech kládkách). Malá tuhost uložení by vedla k nízkým vlastním frekvencím a tím nízkým kritickým otáčkám výstupu.

Pro vyrovnání obvodových rychlostí mezi ovládacím čepem a kolem koruny bylo nutné mít v kolech klínovou drážku do které zapadá čep. Tento klín by však působil, že čep nepůjde do drážky osadit. Tím pádem bylo nutné mít korunu rozdělenou na dva kotouče.

Výhodou oproti patentu zde bylo použití ozubených kol 9 a hřebenů 8 pro ustavení kuželů satelitů 1 rovnoběžně s centrální osou variátoru. Oproti verzi v patentovém spisu, kde bylo použito otočných pák, se zde s tímto způsobem rovnání odstraňuje závislost přítláčné síly na velikosti přenášeného momentu.

5.4 Průmyslová využitelnost planetového CVT

Využitelnost vynálezu planetového CVT výrazně rozšíří možnost řešit spojitou změnu převodu mechanickou cestou zejména směrem k přenosu vyšších momentů, resp. výkonů. Mezi jeho přednosti patří vysoká účinnost vlivem nezatěžování ložisek, jelikož přítláčné síly jsou vykompenzovány symetrickou planetovou zástavbou. Je snaha o minimalizaci geometricky daných skluzů, což také přispívá ke zvýšení účinnosti a minimalizuje opotřebení styčných ploch a vede k dlouhé životnosti celého převodu. Kompaktní zástavba vede k úsporným rozměrům zejména v axiálním směru.

Využití u motorových vozidel bude možné všude tam, kde je potřeba odstranit řazení převodových stupňů a nahrazení tak automatické převodovky, či dosavadních spojitě měnitelných převodů planetovým CVT (uplatnění i u autobusů, těžkých nákladních automobilů). Ve srovnání s klasickou manuálně řazenou převodovkou lze také očekávat snížení spotřeby. Stejně jako u kteréhokoliv jiného CVT lze regulovat takový převodový poměr, že se pro potřebný výkon daný jízdní situací (sešlápnutím akcelérátoru) vybere právě ta kombinace točivého momentu a otáček, která dle charakteristiky motoru vykazuje ve spotřebě paliva nejmenší hodnotu. Tato kombinace je zajištěna pro všechny hodnoty až do maximálního výkonu. Této vlastnosti lze také využít pro zkrácení akceleračního času vozidla. Nejen že odpadne díky spojitě měnitelnému převodu prodleva pro řazení, ale lze během akcelerace trvale udržovat otáčky motoru na hodnotě pro maximální výkon motoru.

V motorových vozidlech také najde uplatnění všude tam, kde se klasické CVT již používají, jakou jsou variátory s kuželovými párovými koly a řetězem (popř. tlačným článkovým) – automobily, nebo s klínovým řemenem – skútry, čtyřkolky.

Také v odvětví zemědělských strojů by mohl mít planetový CVT pozitivní využití. Ty jsou často vybaveny hydrodynamickou převodovkou, za účelem vyššího pracovního výkonu. Avšak využít maximální výkon motoru za jakýchkoliv provozních zatížení hydrodynamická převodovka nedokáže. Také má horší účinnost vlivem převahy režimů s využitím hydrodynamického měniče. Použití planetového CVT u těchto strojů by tedy mělo značně snížit měrnou spotřebu paliva a dále zvýšit pracovní výkon. Využití by bylo i u terénních vozidel (zejména pásových), přičemž dosavadní existující spojitě měnitelné převody dokázaly přenést pouze omezený moment.

Těmto nárokům by také odpovídalo použití v takové oblasti vozidlové techniky, kde by CVT byl vhodný a kde mnohastupňové převodovky, či hydrodynamické měniče byly nepoužitelné. To jsou oblasti elektrických kolejových vozidel (či trolejbusů) vybavených asynchronními motory napájenými střídavým proudem. Pro tato vozidla by bylo výhodné za CVT zapojit diferenciál tak, aby vznikl IVT (*Infinitely Variable Transmission*). Pomocí tohoto zapojení lze převodový poměr snižovat až na nulu (případně až do záporných hodnot – zpátečka) a výkon v tomto režimu pouze cirkuluje v systému CVT a diferenciálu. To vede k nižší účinnosti (při nulovém převodovém poměru až k nulové účinnosti), ale v průběhu rozjezdu se diferenciální funkce vyřazuje a systém poté funguje s menšími energetickými nároky jako klasické CVT.

5.4.1 Navrhované praktické využití planetového CVT

Jako vhodná aplikace navrhovaného kusově vyráběného CVT je instalace v malé větrné elektrárně. Těžiště využití energie větru je sice u velkých jednotek, neboť výkon vrtule roste s druhou mocninou jejího průměru (navíc je ve větších výškách vítr silnější). Avšak větrné elektrárny s velkým výkonem jsou v některých oblastech nežádoucí (např. v blízkosti sídel – velký hluk), zatímco malé nikoliv. Díky zjednodušující inovaci, kterou použití planetového CVT nabízí, se stane větrná elektrárna dostupnější. V ČR existuje mnoho oblastí, kde vítr dosahuje vyšších průměrných rychlostí, než v jiných oblastech (např. Vysočina). Právě v těchto lokalitách je o malé větrné elektrárny velký zájem v oblasti firem i soukromých osob.

Má-li být malá větrná elektrárna levná, nebude mít vrtuli s naklápěcími listy; ty u velkých větrných elektráren používány jsou. Účelem naklápění listů je, aby se příliš neměnila rotační rychlost generátoru. Ten je převážně asynchronní s kroužkovou kotvou. Na kroužky se přivádí ze střídače budicí proud o proměnné frekvenci. Jím vytvářené točivé elektromagnetické pole se sčítá s otáčkami rotoru tak, aby se ve statoru generoval třífázový proud o frekvenci rozvodné sítě 50 Hz. Přizpůsobení proměnlivé rychlosti větru konstantní frekvenci rozvodné sítě zajišťuje tedy zčásti střídač (cca 30 %) a zčásti naklápění listů.

Vrtule s naklápěcími listy je spolu s potřebným ovládacím systémem nejen dražší než bez nich, ale optimální aerodynamiku má jen za jediné rychlosti větru.

Pokud se zajistí nezávislost otáček generátoru na rychlosti větru variátorem (a nikoliv zmíněným nastavením listů vrtule), bude rotace vrtule úměrná rychlosti větru.

Převod planetového variátoru by byl takový, aby při mírném větru zůstal nastaven nejrychlejší převod, a otáčky generátoru odpovídaly synchronním otáčkám (popř. lehce nad synchronním). Při zesilujícím větru se rotace lopatek zrychluje, a převod bude nastavován regulátorem do pomala. Nejvyšší možná rychlost větru bude dána nejpomalejším převodem variátoru. Za ještě vyšších rychlostí větru je již rotace omezována, či zastavena (např. odkloněním, nebo mechanickou brzdou).

Předpokládané výhody:

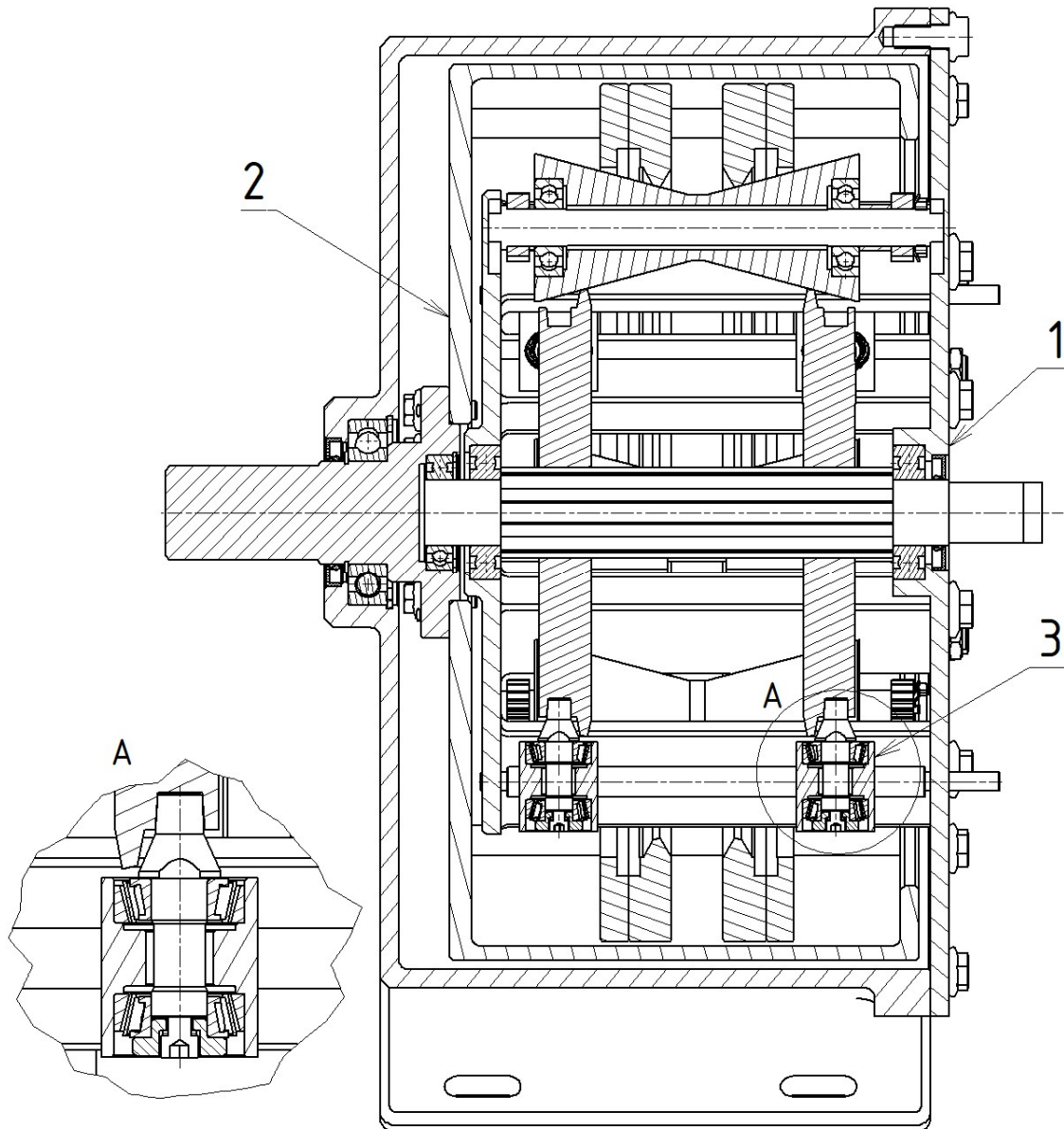
- Využití širšího rozsahu rychlostí větru
- Vyšší maximální výkon
- Lepší účinnost (odstraněna nutnost naklápět lopatky)
- Nižší pořizovací cena

5.5 Tvorba původního návrhu planetového CVT v 3D CAD prostředí

Jednotlivé komponenty byly pro přehlednější orientaci v převodovce vymodelovány za pomoci Autodesk Inventor a sestaveny tak, jak jsou v původní skice (dle Obr. 35.: Návrh planetového CVT s mechanickým ovládním převodového poměru). Náhled na tuto sestavu je na Obr. 36. Na tomto nákresu nebylo modelováno ovládací soukolí, které by se jako v původním návrhu nacházelo na skříní za pravým víkem. Oproti původní verzi byla klec satelitů 1 konstruována jako odlitek a buben korunových kol 2 jako svařenec. Navíc byla skříň osazena těsněním vstupní a výstupní hřídele.

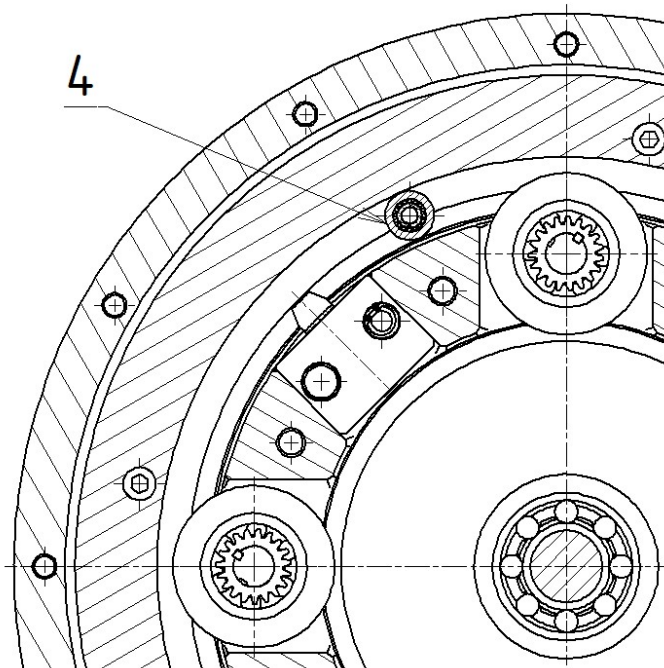
Již v průběhu konstrukce původního planetového CVT bylo vyřešeno uložení ovládacích čepů. Místo kuličkového a jehlového ložiska byla použita dvě kuželíková ložiska v uspořádání do O a stažena šroubem (Obr. 36 detail A). Tato varianta byla zvolena z důvodu její nejkratší zástavbové délky a možné únosnosti. Délka matice ve směru osy otočného čepu je důležitá z důvodu nutnosti celou matici 3 s čepem umístit do mezery mezi planetovým a korunovým kolem. Ovšem problém s vysokými otáčkami čepů zůstal.

Hřídel satelitů je s ozubenými koly spojená pomocí per. Kola se opírají o ložiska a jsou stažena KM maticí a zajištěná MB podložkou. Vyskytl se však problém s větší vzdáleností ozubených kol od boků skříně způsobenou nutností kola axiálně zajistit.



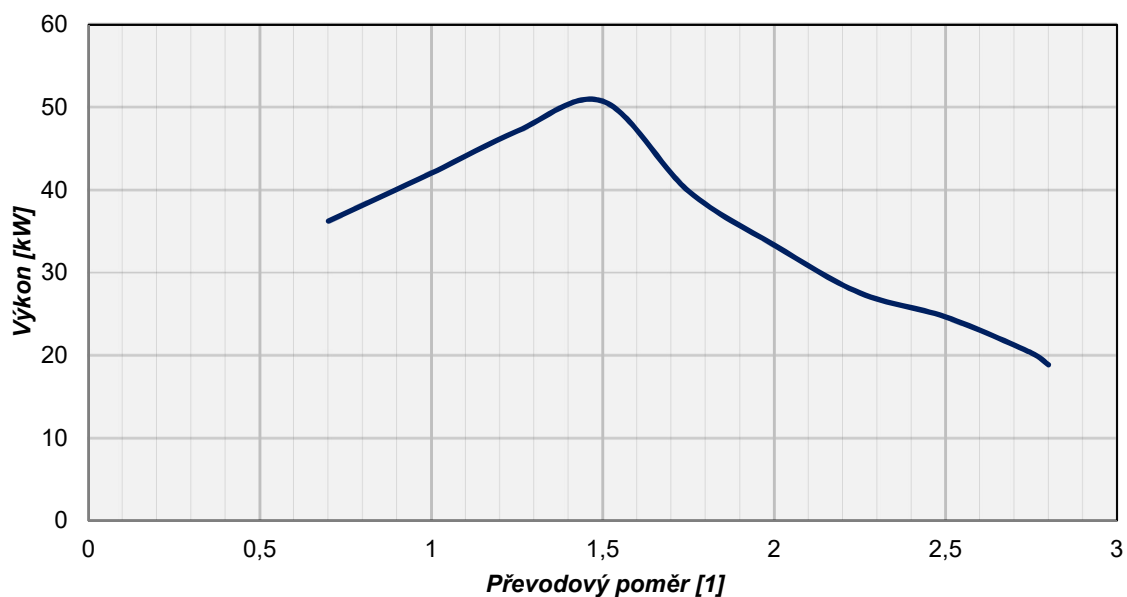
Obr. 36.: Řez 3D CAD modelem původního návrhu planetového CVT s mech. ovládáním

Tuhost uložení bubnu korunových kol je zvýšena použitím čtveřice kladek podepírajících její pravou část (Obr. 35 pozice 19). Jak je patrné z (Obr. 37), pro kladku pouze omezený prostor mezi klecemi. Kladka 4 tedy musí být malá a kvůli tomu jsou její otáčky vysoké a překračují dovolené hodnoty. Uložení kladek je na čepu ve skříni. Válcová část čepu pod kladkou je vůči válcové části uložené ve skříni excentricky posunutá. To by v kombinaci s vnitřním šestihranem, v části čepu, který jde skrz skříň ven, umožňovalo jejich jednoduché předepnutí (po sestavení víka) a zajištění pomocí matice. Zvětšení kladky by bylo možné docílit vybráním části klece satelitů. To by ale znamenalo snížení tuhosti klece a způsobilo vznik dalších koncentrátorů napětí. Nehledě na to, že kladky je nutné z prostorových důvodů umístit nad místa klece, ve kterých je klec přišroubovaná do víka variátoru.



Obr. 37.: Kladky podepírající klec satelitů

Dle Obr. 37 je dále patrná úprava ovládací matice, která spočívala v posunutí pohyblivých šroubů mimo střed otočných čepů. To vedlo ke značnému snížení celkové výšky, ale zapříčinilo vznik přídavného klopného momentu, který musí zachytit vedení matice. Na vedení působí ještě druhý klopný moment, jenž vzniká tím, že pohybový šroub je daleko od místa dotyku s planetovým kolem. Při použití kluzného vedení by tak mohla nastat situace, že dojde ke vzpříčení. Tento problém byl odstraněn použitím delšího (valivého) vedení – kuličkového lineárního vedení s kruhovou tyčí.



Obr. 38.: Maximální přenášený výkon při otáčkách vstupního hřídele 1 450 ot/min

Vstupní parametry a rozměry byly voleny a proporcionálně přizpůsobeny dle patentové skici. Pro prvotní návrh byl pokusně spočítán přenášený výkon (Obr. 38) při otáčkách vstupního hřídele $1\,450\text{ ot/min}$ v závislosti na převodovém poměru, který byl volen od 0,7 do 2,8 (odpovídá rozsahu $r = 4$). Výpočet je založený na definování maximálních kontaktních (Hertzových) tlaků (max. 1600 MPa) během záběru planetových a korunových kol se satelity a z toho následně plynoucích normálových sil. Přenos sil mezi koly je založen na smykovém tření, kde byl pro návrhový výpočet uvažován součinitel tření 0,1 dosažitelný za použití trakčních kapalin. Při výpočtu byl uvažován konstantní průběh předpětí variátoru (přítlačné síly zajišťující záběr) pro celý rozsah převodových poměrů.

