



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrhový program pro zubovou spojku

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2022

Filip KROUŽEK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Michal Jasný



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kroužek** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **483207**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojnírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrhový program pro zubovou spojku

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte návrhový program pro zubovou spojku v softwaru Excel.

Program musí na základě požadovaných vstupních parametrů (např. max. přenesitelný moment, průměr hřídele) dopočítat a navrhnout geometrické parametry spojky (např. roztečný průměr ozubení, základní tvar a počet zubů apod.).

Zároveň musí kontrolovat kritická místa (napětí v ohybu a kontaktní tlak zubů, tlak na areatačním kroužku v případě zubové spojky s aretačí apod.).

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Michal Jasný ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Michal Jasný
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

25.4.2022

Datum převzetí zadání

Kroužek

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Filip Kroužek

Název práce: Návrhový program pro zubovou spojku

Anglický název: Design Program for Dog Clutch

Rozsah práce:

51 stran

28 obrázků

12 tabulek

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Michal Jasný

Klíčová slova: Zubová spojka, převodovka, aretace, návrhový program

Key words: Dog clutch, transmission, blocking mechanism, design program



Abstrakt

Tato bakalářská práce se věnuje vytvoření návrhového programu v prostředí Microsoft Excel pro zubovou spojku s aretačním mechanismem patentované Ing. Michalem Jasným. Na začátku je obecně popsána zubová spojka. Následně také řešená zubová spojka s aretačním mechanismem a její konkurence. Dále jsou podrobně popsány všechny součásti, jejich funkce a celý proces řazení. V praktické části jsou sestaveny a popsány všechny důležité výpočty ke správnému návrhu. Na kritická místa jsou prováděny kontroly.

Abstract

This bachelor thesis focuses on the design of a program that drafts the dog clutch with a blocking mechanism patented by Ing. Michal Jasný. Microsoft Excel is the environment used for the design of the program. The first part describes the workings of the dog clutch and its competition. All the components of the dog clutch are described as well as their function and the whole process of shifting. Important computations for the working drafting system are shown in the practical part of the thesis. Calculation controls were conducted for the critical parts.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Návrhový program pro zubovou spojku” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13. 07. 2022

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Michalovi Jasnému za všestrannou pomoc, velkou trpělivost, množství cenných a inspirativních rad, podnětů, doporučení a připomínek. Dále bych také rád poděkoval své rodině za zázemí, které mi poskytla v době studia.



Obsah

1 Úvod.....	8
2 Zubová spojka.....	9
2.1 Konstrukce zubové spojky	10
2.2 Úhel sklonu zubů	10
3 Zubová spojka s aretačním mechanismem	12
3.1 Požadavky	12
3.2 Řešení zubové spojky s aretačním mechanismem	13
3.3 Součásti mechanismu	14
3.4 Princip funkce mechanismu	16
4 Synchronizační spojka.....	19
4.1 Borg-Warner spojka.....	19
4.1.1 Proces řazení.....	20
5 Externí synchronizace	22
6 Návrhový program pro zubovou spojku	23
6.1 Vstupní parametry	23
6.2 Hřídel	24
6.3 Náboj.....	26
6.4 Aretační kroužek.....	29
6.5 Řadící kameny (objímka)	33
6.6 Přesuvník	35
6.7 Přesuvník – Řadící ozubení	37
6.8 Objímka.....	41
7 Závěr	43
Seznam použitých symbolů	44
Seznam příloh	48
Seznam obrázků.....	48
Seznam tabulek	49
Seznam použité literatury	50



1 Úvod

Vzhledem k tomu, že je v této době trendem elektrifikace automobilů, nastupují místo vozů s čistě spalovacím motorem vozidla hybridní. V těchto vozech je použitý elektromotor, který nejenomže napomáhá v udržování nižších provozních emisí, ale může být také využit k ušetření hmotnosti samotného vozidla, která ovlivňuje celkovou spotřebu. Elektromotor je schopný nastavit své otáčky přesně a může být tedy využit jako náhrada synchronizace v synchronizačních spojkách, což se jinak nazývá externí synchronizace. Použitím externí synchronizace společně se zubovou spojkou je možné zmenšit zástavbový prostor převodové skříně, a také hmotnost ostatních komponent potřebných k chodu vozidla.

Ve své diplomové práci Ing. Michal Jasný sestrojil návrh zubové spojky, u které se předpokládá použití právě této externí synchronizace. Tento návrh byl však pouze pro zadaný rozměr. Vyvstal tedy požadavek na program, který by dokázal navrhnout tuto spojku v jakýkoliv rozměrech. V tomto programu by následně mělo být možné řešenou spojku optimalizovat. Po vytvoření programu se také výrazně zkrátí doba potřebná pro samotný návrh, tudíž by se toto konstrukční řešení stalo konkurenceschopným s ostatními řešeními z hlediska času.

Hlavním cílem této práce je vytvořit komplexní, funkční a uživatelsky přívětivý výpočtový program pro návrh základních parametrů zubové spojky, konkrétně řešení zubové spojky s aretačním mechanismem (s jedním aretačním kroužkem) navržené panem Ing. Michalem Jasným. Bylo zadáno, aby návrhový program byl vypracován v softwaru MS EXCEL. Uživatelé by měl tento program přehledně provést návrhem parametrů všech součástí zubové spojky a následnými kontrolami kritických míst.

Na základě zadání byly stanoveny tyto dílčí požadavky:

- Minimální počet parametrů, které musí uživatel zadat, či jinak upravovat
- Snaha o minimální možný zástavbový prostor navrhované spojky s ohledem na použité normy, vypočtené mechanické namáhání se započtením minimálních bezpečností
- Návrh musí být funkční a splňovat použité normy



2 Zubová spojka

Řazení pomocí zubových spojek bez synchronizace je nejstarším známým systémem řazení, patentovaným v roce 1784 Jamesem Wattem. James Watt ho následně použil ve vozidlu poháněném parním strojem v jeho dvoustupňové převodovce.

V dnešní době, kdy je nejčastěji používaná spojka synchronizační, nemůže zubová spojka ve své standardní konfiguraci konkurovat bez externí synchronizace, avšak může být vhodnou náhradou při použití ve vozidlech, které jí disponují. V klasických dnešních převodovkách se synchronizačními spojkami se nachází v převodovce tolik synchronizačních členů, kolik je v ní převodů, a proto nabízí zubová spojka úsporu rozměrů zástavbového prostoru převodové skříně oproti synchronizačním spojkám, s čímž souvisí také menší zatěžování hřídelí na ohybové namáháním a snížení hmotnosti. Dále je také možnost ovlivnit (snížit) řadící časy za předpokladu použití dostatečně výkonné externí synchronizace.

I přesto, že se dnes už nesynchronizované zubové spojky nevyužívají v automobilech, existují aplikace, ve kterých je jejich použití stále běžné.

Jedna z těchto aplikací zubových spojek se nachází u závodních automobilů, kde se především klade důraz na co nejkratší dobu, po kterou se přeruší tok momentu z motoru na kola. Nevýhodou tohoto použití je razantní zkrácení životnosti převodovky a také ztráta komfortu jízdy, který není v této oblasti zohledňován vůbec. Dalším důležitým aspektem je snížení hmotnosti rotujících součástí.



Obr. č. 1: Sekvenčně řazená převodovka používaná v F1 – Scuderia Ferrari (2003) [1]



Nesynchronizované spojky se také využívají v motocyklech, kde není možné použít synchronizované spojky, protože se zde nenachází dostatek místa k jejich použití. Na rozdíl od automobilů zde vlivem nízkých setrvačných hmot nedochází k výraznému zhoršení komfortu a zkrácení životnosti převodovky.

Další aplikace je u těžkých nákladních vozidel vybavených robotizovanými mechanickými převodovkami. Jelikož se jedná o vozidla s vysokou hmotností s velkým výkonem, klasické synchronizační spojky nejsou schopny zajistit dostatečně dlouhou provozní životnost při požadovaném poměru těchto dvou vlastností. Je zde také nutné zajistit alespoň částečnou synchronizaci otáček před samotným řazením. Tento požadavek je zapříčiněn vysokými momenty setrvačnosti rotačních hmot. [2] [3] [4]

2.1 Konstrukce zubové spojky

Obecně se zubovou spojkou nazývá spojení, kdy přenášíme točivý moment pomocí čelního nebo radiálního ozubení. Základním návrhem zubové spojky je náboj rozepřený mezi volně otočnými ozubenými koly, na kterém se nachází přesuvník, na jehož bocích je vyrobené specifické řadící ozubení. Přesuvník je ovládán pomocí ovládací síly působící axiálně. [4]



Obr. č. 2: Rozložená zubová spojka [5]

2.2 Úhel sklonu zubů

Úhel sklonu zubů je jedním z nejdůležitějších parametrů charakterizující každou zubovou spojkou. Rozlišuje se na tři základní typy.

Negativní sklon

Negativní sklon zubů se naopak od pozitivního sklonu nejčastěji používá ve spojkách pro automobilová převodová ústrojí. Je to z důvodu, že při přenosu točivého momentu pomocí ozubení s negativním sklonem vzniká síla působící směrem do záběru (proti vyřazení) a tak nedochází k samovolnému vyřazení spojky. Tato výhoda v podobě



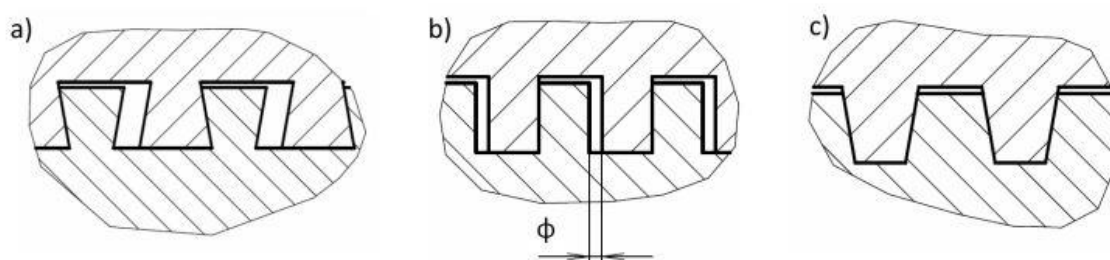
síly působící do záběru se projevuje i při procesu řazení, kde pokud je dostatečný úhel sklonu (tangens úhlu větší než součinitel tření), může napomáhat urychlení samotného procesu, či zabránit částečnému zařazení a zařadit spojku úplně. Největší nevýhodou je přítomnost obvodové vůle, která se zvětšuje se zvětšováním čela, jelikož je nejširší částí celého zubu. [2] [6]

Nulový sklon

Pro nulový sklon zubů jsou charakteristické zuby obdélníkového tvaru. Pro řazení je nutná obvodová vůle. [2] [6]

Pozitivní sklon

Pozitivní sklon se téměř nevyužívá v automobilových převodovkách, avšak u těžkých vozidel ano. Jeho výhodou je možnost zcela eliminovat obvodovou vůli při dosažení dostatečně velkého úhlu sklonu zubů, čímž je možno odstranit rázy při změně točivého momentu, což je vhodné především u vozidel s vysokými momenty setrvačnosti, tedy u těžkých vozidel například u zamykání diferenciálů. Naopak jeho nevýhodou je axiální síla vznikající při přenosu točivého momentu, která působí směrem ze záběru, tudíž i při malých úhlech sklonu může dojít k vyřazení, pokud řadící síla nepůsobí celou dobu. V případě, že úhel sklonu zubu přesáhne mez samosvornosti pro dané materiály ozubení, spojka nadále nedrží v zařazené poloze. [2] [6]

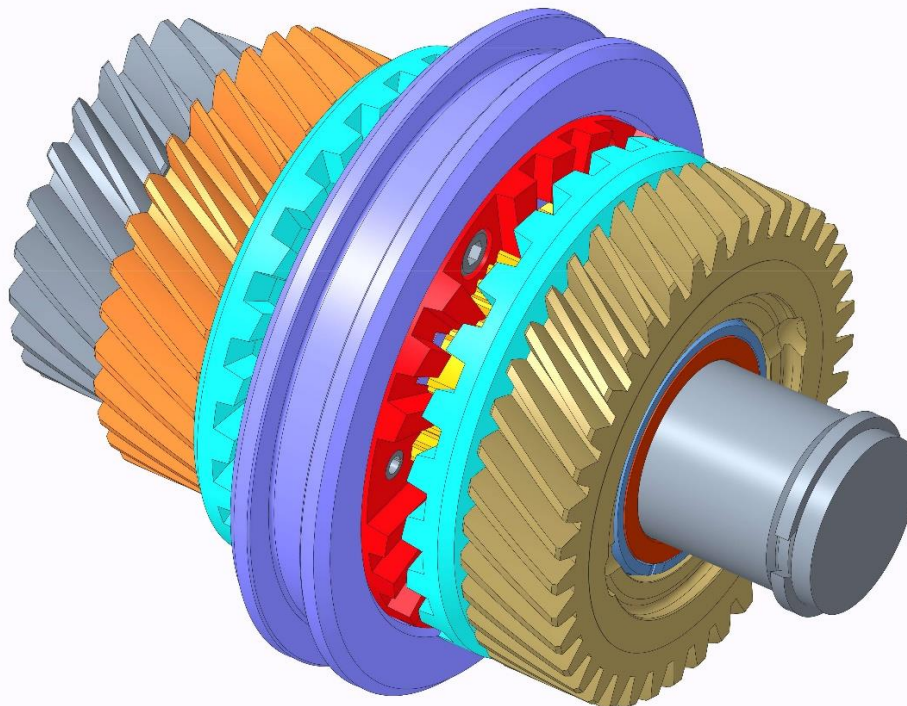


Obr. č. 3: Typy sklonu zubů u zubové spojky – a) negativní sklon zubů, b) nulový sklon zubů, c) pozitivní sklon [2]



3 Zubová spojka s aretačním mechanismem

Toto řešení zubové spojky vzniklo při vypracování diplomové práce Ing. Michalem Jasným na ústavu automobilů Fakulty strojní ČVUT v Praze. Byly zadány základní předpoklady a požadavky, které tato spojka musela splnit.