U této varianty vycházející z původního návrhu dle patentu, by pro využití celého rozsahu převodového poměru bylo možné přenášet maximální výkon o hodnotě 19 kW (Obr. 38).

6 Návrh planetového CVT

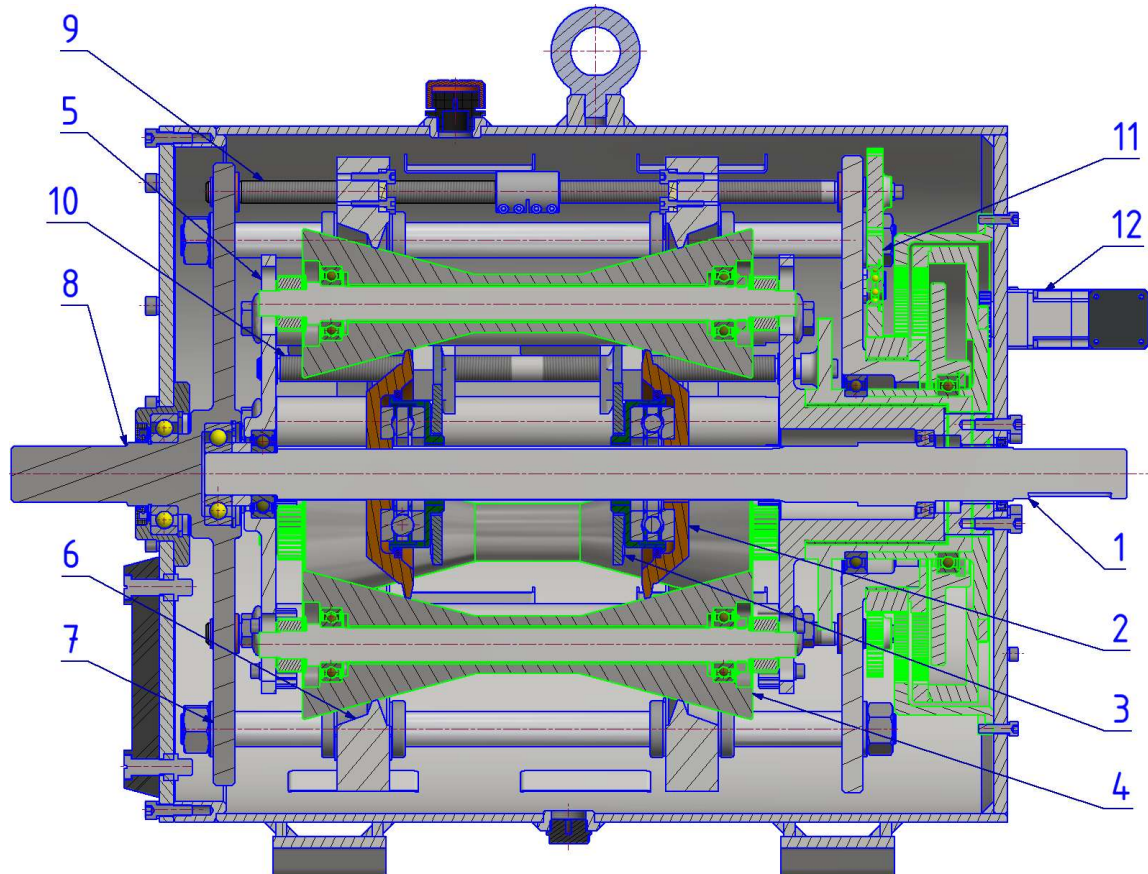
Druhá verze (aktuální) vychází z původního koncepčního návrhu, kde spolu s vytvořením matematického modelu a poznatků nedostatků minulé verze bylo docíleno vývoje optimálního řešení. Byl zvolen průměr korunového kola a z určeného převodového rozsahu (0,8 až 3,6) byl dopočítán ideální průměr centrálního kola a rozměry satelitů pro maximální přenesitelný výkon. Změny v konstrukci se týkaly především v uložení planetových kol a s tím spojený mechanismus jejich ovládní pomocí pružné páky, u satelitů bylo upraveno jejich uložení a celkové rozmístění, byla upravena koncepce klece korunových kol a jejich ovládní. Velká úprava se také týkala změny v ovládní převodového poměru pomocí přídatného planetového diferenciálu se servomotorem, který svazuje pohyb planetových a korunových kol. V poslední řadě byla navržena také převodová skříň, která nebyla součástí původního návrhu.

6.1 Rozdělení konstrukčních celků

Samotná konstrukce planetového CVT je rozsáhlá a skládá se z velkého množství dílčích členů. Z tohoto důvodu byl variátor rozdělen do jednotlivých konstrukčních celků a ty následně rozděleny do dvou skupin. Každá skupina konstrukčních celků odpovídá jedné diplomové práci. Toto rozdělení vzniklo již v samotném průběhu vývoje planetového CVT, které se řešilo v rámci předmětu Projekt (1–4) pod vedením Ing. Karla Petra Ph.D. Na Obr. 39 je znázornění rozdělení do skupin dle barev. Konstrukční celky označené zelenou barvou jsou obsahem diplomové práce kolegy Bc. Jakuba Štětiny. Prvky označené modrou barvou budou podrobně popsány v následujících kapitolách této diplomové práce. Konkrétně se tato práce zabývá návrhem planetových a korunových kol (a jejich posuvů), klecí satelitů a v poslední řadě návrhem převodové skříně.

6.1.1 Popis částí planetového CVT

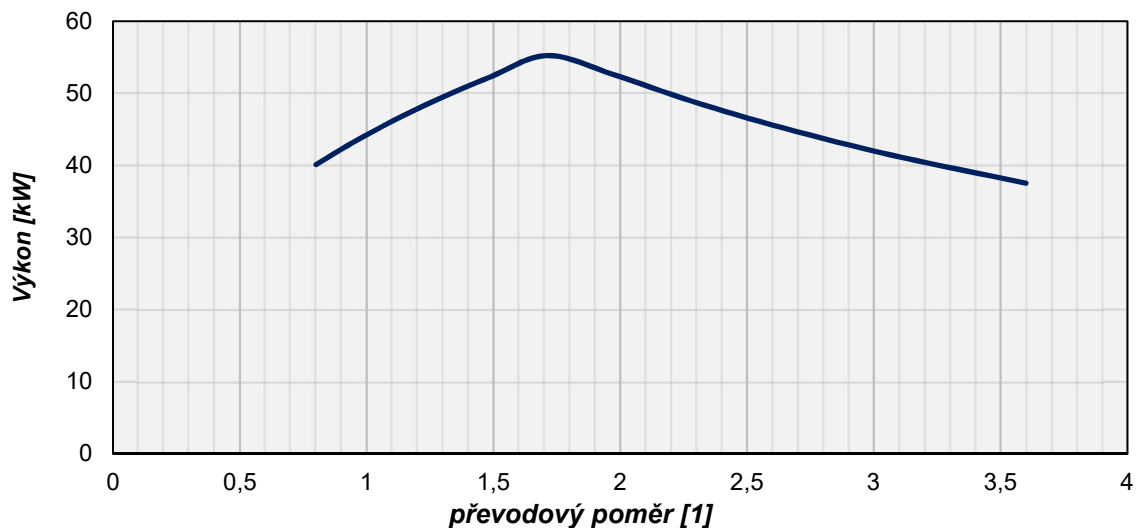
Výsledná podoba planetového CVT (Obr. 39) se skládá ze vstupní hřídele 1 po které se axiálně posouvají dvojice planetových kol 2 a ovládací pružné páky pro posuv planetových kol 3. Planetová kola jsou v záběru se satelity 4, které jsou na obou stranách v radiálním směru posuvně uloženy v nepohyblivé kleci satelitů 5. Na protější straně jsou satelity 4 v záběru s korunovými koly 6. Korunová kola jsou uložena v kleci korunových kol 7 odkud je přes výstupní hřídel 8 odváděn výkon. Axiální posuv planetových a korunových kol je zajištěn pomocí pohybových šroubů 9, 10 a jejich vzájemný chod je svázán ovládacím mechanismem 11. Změna převodového poměru je vyvozena pootočením servomotoru 12 připojeného k ovládacímu mechanismu 11.



Obr. 39.: Rozdělení konstrukčních celků

6.1.2 Optimalizace rozměrů kol

Po provedení optimalizace velikostí zabírajících kol bylo dosaženo tvrdší charakteristiky. Došlo k navýšení přenositelného výkonu (až 37,5 kW) a ke zvětšení převodového rozsahu (převodový rozsah $r = 4,5$). Optimalizace byla provedena pomocí výpočtu, který byl proveden pomocí MS Excel pro maximální kontaktní tlak 1,55 GPa a součinitel tření dosažený trakční kapalinou 0,1. Byl vykreslen graf přenositelného výkonu v závislosti na nastaveném převodovém poměru (Obr. 40). Výpočtový program optimalizované (aktuální) verze je součástí přílohy.



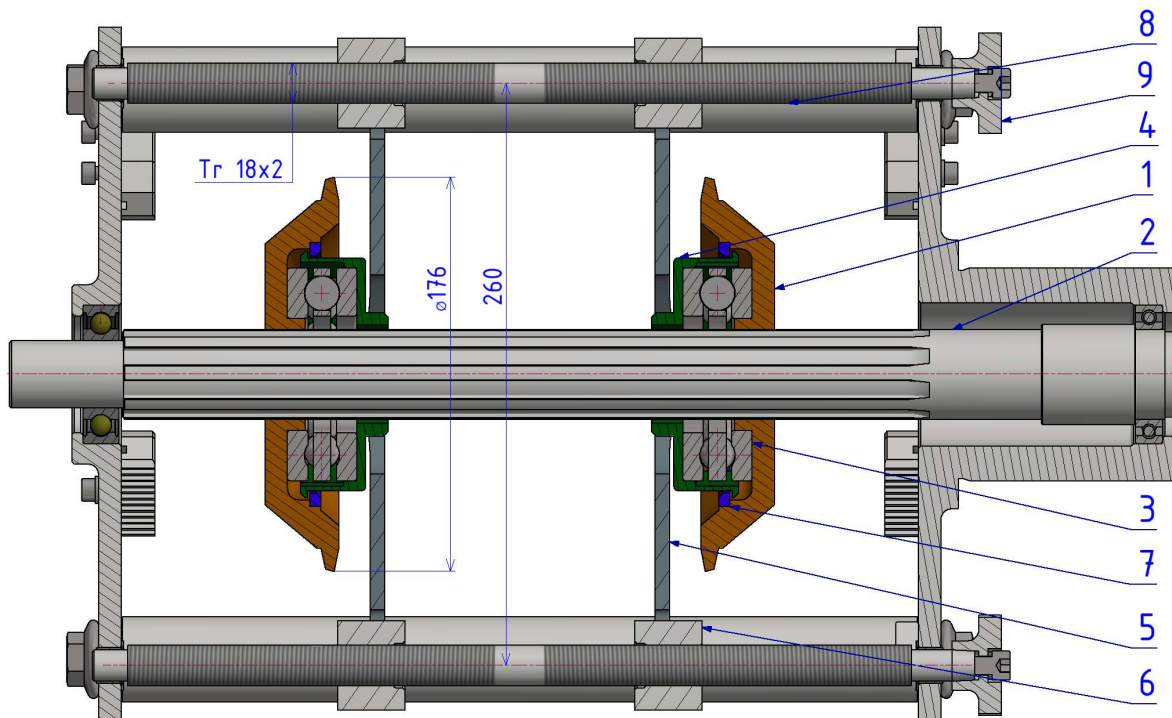
Obr. 40.: Přenositelný výkon aktuální verze planetového CVT

6.2 Planetová kola

Sestava planetových kol a způsob jejich ovládání byla upravena na základě nedostatků minulé verze. V té byly použity posuvové čepy, které se odvalovaly v drážce planetového kola, přičemž docházelo k vysokým otáčkám a kontaktním tlakům tohoto čepu. V nové verzi došlo k nahrazení těchto čepů axiálními ložisky a byl navržen zcela nový přítlačný mechanismus planetových kol.

6.2.1 Konstrukční uspořádání

Sestava planetových kol (Obr. 41) a mechanismu ovládání se skládá Planetové kolo 1, které je axiálně posuvné po vstupní hřídeli 2, je opřeno o axiální kuličkové ložisko 3 a na druhé straně přes víko 4 přítlačováno pružnou pákou 5, která je ovládána maticemi pohybových šroubů 6. Ložisko je v planetovém kole zajištěno pomocí víka 4, které je pevně spojeno s kroužkem axiálního ložiska 3, přičemž se víko nedotýká zbylých rotujících částí. Při nechtěném odlehčení páky se kryt zachytí o nalisovaný kroužek 7 a nedojde tak k rozpadnutí axiálního ložiska. V provozu však páka stále přítlačuje planetové kolo do záběru se satelity, a tak nedojde k odlehčení a rozpadnutí ložiska (pouze v případě montáže či poruchy).



Obr. 41.: Sestava planetových kol

6.2.2 Změna převodového poměru planetového kola

Z výpočtů přenositelného výkonu planetového CVT bylo zjištěno, že pokud přítlačná síla bude proměnná v závislosti na aktuálním převodovém poměru, bude možné přenést vyšší výkony, než kdyby přítlačná síla byla konstantní na celém rozsahu převodového poměru. Z tohoto důvodu byl vyvinut mechanismus pružné přítlačné páky.

Původně byla změna převodu realizována synchronním pohybem korunového a planetového kola. Při posunu planetového kola o určitou hodnotu se o stejnou hodnotu posunulo i korunové kolo – převod 1:1. Změna tohoto poměru by musela být realizována úpravou stoupání použité závitové dvojice, avšak výroba pohybového šroubu, a především matice by byla velmi nákladná.

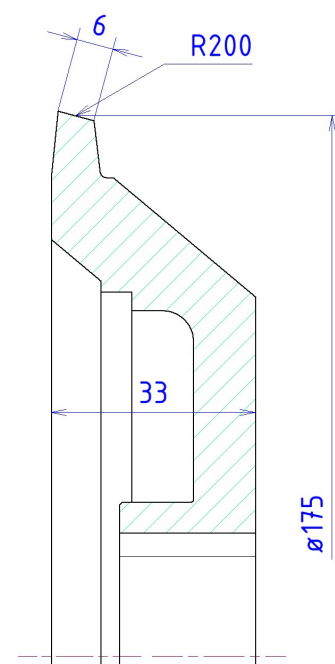
V původní verzi sloužila vždy dvojice posuvových šroubů pro posuv planetového a korunového kola zároveň. Po obvodu byly dohromady 4 posuvové šrouby. V nynější verzi jsou použity dva posuvové šrouby (Obr. 41 pozice 8), které ovládají pouze planetová kola a tři posuvové šrouby určené pro pohyb korunových kol (popsáno v kapitole 6.4.3 Posuvový šroub). Pohybové šrouby mají shodné stoupání (Tr 18x2 a 16x2) a každý šroub je v polovině rozdělen na pravý a levý závit, aby se kola pohybovala směrem k sobě, či od sebe. Na koncích pohybových šroubů je uloženo čelní ozubené kolo 9, které zabírá s převodovým mechanismem planetového CVT.

Poměr mezi otáčkami planetového a korunového pohybového šroubu však není 1:1. Bylo zvoleno, že pro posuv planetového kola z jedné krajní polohy do druhé, vykoná pohybový šroub planetového kola 50 otáček, přičemž pohybový šroub korunového kola pro stejnou vzdálenost pouze 49 otáček. To je zapříčiněno převodovým poměrem mezi těmito pohybovými šrouby (ve skutečném soukolí dosaženo převodu 1,0235) v diferenciálu převodového mechanismu. Skutečnost, že se matice planetového soukolí 6 nachází v jiné poloze, než která by odpovídala pozici určené polohou satelitu, zapříčiní deformaci posuvové páky 5 a ta vyvine vyšší přitlačnou sílu na planetové kolo. Tato přitlačná síla se pak mění v závislosti na nastaveném převodovém poměru planetového CVT.

Ovládání pomocí axiálního ložiska však s sebou nese i nevýhodu, a to v prodloužení nevyužité mezery mezi planetovými koly. S tím roste délka nevyužité válcové části satelitového dvojkužele i celého variátoru. Tyto nevýhody jsou potlačeny tím, že je možné přenést vyšší výkon.

6.2.3 Profil planetového kola

Profil planetového kola (Obr. 42) bylo zapotřební změnit především díky úpravě způsobu ovládání. Planetové kolo je přitlačováno axiálním ložiskem, a aby bylo možné planetová kola při nejmenší převodu dostat co nejbližše k sobě (ušetřit zástavbový prostor v axiálním směru), bylo nutné axiální ložiska zapustit. Tím je dán jeho vypouklý tvar. Další vnitřní odsazená válcová plocha slouží z nalisování ochranného kroužku proti demontování ložiska.



Obr. 42.: Řez planetovým kolem

Kontaktní plocha, která je v záběru se čtveřicí satelitů je 6 mm široká a zaoblená s radiusem 200 mm. Zaoblení je z důvodu vytvoření malé záběrné plošky, která se vytvoří vlivem deformace materiálu při působení přitlačné síly. Na této plošce je pak definován kontaktní tlak pomocí teorie Hertzových tlaků. Výpočet byl proveden pro maximální tlak v doteku 1,55 GPa. Tento kontaktní tlak zůstává vlivem pružné páky pro celý převodový rozsah konstantní.

Výroba planetového kola bude probíhat soustružením a obrážením drážkování. Materiál planetového i korunového byl zvolen 1.6587 (18CrNiMo7-6) s přihlédnutím na běžnou dostupnost ocele v polotovaru kruhové tyče, či plechu. Ocel je dále vhodná pro zušlechtnění, a tak bude povrch planetového kola zakalen a popuštěn pro dosažení vyšší tvrdosti. Záběrová plocha bude broušená.

6.2.4 Pružný člen – MKP výpočet posuvové páky

Jako pružný člen je použita posuvová páka. Ta se na svém středu opírá v definovaném místě přes víko o axiální ložisko planetového kola. Oba konce posuvové páky ve tvaru vidlice zapadají do matic na ovládacích šroubech. Její schopnost pružení odpovídá použití listové pružiny.