Obr. č. 4: 3D model zubové spojky Ing. Michala Jasného

3.1 Požadavky

Základním požadavkem bylo navrhnout spojku – funkční mechanismus pro řazení rychlostních stupňů – splňující kritéria pro použití v hřídelových převodovkách vyráběných sériově, tedy aby minimálně nebo vůbec neovlivňovala zástavbový prostor, a tudíž nepřinášela výrazné konstrukční změny v již zmíněných sériově vyráběných převodovkách. Toto kritérium mohlo být zadáno za předpokladu, že by tato zubová spojka byla použita ve vozidlech schopných provádět externí synchronizaci otáček, jako jsou hybridní vozidla a vozidla s robotizovanými převodovkami s externí synchronizací. Jelikož klasická synchronizační spojka provádí synchronizaci otáček interně, je možné s externí synchronizací dosáhnout menšího zástavbového prostoru, především zástavbové délky, čímž dojde ke zkrácení celé převodovky. Výhodami zkrácení celé převodovky je nižší celková hmotnost a také zkrácení hřídelí, které nebudou tolik zatěžovány průhybem. Další výhodou externí synchronizace je také zmenšení vnějšího průměru spojky, což má za následek snížení momentu setrvačnosti rotačních hmot.

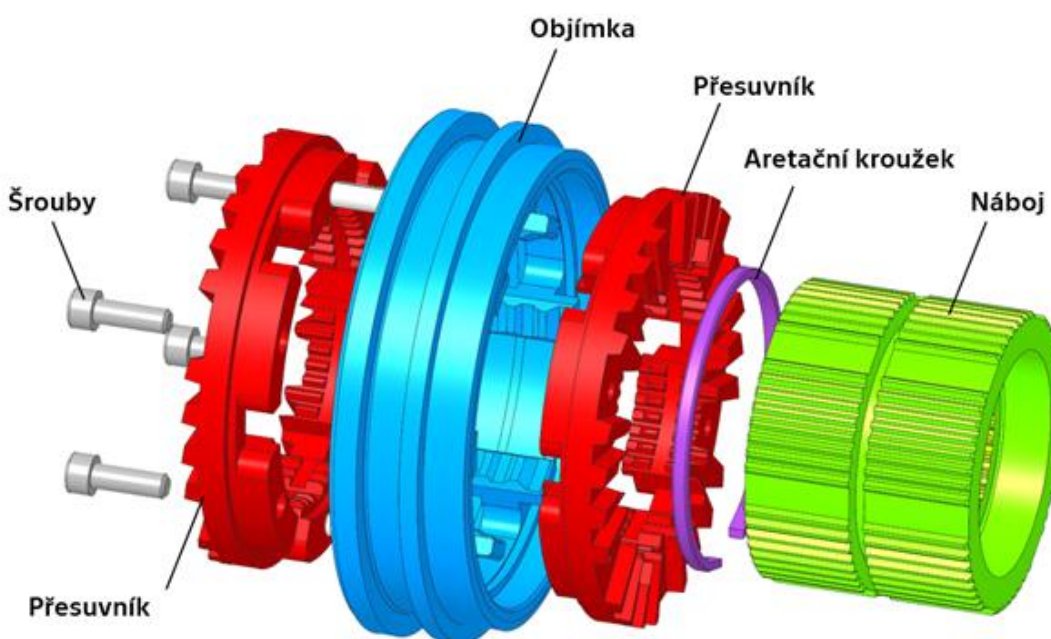


3.2 Řešení zubové spojky s aretačním mechanismem

Výsledným řešením je zubová spojka s jedním aretačním kroužkem. Vznikla úpravou původního návrhu vypracovaného v citované diplomové práci, kde se nacházely dva aretační kroužky.

Navržená spojka vycházela z nejjednoduššího návrhu zubové spojky, a proto se zde nachází náboj nasazený pomocí drážkování na hřídeli, který je rozepřený mezi řazenými ozubenými koly rychlostních stupňů. V drážce náboje je umístěný aretační kroužek plnící funkci aretace. Na náboji je nasazen pomocí drážkování přesuvník skládající se ze dvou identických částí, který je vůči náboji axiálně posuvný. Jeho posuvu zabraňuje aretační kroužek při aretaci v jednotlivých fázích řazení. Na jeho bocích je vytvořeno ozubení s pozitivním úhlem sklonu a sešikmeným čelem. Toto ozubení zapadá do věnců, které jsou přivařeny na řazená ozubená kola. Pohyb přesuvníku je ovládán objímkou, na které jsou vyrobeny řadící kameny ovládající aretační kroužek stlačováním.

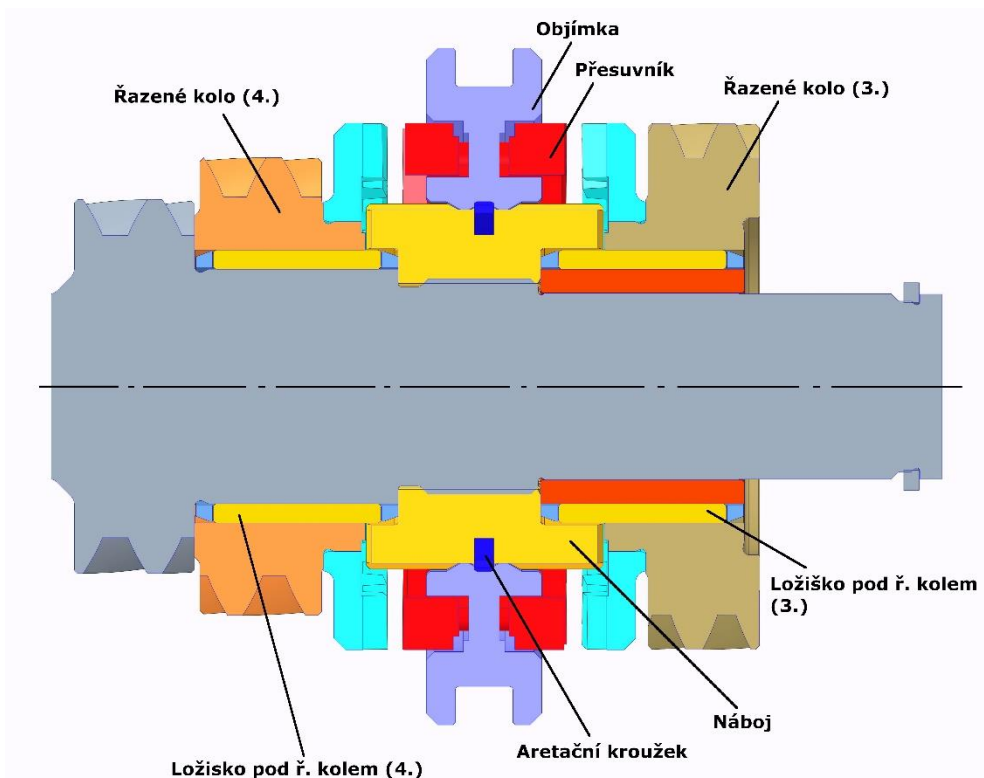
Následující kapitola přináší detailní popis jednotlivých součástí, nacházejících se v této spojce, a následně popis funkce celého mechanismu při řazení. [7]



Obr. č. 5: Rozpad zubové spojky Ing. Michala Jasného [8]



3.3 Součásti mechanismu



Obr. č. 6: Řez zubovou spojkou s aretačním mechanismem Ing. Michala Jasného

Věnce a čelní ozubení

Ozubené věnce zubové spojky jsou připojeny k řazeným ozubeným kolům jednotlivých řazených stupňů. Již zmíněné ozubené věnce mohou být taktéž vyrobeny přímo na bocích řazených ozubených kol jako jejich součást.

Náboj

Axiální zajištění náboje zajišťuje rozepření mezi ozubenými koly řazených stupňů. Náboj je radiálně připojen k hřídeli pomocí svého vnitřního drážkování, které zapadá do drážkování na hřídeli. Pomocí drážkového spojení je přenášen točivý moment od motoru do samotné spojky. Na vnějším průměru náboje je vyrobeno drážkování, pomocí kterého je náboj spojen se spojkovým přesuvníkem, který zajišťuje axiální pohyb přesuvníku. Toto drážkování je přerušeno v konstantních vzdálenostech tvořících mezery umožňující pohyb řadících kamenů. Na obvodu náboje je vytvořena drážka, do které zapadá tlačný aretační kroužek. V této drážce je umístěn aretační kolík.

Aretační kroužek

Aretační kroužek je ovládán/stlačován řadícími kameny a zajišťuje aretaci při zařazení jednotlivých rychlostních stupňů. Je umístěn v drážce vytvořené v náboji. Vlivem rozříznutí a také aretačního kolíku umístěného v drážce se vůči náboji neposouvá ani neotáčí, může se pouze roztahovat a smršťovat.



Přesuvník

Přesuvník je pomocí drážkování vytvořeného na jeho vnitřním průměru posuvně uložen na náboji. Jeho boční ozubení zapadá do ozubení věnce, pomocí kterého se po zařazení přenáší točivý moment. V již zmíněném drážkování na vnitřním průměru jsou situovány tři drážky, do vnějších drážek zapadá aretační kroužek při zařazení a dochází zde k aretaci. Do prostřední drážky zapadá kroužek v momentu, kdy se spojka nachází v neutrální poloze. Stejně jako na náboji se zde nacházejí úběry materiálu v konstantních vzdálenostech, které zajišťují pohyb řadících kamenů.

Objímka

Pomocí řadící objímky, která je axiálně posuvná, je ovládán přesuvník. Spojení přesuvníku a objímky je zajištěné řadícími kameny, které jsou součástí řadící objímky. Samotná objímka je ovládána pomocí kamenů řadící vidličky, zapadajících do její vnější drážky.

Řadící kameny

Řadící kameny jsou vyráběny jako součást řadící objímky. Pohybem objímky kameny následně vlivem jejich spodní stykové plochy (s vhodným tvarováním) ovládají aretační kroužek, který při řazení stlačují na menší průměr. Další funkcí řadících kamenů je přenos pohybu vyvozený řadící objímkou na spojkový přesuvník. Řadící kameny zároveň také zabraňují relativnímu pootočení již zmíněných součástí.

Aretační kolík

Aretační kolík je umístěn v drážce náboje a v rozříznutí aretačního kroužku. Zabraňuje aretačnímu kroužku v jeho rotaci kolem své osy, a tudíž také pootočení aretačního kroužku vůči náboji.



3.4 Princip funkce mechanismu

Princip funkce mechanismu při řazení je v následujícím odstavci popsán v jednotlivých fázích. Průběh řazení bude popsán jednotlivými fázemi z výchozí neutrální pozice přes řazení až k zařazení spojeným s aretací, následným vyřazováním a dosažení konečné neutrální pozice.

Pozice 1 – Neutrál

V základní poloze se objímka nachází v ose symetrie pohybu spojky, přičemž žádný rychlostní stupeň není zařazen. Obě řazená kola nasazená na ložiskách se mohou volně otáčet. Navzdory vůli mezi přesuvníkem a řadícími kameny se přesuvník nemůže pohybovat z důvodu aretace pomocí aretačního kroužku. Aretační kroužek je ve střední drážce přesuvníku a je v nenapjatém stavu, tudíž má větší průměr, než je průměr vodící drážky vytvořené v náboji. Aretační kroužek je v souosé poloze vůči ostatním dílcům spojky vlivem dotyku s plochami řadících kamenů v ekvidistantních bodech. [9]

Pozice 2 – příprava na řazení

Řazení začíná, jakmile externí řadící mechanismus působí axiální silou na drážku objímky ve směru řazeného stupně. Objímka se spolu s řadícími kameny začíná posouvat, avšak přesuvník je vlivem vůle mezi objímkou a přesuvníkem v klidu. Pomocí řadících kamenů se díky geometrii stykové plochy začíná stlačovat aretační kroužek. Z důvodu tohoto stlačování se začíná uvolňovat přesuvník, který je možno následně axiálně posouvat pomocí vytvořeného drážkování. [9]

Pozice 3 - počátek řazení

Po vyčerpání vůle mezi plochami objímky (řadících kamenů) a přesuvníku, objímka následně posouvá přesuvníkem. Tento pohyb je také umožněn úplným stlačením aretačního kroužku řadícími kameny, který už nebrání přesuvníku v pohybu. Po překonání vůle mezi ozubením přesuvníku a ozubením řazeného věnce se přesuvník nachází v obecné poloze vůči řazenému věnci. Zvolený tvar zubů nacházející se na přesuvníku a řazeného věnce zajišťují, že ke správnému zajištění dojde, jak v případě řazení za klidu, kdy mají součásti nulovou vzájemnou úhlovou rychlost, tak i v případě že se vůči sobě součásti otáčejí rozdílnou úhlovou rychlostí. [9]