Vstupními hodnotami pro návrh této páky je definovaný průhyb pro určitou axiální sílu (přítlačnou sílu), která musí být vyvozena na planetové kolo pro zajištění následného záběru planetového kola se satelity.

Výpočty byly provedeny metodou konečných prvků (MKP) v systému DS Solidworks 2018 výpočtovým modulem Solidworks Simulation.

Materiály a pevnostní kritéria

U použitých materiálů je uvažována platnost Hookova zákona (deformace je přímo úměrná napětí) v oblasti elastických deformací. Materiál pružného členu (posuvové páky) byl vybrán z ocelí vhodných pro použití na listové pružiny. Pružinové oceli mají vyšší obsah uhlíku a také zvýšený obsah manganu, chromu a případně i křemíku. Ty se vyznačují vysokou mezí kluzu (popř. smluvní mezí kluzu) a vysokou houževnatostí. Vybraná ocel bude muset vyhovovat vypočtenému napětí dle hypotézy HMH vůči materiálové konstantě meze kluzu. Vhodné materiály včetně materiálových parametrů jsou uvedeny v Tab. 2. Materiály jsou v zušlechtněném stavu (kaleno + popuštěno).

Tab. 2.: Mechanické vlastnosti uvažovaných ocelí [36]

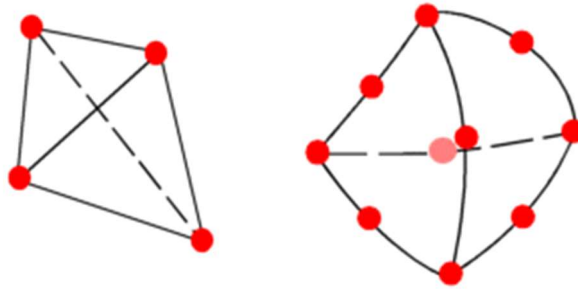
Označení materiálu	Hustota ρ [kg/m ³]	Poissonovo č. ν [1]	Modul pružnosti E [GPa]	Mez kluzu R_e [N/mm ²]	Mez pevnosti R_m [N/mm ²]	
14 260	1.7102	7850	0,3	200	1300	1450
-	1.7108	7850	0,3	195	1400	1550
15 260	1.8159	7850	0,3	215	900	1100

Diskretizace

Proces analýzy konečných prvků začíná tvorbou geometrického modelu. Ten byl navržen pomocí CAD modelu. Poté byl model rozdělen na malé elementy spojené uzly. Procesu rozdělení modelu na menší části se nazývá tvorba sítě (diskretizace).

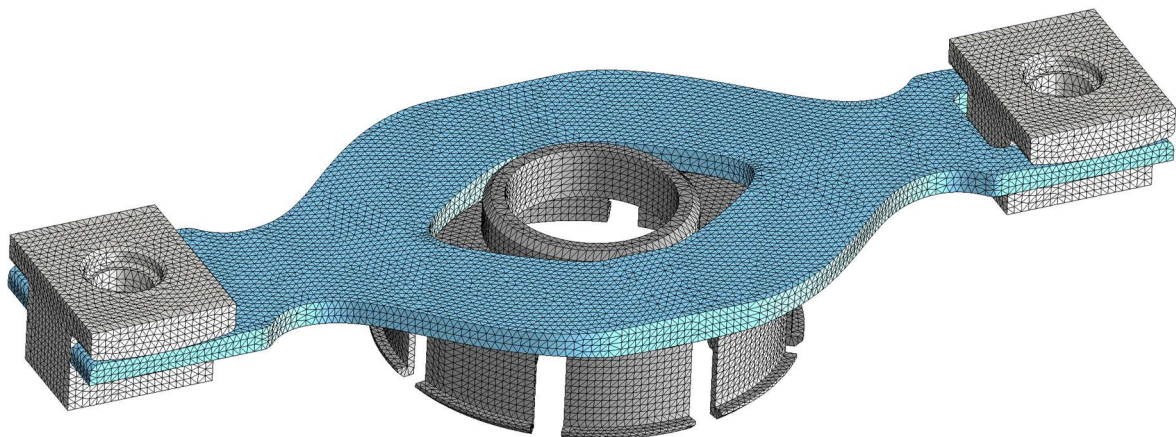
Počet elementů udává počet stupňů volnosti vstupujících do výpočtu. Jemnější síť (menší elementy) znamená vyšší počet elementů na který je model rozdělen. Vyšší počet elementů je náročnější na výpočet, z hlediska potřebného výpočtového času (výkonu). Za cenu delšího času pro konvergenci výpočtu z důvodu jemnější sítě je však dosaženo přesnějšího výsledku analýzy.

Pro konceptový návrh byly zvoleny lineární (tetraedrické) elementy (Obr. 43) prvního řádu s hrubší sítí, aby bylo dosaženo krátkého výpočtového času a mohla být provedena optimalizace geometrie CAD modelu pro výslednou studii.



Obr. 43.: Lineární a parabolický objemový element [37]

Přesnějšího výpočtu bylo však dosaženo až za použití sítě s parabolickými (tetraedrickými) elementy vyššího řádu (Obr. 43). Ty jsou definovány čtyřmi rohovými uzly, šesti středovými uzly a šesti hranami. S použitím těchto parabolických elementů je dosaženo lepší matematické aproximace a dokáží geometricky reprezentovat zakřivené hranice. Parabolické elementy však vyžadují více výpočetního výkonu než lineární.

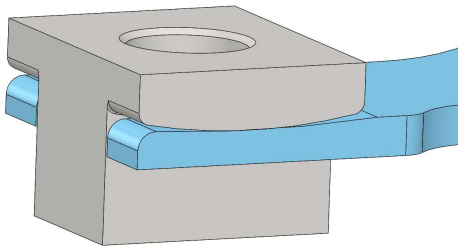


Obr. 44.: Síť modelu pro MKP výpočet

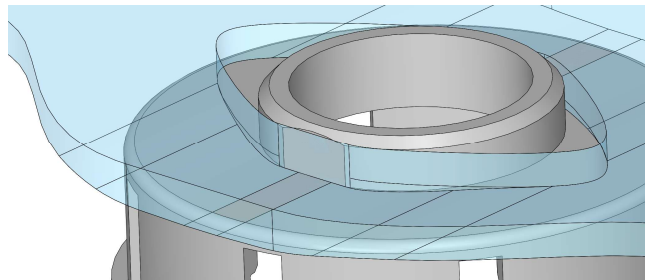
Výsledný diskretizovaný model je na Obr. 44. Globální velikost prvku byla zvolena 2 mm s tolerancí 0,1 mm což pro danou geometrii odpovídá 315 788 uzlů pro následnou iterační MKP analýzu.

Kontakty

Mezi jednotlivými tělesy je obecně definován kontakt s uvažováním tření 0,1. Kontakt mezi maticí a pákou je dán tečným dosednutím dvou zaoblených ploch (Obr. 45). Ty zajišťují stálou dosedací plošku i po deformaci. Při zatěžování nastává odvalování vypouklé plochy na matici po vyduté drážce ve vidlici pružné páky.



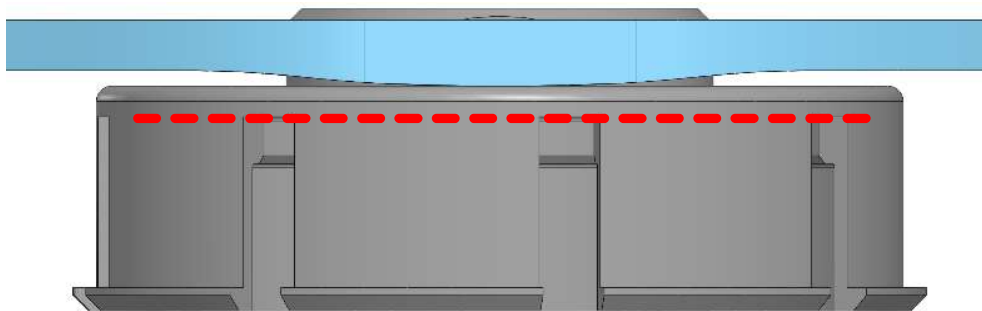
Obr. 45.: Odvalování matice



Obr. 46.: Dotyk pružné páky s maticí

Na středu v kontaktu pružné páky s víkem axiálního ložiska je vytvořeno válcové osazení s dvojicí ploch, které zabraňují pootočení víka v drážce pružné páky (Obr. 46).

Ze spodní strany pružné páky je vytvořen dosedací výstupek, který slouží k přesnému definování polohy dotyku víka s pružnou pákou (Obr. 47). Při deformaci páky výška odsazení tohoto výstupku zajišťuje, že páka zůstává v kontaktu s víkem pouze v definovaném místě a nenastane tak dosednutí pružné páky na okrajích víka, což by vedlo k jeho defektu.



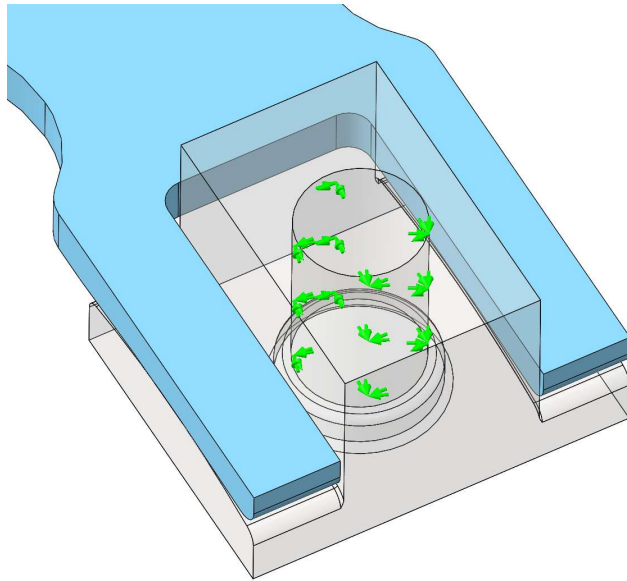
Obr. 47.: Odsazení pružné páky

Okrajové podmínky

Pro zajištění statické určitosti bylo nutné definovat geometrické okrajové podmínky. Za tuhý člen bylo považováno axiální ložisko, o které se víko opírá. Došlo k zamezení všech posuvů (fixní geometrická podmínka) na ploše na vnitřní straně víka v místě opření o axiální ložisko (na Obr. 47 naznačeno červeně). Tím lze

předpokládat, že i víko se bude chovat jako tuhý člen a bude uvažováno pouze kontaktní napětí a deformace plochy pod pružnou pákou.

Na obou koncích vidlic se posuvové matice pohybují po závitových tyčích. Tento mechanismus je nahrazen geometrickou podmínkou na vnitřní válcové ploše pohybových matic (závitová díra). Této ploše bylo zamezeno radiálním posuvům a natočení elementů (Obr. 48), tudíž má matice volnost pouze v jejím axiálním směru.



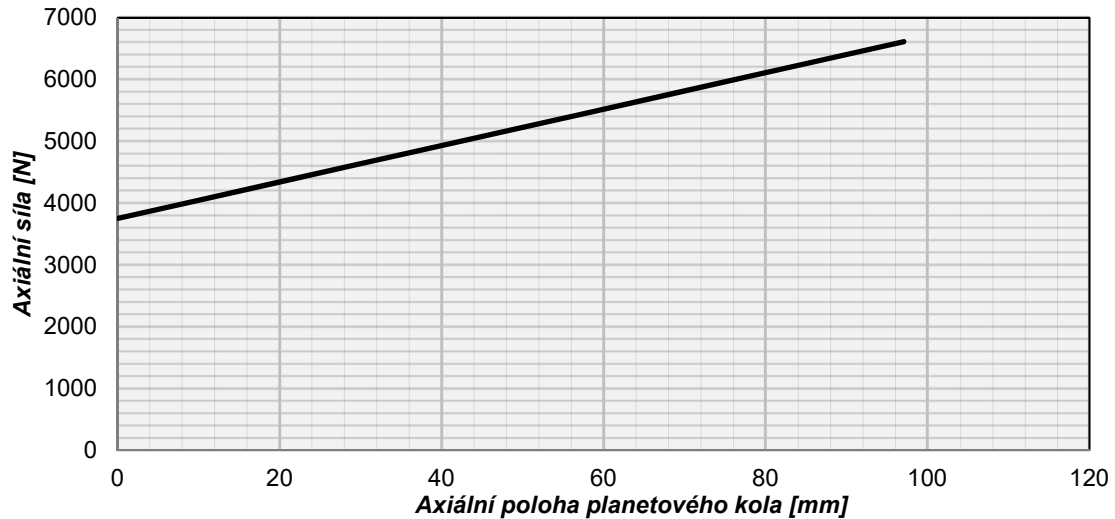
Obr. 48.: Geometrická okrajová podmínka posuvové matice

Zatížení

Po definování geometrických okrajových podmínek bylo nutné zavést statické okrajové podmínky – zatížení. Síla je vyvozena od posuvových matic a přes axiální ložisko zajišťuje přítláčnou záběrovou sílu planetového kola.

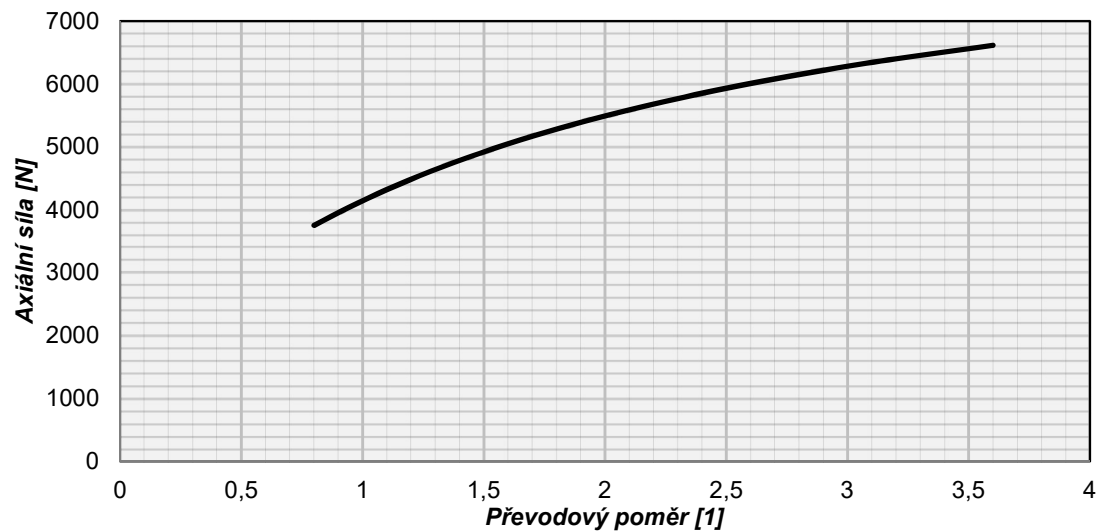
Velikost přítláčné síly je určena z výpočtů přenesitelného výkonu, kde pro nejvyšší převodový poměr ($i_{max} = 3,6$) odpovídá přítláčná axiální síla na planetové kolo (tj. na axiální ložisko) $F_{pmax} = 6616 \text{ N}$. S klesajícím převodovým poměrem klesá také potřebná přítláčná síla (Obr. 50) až do hodnoty nejnižšího převodového poměru s potřebnou přítláčnou silou $F_{pmin} = 3753,5 \text{ N}$.

Jelikož je podmínka že, se deformace posuvové páky musí nacházet v oblasti pružných deformací, bude závislost mezi zatížením a deformací lineární. Z tohoto důvodu je nutné, aby závislost mezi přítláčnou silou a polohou planetového kola byla také lineární. Byla provedena linearizace mezi maximální a minimální přítláčnou silou v závislosti na poloze (Obr. 49). Axiální poloha planetového kola je měřena od nejmenšího průměru satelitu k největšímu.



Obr. 49.: Linearizovaná axiální síla k poloze planetového kola

Avšak závislost mezi aktuálním nastavením převodového poměru a přítláčnou silou lineární není. To je způsobeno již zmíněným převodovým mechanismem, který spojuje otáčky planetového a korunového šroubu jehož převod je různý od 1. Přítláčná axiální síla planetového kola v závislosti na převodovém poměru je vykreslena na (Obr. 50).



Obr. 50.: Axiální síla v závislosti na nastaveném př. poměru

Pro přejetí korunového kola z jedné krajní polohy do druhé, vykoná šroub korunového kola 49 otáček ($n_{šk}$), zatímco šroub planetového kola vykoná 50 otáček ($n_{šp}$). Ve skutečném soukolí (dáno celočíselným počtem zubů) je mezi šrouby převodový poměr $i_{přm} = 1,0235$.

V sestavě korunového kola, urazí matice po pohybovém šroubu se stoupáním $s = 2 \text{ mm}$ vzdálenost danou počtem otáček šroubu planetového kola $n_{\text{šp}}$

$$u_t = s \cdot n_{\text{šp}} = 2 \cdot 50 = 100 \text{ mm}. \quad (13)$$

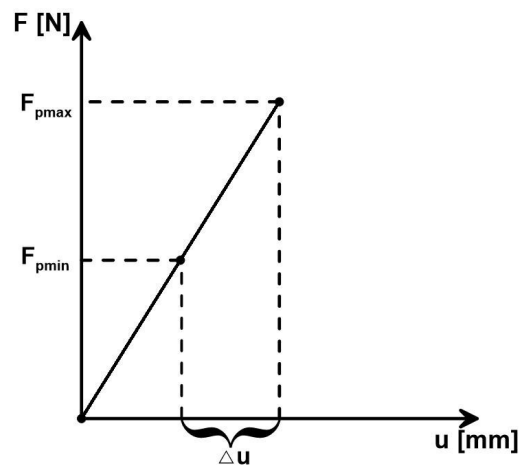
Avšak při uvažování zmíněného převodu urazí matice planetového kola skutečnou vzdálenost danou vtahem:

$$u_s = \frac{s \cdot n_{\text{šp}}}{i_{\text{přm}}} = \frac{2 \cdot 50}{1,0235} = 97,7 \text{ mm}. \quad (14)$$

Rozdíl těchto hodnot je průhyb, o který se pružná páka zdeformuje vlivem zatěžování při přechodu z jedné krajní polohy převodového poměru do druhé

$$\Delta u = u_t - u_s = 100 - 97,7 = 2,3 \text{ mm}. \quad (15)$$

Nyní je možné určit výsledné zatěžující podmínky a kritéria, které vstupují do MKP výpočtu. Mezi maximální přítláčnou silou $F_{pmax} = 6616 \text{ N}$ a minimální $F_{pmin} = 3753,5 \text{ N}$ musí matici odpovídat posuv $\Delta u = 2,3 \text{ mm}$. Nezatížená pružná páka vykazuje nulovou deformaci, a tak za předpokladu platnosti Hookova zákona lze předpokládat že posuv matice bude se zvětšující se zátěžnou silou lineární. Zjištěním směrnice zatěžující přímky, která vede od nuly do maximální síly F_{pmax} lze určit maximální deformaci (tj. poloha o kterou se posune posuvová matice vůči nezatížené páce). Poté při postupném snižování síly na hodnotu F_{pmin} bude rozdíl deformací (posuvů) odpovídat právě hodnotě rozdílu průhybu Δu .