Pozice 4 – průběh řazení

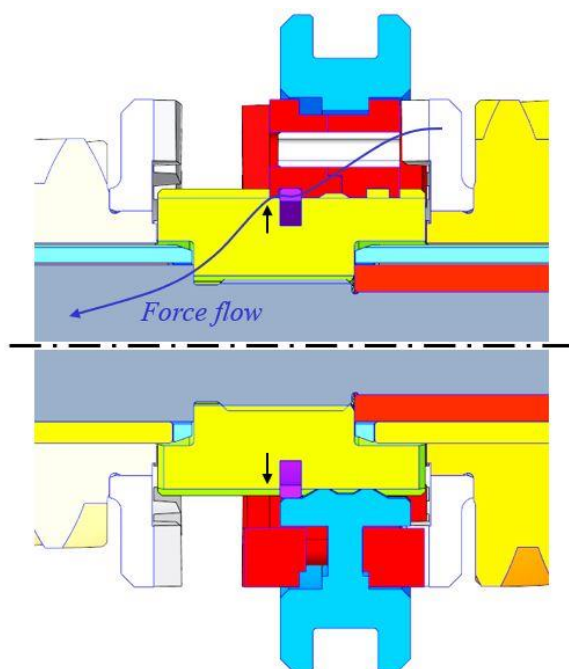
Jakmile do sebe zapadnou ozubení přesuvníku a řazeného věnce, dochází ke srovnání úhlové rychlosti těchto součástí a již zmíněné součásti se do sebe vlivem axiální síly postupně zasouvají. Aretační kroužek je v této fázi stále stlačen, avšak ke konci posuvu už jeho stlačení nezapřičiňují řadící kameny z důvodu zkosené plochy nacházející se na jejich okrajích, nýbrž přesuvník, který se přesouvá přes aretační kroužek. [9]

Pozice 5 – konec řazení

Při zařazení rychlostního stupně dochází také k nutné aretaci proti nežádoucímu vyřazení. Toto nežádoucí vyřazení by mohlo být zapříčiněno axiální silou působící ven ze zařazeného stavu. Axiální síla je způsobena pozitivním sklonem boku zubů. Aretace je zajištěna aretačním kroužkem, který je v pozici 4 stále stlačený, a tudíž i předepjatý. Neprodleně po dosažení tohoto stavu se ale rozpíná do nenapjatého stavu a vyplňuje drážku přesuvníku. [9]

Pozice 6 – zařazeno

Aretační kroužek se rozepíná do svého nenapjatého stavu. Nachází se v jedné z aretačních drážek přesuvníku, a tím ho plně aretuje proti vyřazení. Spojka je plně zaaretovaná. Na obrázku je zobrazen silový tok mezi přesuvníkem a nábojem procházející aretačním kroužkem. [9]



Obr. č. 7: Silový tok mezi přesuvníkem a nábojem [10]



Pozice 7 – příprava na vyřazení

Pro vyřazení je nutné, aby byla ovládací síla působící na objímku v opačném směru, než je tomu při řazení. Při úspěšném zařazení vznikla ve směru vyřazování vůle mezi přesuvníkem a řadící objímkou (řadícími kameny) ve směru vyřazování. Z tohoto důvodu se při vyřazování nejprve pohybuje objímka s řadícími kameny samostatně. Aretační kroužek je znovu stlačen kontaktní plochou řadících kamenů, a tím dochází k uvolnění axiálního pohybu přesuvníku. [9]

Pozice 8 – průběh vyřazení

K vyřazení dochází v momentě, kdy plocha objímky dosedne na plochu přesuvníku, neboli když se vůle mezi objímkou a přesuvníkem vyčerpá. Vlivem řadících kamenů je aretační kroužek stlačen (v napjatém stavu) a přesuvník se může pohybovat společně s objímkou. [9]

Pozice 9 – konec vyřazení

Ve chvíli, kdy se objímka dostává do středové polohy – neutrálu – přestává na ni působit vnější ovládací síla a objímka se přestává pohybovat. Vlivem vůle mezi přesuvníkem a objímkou je přesuvník v pohybu oproti objímce opožděn o hodnotu této vůle. K uvedení přesuvníku do středové polohy napomáhá jeho rychlost související s jeho hybností. Pro případ, že by tato rychlost nebyla dostatečná pro překonání třecích sil, je aretační kroužek z obou stran zkosen na vnějším průměru (druhá strana pro řazení protějšího stupně) a ihned po dosažení zkosení přesuvníku vzniká axiální síla pomáhající mu dosáhnout neutrální polohy. Tato axiální síla vzniká vlivem napjatosti aretačního kroužku, který je stlačen pomocí přesuvníku. Spojka je také navržena na situaci, kdy přesuvník nedosáhne ideální neutrální pozice, a i přesto bude mechanismus pro řazení obou rychlostních stupňů plně funkční. [9]

Pozice 10 – Neutrál

V poslední pozici se dostává spojka zpět do neutrální pozice a je zde také opět zaaretovaná. Tento stav je popsán v pozici 1. [9]



4 Synchronizační spojka

V dnešní době se jedná o nejpočetněji zastoupený systém řazení v převodovkách osobních automobilů, a tudíž představuje největší konkurenci řešené spojky. Dalším důvodem zmínění synchronizačních spojek je, že původní návrh navrhované zubové spojky vznikl jako náhrada za synchronizační spojku v převodovce MQ 200. V této kapitole budou popsány základní informace o synchronizačních spojkách a také jejich průběh řazení.

Na rozdíl od zubové spojky bez synchronizace se v synchronizační spojce nachází nejen zubová spojka, ale také synchronizační člen, který během řazení nejprve vyrovná otáčky volně otočného kola s hřídelí. Následně může zasunutí spojky probíhat za nulové nebo velmi nízké relativní obvodové rychlosti zubů. Již zmíněné synchronizační členy fungují zejména na základě tření mezi volně otočným kolem a součástí pevně spojenou s hřídelí. Samotná synchronizace pak zajišťuje bezhlučné a rychlé řazení jednotlivých rychlostních stupňů. [3]

Jelikož je konstrukčních řešení synchronizačního mechanismu celá řada, bude zde popsáno nejpoužívanější řešení v automobilovém průmyslu, čímž je systém jistěné synchronizace Borg-Warner.

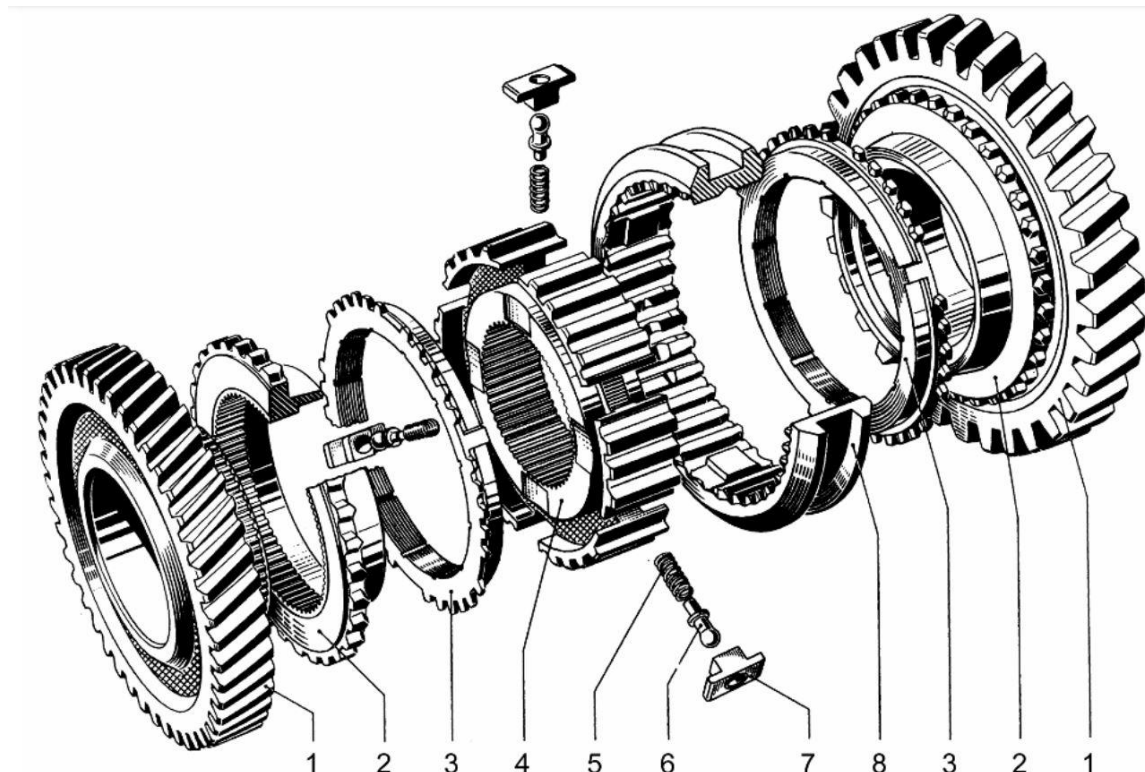
4.1 Borg-Warner spojka

Tento typ synchronizační spojky se nejvíce rozšířil v 50. letech 20. století [11] a vznikl na základě několika požadavků. Prvním požadavkem bylo nahrazení ozubení přímého za ozubení šikmé. Tímto nahrazením se dosáhlo snížení hluku a vibrací při provozu soukolí, nicméně došlo k znemožnění vzájemného pohybu obou kol. Nevýhodou jsou právě šikmé zuby, protože všechna taková soukolí musí být ve stálém záběru, přičemž jedno musí být uloženo na ložisku, tzn. volně otočné kolo. Tudíž je nutné pevně spojit pro zařazení rychlostního stupně volně otočné ozubené kolo s hřídelí, na které je uloženo, což lze provést řadicí spojkou uloženou taktéž na hřídeli. [2]

Oproti samotné zubové spojce, která by zde mohla být také použita, je zde přidán ještě synchronizační člen (clonící kroužek) pro každý převodový stupeň zvlášť. Díky této součásti je spojka schopna sama synchronizovat otáčky volně otočného řazeného kola a hřídele dříve, než dojde k zařazení. Řidič tedy nemusí provádět synchronizaci sám.

Další výhodou této spojky je, že dokud nenastane stav vyrovnání otáček mezi hřídelí a řazeným kolem, není možné dokončit řazení. Tudíž nemůže nastat případ, kdy řidič udělá chybu, čímž se předchází nadměrnému opotřebování ozubení. [2]

V následující podkapitole bude popsáno řazení spojky s jednou třecí plochou. Existují ale také řešení, kdy je použito více těchto ploch – vícenásobná synchronizace.



Obr. č. 8: Rozpad Borg-Warner synchronizační spojky [12]

1 – ozubené kolo volně otočné na jehlovém ložisku; 2 – synchronizační kroužek s třecím kuželem a unášecím ozubením; 3 – clonící kroužek s protikuželem a blokovacím ozubením; 4 – náboj synchronizační spojky s vnitřním drážkováním pro spojení s hřídelí a vnějším drážkováním pro spojení s objímkou; 5 – vinutá tlačná pružina; 6 – čep s kulovou hlavou; 7 – kámen; 8 – řadicí objímka s vnitřním drážkováním [2]

4.1.1 Proces řazení

Jak už bylo zmíněno, synchronizačním členem je zde clonící kroužek, nacházející se mezi spojkovým tělesem a řazeným kolem. Samotný clonící kroužek je uložen v náboji (součást spojky) pomocí výstupků, které jsou užší než drážky v náboji, a proto je clonícímu kroužku umožněno mírné rotace vůči náboji. K synchronizaci se využívají kuželové třecí plochy vyrobené na clonícím kroužku a spojovém tělese, které je pevně spojené s ozubeným kolem. Dále je také na clonícím kroužku vyrobeno ozubení, na vnějším průměru sloužící k zabránění zařazení tzn. přesunutí řadicí objímky ke spojkovému tělesu, dokud nedojde ke srovnání obvodových rychlostí.



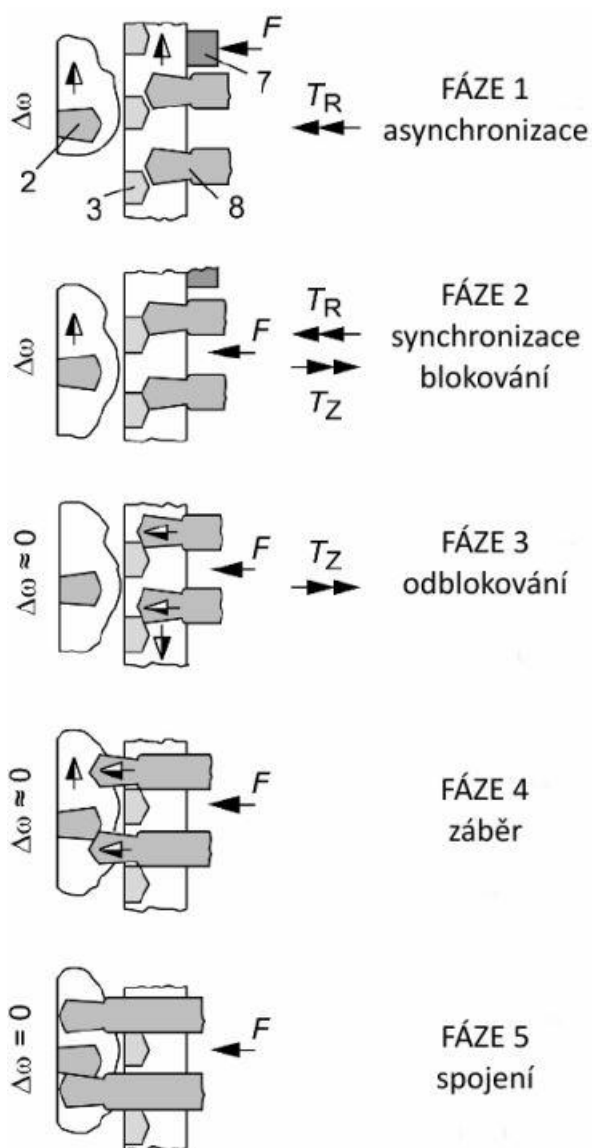
Na začátku řazení působí axiální síla řadící objímky ve směru ozubeného kola chtěného řazeného stupně. Touto silou se překoná aretace, která drží objímku při vyřazení v neutrálu. Následně objímka začne přes kameny, jinak nazývané tlačná tělíska, působit axiální silou na clonící kroužek, který je přitlačen kuželovou plochou na plochu spojkového tělesa. Na stykové kuželové ploše těchto součástí vzniká třecí moment vlivem rozdílu úhlových rychlostí, který pootáčí kroužek do jeho blokovací polohy. Tato fáze se nazývá asynchronizace.