Obr. 51.: Lineární závislost zatěžující síly a posuvu matice

Směrnice zatěžující přímky (Obr. 51) lze spočítat dle vztahu

$$a = \frac{\Delta u}{F_{pmax} - F_{pmin}} = \frac{2,3}{6616 - 3753,5} = 0,0008 \text{ [mm} \cdot \text{N}^{-1}\text{]}. \quad (16)$$

Následně lze určit hodnotu posuvu matice vynásobením směrnice zatěžující přímky příslušnou hodnotou přítláčné síly. Maximálnímu zatížení bude odpovídat posuv matice u_{max} určený ze vztahu

$$u_{max} = a \cdot F_{pmax} = 0,0008 \cdot 6616 = 5,292 \text{ mm}. \quad (17)$$

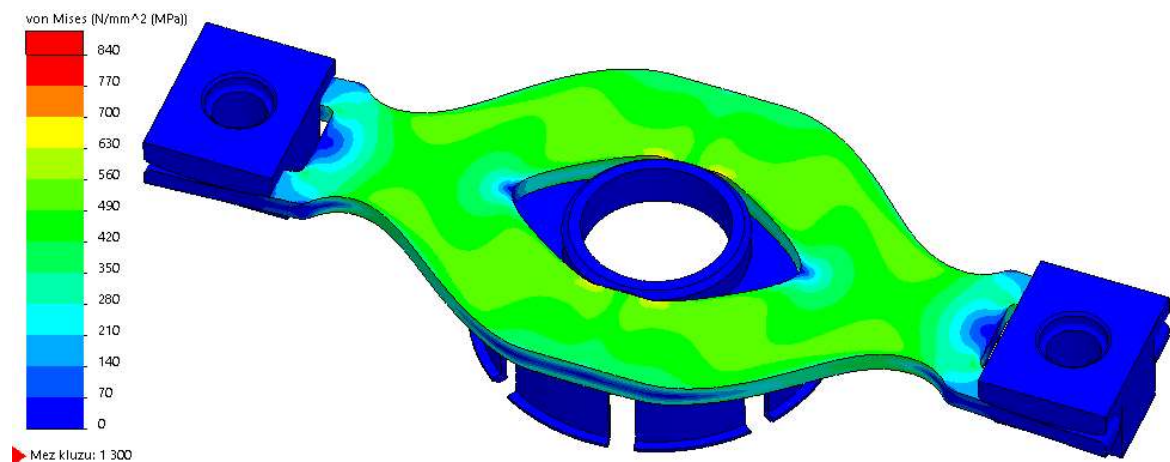
Cílem výpočtu je tedy najít volbu takové geometrie, aby při maximální zatěžující síle $F_{pmax} = 6616 \text{ N}$ odpovídal posuv matice $u_{max} = 5,3 \text{ mm}$ (oproti výchozí nezatížené poloze).

Vyhodnocení

Byly voleny takové geometrické rozměry pružné páky, aby průběh napětí po celé délce byl rovnoměrně rozložen, tj. co nejvíce odpovídal nosníku stálé pevnosti. Jelikož polotovarem pružné páky bude výpalek z plechu, je možné půdorysnou geometrii volit pomocí křivek, které nejlépe proloží průběh napětí. V místě malého napětí byl materiál odebrán (např. vytvořena elipsovité díra pro víko) a v místech největšího namáhání byl materiál naopak přidán.

Tloušťka plechu pružné páky byla zvolena s ohledem na maximální dovolené napětí, přičemž musí být zaručen její průhyb (posuv matic při zatížení). Ze vztahu pružnosti a pevnosti je dáno, že ohybové napětí roste s druhou mocninou tloušťky materiálu, zatímco průhyb se třetí mocninou. Je tedy možné zvolit takovou tloušťku páky, aby bylo dosaženo správného průhybu, a přitom ohybové napětí nepřekročilo mez kluzu, včetně uvažování určité bezpečnosti.

Výsledná geometrie a rozložení napětí a po délce páky je patrné na (Obr. 52) při zatížení silou $F_{pmax} = 6616 \text{ N}$.

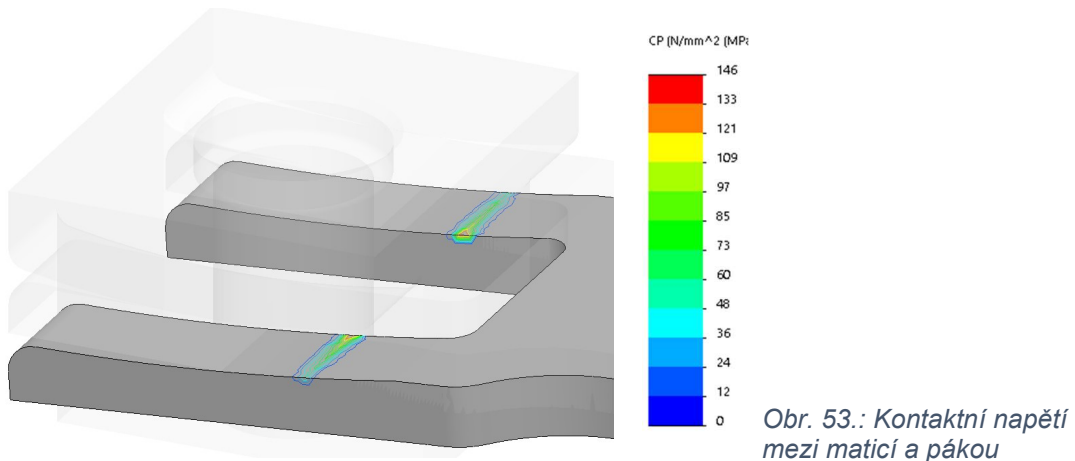


Obr. 52.: Výsledné napětí pružné páky

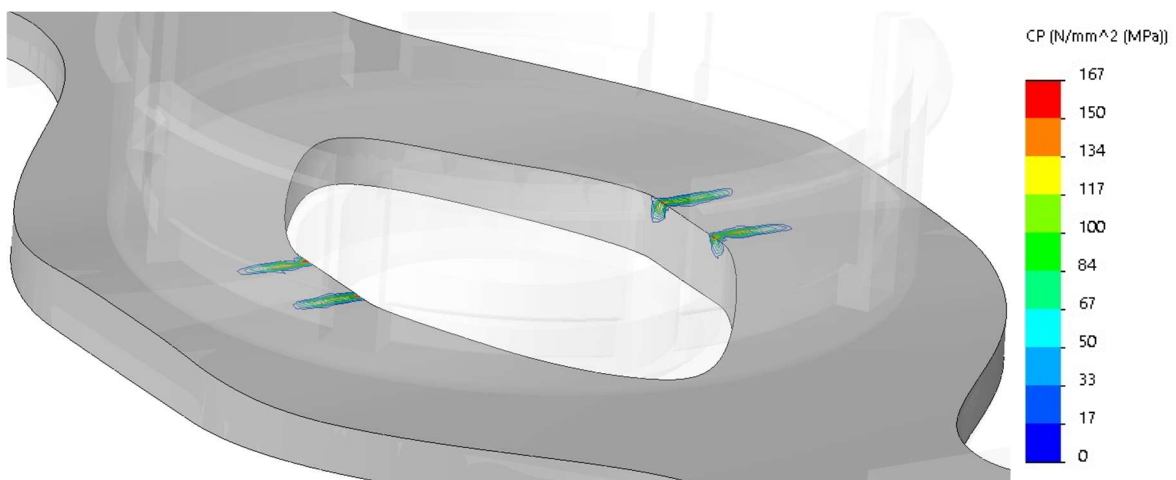
Nejvyšší hodnota napětí byla dosažena v místě dotyku pružné páky s víkem. Jedná se o spodní plochu pružné páky, kde je záporná hodnota ohybového napětí, což odpovídá tlakovému napětí. Tlakové napětí v tomto případě není nijak nebezpečné, jelikož uzavírá případné trhliny, či vruby v materiálu, a tak nehrozí šíření dalších trhlín. Vysoká hodnota je také dána ostrým rohem, kde při postupném zjemňování sítě dochází až k singularitě napětí. Reálná součást však má rohy zaoblené, či zkosené, a tak se napětí rozptýlí v širší oblasti.

Pro zjištění velikosti kontaktního napětí bylo uvažováno napětí dané pouze dotykem součástí, při vazbě plocha na plochu. Mezi plochou posuvové matice

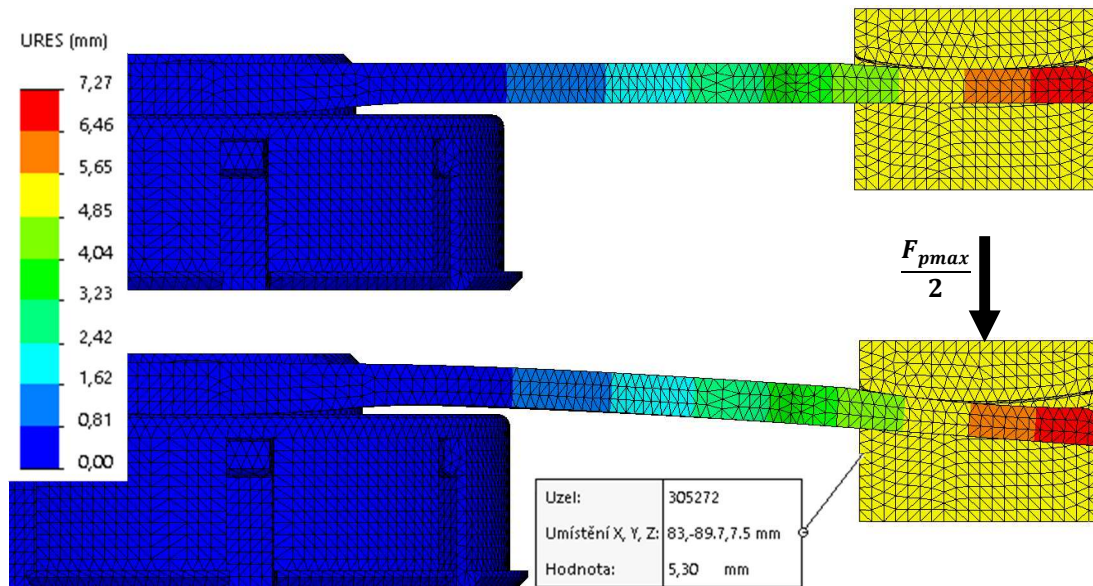
a vidlicí páky je po zatížení vytvořena malá kontaktní plocha. Této ploše odpovídá maximální kontaktní zatížení až $146 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tato maximální hodnota je však pouze v malé oblasti, dána velkou silou na malou plochu. V jejím okolí je napětí souvisle rozmístěno po celé šířce vidlice (Obr. 53). Za povšimnutí stojí, o kolik se kontaktní plocha posunula oproti jejímu středu poloměru. To je zapříčiněno odvalením matice po zaoblených plochách při působení zátěže.



Kontakt s víkem však není po celé délce kontaktního místa, nýbrž páka má při zatížení snahu se prohýbat do středu. Tím se vytvoří kontaktní napětí v jejím středu. Jelikož byl na pružné páce vytvořen výstupek s dostatečným zaoblením, není na jedné straně pouze jedno kontaktní místo, ale jsou kontaktní místa dvě (dohromady čtyři), což napomáhá lepšímu rozložení napětí (Obr. 54). Maximální hodnota kontaktního napětí víka a pružné páky je $167 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Nejdůležitějším bodem této MKP analýzy bylo dosažení předepsaného průhybu při daném zatížení. S tímto cílem byly navrhovány veškeré rozměry pružné páky. Náhled výsledného nezdeformovaného a zdeformovaného (spodní část) stavu je na Obr. 55. Byl dosažen předepsaný průhyb posuvové matice $u_{max} = 5,3 \text{ mm}$. Maximálního průhybu je dosaženo na konci páky, kde je hodnota posunutí až 7 mm .



Obr. 55.: Deformace pružné páky

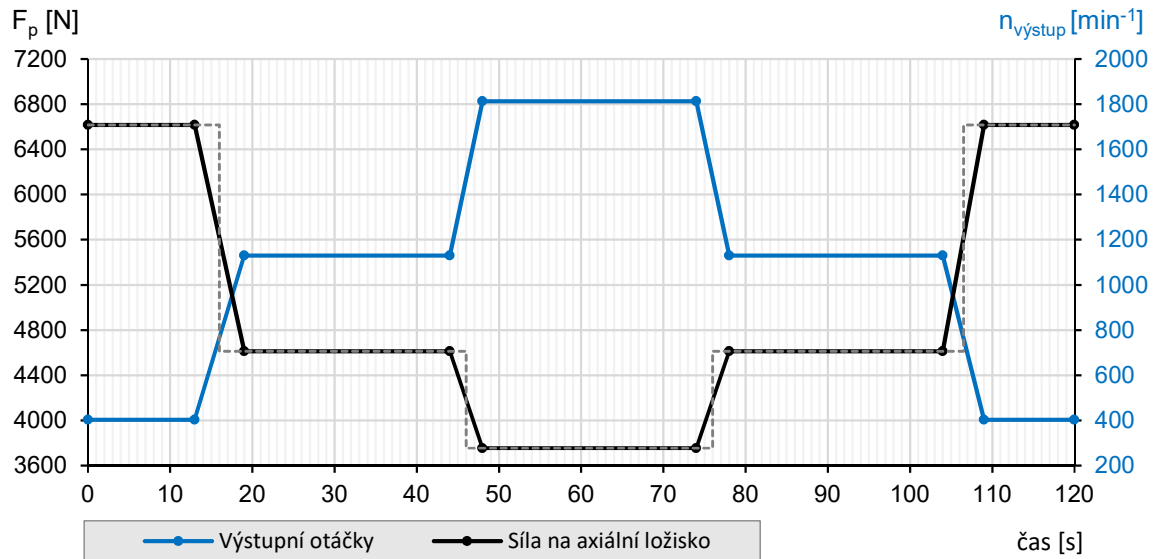
Z obrázku je také patrné že nedošlo ke kontaktu páky s okraji víka. I po zatížení je zde stále dostatek vůle (reálná součást může vykazovat vyšší deformace, např. s ohledem výrobních nepřesností, či teplotních dilatací).

Na základě dosažených výsledků byl zvolen výsledný materiál pružné páky ČSN 14 260 (1.7102). Tento materiál nejen že zajišťuje dostatečnou bezpečnost oproti mezi kluzu, ale také se jedná o běžně dostupnou ocel v polotovaru plech. Výsledná tloušťka páky je v místě dotyku s víkem 8,5 mm (dále 6,5 mm) a půdorysné rozměry páky jsou 300 x 115 mm.

6.2.5 Výpočet trvanlivosti axiálního ložiska planetového kola

Pro přitlačování planetového kola do záběru je použito axiální kuličkové ložisko (Obr. 41 pozice 3). Pro výpočet trvanlivosti (životnosti) tohoto ložiska je nutné určit velikost zatížení, avšak zatížení (přítlačná síla) se v průběhu provozu mění. Velikost přítlačné síly je svázána s aktuálním nastavením převodového poměru.

Pro určení trvanlivosti byl zvolen zátěžný cyklus planetového CVT. Zátěžný cyklus je složen z různých převodových poměrů pro zvolené úseky časových intervalů (Obr. 56). Rozdělení tohoto cyklu je v poměru 1:2:1. Celkový čas zátěžného cyklu je 120 vteřin, přičemž polovinu času bude nastaven přibližně poloviční převodový poměr. Zbylé čtvrtiny z celkového času připadají pro nastavený nejnižší a nejvyšší převodový poměr.



Obr. 56.: Provozní cyklus variátoru

Mezi jednotlivými úseky je časová rezerva pro plynulé nastavení převodového poměru. S touto změnou se také plynule mění velikost přítláčné síly. Jelikož jsou v úsecích, kde dochází ke změně převodového poměru proměnné provozní podmínky, je nutné toto spektrum nahradit úseky, které se budou skládat ze sloupců konstantního zatížení. Každý sloupec pak představuje určité procento (časový úsek) z celkového provozu. Velikost zátěžné síly na jednotlivých úsecích pro výpočet životnosti ložiska je naznačena na Obr. 56 čárkovaně.

Velká až střední zatížení zkrátí trvanlivost ložiska rychleji než malá zatížení. Výpočet trvanlivosti axiálního kuličkového ložiska pro proměnné provozní podmínky je dána vztahem

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}}}. \quad (18)$$

Kde $U_1 = N_1/N$ představuje dílčí časový úsek cyklu N_1 z celkového časového intervalu N . Příslušnému zatížení P_1 odpovídá dílčí výpočtová trvanlivost L_{10m1} určená dle ISO 281:1990

$$L_{10m1} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p. \quad (19)$$

Kde pro axiální kuličková ložiska hodnota ekvivalentního dynamického zatížení P přímo nabývá hodnotu zátěžné (přítláčné) síly F_p . Exponent p je pro ložiska s bodovým stykem roven 3.

Katalogové hodnoty navrženého ložiska SKF 51310:

- Velký průměr ložiska $D_L = 95 \text{ mm}$
- Malý průměr ložiska $d_L = 50 \text{ mm}$
- Šířka $H_L = 31 \text{ mm}$
- Základní dynamická únosnost $C = 81,9 \text{ kN}$
- Základní statická únosnost $C_0 = 170 \text{ kN}$
- Mezní únavové zatížení $P_u = 6,3 \text{ kN}$

Hodnoty dílčích úseků a odpovídající vypočtené hodnoty trvanlivosti jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 3).

Tab. 3.: Dílčí trvanlivosti axiálního ložiska

Úsek i	Časový interval U_i [1]	Zatížení P_i [kN]	Trvanlivost L_{10mi} [milióny otáček]
1	0,25	6,616	1 897
2	0,5	4,612	5 600
3	0,25	3,754	10 384

Trvanlivost navrženého axiálního ložiska při daném proměnném provozním cyklu je $L_{10m} = 4\,079$ miliónu otáček. Při konstantních vstupních otáček planetového CVT $n_{vs} = 1\,450 \text{ min}^{-1}$ lze určit počet provozních hodin

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{vs}} \cdot L_{10m} = \frac{10^6}{60 \cdot 1\,450} \cdot 4\,079 = 46\,885 \text{ h.} \quad (20)$$

Trvanlivost podle SKF

Základní trvanlivost moderních kvalitních ložisek se může lišit v závislosti na skutečných provozních podmínkách. Je ovlivněna mnoha faktory, mezi které patří mazání, stupeň znečištění, nesprávná montáž či jiné okolní podmínky. Z tohoto důvodu lze dle *ISO 281:1990/Amd 2:2000* užít modifikovanou rovnici pro výpočet trvanlivosti. Modifikace spočívá v zavedení součinitelů dle výrobce daného ložiska s ohledem na provozní podmínky. Součinitel dle SKF závisí na mezním únavovém zatížení P_u , na mazání (použitá trakční kapalina SANTOTRAC 50) a na rozměrech ložiska.

Dle katalogu SKF [38] je pomocí diagramů určena hodnota součinitele trvanlivosti $a_{SKF} = 50$, tudíž výsledná hodnota trvanlivosti při uvažování zmíněných provozních parametrů může dosahovat až 50násobku spočtené životnosti.

6.2.6 Kontrola navrženého drážkování

Spojení planetového kola se vstupní hřídelí CVT je opatřeno rovnobokým drážkováním dle ČSN ISO 14 s rozměry 10 x 32 x 40. Jedná se o pohyblivé spojení, jelikož se po tomto drážkování axiálně posouvají planetová kola. Základní rozměry drážkování:

- Velký průměr drážkování $D_{dr} = 40 \text{ mm}$
- Malý průměr drážkování $d_{dr} = 32 \text{ mm}$
- Počet zubů $z = 10$
- Zkosení $f_s = 0,4 \text{ mm}$

Změna převodového poměru bude probíhat za chodu převodovky, je nutné drážkování dimenzovat pro posuvný náboj. Třecí síla (záběr se satelity) působí na velkém rameni (oproti délce drážkování), ale jelikož jsou po obvodu 4 satelity je tato síla symetricky rozložena a nedojde tak ke vzpříčení posuvného náboje po hřídeli.

Spoj bude zatížen vstupním momentem převodovky. Velikost tohoto momentu je dána maximálním přenášeným výkonem a vstupními otáčkami. Max přenesitelný výkon je $37,53 \text{ kW}$, avšak přibližně při převodovém poměru 1,7 je možné přenést výkon až $55,2 \text{ kW}$. Při vyšším výkonu (momentu) už by nastal prokluz kol. Z tohoto maximálního výkonu P a vstupních otáček n_{vs} je spočítán moment vstupního hřídele

$$M_{vs} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_{vs}} = \frac{60 \cdot 55\,232}{2 \cdot \pi \cdot 1\,450} = 363,7 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (21)$$

Výsledný moment je dělen počtem planetových kol na vstupním hřídeli

$$M_{vsI} = \frac{M_{vs}}{\text{počet_planet}} = \frac{363,7}{2} = 181,9 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (22)$$

Rozměry drážkování vycházejí z CAD modelu, kde jsou omezeny velikostí planetového kola a axiálním ložiskem. Délka drážkování je $L = 22 \text{ mm}$. Zvolené drážkování bude dále kontrolováno na otlačení.

Střední průměr drážkování

$$D_s = \frac{D_{dr} + d_{dr}}{2} = \frac{40 + 32}{2} = 36 \text{ mm}. \quad (23)$$

Síla v drážkování

$$F_{vsI} = \frac{2 \cdot M_{vsI}}{D_s} = \frac{2 \cdot 181,9}{0,036} = 10\,106 \text{ N}. \quad (24)$$

Opěrná výška drážky zubu

$$h_z = \frac{D_{dr} - d_{dr}}{2} - 2 \cdot f_s = \frac{40 - 32}{2} - 2 \cdot 0,4 = 3,2 \text{ mm}. \quad (25)$$

Účinná styková plocha drážky na 1 mm délky

$$A' = \psi_k \cdot z \cdot h_z = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot 3,2 = 24 \text{ mm}, \quad (26)$$

kde ψ je korekční součinitel, který respektuje nepřesnosti rozmístění zubů po obvodě (přenášený výkon neponesou rovnoměrně všechny zuby) nabývá pro rovnoboké drážkování hodnoty $\psi=0,75$.

Tlak na bocích v drážce je dán vztahem

$$p_{dr} = \frac{F_{vsI}}{L \cdot A'} = \frac{10\,106}{22 \cdot 24} = 19,1 \text{ MPa} \leq p_{Ddr} = 25 \text{ MPa}. \quad (27)$$

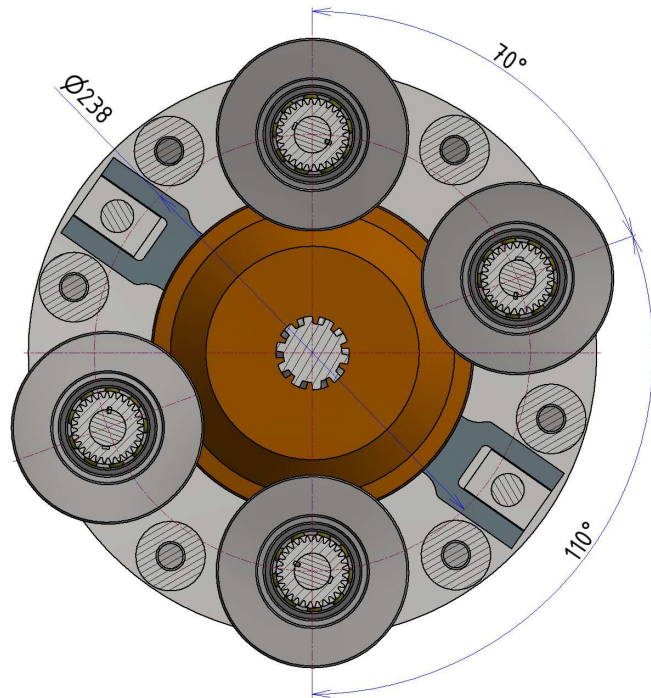
Hodnota dovoleného tlaku je volena dle [39] tlakem pro posuvný náboj na hřídeli pod zátěží a je předpokládáno proměnlivé zatížení. Vyšší hodnotu z intervalu dovoleného tlaku p_{Ddr} volím na základě dostatečného mazání (převodová skříň) a velké povrchové tvrdosti kontaktních ploch dosažené zušlechtěním.

Vypočtený tlak na bocích drážkování nepřesahuje hodnotu dovoleného tlaku, a tak navržené rovnoboké drážkování vyhovuje z hlediska otlačení.

6.3 Klec satelitů (unašeč)

Rozměry funkčních částí variátorů jsou odvozeny od matematického modelu pro dosažení maximálního přenášeného momentu. Především došlo ke zmenšení průměru korunového kola oproti původní verzi. Původní průměr korunového kola činil 330 mm a nyní má 320 mm. Zmenšil se také průměr planetového kola z původních 220 mm na 175 mm. Došlo k celkovému zmenšení rozměrů planetového variátoru, ale přesto se přenášený výkon zvětšil z 19 na 37,5 kW při 1 450 min⁻¹.

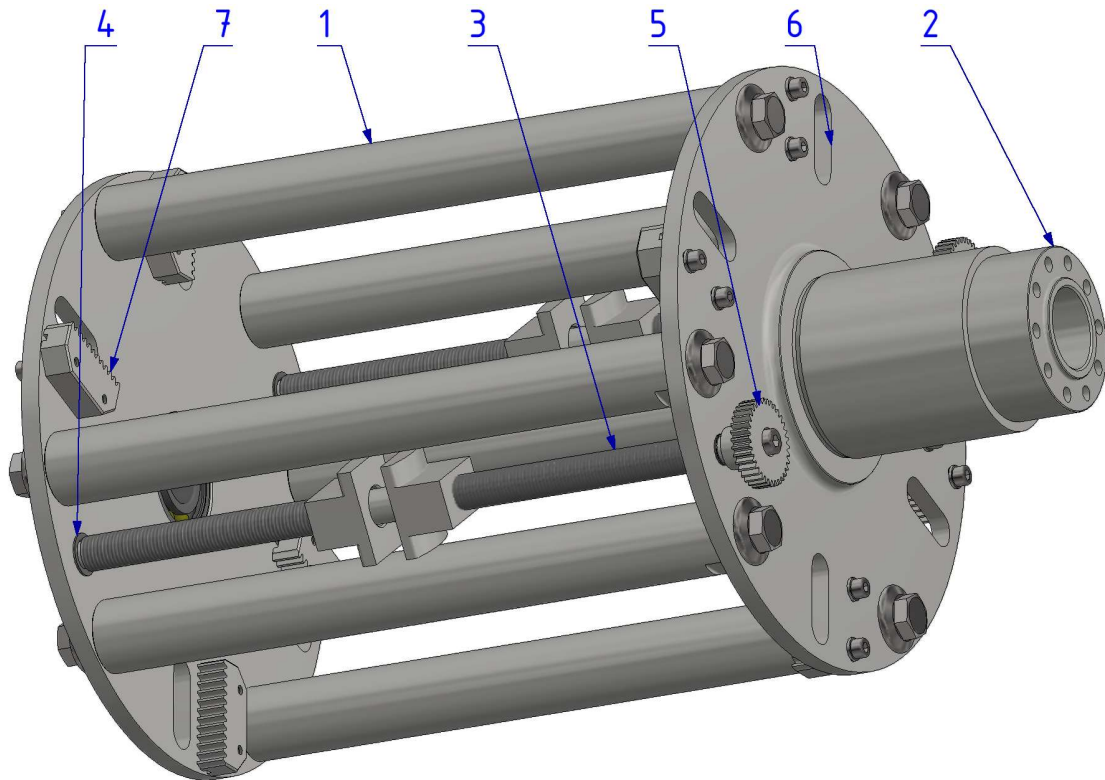
Zmenšením planetového kola s sebou přineslo problém ve zvětšení průměrů satelitů. Změnil se způsob ovládání převodového poměru, kde odpadly dvě vedení pro matice korunových kol a zbyly jen dvě matice s posuvovou pákou pro ovládání planetových kol. Tyto úpravy zapříčinily, že se do klece nevešly čtyři rovnoměrně rozmístěné satelity. Proto se přešlo na nerovnoměrné rozmístění čtyř satelitů (Obr. 57), které mají sousední úhly 70° a druhý 110°. Vytvořený prostor slouží k pohybu matice pro planetová kola a nosné sloupky pro celkovou tuhost klece satelitů.



Obr. 57.: Rozložení satelitů

Klece satelitů (Obr. 58) vznikla ve třech verzích. Všechny jsou konstrukčně podobné, kde se skládají ze dvou bočnic a spojujících sloupků 1 a u vstupní hřídele je válcové osazení 2 pro uchycení k rámu. Rozdílly se týkaly především ve výrobních technologiích, kde první verze byla navržena jako odlitek, druhá verze jako částečný svařenec (deska + válcová část) a třetí verze jako obrobek. Po konzultaci s firmou, která bude planetový variátor vyrábět bylo rozhodnuto, že deska s válcovou částí 2 bude obrobena z jednoho dílu. Zbývající sloupky budou s válcovým osazením zapuštěny do bočních desek a sešroubovány.

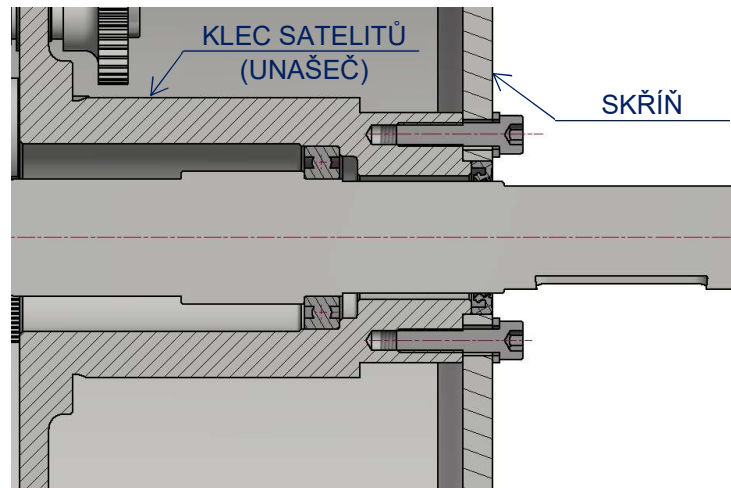
Sestava klece satelitů se dále skládá z pohybových šroubů 3 určených pro posuv planetových kol. Ty jsou v bočních deskách uloženy přes kluzná pouzdra 4. Na straně řízení jsou na šroubech namontována ozubená kola 5 zabírající s mechanismem řízení. Na bočních deskách jsou drážky 6 pro radiální pohyb hřídelů (při změně převodu) a u každé drážky jsou ozubené hřebeny 7. Ty zajišťují rovnoměrný chod levé a pravé strany hřídele satelitů. Ozubené hřebeny 7 jsou k bočním deskám spojeny pomocí pera a šroubů s drážkami, aby bylo možné při montáži zajistit dosednutí ozubených kol (na satelitech) s hřebenem.



Obr. 58.: Sestava klece satelitů

6.3.1 Uchycení ke skříni

Klec satelitů je z jedné strany uložena přes kuličkové ložisko na vstupní hřídeli a na druhé straně je na pevně spojena se skříňní variátoru. Spojení je zajištěno pomocí šroubového pole přes přírubu klece satelitů (Obr. 59).



Obr. 59.: Přírubové spojení satelitové klece s rámem

Spoj je namáhán kroutícím momentem, který vzniká od záběru satelitů. Velikost tohoto momentu je dána aktuálním nastaveným převodovým poměrem. Nejvyšší přenášený moment tohoto přírubového spoje je při maximálním převodovém čísle ($i_{max} = 3,6$). K určení velikosti lze vycházet z momentové rovnice, nebo pomocí Willisovy formule pro planetové převody. Willisovu poučku již není nutné dále upravovat, jelikož je předepsána pro prostý planetový převod se

zastaveným unašečem, jako je tomu u tohoto planetového variátoru. Ve vztahu je nutné respektovat znaménka. V tomto případě dochází na výstupu ke změně smyslu otáček, a tak je převodový poměr brán jako záporný.

Velikost momentu je tedy určena dle

$$M_v = M_{vstup} \cdot (1 - (-i_{max})) = 247 \cdot (1 - (-3,6)) = 1\,136 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (28)$$

Dále bude navržen potřebný průměr šroubů pro přenos tohoto zatížení. Navrhované šroubové spojení bude přenášet moment silovým spojením, které po dotažení všech šroubů zajistí dostatečnou třecí sílu. Ta musí být větší než daný přenášený moment M_v včetně určité bezpečnosti k dle

$$M_t > M_v \cdot k. \quad (29)$$

Přenášený třecí moment působí na roztečném průměru šroubového pole D_R

$$F_t \cdot \frac{D_R}{2} > M_v \cdot k. \quad (30)$$

Z daných geometrických rozměrů dvou přitahovaných kotoučů je možné po obvodu rozmístit maximálně $n_s = 10$ šroubových spojů s dostatečnou rezervou materiálu pro nesení šroubů (Obr. 60).

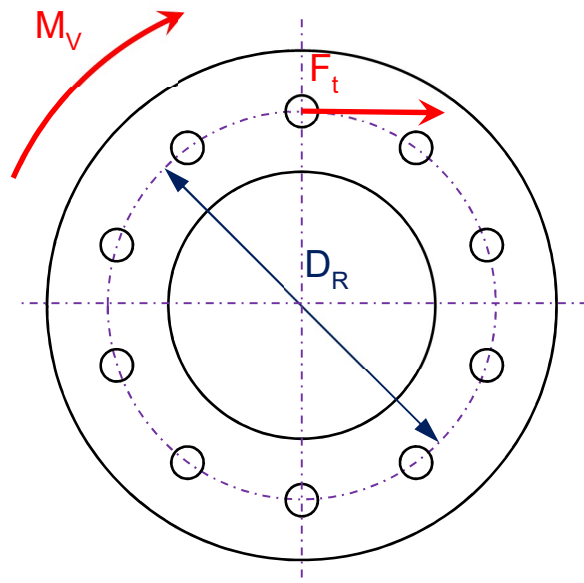
Třecí síla je přes koeficient tření přepočtena na osovou sílu šroubu F_o pomocí smykového součinitele tření. Ten pro styk dvou ocelových obrobeneých ploch nabývá hodnoty $\mu_s = 0,15$ dle [39].

Vztah lze poté rozepsat na

$$F_o \cdot \mu_s \cdot \frac{D_R}{2} \cdot n_s > M_v \cdot k. \quad (31)$$

Velikost přenášené osové síly šroubu F_o je dána jeho maximálním dovoleným napětím. Dovolené napětí je spočtené dle meze kluzu navrhovaného šroubu. Šroub běžné pevnosti třídy 8.8 má dle [39] smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Osové zatížené šroubu je statické, a tak je možné z hodnoty meze kluzu určit dovolené napětí toho šroubu dle

$$\sigma_{D_{8,8}} \approx 0,8 \cdot R_{p0,2} = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (32)$$



Obr. 60.: Šroubové pole

Napětí v jednom šroubu je vztaženo k průřezu, který je určen z průměru jádra šroubu d_3 a nesmí přesáhnout hodnotu dovoleného napětí

$$\sigma_{8.8} = \frac{F_o}{S_3} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{D_{8.8}} \quad (33)$$

Vyjádřením osově síly F_o a dosazením do původní rovnice pak lze získat potřebný minimální průměr jádra šroubu

$$d_3 = \sqrt{\frac{8 \cdot M_v \cdot k}{n_s \cdot \pi \cdot \mu_s \cdot D_R \cdot \sigma_{D_{8.8}}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1136 \cdot 1,5}{10 \cdot \pi \cdot 0,2 \cdot 0,07 \cdot 512}} = 8,98 \text{ mm.} \quad (34)$$

Z vypočteného hodnoty potřebného průměru jádra byla vybrána nejbližší vyšší hodnota. Tomu odpovídá metrický závit M12 s hrubou roztečí. Při použití šroubů o velikosti M12 je na obvodu příruby mezi závitovou dírou a vnějším průměrem pouze 1,5 mm tloušťky materiálu, a proto použití šroubů M12 zde není možné.