V druhé fázi se objímka pomocí axiální síly posouvá dál a na clonící kroužek působí tato síla nejen přes kameny, nýbrž i přes drážkování objímky, které tlačí na ozubení clonícího kroužku. Vzniká zde řadící moment, který je menší než třecí moment, tudíž nelze zařadit, dokud nebudou srovnány úhlové rychlosti a třecí moment bude menší než řadící. Tato fáze se nazývá synchronizace.

K třetí fázi neboli odblokování dochází v momentě srovnání otáček řazeného ozubeného kola, clonícího kroužku a objímky, čímž dochází ke snížení třecího momentu vyvozeného na kuželové stykové ploše. Jelikož tento moment klesá k nule, je řadící moment větší. Dochází k pootočení clonícího kroužku na druhou stranu než v první fázi silovým působením objímky, a tak se uvolní cesta zubům řadící objímky.

Ve čtvrté fázi je umožněn posuv objímky až do kontaktu s ozubením spojkového tělesa. Zde musí dojít k vhodnému natočení pro správné zařazení, což je zajištěno tvarem zubů.

Poslední fází je úplné zařazení řadících zubů objímky mezi zuby spojkového tělesa. Díky vhodně zvolenému tvaru zubů – negativní sklon, se spojka nemůže samovolně vyřadit. Točivý moment se přenáší. [2] [13] [14]



Obr. č. 9: Fáze řazení synchronizační spojky [2] [12]



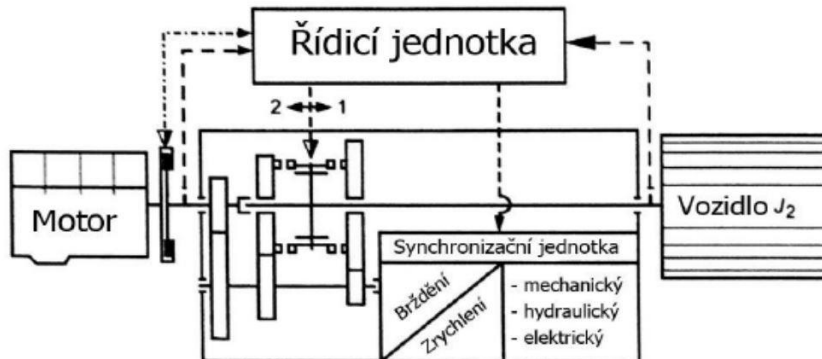
5 Externí synchronizace

Jak už bylo zmíněno, pro použití zubové spojky s aretačním mechanismem je nutná také externí synchronizace, jelikož samotná zubová spojka není schopná synchronizace otáček.

Jako alternativu synchronizačních členů pro každý řazený stupeň se může použít centrální synchronizační zařízení pro celou převodovku, nebo je možné vyrovnávat otáčky pomocí spalovacího motoru (s přídatnou brzdou)

Při použití externího centrálního synchronizačního zařízení je potřeba pouze jedna synchronizační jednotka, která obstarává synchronizaci otáček pro řazení nahoru i dolů. Řídící jednotka sleduje relativní rychlosti dílů a následně řídí proces řazení.

Druhou alternativou, jak vyrovnávat otáčky, je pomocí spalovacího motoru s nápomocí přídatné brzdy. Při řazení ovládá spalovací motor řídící jednotka, která určí synchronizační bod. Samotný proces řazení probíhá při sepnuté spojce a rozdíl otáček je vyrovnán navýšením, či snížením otáček samotného motoru. Při řazení nahoru je také využita přídatná brzda, která pomáhá motoru snížit otáčky rychleji, jelikož zpomalení samotného motoru není dostatečně rychlé. [12]



Obr. č. 10: Schéma externí synchronizace [12]



6 Návrhový program pro zubovou spojku

Návrhový program jsem podle požadavků vypracovával v programu MS Excel. Zadání vypracování tohoto programu bylo v souvislosti s další probíhající prací, a to je vytváření parametrického modelu řešené zubové spojky s aretačním mechanismem navržené Ing. Jasným. Model je vytvořený v CAD programu Creo Parametric, který má výhodu importování parametrů a dat pomocí excelovské tabulky.

Dále jsem zohledňoval i ostatní zadané požadavky jako je například přehlednost. A proto jsem program vytvářel tak, aby byl pro uživatele přehledný a provedl ho výpočtem všech součástí a následných kontrol na kritická místa systematicky a vzestupně, tedy od hřídele až po objímku. Také je třeba zmínit důležitý požadavek na co nejmenší počet vstupních parametrů.

V následujících podkapitolách je podrobný popis výpočtů jednotlivých součástí chronologicky – „vzestupně“, tak, jak postupuje sám program. U každé součásti budou popsány nejprve vstupní parametry, následně potřebné a důležité výpočty.

6.1 Vstupní parametry

Při zadání byly také určeny tři základní parametry vstupující do výpočtu. Prvním je vnější průměr hřídele v místě d , kam se nasazuje náboj pomocí drážkování. Druhým parametrem je maximální kroutící moment M_{max} , který by měla být navrhovaná spojka schopna přenést (samozřejmě se započítáním bezpečností). Posledním parametrem, který musí uživatel při návrhu zvážit, je koeficient momentu pro brzdění k_b pro použitý motor, jelikož zuby spojky nemají symetrický tvar, a musí se tedy kontrolovat pro oba typy provozu.

Vstupní parametry spojky	
maximální moment motoru	M_{max}
jmenovitý průměr hřídele/patní kružnice drážkování	d
koeficient momentu pro brzdění	k_b

Tab. č. 1: Vstupní parametry spojky

Koeficient momentu pro brzdění k_b :

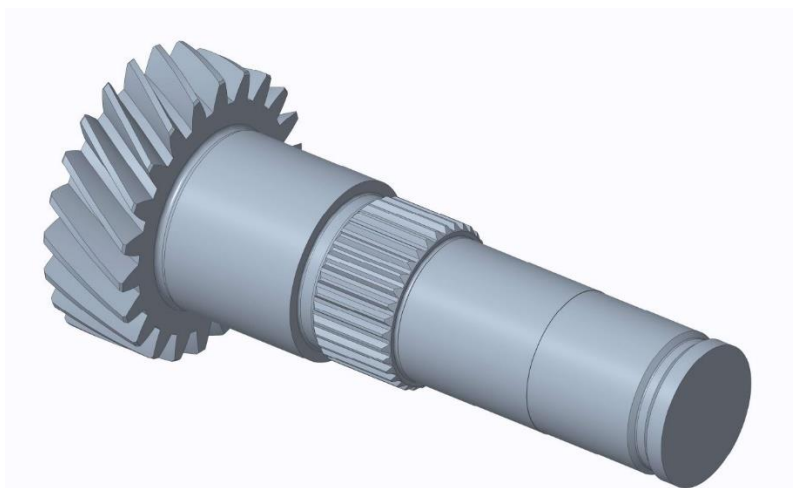
$$k_b = \frac{M_{max}}{M_{BR}} \quad (1)$$

kde:

M_{BR} ...maximální moment při brzdění



6.2 Hřídel



Obr. č. 11: Model části hřídele

I když hřídel není součástí počítané spojky, je nutné nejprve zkontrolovat, zda samotná hřídel přenese zadaný krouticí moment M_{max} , jelikož druhým vstupním parametrem je její vnější průměr d . Vnějším průměrem také chápeme patní kružnici vyrobeného drážkování d_{f1} nacházejícího se na hřídeli, pomocí kterého se převádí krouticí moment s nábojem.

Před výpočtem musí ještě uživatel zadat mez kluzu materiálu $R_{e(HR)}$, ze kterého je hřídel vyrobená. Dále také musí zadat převod na hřídeli i_{HR} . Pokud se spojka nachází na vstupní hřídeli převodovky zadává 1, ale když je na výstupní hřídeli, je zde už ovlivněný krouticí moment právě tímto převodem a uživatel zadává převod.

Vstupní parametry hřídele	
mez kluzu materiálu hřídele	$R_{e(HR)}$
převod na hřídeli	i_{HR}

Tab. č. 2: Vstupní parametry hřídele

Výpočtový program následně provede výpočet modul průřezu v krutu a na to navazující výpočet dovoleného smykového napětí. Výpočet provádí jak podle Trescovy, tak i podle Energetické teorie (H.M.H.).

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (2)$$

$$\tau_{D(Tres)} = \frac{\sigma_D}{2} \quad (3)$$

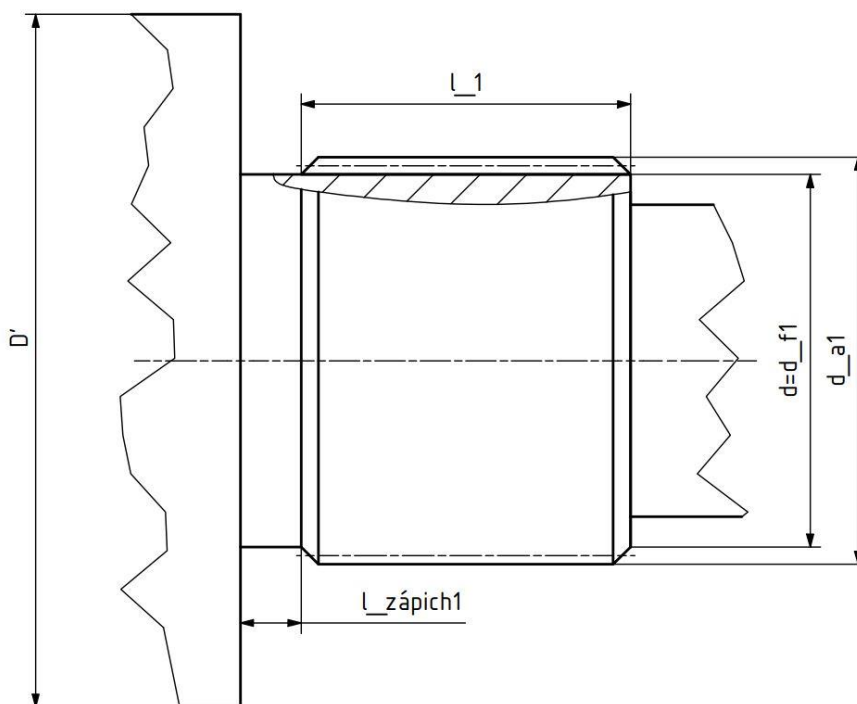
$$\tau_{D(Energ.)} = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} \quad (4)$$



Nakonec program dopočítá maximální možné smykové napětí na hřídeli při zatížení kroutícím momentem a bezpečnosti porovnáním předchozích výsledků.

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_{kO}} \quad (5)$$

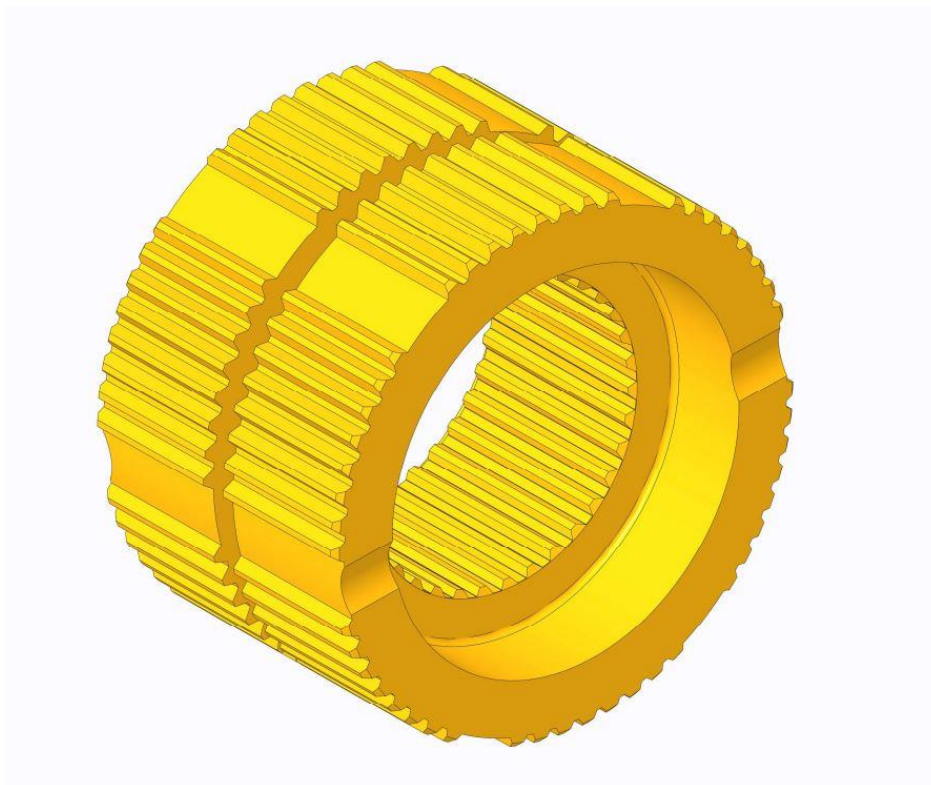
Jak je možno vidět z náčrtu níže, parametrů charakterizujících hřídel je více, avšak v segmentu určeném pro hřídel program kontroluje pouze zadaný průměr d na krut. Tyto parametry se počítají až v další části určené pro náboj, a to z důvodu, že jsou stejné jak pro náboj, tak pro hřídel.



Obr. č. 12: Schéma hřídele



6.3 Náboj



Obr. č. 13: Model náboje

Funkcí náboje je přenést kroutící moment z hřídele na přesuvník. V kontaktu s oběma zmíněnými součástmi se nachází drážkování. Pro volbu drážkování je v návrhovém excelu připravený list s tabulkou, kam každý uživatel zadá rozměry pro zvolený typ drážkování a program následně z této tabulky vybírá. I u náboje musí uživatel zadat mez kluzu použitého materiálu $R_{e(N)}$.

Program z vyplněné tabulky zvolí nejbližší vyšší drážkování podle patní kružnice d_{f1} :

Parametry drážkování (hřídel – náboj)	
počet zubů	z_1
patní kružnice drážkování hřídele	d_{f1}
hlavová kružnice drážkování hřídele	d_{a1}
patní kružnice drážkování náboje	D_{f1}
hlavová kružnice drážkování náboje	D_{a1}

Tab. č. 3: Parametry drážkování (hřídel - náboj)

Jelikož náboj je součástí, která ovlivňuje zástavbou délku celé spojky, je ji zde nutné dopočítat přesně, a ne použít pouze doporučené délky podle vzorečku pro nepohyblivá spojení (viz. rovnice (6)) [15].

$$l = (0,8 \div 1,5) \cdot d_a \quad (6)$$



Délku tudíž počítá pomocí [15]:

$$l_1 \geq \frac{8 \cdot M_k}{(d_{a1}^2 - D_{a1}^2) \cdot p_{D1} \cdot \psi \cdot z_1} \quad (7)$$

kde:

ψ ... opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečné nosné ku stykové ploše teoretické

Do tohoto výpočtu vstupují další dva parametry, kterými jsou dovolený tlak na bocích drážek p_{D1} a délka zápichu za drážkováním $l_{zápich}$. Oba tyto parametry musí taktéž zvolit uživatel. Pro volbu dovoleného tlaku je připraven vedlejší list s podklady (viz Obr. č. 14).

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obr. č. 14: Tabulka dovolených tlaků p_D pro boky zubů drážkování [16]

Délku zápichu (viz. Obr. č. 12) za drážkováním musí uživatel uvážit sám. Bude se řídit hlavně technologií výroby drážkování a velikostí zvoleného nástroje.

Vstupní parametry náboje	
mez kluzu materiálu náboje	$R_{e(N)}$
dovolený tlak na bocích drážek	p_{D1}
délka zápichu za drážkováním	$l_{zápich}$

Tab. č. 4: Vstupní parametry náboje

Sečtením minimální délky drážkování a zadané délky zápichu se získá důležitý parametr významně se podílející na axiální zástavbě celé spojky. Pokud se ovšem zvolí taková technologie výroby drážkování, která nepotřebuje zápich, je možno zadat za $l_{zápich} = 0$.

$$l_{celk,spod} = l_1 + l_{zápich} \quad (8)$$

Po vypočtení parametrů, popisujících vnitřní část náboje, je navržen vnější průměr pomocí již zvoleného průměru nad ložisky D' (viz. Obr. č. 12) a také podmínky minimální tloušťky pod drážkováním [17].

$$t > h \quad (9)$$



Zde uživatel ovlivňuje poměr tloušťky a výšky zubu pomocí koeficientu k_{th} , přičemž jak už vychází z předchozí podmínky, musí být koeficient $k_{th} > 1$

$$k_{th} = \frac{t}{h} \quad (10)$$

Vnější průměr je uvažován jako patní kružnice vnějšího drážkování d_{f2} , do kterého zapadá drážkování přesuvníku umožňující jeho axiální pohyb. Samotné drážkování je poté znovu vybráno z již zmíněné předpřipravené tabulky.

Parametry drážkování (náboj – přesuvník)	
počet zubů	z_2
patní kružnice drážkování náboje	d_{f2}
hlavová kružnice drážkování náboje	d_{a2}
patní kružnice drážkování přesuvníku	D_{f2}
hlavová kružnice drážkování přesuvníku	D_{a2}

Tab. č. 5: Parametry drážkování (náboj – přesuvník)

Pro poslední část výpočtu náboje, čímž je kontrola průměru pod aretačním kroužkem (viz. Obr. č. 15) na namáhání krutem, je nutné nejprve určit rozměry aretačního kroužku.

Modul průřezu v krutu pro mezikruží

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot D_{drazka}^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D_{drazka}} \right)^4 \right] \quad (11)$$

Dovolené napětí podle Trescovy a Energetické teorie

$$\tau_{D(TRES)} = \frac{\sigma_D}{2} \quad (12)$$

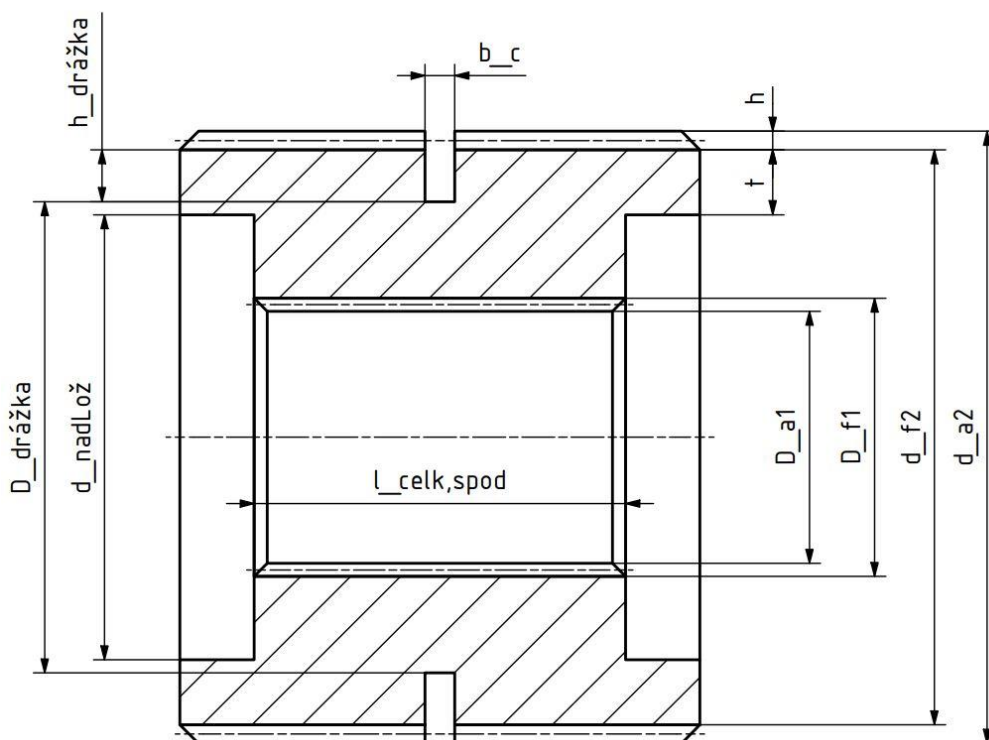
$$\tau_{D(Energ)} = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} \quad (13)$$

Maximální napětí

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_{kO}} \quad (14)$$

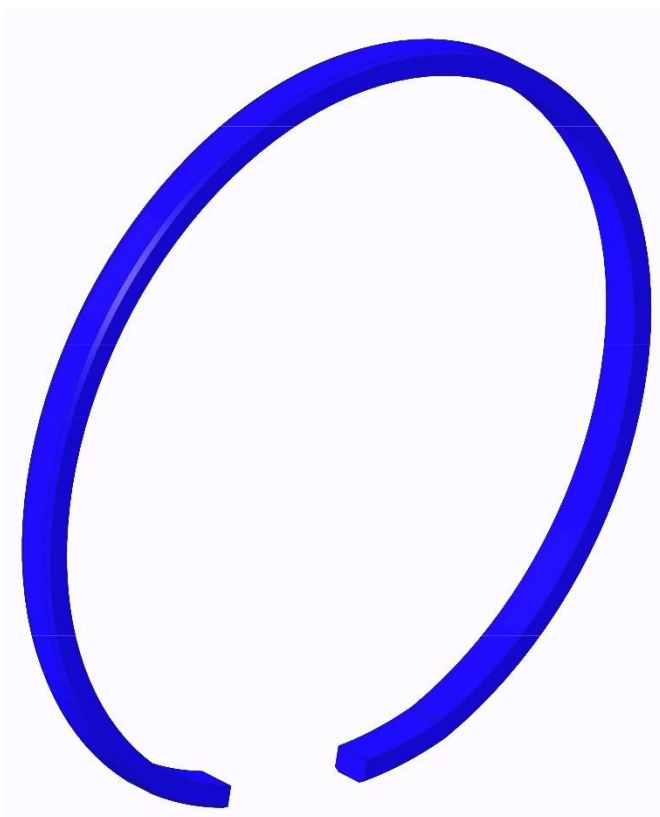
Výpočet je zakončený určením bezpečnosti k_{drazka} .

$$k_{drazka} = \frac{\tau_D}{\tau_{max}} \quad (15)$$



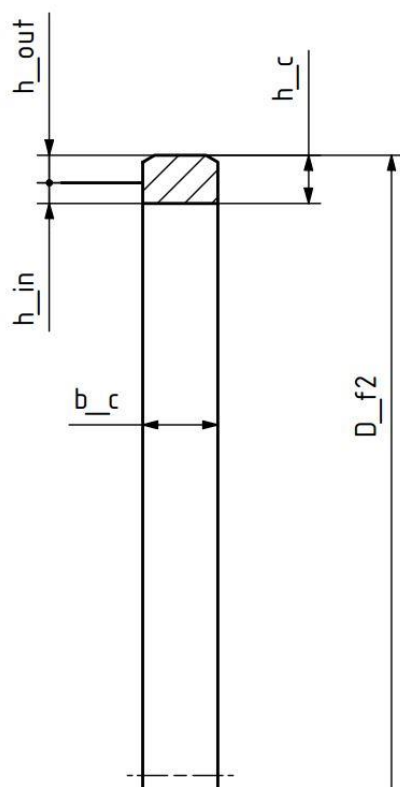
Obr. č. 15: Schéma náboje

6.4 Aretační kroužek



Obr. č. 16: Model aretačního kroužku

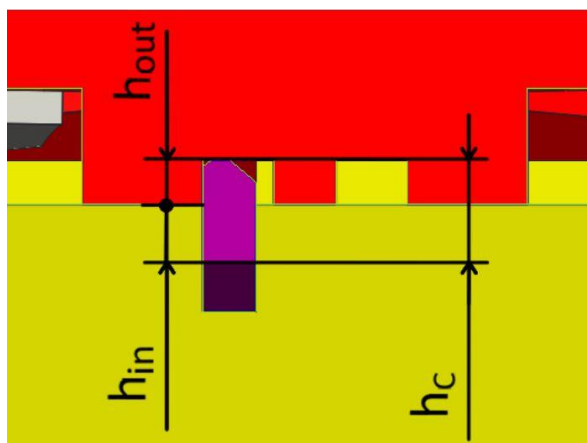
Aretační kroužek je definovaný jeho výškou h_c a šířkou b_c společně s jeho materiálovými charakteristikami.



Obr. č. 17: Schéma aretačního kroužku

Uživatel musí zvolit poměr vnější h_{out} a vnitřní h_{in} výšky kroužku k_v k určení ovlivnění výšky drážek jak náboje, tak přesuvníku.

$$k_v = \frac{h_{out}}{h_{in}} \quad (16)$$



Obr. č. 18: Průřezové rozměry aretačního kroužku [2]



Dále je nutné zadat důležitý parametr, čímž je zde maximální axiální síla, působící na objímku ovládacím řadicím mechanismem $F_{Obj,max}$.

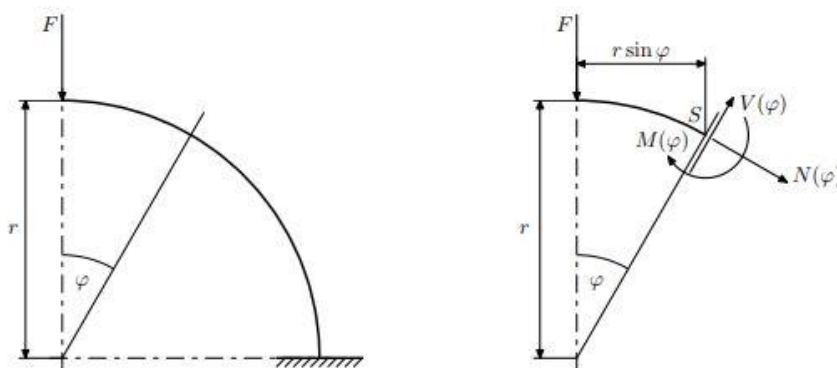
Vstupní parametry aretačního kroužku	
Youngův modul pružnosti kroužku	E
hustota kroužku	ρ_k
celková výška kroužku	h_c
koeficient (vnější-vnitřní výška)	k_v
šířka kroužku	b_c
maximální otáčky kroužku	n_{max}
maximální síla (na objímce pro vyřazení)	$F_{Obj,max}$

Tab. č. 6: Vstupní parametry aretačního kroužku

Návrhový program vypočítá pomocí zadaných parametrů potřebnou radiální sílu pro sevření kroužku F_r . Pro tento výpočet je nejprve nutné stanovit kvadratický modul průřezu kroužku J_{ks}

$$J_{ks} = \frac{b_c \cdot h_c^3}{12} \quad (17)$$

Následně je získán výpočet pomocí Castiglianovy věty a Mohrova integrálu vztah pro posun konce nosníku zatíženého silou F ve směru této síly [18]



Obr. č. 19: Schéma výpočtu napjatosti kruhového nosníku [18]

$$v_F = \frac{\pi \cdot F \cdot r^3}{4 \cdot E \cdot J} \quad (18)$$



Jelikož je ale posun $u_A = v_F$ už známý, úpravou a vyjádřením a dosazením známých hodnot se získá radiální síla pro sevření kroužku

$$F_r = \frac{4 \cdot E \cdot J_{ks} \cdot u_A}{\pi \cdot r_{ks}^3} \quad (19)$$

kde:

J_{ks} ...kvadratický modul průřezu kroužku

u_A ...posun bodu na kroužku při svírání

r_{ks} ...střední poloměr kroužku

Z již vypočtené radiální síly stanoví maximální axiální sílu nutnou pro vyřazení.

$$F_a = \frac{F_r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{zkos})}{1 - f_{krouzek} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{zkos})} \quad (20)$$

kde:

α_{zkos} ...úhel na vyřazovací objímce

$f_{krouzek}$...součinitel tření kroužku a drážky

Po vypočtení axiální síly F_a porovná její hodnotu s již zadanou maximální silou na objímce pro vyřazení $F_{Obj,max}$, čímž získá bezpečnost k_p .

$$k_p = \frac{F_{Obj,max}}{F_a} \quad (21)$$

Dále program zjistí maximální možné napětí vznikající v kroužku podle dvou teorií.