V úvahu připadá použití pevnějších šroubů (třídy 10.9, 12.9) velikosti M10. Z hlediska pevnosti vůči dovolenému osovému napětí je možné šrouby M10 použít. Při následné kontrole by však tato velká osová síla způsobila příliš velký měrný tlak v závitech (v přírubě klece satelitů). To by bylo nutno kompenzovat větší hloubkou zašroubování. To není doporučováno, jelikož při uvažování deformací závitu od utahovacího momentu jsou nejvíce namáhány první nosné závity. Mohlo by tedy dojít až k vytržení těchto závitů z důvodu překročení měrného kontaktního tlaku v závitech.

Použití lícovaných šroubů

Z výše zmíněných důvodů je použití silového (třecího) přenosu nemožné, a tak byla provedena změna, která spočívala v přenosu momentu pomocí tvarového spojení. K tomu jsou vhodné lícované šrouby, které ve své válcové části plní funkci kolíku. Lícované šrouby se navrhují na stříh (smyk) a kontrolují na otlačení v dosedacích plochách. Vyrábí se v pevnostních třídách, jako je tomu u běžných spojovacích součástí.

Bude proveden návrh pro stejné množství $n_s = 10$ lícovaných šroubů pevnosti 12.9 (Obr. 61). Vyšší pevnost je volena, aby šrouby byly schopny přenést co nejvyšší smyková napětí (není nutno je dotahovat max. dovoleným osovým napětím jako klasické šrouby).

Síla kolmá k ose pro jeden šroub

$$F_s = \frac{2 \cdot M_v \cdot k}{n_s \cdot D_R} = \frac{2 \cdot 1136 \cdot 1,5}{10 \cdot 0,07} = 4869 \text{ N,} \quad (35)$$

napětí ve smyku při tvarovém styku

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_L} = \frac{F_s \cdot 4}{\pi \cdot d_L^2} \leq \tau_{Ds}, \quad (36)$$

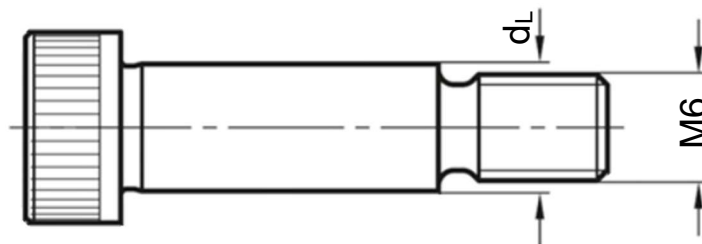
kde τ_{Ds} je dovolené napětí ve smyku šroubu 12.9 dle [40]

$$\tau_{Ds} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (37)$$

Vyjádřením z rovnice lze stanovit potřebný průměr lícované části jednoho šroubu:

$$d_L = \sqrt{\frac{F_s \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4869 \cdot 4}{\pi \cdot 100}} = 7,87 \text{ mm} \quad (38)$$

Na základě výpočtu je zvolen lícovaný šroub M6 s průměrem lícované válcové části $d_L = 8 \text{ mm}$. Délka šroubu je navržena dle konstrukčního uspořádání.



Obr. 61.: Lícovaný šroub ISO 7379-8-M6-25 [41]

Kontrola na otláčení ve stykových plochách

$$p_L = \frac{F_s}{d_L \cdot b_L} = \frac{4869}{8 \cdot 10} = 61 \text{ MPa}, \quad (39)$$

dovolený tlak v desce (materiál S355)

$$p_{DL} \approx 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 355 = 213 \text{ MPa}, \quad (40)$$

spoj na otláčení vyhovuje.

Pro navržené šroubové pole bude použito 10 lícovaných šroubů M6. Ty zajistí upevnění klece satelitů ke skříní včetně působícího momentu s dostatečnou bezpečností. Šrouby vyhovují z hlediska pevnosti (smyku) i otláčení.

6.3.2 Posuvová matice

Oproti původní verzi byla posuvová matice upravena především kvůli vysokým otáčkám čepu. Ten byl zcela odstraněn díky použití pružné posuvové páky. Také vedení matice zde již není nutné, jelikož je posuvová matice svými bočními rameny opřena o vidlici posuvové páky (Obr. 62). Matice svými rozměry nesmí překračovat prostor mezi spojovacími sloupky klece satelitů.

Posuvová matice přenáší posuvný pohyb od posuvového šroubu s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem Tr 18 x 2. Závitové šrouby s levým a pravým závitem mají mezi sebou válcovou část (výběh závitu pro spojení tyčí) a proto i matice nemají závitovou díru až k okraji.

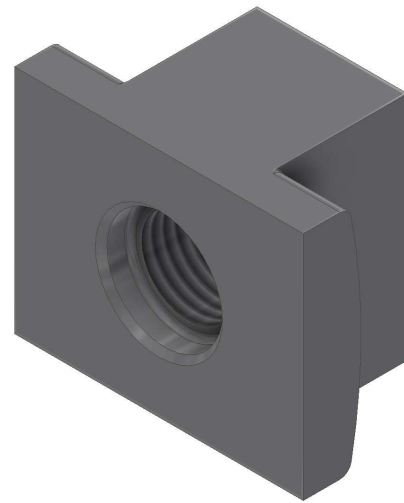
To zajistí, že při nastavení nejnižšího převodového poměru mohou sousedící matice téměř dosednout svými zády k sobě. V opačném případě by musely narůst rozměry celého planetového variátoru v axiální směru.

Z pevnostního hlediska je matice kontrolována především na otlacení v závitech. Vypočtený tlak v závitech nesmí překročit dovolený tlak v závitech, který je pro pohybové šrouby s kontaktem ocel-ocel $p_{D_{Tr}} = 8$ až 10 MPa. Délka závitové části v matici je $h_{Tr} = 25$ mm a nosná hloubka H_1 je určena z tabulek dle [39].

Při uvažování největšího možného zatížení F_L je tlak v závitech jedné matice dán vztahem

$$p_{Tr} = \frac{\frac{F_L}{2}}{\frac{h_{Tr}}{P} \cdot \pi \cdot D_{2Tr} \cdot H_1} = \frac{3\,308}{\frac{25}{2} \cdot \pi \cdot 17,2 \cdot 1} = 4,89 \text{ MPa} < p_{D_{Tr}}. \quad (41)$$

Navržená matice je vyhovující, jelikož nepřekračuje dovolenou hodnotu tlaku v závitech i pro nejvyšší provozní zatížení.

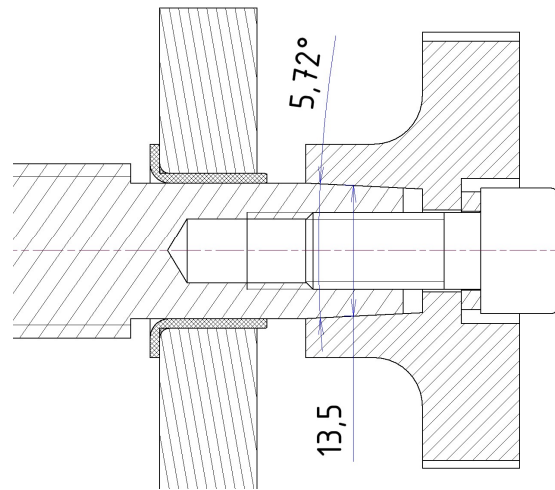


Obr. 62.: Posuvová matice planetového kola

6.3.3 Kuželové spojení ozubeného kola – unašeč

Pro spojení ozubeného kola s pohybovým šroubem bylo navrženo svěrné kuželové spojení (Obr. 63). To zajistí při montáži možnost přesně ustavit pozici posuvové matice a zároveň dosednutí zubů na ozubeném kole a spolu zabírajícího kola v diferenciálu pro řízení převodového poměru. Z toho důvodu zde není možné použít klasické spojení opřením (např. perem).

Spoj však musí být schopen přenést kroutící moment vyvolaný ovládacím servopohonem. Z toho důvodu bude proveden výpočet pro návrh potřebné osové síly šroubu



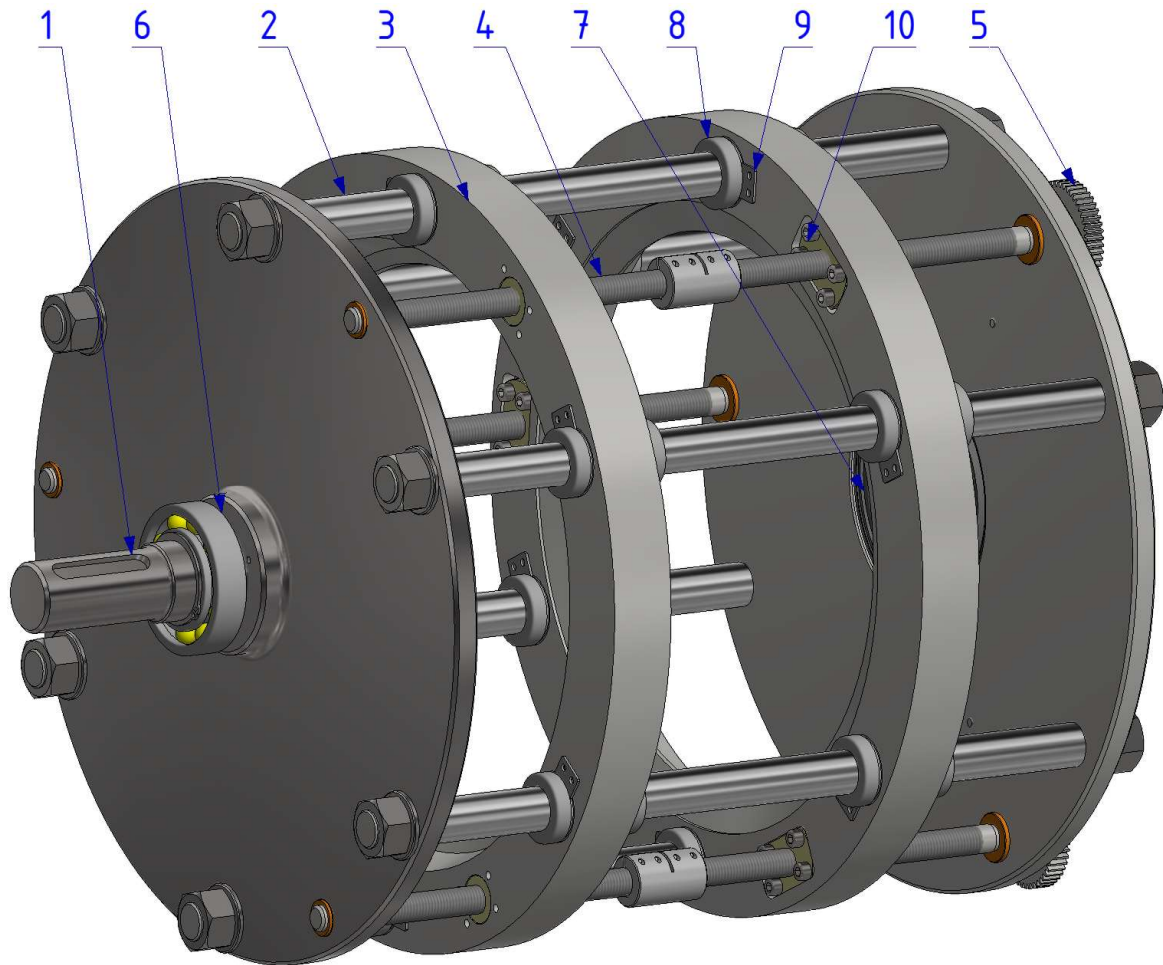
Obr. 63.: Kuželový svěrný spoj – unašeč

$$F_{Ou} = \frac{2 \cdot M_{ku} \cdot k_S}{d_{su} \cdot \nu_S} \cdot \tan\left(\frac{\beta}{2} + \varphi\right) = \frac{2 \cdot 3,141 \cdot 1,5}{0,0135 \cdot 0,08} \cdot \tan(2,86 + 5,71) = 4\,170 \text{ N.} \quad (42)$$

Pro spoj je navržen šroub M8 pevnosti 8.8. Dle tabulek je při utažení doporučeným momentem $24,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ vyvinuta osová síla $14\,242 \text{ N}$. Tudíž při utažení šroubu předepsaným momentem je vyvinuta mnohem větší osová síla, než je potřebná vypočtená síla. Spoj je vyhovující z hlediska zaručení přenesitelného kroutícího momentu včetně dostatečné bezpečnosti.

6.4 Korunové kolo

Výstupním členem planetové CVT převodovky je sestava korunového kola (Obr. 64). Ta se skládá z výstupní hřídele 1 a dvojicí bočních desek, které jsou spojeny šesti válcovými sloupky 2. Po sloupcích se pohybují korunová kola 3. Jejich axiální posuv je vyvozen natáčením trojicí pohybových šroubů 4. Ty jsou na konci opatřena ozubenými koly 5, které jsou v záběru s mechanismem řízení převodového poměru.



Obr. 64.: Sestava korunového kola

6.4.1 Výstupní hřídel

Výstupní hřídel 1 se skládá z válcové části s drážkou pro pero a z boční desky. První varianta byla vytvořena jako svařenec desky a hřídele s následným obráběním. Z důvodu snadnější výroby je v aktuální verzi výstupní hřídel s deskou obroben z jednoho kusu. Na hřídeli je nasunuto kuličkové ložisko 6, které drží výstupní hřídel ve skříni variátoru. Dále je v desce vytvořena kapsa pro druhé ložisko, které je nasazeno na vstupní hřídeli. Třetí ložisko 7 se nachází v protější desce a je spojeno s klecí satelitů.

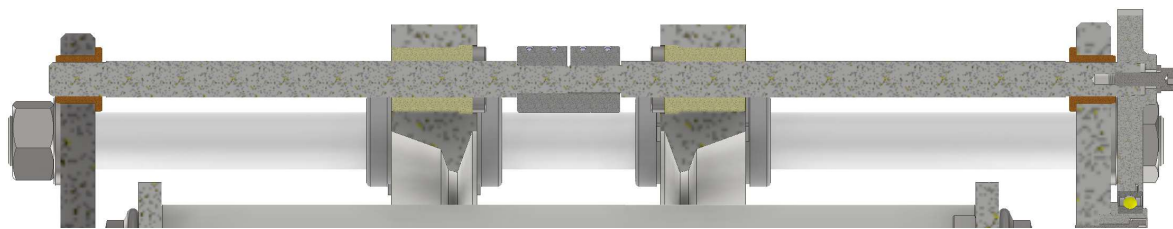
6.4.2 Uložení a posuv korunových kol

Korunová kola 3 jsou na vodících tyčích 2 uložena pomocí šesti lineárních kuličkových pouzder 8. Ty se pohybují po vodících tyčích o průměru 25 mm s kaleným a broušeným povrchem. Plní funkci spojovacího členu bočních desek (tuhost korunové klece) a zároveň se po nich posouvají kuličková pouzdra. Ta jsou zapuštěna v otvorech korunových kol a zajištěna proti axiálnímu posuvu pomocí dvojici aretačních destiček 9. Kuličková pouzdra jsou dodána firmou Misumi.

K axiálnímu posuvu korunových kol je použito trojice posuvových matic 10. Jsou zapuštěny od otvorů korunových kol a přišroubovány pomocí příruby. Jedná se o standardní nakupovanou matici z materiálu EN CC766S (Hliníková mosaz) s vnitřním lichoběžníkovým rovnoramenným závitem Tr 16x2.

6.4.3 Posuvový šroub

Posuvové šrouby (Obr. 65) jsou na obou koncích uloženy v deskách pomocí kluzných pouzder s nepatrnou axiální vůlí. To umožňuje při provozu rovnoměrně rozdělit přitlačnou sílu na levé a pravé korunové kolo (korunová kola se sama vystředí mezi kuželové plochy satelitů).



Obr. 65.: Řez šroubem ovládající dvojici korunových kol

Šroub je uprostřed rozdělen z montážních důvodů. Jedná část má pravý závit a druhá levý. Při seřizování je nutné zajistit dosednutí levého a pravého korunového kola, což se provede natočením pohybového šroubu. Po nastavení požadovaného dosednutí se provede dotažení svěrné spojky. Tím je zajištěn synchronní chod obou korunových kol.

Pomocí posuvových šroubů je vyvozená přitlačná síla korunových kol k satelitům. Samotné šrouby jsou pak namáhány tlakovou silou. Při maximálním oddálení korunových kol (minimálním převodovém poměru planetového CVT) může být posuvový šroub náchylný k deformaci vlivem vzpěru. Z toho důvodu bude v následujícím textu provedena kontrola proti vzpěru (meznímu stavu).

Vstupními hodnotami jsou:

- malý průměr závitu $D_{1Tr} = 14 \text{ mm}$
- střední průměr závitu $D_{2Tr} = 15,133 \text{ mm}$
- vzdálenost matic $L_M = 322 \text{ mm}$
- materiál závitové tyče C15
- Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Zatěžující síla bude určena ze znalosti průběhu přitlačné síly na planetovém kole. Při nejnižším převodovém poměru (oddálení korunových kol) je potřebná přitlačná síla $F_L = 3754 \text{ N}$. Z principu reakce musí být též stejně velká síla na kole korunovém. Šroub je namáhán z obou stran stejně velikou silou, proto je síla dvakrát zvětšena. Po obvodu jsou symetricky rozmístěny tři posuvové šrouby, ale s ohledem na výrobní přesnost bude uvažován součinitel nesymetrického rozložení síly $\psi_v = 0,7$. Určení zátěžné síly jedné tyče je dáno vztahem

$$F_{vz} = \frac{F_L \cdot 2}{3 \cdot \psi_v} = \frac{3754 \cdot 2}{3 \cdot 0,7} = 3575 \text{ N}. \quad (43)$$

Posouzení nutnosti kontroly na vzpěr dle štíhlostního poměru pro kruhový průřez

$$\lambda = \frac{L_M}{\frac{D_{1Tr}}{4}} = \frac{322}{\frac{14}{4}} = 92 [1]. \quad (44)$$

Kontrola na vzpěr je nutná jelikož $\lambda > 40$. Při porovnání s mezní hodnotou štíhlosti pro materiál C15 ($\lambda_m = 100$) bude stabilita vzpěru počítána v oblasti pružného vzpěru (dle Eulerova vztahu). Podmínkou je že síla musí působit v ose prutu a je nutné znát způsob uložení konců prutů – v tomto případě oba konce prutu jsou vetknuté. Kritická síla vzpěru nastává při hodnotě

$$F_{kr} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L_M^2} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 14^4}{64}}{322^2} = 150781 \text{ N} \quad (45)$$

Při porovnání vypočtené kritické síly se zatěžující silou je patrné že vzpěr posuvového šroubu nemůže nastat ani při několikanásobném přetížení.

Dalším kontrolovaným parametrem je otláčení posuvové matice. Tlak v závitech nesmí překročit dovolený tlak, který je pro posuvové matice přibližně $p_{DTr} = 8$ až 10 MPa . Zatížení F_{kM} bude určeno při maximální přitlačné síle ($F_L = 6616 \text{ N}$) a pro jednu posuvovou matici

$$F_{kM} = \frac{F_L}{3 \cdot \psi_v} = \frac{6616}{3 \cdot 0,7} = 3150,5 \text{ N}. \quad (46)$$

Tlak v závitech posuvové matice korunového kola je pak dán vztahem

$$p_{Tr} = \frac{F_{kM}}{\frac{h_{Tr}}{P} \cdot \pi \cdot D_{2Tr} \cdot H_1} = \frac{3150,5}{\frac{32}{2} \cdot \pi \cdot 15,133 \cdot 1} = 4,14 \text{ MPa} < p_{DTr} \quad (47)$$

Navržené rozměry posuvového šroubu a matice vyhovují z pevnostních hledisek na vzpěr a otláčení v závitech.

6.4.4 Kuželové spojení ozubeného kola – koruna

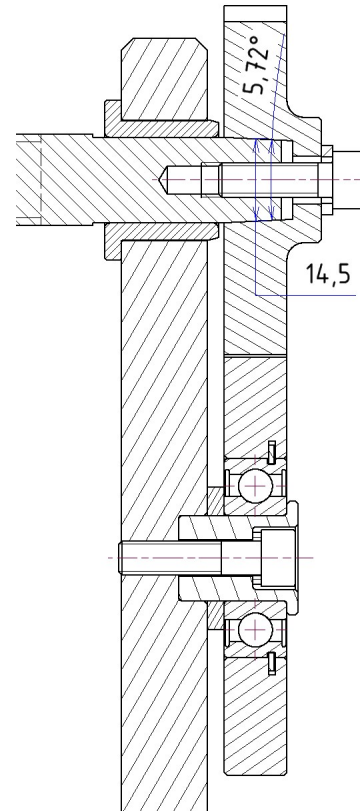
U klece korunového kola je ozubené kolo spojeno s pohybovým šroubem pomocí svěrného kuželového spoje (Obr. 66). To plní funkci, stejně jako u klece satelitů, správného nastavení pozice matice a natočení ozubeného kola. Ozubené kolo je zde v záběru s dalším ozubeným kolem, které je přes kuličkové ložisko připojeno ke kleci. Tím je možné použít menší průměr vnějšího ozubeného kola (na šroubu), který by způsoboval nárůst celkového rozměru v radiálním směru.

Svěrný spoj je počítán dle obdobného vztahu, avšak zde přenáší menší moment a je menší průměr pohybového šroubu (závit Tr 16 x 2). Díky tomu je pro spoj použit menší průměr spojovacího šroubu pro vyvození potřebné osové síly. Byl navržen šroub o rozměru M6, který bude utažen na předepsaný moment.

Potřebná osová síla vyvozena šroubem je

$$F_{Ok} = \frac{2 \cdot M_{kk} \cdot k_S}{d_{sk} \cdot v_s} \cdot \tan\left(\frac{\beta}{2} + \varphi\right) = \frac{2 \cdot 1,78 \cdot 1,5}{0,0145 \cdot 0,08} \cdot \tan(2,86 + 5,71) = 2\,229 \text{ N.} \quad (48)$$

Při utažení šroubu M6 pevnosti 8.8 doporučeným momentem 9,7 Nm vyvine osovou sílu 8 302 N. Spoj je tedy vyhovující, jelikož vyvinutá osová síla utahovacím momentem je mnohem větší než potřebná osová síla kuželového svěrného spoje.



Obr. 66.: Kuželový svěrný spoj – koruna

6.5 Skříň

Poslední částí návrhu planetového variátoru je převodová skříň. Pomocí skříně bude variátor připevněn k rámu a zároveň bude sloužit také jako zásoba trakční kapaliny pro zvýšení trakčních sil a prodloužení životnosti kontaktních ploch. Pomocí skříně bude také odváděno teplo z trakční kapaliny vzniklé skluzem záběrových kol.

Jelikož je variátor konstruován do tvaru válce, bude variátorová skříň také válcová. To přinese výhodu malého zástavbového rozměru (jen o několik milimetrů víc, než jsou rozměry korunové klece), ale také zajistí dostatečnou tuhost.

6.5.1 Konstrukce převodové skříně

Konstrukce převodové skříně je volena jako svařenec. Tato metoda byla vybrána z důvodu prototypové výroby s nízkými pořizovacími náklady jednotlivých svařovaných dílů. Skříň je složena ze dvou částí.

První je částí je svařenec válce a zadní kruhové desky a tvoří tak pevný a nerozebíratelný díl skříně (Obr. 67). V zadní desce je vyfrézován otvor pro těsnění (gufero) vstupního hřídele. K této desce je také pomocí válcového osazení přimontována klec satelitů přes šroubového pole lícovaných šroubů (viz. kapitola 6.3.1 Uchycení ke skříně). Druhý otvor slouží pro montáž servopohonu pro řízení převodového poměru. V levé části je přivařena příruba pro montáž víka. Veškeré kruhové plochy jsou osazeny, aby byla zajištěna souosost svařovaných dílů.



Obr. 67.: Svařenec skříně a víka

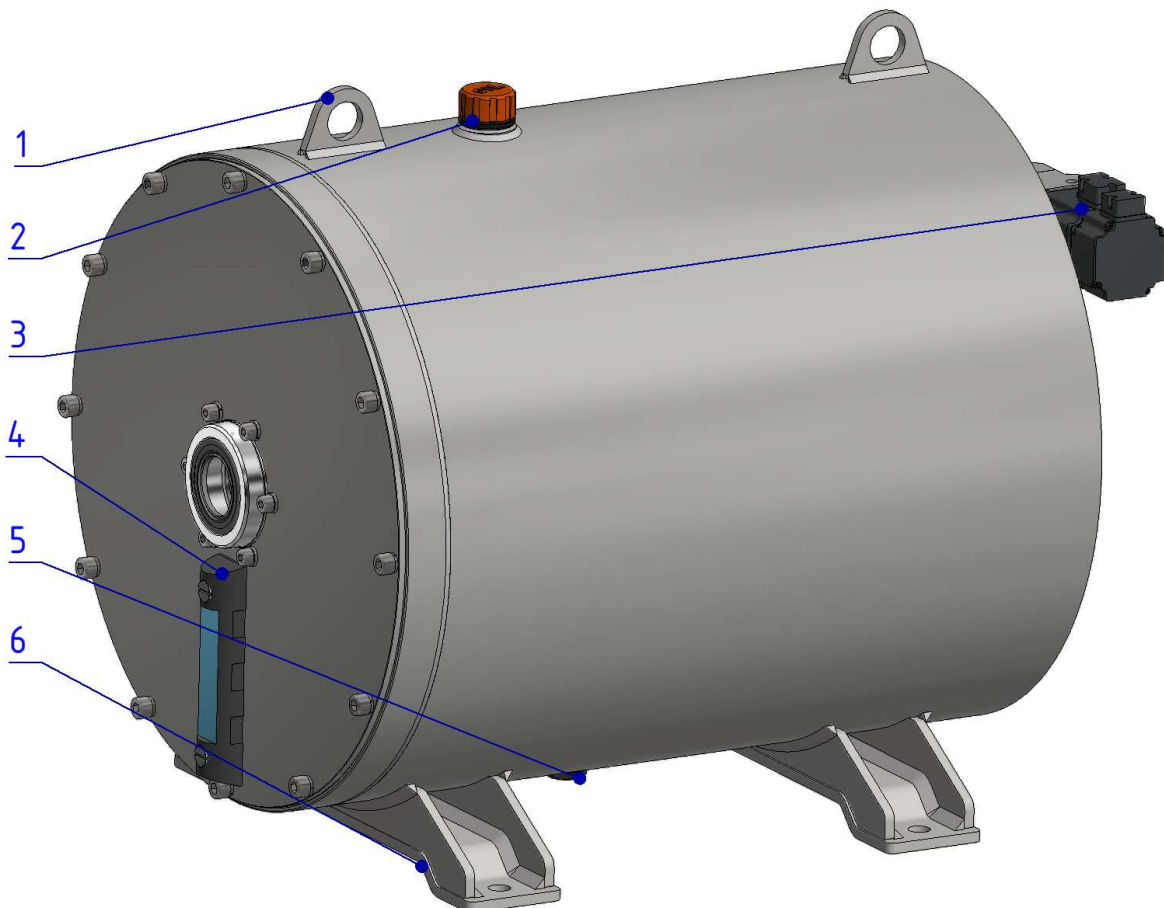
Druhá část převodové skříně tvoří víko. Víko má tvar kruhové desky a je přišroubováno pomocí dvanácti šroubů k pevné části skříně. Zároveň je zapuštěno do hloubky 5 mm, aby došlo ke správnému ustavení ložiskových domků obou částí skříně.

Ve středu má otvor pro usazení ložiskového domku, který je k víku přišroubován. V něm je umístěno hlavní ložisko výstupní hřídele (korunového kola) a zajištěno pojistným kroužkem. Z vnější strany je zapuštěno těsnění (gufero).

6.5.2 Použité komponenty

Na Obr. 68 je pohled na plně osazenou převodovou skříň. V horní části jsou přivařena oka 1 pro manipulaci jeřábem. Dále je zde přivařen nátrubek se zátkou 2 pro doplňování trakční kapaliny. V zadní části je umístěn servopohon 3 s přírubovou převodovkou pro řízení změny převodového poměru. To lze v případě potřeby nahradit ručním pohonem (ručním kolem pro čistě mechanický provoz). V přední části je umístěn sloupcový olejoznak 4 pro indikaci výšky hladiny trakční kapaliny. Výhodou tohoto olejoznaku je zároveň ukazatel teploty. Levnější řešení je použití dvojice bodových olejoznaků, mezi kterými se bude nacházet výška hladiny.

Dále je ve spodní části umístěna vypouštěcí závitová zátka 5 pro výměnu trakční kapaliny. Poslední částí je dvojice upínacích patek 6, které jsou navařeny na spodní částí převodové skříně. Pomocí čtveřice otvorů je možno celý variátor (popř. pomocí kolíků) ustavit a přimontovat k rámu.

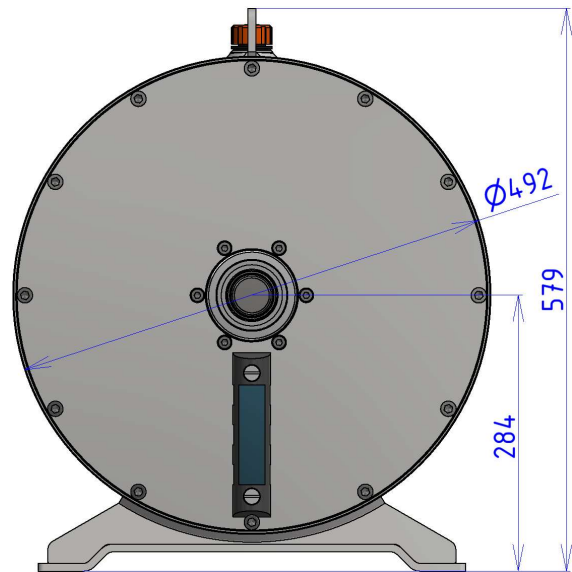


Obr. 68.: Komponenty převodové skříně

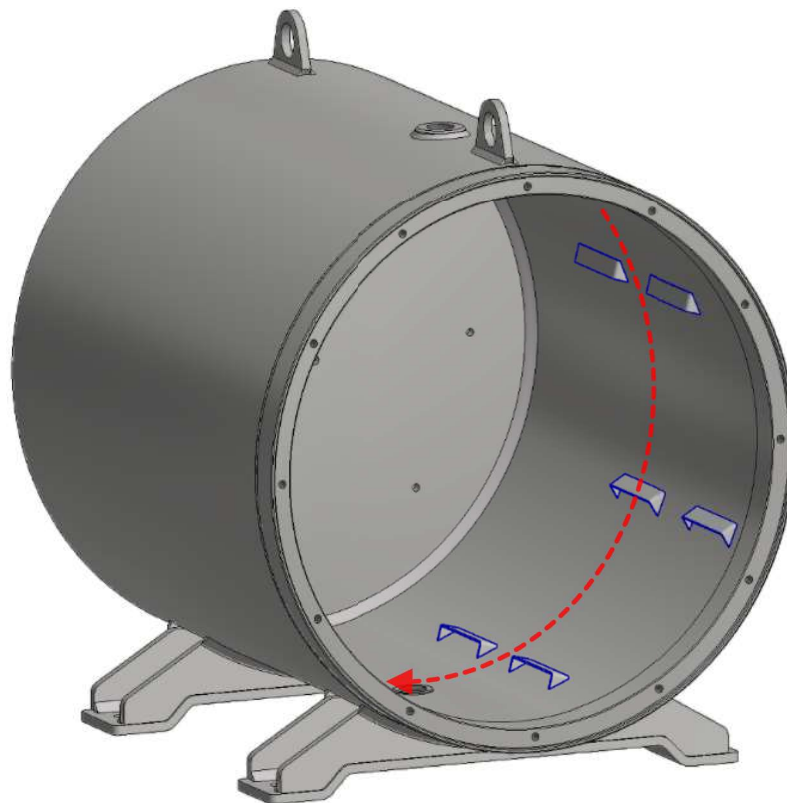
Celková délka převodovky měřena od obou konců hřídelí je 788 mm. Zbylé vnější rozměry jsou patrné z Obr. 69.

6.5.3 Rozstřík trakční kapaliny

Jelikož je převodová skříň válcového tvaru s hladkou vnitřní plochou, mohlo by docházet vlivem rotujících částí (především korunového kola) také k rotaci trakční kapaliny. Při provozu by pak kapalina pouze obíhala dokola a nezajišťovala by mazání kontaktních ploch variátoru. To by vedlo k nedokonalému mazání – snížení přenesitelné síly, zvýšení teploty a až k prokluzu kol. Z tohoto důvodu jsou na vnitřní ploše navařeny lopatky (Obr. 70), které nasměrují kapalinu na záběrové plochy. Lopatky jsou symetricky rozmístěny po obvodu ve dvojicích a navzájem přesazeny. Jsou vyrobeny z výpalku plechového polotovaru s ohnutými bočnicemi a následně přivařeny. Na obrázku jsou konstruovány pro jeden směr otáčení. Při požadavku provozu pro oba směry otáčení je nutné lopatky zrcadlit i v opačném směru.



Obr. 69.: Vnější rozměry



Obr. 70.: Lopatky pro směrování trakční kapaliny

7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout spojitě měnitelný planetový převod, který má tuhé frikční členy uspořádané jako neozubené planetové čelní soukolí se zastaveným unašečem.

Úvodní část práce je věnována základním třecím převodům, kde jsou popsány jejich výhody a nedostatky. Je uveden výpočet přenesitelné síly, který je omezen dovoleným tlakem třecích dvojic. Část je také věnována volbě materiálu a povrchových úprav frikčních členů.

Další část se zabývá spojitě měnitelnými převody – variátory. Po obecném popisu variátoru a způsobů výpočtu převodových poměrů je provedeno rozdělení druhů variátorů. Je popsána funkce jednotlivých převodů, způsob změny převodového poměru a také tvary kol, či elementů přenášejících frikční síly. Nejpoužívanější druhy variátorů jsou uvedeny včetně jejich využití v praxi, mezi které patří: automobily, skútry a čtyřkolky, zemědělská technika, jízdní kola a různé pohony strojů se sériovým zapojením variátoru za elektromotor.

Návrh samotného planetového variátoru vycházel z původní skici patentové přihlášky. Zde byla verze s hydraulickým a mechanickým ovládním převodového poměru. Po popisu samotného principu planetového CVT byla provedena podrobná analýza obou variant včetně zmínění praktického využití tohoto variátoru v průmyslu. Došlo k vytvoření 3D modelu mechanicky ovládaného CVT. V průběhu konstrukce bylo zjištěno, že není vyřešeno spojení některých konstrukčních uzlů a byly nalezeny nedostatky z hlediska pevnosti a provozních podmínek.

Před zahájením konstrukce finální verze, byl pomocí MS Excel vytvořen matematický model pro dimenzování rozměrů jednotlivých kol a přenesitelného výkonu. Tato práce se zabývá konstrukčními úpravami planetových i korunových kol a klecí satelitů (unašeče). Byly odstraněny nedostatky předešlé verze. Úpravy se týkaly především tvaru planetového a korunového kola, způsob jejich upevnění a axiálního pohybu (řízení převodového poměru). Volby rozměrů kritických částí jsou podloženy výpočty vycházejících z provozních podmínek pro vypočtený přenášený výkon.

Závěrečná část práce se věnuje uložení všech částí planetového CVT do převodové skříně.

Návrhy jednotlivých sestav a dílů byly konstruovány pro možnost reálné výroby běžným způsobem, s využitím nakupovaných dílů a také pro snadnou montáž celkové sestavy včetně seřízení. S přihlédnutím na kompaktní rozměry navrženého planetového CVT, vysokém přenášeném výkonu a nízkým nákladům na výrobu, je možné očekávat rozšíření tohoto variátoru pro využití v dalších oblastech průmyslu.

Je k dispozici výkres sestavy planetového kola, na kterém je znázorněno uložení axiálního ložiska v planetovém kole a jsou okótovány některé vnější rozměry sestavy.