Maximální ohybové napětí [18]

$$\sigma_{kr} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_r \cdot 2}{\frac{2 \cdot J_{ks}}{h_c}} = \frac{4 \cdot E \cdot J_k \cdot u_A \cdot r_{ks} \cdot h_c}{2 \cdot \pi \cdot r_{ks}^3} = \frac{2 \cdot E \cdot u_A \cdot h_c}{\pi \cdot r_{ks}} \quad (22)$$

Maximální ohybové napětí dle přednášky doc. Novotného [19]

$$\sigma_{kr} = \frac{0,424 \cdot \pi \cdot 2 \cdot E}{(38 - h_c) \cdot (40 - h_c)} \quad (23)$$

Výsledné hodnoty je možné porovnat se stanovenými dovolenými napětími použitého materiálu k výrobě aretačního kroužku.

Jelikož je při stavu zařazení aretační kroužek namáhán tlakově na svých bocích v kontaktu s drážkami přesuvníku, je také zde nutné provést kontrolu. Kontaktní tlak vzniká při přenosu točivého momentu, kontrolujeme tedy pro stav pohonu, kdy se přenáší největší moment.



Celková dosedací plocha

$$S_{ks,dosed} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ks,dosed} \cdot \varphi_{cin} \cdot h_{out,dosed}}{360} \quad (24)$$

kde:

$r_{ks,dosed}$...střední poloměr kroužku (dosedací)

φ_{cin} ...činný úhel drážkování

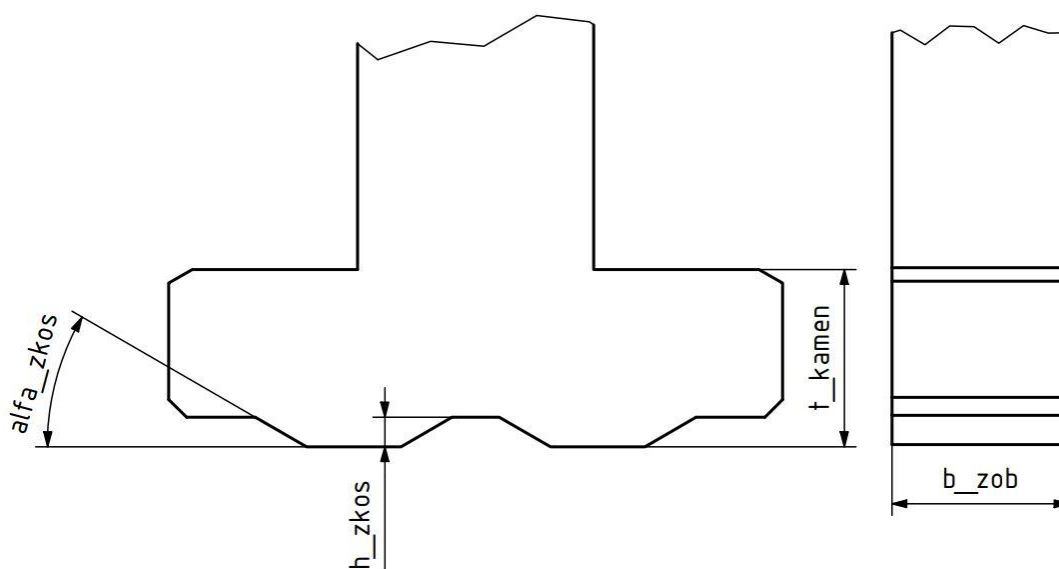
$h_{out,dosed}$...dosedací výška kroužku

Tlak mezi aretačním kroužkem a drážkováním

$$p_k = \frac{S_{ks,dosed}}{F_{a1}} \quad (25)$$

Následně program kontroluje vypočítaný maximální tlak p_k s dovoleným tlakem. Dovolенý tlak je stanoven jako maximální dovolený tlak pro ségrovku $p_d = 80 \text{ MPa}$. Je nutno dodat, že tento výpočet probíhá až po stanovení axiální síly vznikající v řadícím ozubení F_{a1} .

6.5 Řadící kameny (objímka)



Obr. č. 20: Schéma řadícího kamene

Řadící kameny jsou součástí objímky, ale jelikož ovládají aretační kroužek, výpočet probíhá v návaznosti na něj samotný. Je nutno určit přesný počet řadících kamenů. Počet kamenů se kontroluje na dělitelnost 3, jelikož je podle návrhu nutné dodržet, aby byl počet zubů spojky dělitelný počtem kamenů. Čím více kamenů bude použito, tím pravidelněji se bude při stlačení kroužek deformovat a udržovat si kruhovitý tvar, ale také zmenšovat svou činnou plochu, která drží přesuvník v zařazeném stavu. S více kameny se



také zmenšuje počet zubů drážkování mezi přesuvníkem a nábojem, který přenáší kroutící moment.

Následně uživatel stanoví maximální dovolený tlak a jeho bezpečnost.

Vstupní parametry řadících kamenů	
dovolený tlak působící na kameny	p_{dov}
bezpečnost v tlaku	k_{bp}
počet kamenů	n_{kam}

Tab. č. 7: Vstupní parametry řadících kamenů

Pomocí těchto parametrů, výsledné axiální síly z výpočtu axiálního kroužku a statických parametrů daných návrhem je poté možno dopočítat kontaktní plochu kamenu.

Tlak po bezpečnosti

$$p_{zkos} = \frac{p_{dov}}{k_{bp}} \quad (26)$$

Síla působící kolmo na plochu zkosení

$$F_{zkos} = \frac{F_a}{\sin(\alpha_{zkos})} \quad (27)$$

kde:

α_{zkos} ...úhel zkosení

Kontaktní plocha

$$S_{zkos} = \frac{F_{zkos} \cdot k_{zkos}}{p_{zkos}} \quad (28)$$

kde:

k_{zkos} ...součinitel asymetrie rozložení síly

Minimální šířka kamenu

$$b_{kam,min} = \frac{S_{zkos}}{h_{zkos} \cdot n_{kam}} \quad (29)$$

kde:

h_{zkos} ...výška zkosení

Pro dva následující výpočty musí uživatel doplnit další dva rozměrové parametry řadících kamenů s ohledem na výsledky, které vyjdou až v dalších segmentech (řadící ozubení). Jedná se o tloušťku kamenu t_{kamen} a výšku kamenu h_{kamen} , které jsou ovlivněny velkým průměrem řadícího ozubení.



Vstupní parametry řadících kamenů (kontroly)	
tloušťka kamenu	t_{kam}
výška kamenu	h_{kam}

Tab. č. 8: Vstupní parametry řadících kamenů (kontroly)

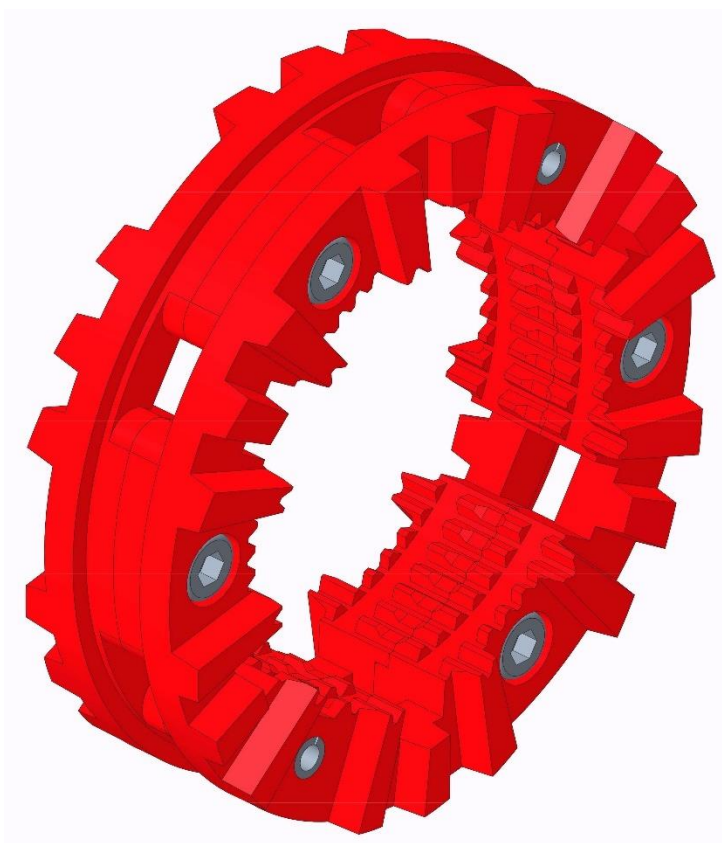
Namáhání řadících kamenů na ohyb (počítané pro stanovenou minimální šířku)

$$\sigma_{kam,o} = \frac{F_a \cdot h_{kam} \cdot k_{zkos}}{W_{o,kam} \cdot n_{kam}} = \frac{F_a \cdot h_{kam} \cdot k_{zkos}}{\frac{1}{6} \cdot b_{kam,min} \cdot t_{kam}^3 \cdot n_{kam}} \quad (30)$$

Namáhání řadících kamenů na tlak (počítané pro stanovenou minimální šířku)

$$\sigma_{kam,t} = \frac{F_r \cdot k_{zkos}}{S_{kam} \cdot n_{kam}} = \frac{F_r \cdot k_{zkos}}{b_{kam,min} \cdot t_{kam} \cdot n_{kam}} \quad (31)$$

6.6 Přesuvník



Obr. č. 21: Model přesuvníku

Přesuvník je nasazen pomocí drážkování na náboj. Rozměry tohoto drážkování, nacházející se na vnitřním průměru přesuvníku, jsou již známé z výpočtu náboje (viz. Tab. č. 5). Parametrem, který je potřeba zjistit, je délka drážkování přesuvníku potřebná k přenesení zadaného maximálního momentu.



Nejprve se určí počet zubů z_{upr} po odečtení částí, které zabírají vybrání pro pohyb řadicích kamenů. Uživatel zde musí zadat zvolenou šířku kamenů b_{kam} , která musí být větší než vypočtená šířka $b_{kam,min}$.

$$b_{kam} > b_{kam,min} \quad (32)$$

Dále také musí zadat dovolený tlak na bocích drážkování p_{D2} . Tento tlak se bude lišit od předchozího zadávaného dovoleného tlaku p_{D1} u drážkování mezi hřídelem a nábojem, jelikož zde se jedná o spojení pohyblivé.

Vstupní parametry přesuvníku	
zvolená šířka kamenů	b_{kam}
koeficient (vůle okolo kamenů)	k_b
dovolený tlak na bocích drážek	p_{D2}

Tab. č. 9: Vstupní parametry přesuvníku

Po zadání těchto parametrů se vypočítá minimální délka drážkování [15].

$$l_2 \geq \frac{8 \cdot M_k}{(d_{a2}^2 - D_{a2}^2) \cdot p_{D2} \cdot \psi \cdot z_{upr}} \quad (33)$$

kde:

ψ ... opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečné nosné ku stykové ploše teoretické

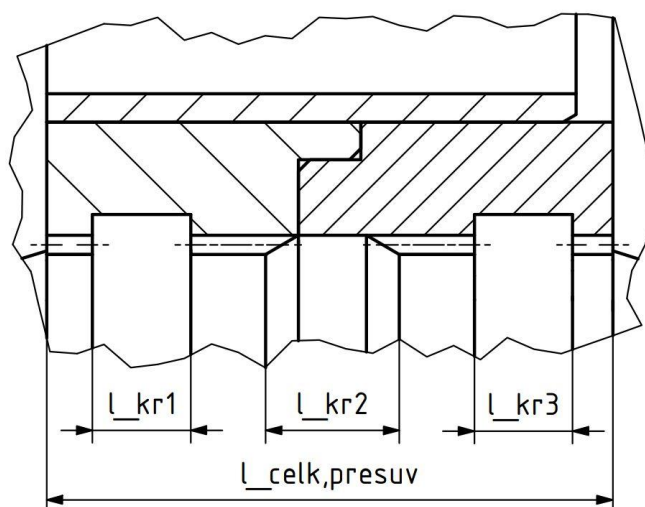
z_{upr} ...počet zubů po úpravě

Celková délka drážkování přesuvníku

$$l_{celk,přesuv} = l_2 + l_{kr} \quad (34)$$

kde:

l_{kr} ...součet délek zabírající drážky pro aretační kroužek

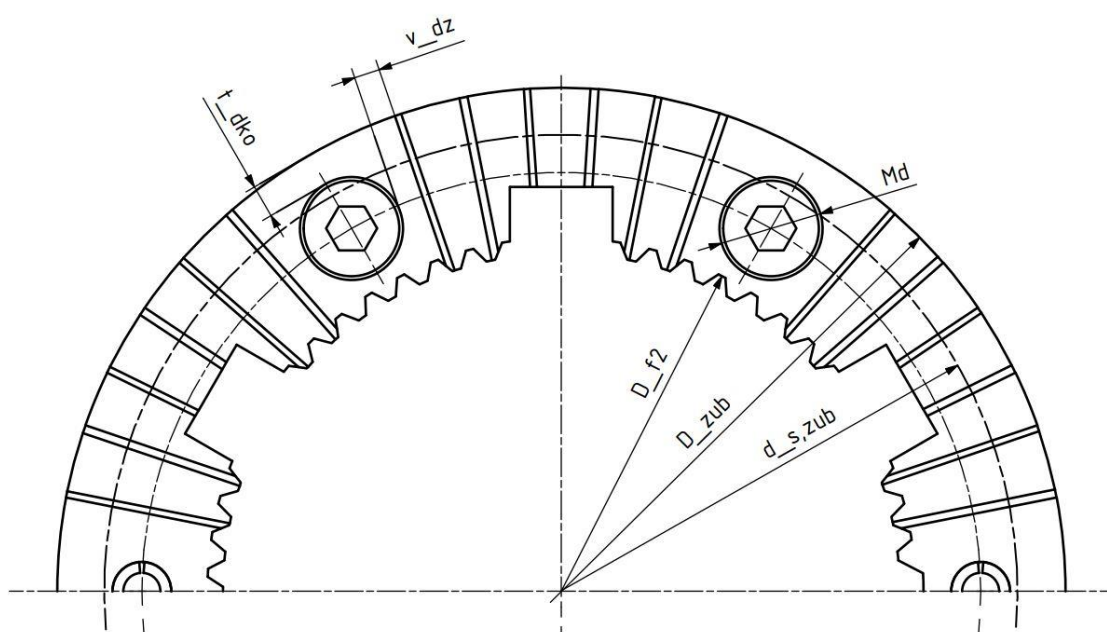


Obr. č. 22: Detail: Délka zabírající drážky ro aretační kroužek



6.7 Přesuvník – Řadící ozubení

Základním znakem této převodovky je řadící ozubení lichoběžníkového tvaru, které zajišťuje přenos momentu ze spojky na ozubené řazené kolo, nebo naopak. Je vytvořena na přesuvníku a na věnci, který je buď součástí, nebo pevně spojen s řazeným ozubeným kolem. Je zde snaha o co nejmenší rozměry, z důvodu zástavby celé spojky. Řadící ozubení ovlivňuje jak zástavbu v axiálním směru, tak ale i celkový průměr. Vlivem dané geometrie zubu je nutné kontrolovat provoz při pohonu motorem, ale také při „brzdění“, kdy se dostávají do záběru strany zubů s menším průřezem. Je také nutno předpokládat, že vlivem cyklického řazení – uvádění do záběru – se hrany zubů obrousí, tudíž je zapotřebí počítat s menšími kontaktními plochami.



Obr. č. 23: Schéma přesuvníku

Pro výpočet řadícího ozubení musí uživatel nejprve vyplnit charakteristiky materiálu, ze kterého se bude vyrábět. Tyto charakteristiky slouží k následným kontrolám po návrhu.

Materiálové charakteristiky	
dovolené napětí v tahu	$\sigma_{D,oz}$
dovolené napětí ve smyku	$\tau_{D,oz}$
dovolený kontaktní tlak	$p_{D,oz}$

Tab. č. 10: Materiálové charakteristiky ozubení

Dalšími parametry, jež musí uživatel doplnit, jsou jednotlivé úhly udávající tvar samotného zubu, počet zubů nacházejících se na věnci a počet šroubů spojujících součásti přesuvníku. Zde program kontroluje nutnou podmínku dělitelnosti 3, související s počtem řadících kamenů. Požadavkem je stejný počet zubů ozubení na přesuvníku mezi dvěma drážkami pro řadící zuby.



Vstupní parametry řadícího ozubení	
úhel zubu 1	β_1
úhel zubu 2	β_2
úhel čela	$\gamma_{čelo}$
počet zubů	n_{oz}
vůle nad kameny	v_{kam}
počet šroubů	$n_{šroub}$

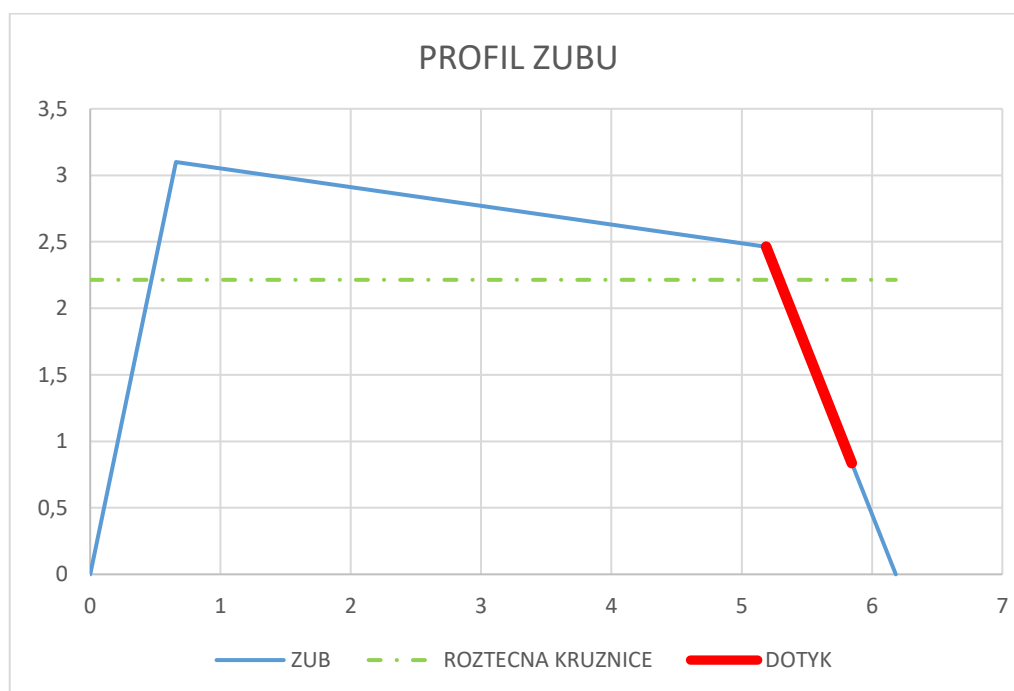
Tab. č. 11: Vstupní parametry řadícího ozubení

Uživatel následně vybírá velikost šroubů. Rozměry šroubů jsou zde vloženy do tabulky a uživateli stačí vyplnit pouze velikost a ostatní rozměry se doplní. Úpravou dalších parametrů se dosáhne konečného tvaru zubu.

Program kontroluje podmínku na menší kontaktní plochu neboli pro režim brzdění, kdy musí být délka dotyku minimálně 1,5mm. Tento parametr l_{min} je možné předefinovat.

$$l_{dotyk} > 1,5 \text{ mm} = l_{min} \quad (35)$$

Ve výpočtovém programu je vykreslen profil zubu s vyobrazenou délkou dotyku na menší straně zubu zabírající při režimu brzdění. Po upravení hodnot se graf aktualizuje.



Obr. č. 24: Profil zubu - návrhový program

Po navržení všech potřebných rozměrů ozubení jako jsou malý, velký a střední poloměr ozubení provede program přes silový rozklad výpočet sil působících v ozubení pro režim pohonu i brzdění.

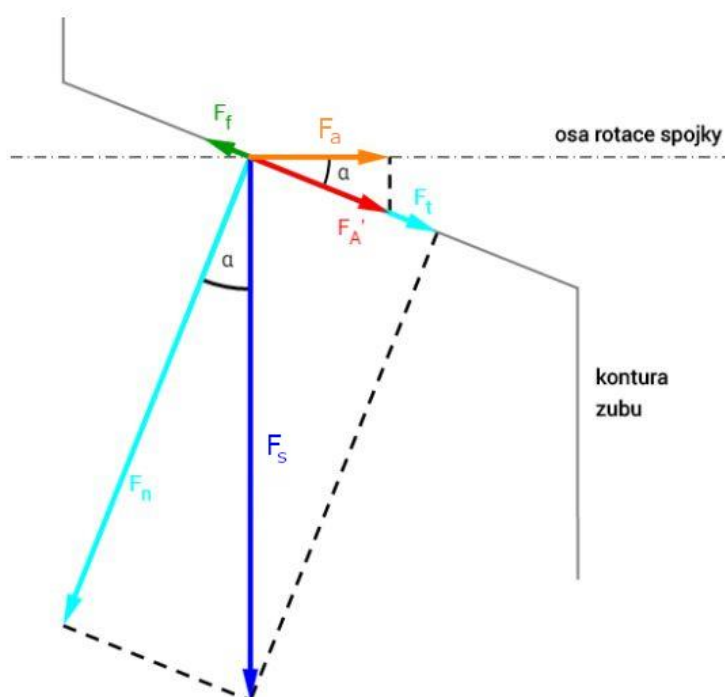


Obvodová tangenciální síla pro režim pohon

$$F_{s1} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{s,zub}} \quad (36)$$

Obvodová tangenciální síla pro režim brzdění

$$F_{s2} = \frac{2 \cdot M_{BR}}{d_{s,zub}} \quad (37)$$



Obr. č. 25: Silový rozklad sil na zubu [2]

Axiální síla působící pro režim režim pohon

$$F_{a1} = F_{s1} \cdot \cos \beta_1 \cdot (\sin \beta_1 - f \cdot \cos \beta_1) \quad (38)$$

Axiální síla působící pro režim brzdění

$$F_{a2} = F_{s2} \cdot \cos \beta_2 \cdot (\sin \beta_2 - f \cdot \cos \beta_2) \quad (39)$$

Namáhání řadícího ozubení na otláčení pro režim pohon

$$p_{zub1} = \frac{F_{s1}}{S_{zub1} \cdot n_{zub}} \quad (40)$$

kde:

S_{zub1} ...kontaktní plocha zubu (pohon)



Namáhání řadicího ozubení na otláčení pro režim brzdění

$$p_{zub2} = \frac{F_{s2}}{S_{zub2} \cdot n_{zub}} \quad (41)$$

kde:

S_{zub2} ...kontaktní plocha zubu (brzdění)

Namáhání řadicího ozubení na střih

$$\sigma_{zub,s} = \frac{F_{s1}}{S_{zub,s} \cdot n_{zub}} \quad (42)$$

kde:

$S_{zub,s}$...plocha u paty zubu

Namáhání řadicího ozubení na ohyb při záběru

$$\sigma_{zub,o} = \frac{3 \cdot F_{s1} \cdot h_{zub,teor}}{n_{zub} \cdot b_{zub} \cdot t_{s,zub}^2} \quad (43)$$

kde:

$h_{zub,teor}$...teoretická výška zubu (bez odečtení axiální vůle)

b_{zub} ...šířka zubu

$t_{s,zub}$...střední tloušťka zubu

Určení bezpečností:

Kontaktní tlak pro režim pohon

$$k_{pd1} = \frac{p_{D,oz}}{p_{zub1}} \quad (44)$$

Kontaktní tlak pro režim brzdění

$$k_{pd2} = \frac{p_{D,oz}}{p_{zub2}} \quad (45)$$

Střih

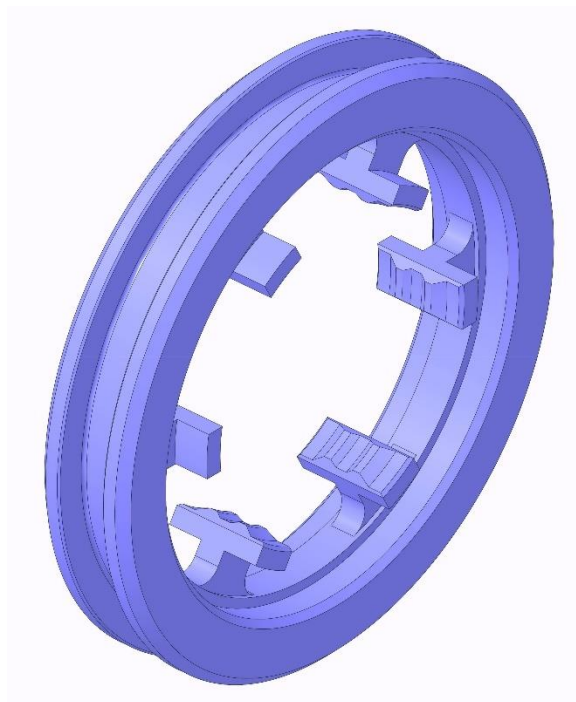
$$k_{\tau} = \frac{\tau_{D,oz}}{\sigma_{zub,s}} \quad (46)$$

Ohyb

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{D,oz}}{\sigma_{zub,o}} \quad (47)$$



6.8 Objímka

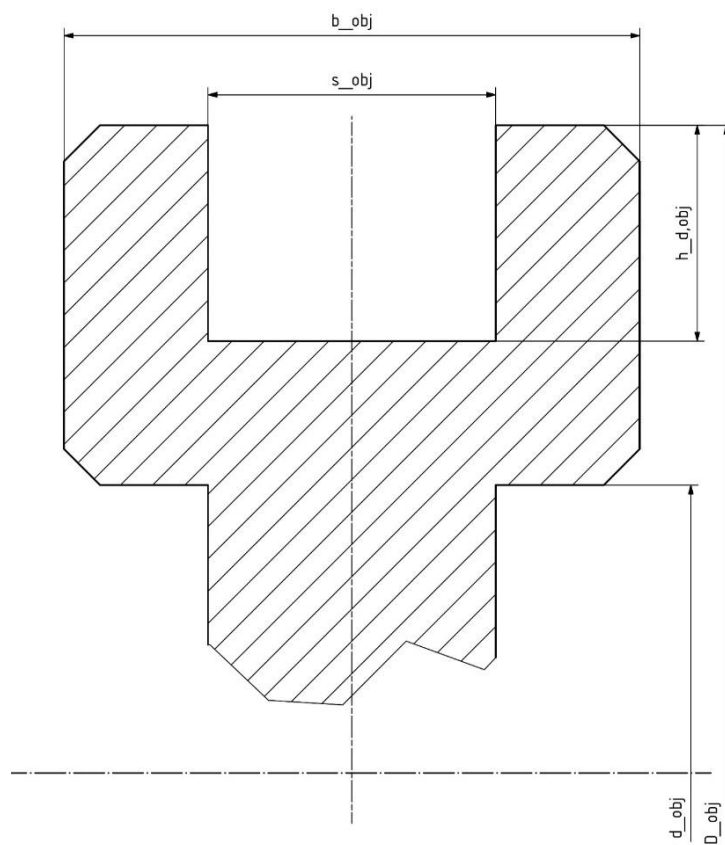


Obr. č. 26: Model objímky

U objímky se předpokládá použití objímky již navržené například ze synchronní spojky, tudíž už zde neprobíhá výpočet. Je zde tedy nutné zadat důležité parametry, ovlivňující zástavbový prostor celé spojky.