Seznam použité literatury

- [1] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Mechanické převody*. Praha: Vysavatelství ČVUT, 2003.
- [2] KŘÍŽ, R. a kol. *Stavba a provoz strojů II: Převody*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1978.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [4] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Variátory: přednášky* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211132/5-variatory-2011.pdf>
- [5] Variátor (převodovka). In: *Wikipedia WEB* [online]. b.r. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_\(p%C5%99evodovka\)#P%C3%A1rov%C3%A1_ku%C5%BElov%C3%A1_kola](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_(p%C5%99evodovka)#P%C3%A1rov%C3%A1_ku%C5%BElov%C3%A1_kola)
- [6] *Schéma variátoru s kuž. koly* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-CVT-and-other-automatic-modes>
- [7] ContiTech Variable Speed® Belt. In: *Rainbow precision products* [online]. b.r. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://www.rainbowprecisionproducts.com/4230v605-p-13617.html>
- [8] Převodovky CVT: nekonečně převodů. In: *Autorevue* [online]. 2011 [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: https://www.autorevue.cz/prevodovky-cvt-nekonecne-prevodu_1
- [9] PIV chain. In: *USA roller chain* [online]. b.r. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://www.usarollerchain.com/PIV-Chain-s/2117.htm>
- [10] Fuel Efficient CVT for Scooters. In: *Contest.techbriefs.com* [online]. 2013 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <https://contest.techbriefs.com/2013/entries/transportation-and-automotive/3483>
- [11] *Transmission-technic.cz* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://www.transmission-technic.cz/variator.html>
- [12] *Extroid: Nissan's CVT Technologies* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf
- [13] Continously Variable Transmission (CVT). In: *AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL* [online]. 2017 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/gearbox/Gearbox_CVT.html
- [14] Continuously variable transmission. In: *Wikipedia WEB* [online]. 2019 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Continuously_variable_transmission
- [15] Variomatic. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA), 2017 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Variomatic>

- [16] A brief history of DAF cars. In: *DAF owners vclub* [online]. Anglie, b.r. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.dafownersclub.co.uk/brief-history-of-daf-cars.html>
- [17] DAF (VAN DOORNE'S AUTOMOBIEL-FABRIEK). In: *Automobil revue* [online]. Tom Hyan, 2018 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/historie/daf-van-doorne-s-automobiel-fabriek-nizozemsky-prukopnik_46400.html
- [18] Multitronic - Automatická převodovka. In: *Kaps* [online]. Kojetín: KAPS Automatic s.r.o., 2006 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.kaps.cz/multitronic-automaticka-prevodovka-aktuality-916>
- [19] PŘEVODOVKA LINEARTRONIC. In: *Subaru* [online]. b.r. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.subaru.cz/prevodovka-lineartronic.html>
- [20] Oprava autotroniky (Mercedes Benz). In: *Agregatka: Opravy automatických převodovek* [online]. b.r. [cit. 2019-02-07]. Dostupné z: <http://agregatka.ru/services/remont-variatorov/remont-autotronic-mercedes-benz>
- [21] Nissan sbírá prestižní ocenění. In: *AutoPeriskop: Automobily, novinky ze světa automobilů, videotesty, reportáže a zajímavosti*. [online]. 1999 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://autoperiskop.cz/nissan-sbira-prestizni-oceneni/>
- [22] Jatco. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA), 2019 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Jatco>
- [23] Nissan upraví převodovky CVT tak, aby se nechovaly jako CVT. In: *AUTOREVUE* [online]. Dalibor Žák, 2014 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://www.autorevue.cz/nissan-upravi-prevodovky-cvt-tak-aby-se-nechovaly-jako-cvt>
- [24] Banned! Continuously Variable Transmission (CVT). In: *Racefans: Independent motorsport coverage* [online]. Keith Collantine, 2007 [cit. 2019-02-07]. Dostupné z: <https://www.racefans.net/2007/05/03/banned-continuously-variable-transmission-cvt/>
- [25] F1 s převodovkou CVT mohla změnit svět aut. Zakázali ji před prvním startem. In: *AutoForum: MotorCom s.r.o.* [online]. Marek Bednář, 2017 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/fascinace/f1-s-prevodovkou-cvt-mohla-zmenit-svet-aut-zakazali-ji-pred-prvnim-startem/>
- [26] CVT. In: *ATV Connection* [online]. Jason Giacchino, 2017 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <https://atvconnection.com/articles/atv-industry-facts-know-9/cvt/>
- [27] TGB. In: *ASP Group s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: www.tgbmotor.cz
- [28] CVT Technology. In: *ZF Friedrichshafen AG* [online]. b.r. [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/agriculture/highlights/highlights.html#divider_1_2_1733491

- [29] Fendt 200 Vario. In: *Fendt* [online]. b.r. [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: http://fendt.wz.cz/200vario_cz.pdf
- [30] LAWN TRACTOR TRANSMISSIONS. In: *General Transmissions, Inc* [online]. 2017 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <https://www.generaltransmissions.com/>
- [31] NuVinci® Technology. In: *Fallbrook Intellectual Property Company LLC* [online]. b.r. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>
- [32] Stepless speed variator. In: *SGR gear* [online]. 2018 [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: <http://www.srgear.com/stepless-speed-variator/>
- [33] VS Series: Planetary speed variators. In: *Varvel SpA* [online]. b.r. [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: <http://www.varvel.com/en/products/vs-series/>
- [34] Variátory. In: *CHIARAVALLI CZ a.s.: Chiaravalli Group SpA* [online]. b.r. [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: <https://www.chiaravalli.cz/produkty/variatory>
- [35] Variátory: typ : VA – B. In: *TOS ZNOJMO, akciová společnost* [online]. 2017 [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/variatory/>
- [36] Pružinové oceli pro zušlechťování podle ČSN EN 10089: Technická příručka. In: *Bolzano* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano s.r.o., 2019 [cit. 2019-03-07]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/pruzinove-oceli-pro-zuslechtovani-podle-csn-en-10089>
- [37] Solidworks Simulation. In: *SolidWorks* [online]. Dassault Systems, 2018 [cit. 2019-03-09]. Dostupné z: http://help.solidworks.com/2019/czech/SolidWorks/cworks/c_Solid_Mesh.htm
- [38] *Rolling bearings*. PUB BU/P1 17000/1 EN. SKF Group, 2018, 1152 s.
- [39] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. 1. vydání. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [40] ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů 1: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2006. ISBN 80-869-6002-1.
- [41] *Lícované šrouby: ISO 7379* [online]. In: . ELESA+GANter CZ s.r.o., b.r. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/>

Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Název	Jednotky
A'	Účinná styková plocha drážky na jeden milimetr	mm
C	Základní dynamická únosnost	kN
C_0	Základní statická únosnost	kN
$D_{1,2}$	Průměr kola hnacího, hnaného	mm
$D'_{1,2}$	Výpočtové (střední) průměry kuželových kol 1 a 2	mm
D_{1Tr}	Malý průměr závitu šroubu	mm
D_{2Tr}	Velký průměr závitu šroubu	mm
D_L	Velký průměr ložiska	mm
D_R	Roztečný průměr šroubového pole	mm
D_S	Střední průměr drážkování	mm
D_{dr}	Velký průměr drážkování	mm
E	Modul pružnosti	MPa
F_{vsI}	Síla v drážkování jednoho kola	N
F_{Ok}	Osová síla šroubu pro kuželový spoj korunového kola	N
F_{Ou}	Osová síla šroubu pro kuželový spoj na unašeči	N
$F_{a1,r1}$	Axiální a radiální složky normálové síly	N
F_{kM}	Síla na posuvovou matici v sestavě korunového kola	N
F_{kr}	Kritická síla při vzpěru	N
F_n	Normálová síla	N
F_o	Osová síla šroubu	N
F_{pmax}	Maximální přitlačná síla planetového kola	N
F_{pmin}	Minimální přitlačná síla planetového kola	N
F_s	Střihová síla lícovaného šroubu	N
F_t	Třecí síla	N
F_t	Třecí síla	N
F_{vz}	Vzpěrná síla	N
H_1	Nosná hloubka závitu	mm
H_L	Šířka ložiska	mm
J_{min}	Kvadratický moment průřezu	mm^4
L	Délka drážkování	mm
L_{10m}	Základní trvanlivost ložiska (při 90 % spolehlivosti)	<i>mil. otáček</i>
L_{10mh}	Počet provozních hodin ložiska	h
L_M	Vzdálenost matic	mm
L_N	Životnost (cykly)	1
M_{vsI}	Maximální moment na jedno planetové kolo	$N \cdot m$
M_{kk}	Přenášený moment kuželového spoje korunového kola	$N \cdot m$
M_{ku}	Přenášený moment kuželového spoje na unašeči	$N \cdot m$
M_t	Třecí moment	$N \cdot m$
M_v	Přenášený moment šroubovým polem (unašeč)	$N \cdot m$
M_{vs}	Maximální vstupní moment	$N \cdot m$
M_{vstup}	Vstupní moment	$N \cdot m$

N	Celkový časový interval	s
N_1	Doba cyklu	s
P	Přenesitelný výkon	kW
P_1	Dílčí zatížení	N
P_T	Třecí výkon	W
P_u	Mezní únavové zatížení	kN
$R_{hnací}$	Poloměr hnacího kola	mm
$R_{hnaná}$	Poloměr hnaného kola	mm
R_e	Mez kluzu	$N \cdot mm^{-2}$
R_m	Mez pevnosti	$N \cdot mm^{-2}$
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	$N \cdot mm^{-2}$
S_3	Plocha malého průměru šroubu	mm^2
$T_{hnací}$	Moment hnacího kola	$N \cdot mm$
$T_{hnaná}$	Moment hnaného kola	$N \cdot mm$
U_1	Dílčí časový úsek	1
a	Směrnice zatěžující přímky	$mm \cdot N^{-1}$
a_{SKF}	Součinitel trvanlivosti dle SKF	1
b	Šířka třecího kola	mm
b_L	Šířka kontaktní plochy lícovaného šroubu a víka (desky)	mm
d_3	Malý průměr šroubu	mm
d_L	Malý průměr ložiska	mm
d_L	Průměr lícované části šroubu	mm
d_{dr}	Malý průměr drážkování	mm
d_{sk}	Střední průměr kuželové části spoje korunového kola	m
d_{su}	Střední průměr kuželové části spoje na unašeči	m
f	Součinitel tření	1
f_s	Zkosení drážkování	mm
h_{Tr}	Délka závitové části matice	mm
h_z	Opěrná výška drážky zubu	mm
i	Převodový poměr	1
$i_{LOW,min}$	Nejnižší převodový poměr variátoru (do pomala)	1
i_{geom}	Převodový poměr určený z poloměrů kol (geometrický)	1
i_{moment}	Převodový poměr určený z momentů kol (momentový)	1
i_{ot}	Převodový poměr určený z otáček	1
$i_{přm}$	Převod mezi šroubem korunového a planetového kola	1
$i_{rychlloběh,max}$	Nejvyšší převodový poměr variátoru (rychlloběh)	1
i_{tmax}	Největší převodový poměr třecích kol	1
k	Součinitel bezpečnosti	1
k_S	Součinitel bezpečnosti kuželového spoje	1
k_{pr}	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu	1
$n_{1,2}$	Otáčky třecího kola hnacího, hnaného	ot/min
$n_{hnací}$	Otáčky hnacího kola	ot/min
$n_{hnaná}$	Otáčky hnaného kola	ot/min
n_{ξ}	Počet šroubů v šroubovém poli	1
$n_{\xi k}$	Otáčky šroubu v sestavě korunového kola	ot/min

$n_{šp}$	Otáčky šroubu v sestavě planetového kola	ot/min
n_{vs}	Vstupní otáčky	min^{-1}
p	Zatěžovatel (exponent)	1
p_{DL}	Dovolený tlak v desce (ve víku)	MPa
p_{Ddr}	Dovolený tlak v drážkování	MPa
p_{Dt}	Dovolený tlak v třecích plochách	$N \cdot mm^{-1}$
p_{DTr}	Dovolený tlak v závitech	MPa
p_L	Tlak v lícované části šroubu	MPa
p_{Tr}	Tlak v závitech	MPa
p_{dr}	Tlak v drážkování	MPa
p_p	Výpočtový tlak	MPa
p_p	Výpočtový tlak	MPa
r	Rozsah variátoru	1
s	Stoupání posuvového šroubu	mm
u_{max}	Maximální hodnota posuvu matice při deformaci	mm
u_s	Skutečný posuv matice	mm
u_t	Teoretický posuv matice	mm
Δu	Rozdíl posuvů matic	mm
v	Obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_{max}	Maximální obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
z	Počet zubů drážkování	1
α	Úhel klínové drážky	$^\circ$
β	Vrcholový úhel kužele na posuvovém šroubu	$^\circ$
$\delta_{1,2}$	Vrcholový úhel kola 1 a 2	$^\circ$
η	Účinnost	1
λ	Štíhlostní poměr	1
λ_m	Mezní štíhlostní poměr	1
μ_s	Součinitel tření pro šroubový spoj	1
ν	Poissonovo číslo	1
ν_s	Součinitel sevření	1
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
$\sigma_{8.8}$	Tahové napětí šroubu pevnosti 8.8	$N \cdot mm^{-2}$
$\sigma_{D8.8}$	Dovolené tahové napětí šroubu pevnosti 8.8	$N \cdot mm^{-2}$
σ_H	Dotykové napětí dle Hertze	$N \cdot mm^{-2}$
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	$N \cdot mm^{-2}$
τ_s	Napětí ve smyku	$N \cdot mm^{-2}$
φ	Třecí úhel	$^\circ$
ψ	Součinitel prokluzu	1
ψ_k	Korekční součinitel (nesení zubů)	1
ψ_v	Součinitel nesymetrického rozložení přitlačné síly	1
ω	Vstupní úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$
$\omega_{1,2}$	Úhlová rychlost kola hnacího, hnaného	$rad \cdot s^{-1}$
CVT	Spojité měnitelný převod (<i>Continuously variable transmission</i>)	

Seznam obrázků

Obr. 1.: Třecí soukolí s hladkými plochami [2]	4
Obr. 2.: Úprava třecího kola s klínovou drážkou [2]	6
Obr. 3.: Garrardův převod [3]	7
Obr. 4.: Třecí kuželové soukolí [1]	8
Obr. 5.: Soukolí s reverzací [3]	9
Obr. 6.: Variogram [4]	10
Obr. 7.: Schéma variátoru s párovými kuželovými koly [6]	11
Obr. 8.: Struktura variátorového řemene [7]	12
Obr. 9.: Konstrukce CVT tlačného řetězu (tzv. Van Doorne) [8]	13
Obr. 10.: Variátorový tažný řetěz (P.I.V – Positively Infinitely Variable chain) [9]	13
Obr. 11.: Schéma CVT u skútrů [10]	13
Obr. 12.: Servo-systém [4]	14
Obr. 13.: Hydraulické ovládní CVT [4]	15
Obr. 14.: Opásaný řemen [11]	16
Obr. 15.: Vložený řemen [11]	16
Obr. 16.: Vložené třecí kolo [11]	16
Obr. 17.: Talířový variátor se dvěma lícními koly a s reverzací [11]	17
Obr. 18.: Sférický variátor s vloženým kolem [11]	18
Obr. 19.: Toroidní variátor [12]	18
Obr. 20.: Zdvojený toroidní variátor (Nissan Extroid) [13]	19
Obr. 21.: DAF 600 [17]	21
Obr. 22.: AUDI Multitronic [18]	22
Obr. 23.: Subaru Lineartronic [19]	23
Obr. 24.: Autotronic Mercedes-Benz [20]	23
Obr. 25.: CVT Formule 1 [25]	24
Obr. 26.: Řez převodové skříně CVT čtyřkolky [26]	25
Obr. 27.: CVT v zahradním traktoru firmy G.T. [30]	26
Obr. 28.: Princip NuVinci CVT [31]	27
Obr. 29.: Funkce NuVinci CVT [31]	27
Obr. 30.: Elektromotor s variátorem [32]	28
Obr. 31.: Variátor s trapézovými koly [33]	29
Obr. 32.: Variátor firmy TOS Znojmo a.s. [35]	30
Obr. 33.: Schéma planetového CVT	31
Obr. 34.: Původní návrh z patentu č. 305972 (s hydraulickým ovládním převodového poměru)	32
Obr. 35.: Návrh planetového CVT s mechanickým ovládním převodového poměru	33
Obr. 36.: Řez 3D CAD modelem původního návrhu planetového CVT s mech. ovládním	37
Obr. 37.: Kladky podepírající klec satelitů	38
Obr. 38.: Maximální přenášený výkon při otáčkách vstupního hřídele 1 450 ot/min	38
Obr. 39.: Rozdělení konstrukčních celků	41
Obr. 40.: Přenesitelný výkon aktuální verze planetového CVT	41
Obr. 41.: Sestava planetových kol	42
Obr. 42.: Řez planetovým kolem	43
Obr. 43.: Lineární a parabolický objemový element [37]	45
Obr. 44.: Síť modelu pro MKP výpočet	45
Obr. 45.: Odvalování matice	46

Obr. 46.: Dotyk pružné páky s maticí	46
Obr. 47.: Odsazení pružné páky	46
Obr. 48.: Geometrická okrajová podmínka posuvové matice	47
Obr. 49.: Linearizování axiální síla k poloze planetového kola	48
Obr. 50.: Axiální síla v závislosti na nastaveném př. poměru	48
Obr. 51.: Lineární závislost zatěžující síly a posuvu matice	49
Obr. 52.: Výsledné napětí pružné páky	50
Obr. 53.: Kontaktní napětí mezi maticí a pákou	51
Obr. 54.: Kontaktní napětí mezi víkem a pákou	51
Obr. 55.: Deformace pružné páky	52
Obr. 56.: Provozní cyklus variátoru	53
Obr. 57.: Rozložení satelitů	57
Obr. 58.: Sestava klece satelitů	58
Obr. 59.: Přírubové spojení satelitové klece s rámem	58
Obr. 60.: Šroubové pole	59
Obr. 61.: Lícovaný šroub ISO 7379-8-M6-25 [41]	61
Obr. 62.: Posuvová matice planetového kola	62
Obr. 63.: Kuželový svěrný spoj – unašeč	63
Obr. 64.: Sestava korunového kola	64
Obr. 65.: Řez šroubem ovládající dvojici korunových kol	65
Obr. 66.: Kuželový svěrný spoj – koruna	67
Obr. 67.: Svařenec skříně a víka	68
Obr. 68.: Komponenty převodové skříně	69
Obr. 69.: Vnější rozměry	70
Obr. 70.: Lopatky pro směrování trakční kapaliny	70

Seznam tabulek

Tab. 1.: Porovnání součinitelů tření a výpočtových tlaků materiálů třecích kol [3]	5
Tab. 2.: Mechanické vlastnosti uvažovaných ocelí [36]	44
Tab. 3.: Dílčí trvanlivostí axiálního ložiska	54

Seznam příloh

Příloha 1: Výkres sestavy planetového kola (VAR-03-01-00)
Příloha 2: Výpočtový program MS Excel (VAR_Vypocet)