Vstupní parametry objímky	
vůle	v_{obj}
malý průměr objímky	d_{obj}
výška drážky pro vidličku	$h_{d,obj}$
velký průměr objímky	D_{obj}
šířka objímky	b_{obj}
šířka díry (šířka vidličky)	s_{obj}

Tab. č. 12: Vstupní parametry objímky



Obr. č. 27: Schéma objímky

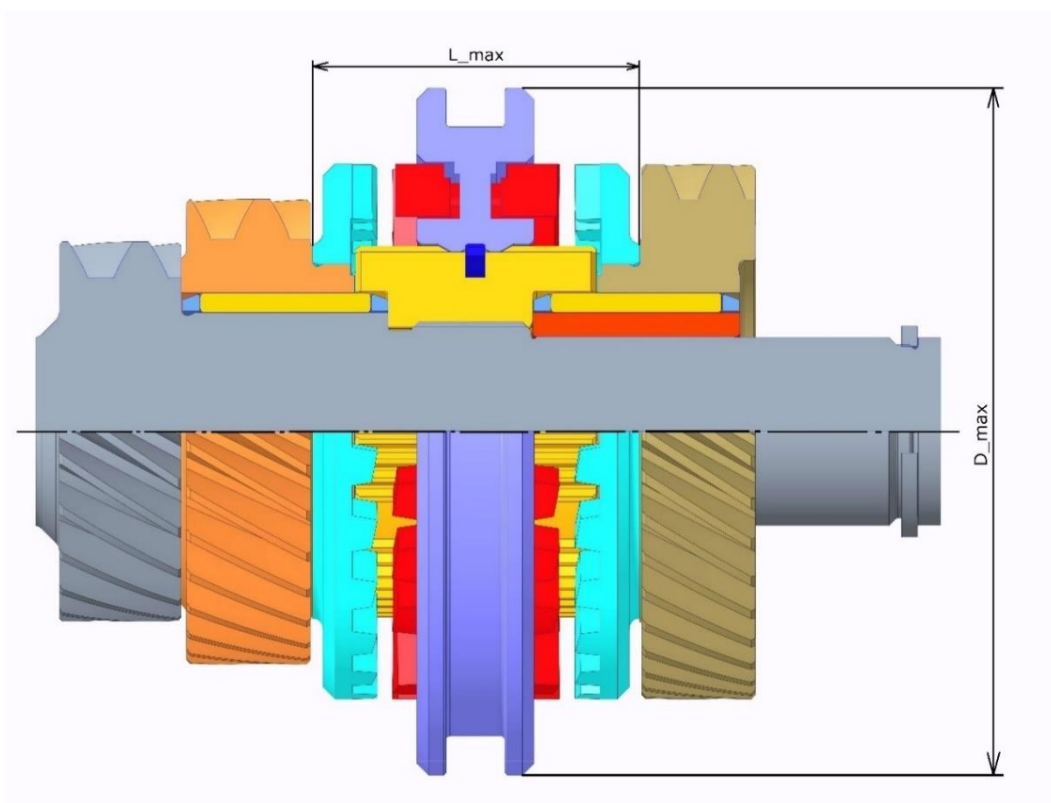


7 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit návrhový program pro výpočet zubové spojky s aretačním kroužkem navržené Ing. Michalem Jasným. Byly zadány základní požadavky na vstupní parametry, ale i na samotný program, jako například co nejméně parametrů, které musí uživatel následně upravit, či doplnit.

V teoretické části byla obecně popsána zubová spojka a její základní součásti a důležité parametry ovlivňující chování samotné spojky, následně konstrukční řešení navrhované spojky společně s detailním popisem průběhu řazení. Dále byla také zmíněna nejpoužívanější synchronizační spojka Borg-Warner jako její největší konkurent. Zde bylo také porovnání mezi jednotlivými spojkami. Nakonec byl také popsán princip externí synchronizace nutné pro správný chod řešené spojky.

Praktická část se věnovala návrhu samotného programu. Program byl navržen tak, že provádí uživatele „vzestupně“ od hřídele až řadící objímku. Prostupuje postupně výpočty parametrů součástí a následnými kontrolami na kritická místa. U každé součásti jsou vypsány parametry nutné pro výpočet, které upravuje sám uživatel. Dále jsou zde pro přehlednost také přidána schémata součástí s vyobrazenými důležitými parametry. Výstup z programu, tvořeného v prostředí Microsoft Excel by měl napomoci s představou o zástavbovém prostoru zubové spojky s aretačním mechanismem se zadanými parametry.



Obr. č. 28: Zástavbový prostor zubové spojky



Seznam použitých symbolů

Veličiny, u nichž je uvedena pomlčka ("-") jsou bezrozměrné.

Symbol	Jednotka	Význam
M_{max}	[Nm]	maximální kroutící moment
d	[mm]	jmenovitý průměr hřídele/patní kružnice drážkování
k_b	-	koeficient momentu pro brždění
M_{BR}	[Nm]	maximální moment při brždění
$R_{e(HR)}$	[MPa]	mez kluzu materiálu hřídele
i_{HR}	-	převod na hřídeli
W_{k1}	[mm ³]	modul průřezu v krutu hřídele
$\tau_{D(Tres)}$	[MPa]	dovolené smykové napětí podle Trescovy teorie
$\tau_{D(Energ)}$	[MPa]	dovolené smykové napětí podle Energetické teorie
τ_{max}	[MPa]	maximální smykové napětí
z_1	-	počet zubů drážkování
d_{f1}	[mm]	patní kružnice drážkování hřídele
d_{a1}	[mm]	hlavová kružnice drážkování hřídele
D_{f1}	[mm]	patní kružnice drážkování náboje
D_{a1}	[mm]	hlavová kružnice drážkování náboje
l_1	[mm]	délka drážkování mezi hřídelem a nábojem
ψ	-	opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečné nosné ku stykové ploše teoretické
$R_{e(N)}$	[MPa]	mez kluzu materiálu náboje
p_{D1}	[MPa]	dovolený tlak na bocích drážek
$l_{zápich}$	[mm]	délka zápichu za drážkováním
$l_{celk,spod}$	[mm]	délka vnitřního drážkování náboje
D'	[mm]	průměr nad ložisky
t	[mm]	tloušťka materiálu pod drážkováním
h	[mm]	výška zubu drážkování
k_{th}	-	poměr tloušťky materiálu a výšky zubu
z_2	-	počet zubů drážkování mezi nábojem a přesuvníkem
d_{f2}	[mm]	patní kružnice drážkování náboje



d_{a2}	[mm]	hlavová kružnice drážkování náboje
D_{f2}	[mm]	patní kružnice drážkování přesuvníku
D_{a2}	[mm]	hlavová kružnice drážkování přesuvníku
W_{k2}	[mm ³]	modul průřezu v krutu pro mezikružší (náboj)
$k_{drážka}$	-	bezpečnost – namáhání náboje
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti kroužku
ρ_k	[g · cm ⁻³]	hustota kroužku
h_c	[mm]	celková výška kroužku
k_v	-	koeficient (vnější-vnitřní výška)
b_c	[mm]	šířka kroužku
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky kroužku
$F_{Obj,max}$	[N]	maximální síla (na objímce pro vyřazení)
J_{ks}	[mm]	kvadratický modul průřezu kroužku
v_F	[mm]	posuv bodu při namáhání kruhového nosníku
u_A	[mm]	posuv bodu na kroužku při svírání
r_{ks}	[mm]	střední poloměr kroužku
F_r	[N]	potřebná radiální síla pro sevření kroužku
F_a	[N]	maximální axiální síla nutná pro vyřazení
α_{zkos}	[°]	úhel na vyřazovací objímce
$f_{krouzek}$	-	součinitel tření kroužku a drážky
k_p	-	bezpečnost – maximální síla na objímce při vyřazení
σ_{kr}	[MPa]	maximální ohybové napětí kroužku
$S_{ks,dosed}$	[mm ²]	celková dosedací plocha kroužku
$r_{ks,dosed}$	[mm]	střední poloměr kroužku (dosedací)
φ_{cin}	[°]	činný úhel drážkování
$h_{out,dosed}$	[mm]	dosedací výška kroužku
p_k	[MPa]	tlak mezi aretačním kroužkem a drážkováním
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak působící na kameny
k_{bp}	-	bezpečnost v tlaku řadících kamenů
n_{kam}	-	počet kamenů



p_{zkos}	[MPa]	tlak působící na kameny po započítání bezpečnosti
F_{zkos}	[N]	síla působící kolmo na plochu zkosení
S_{zkos}	[mm ²]	kontaktní plocha kamenu a aretačního kroužku
k_{zkos}	-	součinitel asymetrie rozložení síly
$b_{kam,min}$	[mm]	minimální šířka kamenu
h_{zkos}	[mm]	výška zkosení
t_{kam}	[mm]	tloušťka kamenu
h_{kam}	[mm]	výška kamenu
$\sigma_{kam,o}$	[N · mm ⁻²]	ohybové namáhání řadících kamenů
$\sigma_{kam,t}$	[N · mm ⁻²]	tlakové namáhání řadících kamenů
b_{kam}	[mm]	zvolená šířka kamenů
k_b	-	koeficient (vůle okolo kamenů)
p_{D2}	[MPa]	dovolený tlak na bocích drážek
l_2	[mm]	minimální délka drážkování na přesuvníku
Z_{upr}	-	počet zubů drážkování po úpravě na přesuvníku
$l_{celk,přesuv}$	[mm]	celková délka drážkování přesuvníku
l_{kr}	[mm]	součet délek zabírající drážky pro aretační kroužek
$\sigma_{D,oz}$	[N · mm ⁻²]	dovolené napětí v tahu pro ozubení
$\tau_{D,oz}$	[N · mm ⁻²]	dovolené napětí ve smyku pro ozubení
$p_{D,oz}$	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pro ozubení
β_1	[°]	úhel zubu 1
β_2	[°]	úhel zubu 2
$\gamma_{čelo}$	[°]	úhel čela zubu
n_{oz}	-	počet zubů ozubení
v_{kam}	[mm]	vůle nad kameny
$n_{šroub}$	-	počet šroubů
l_{min}	[mm]	minimální délka dotyku zubů
l_{dotyk}	[mm]	délka dotyku zubů
F_{s1}	[N]	obvodová tangenciální síla pro režim pohon
F_{s2}	[N]	obvodová tangenciální síla pro režim brzdění



F_{a1}	[N]	axiální síla působící pro režim pohon
F_{a2}	[N]	axiální síla působící pro režim brzdění
p_{zub1}	[MPa]	namáhání řadícího ozubení na otlačení pro režim pohon
S_{zub1}	[mm ²]	kontaktní plocha zubu pro režim pohon
p_{zub2}	[MPa]	namáhání řadícího ozubení na otlačení pro režim brzdění
S_{zub2}	[mm ²]	kontaktní plocha zubu pro režim brzdění
$\sigma_{zub,s}$	[N · mm ⁻²]	namáhání řadícího ozubení na stříh pro režim brzdění
$S_{zub,s}$	[mm ²]	plocha u paty zubu
$\sigma_{zub,o}$	[N · mm ⁻²]	namáhání řadícího ozubení na ohyb při záběru
$h_{zub,teor}$	[mm]	teoretická výška zubu (bez odečtení axiální vůle)
b_{zub}	[mm]	šířka zubu
$t_{s,zub}$	[mm]	střední tloušťka zubu
k_{pd1}	-	bezpečnost ozubení – kontaktní tlak pro režim pohon
k_{pd2}	-	bezpečnost ozubení – kontaktní tlak pro režim brzdění
k_{τ}	-	bezpečnost ozubení – stříh
k_{σ}	-	bezpečnost ozubení – ohybové namáhání
v_{obj}	[mm]	vůle pod objímkou
d_{obj}	[mm]	malý průměr objímky
$h_{d,obj}$	[mm]	výška drážky pro vidličku
D_{obj}	[mm]	velký průměr objímky
s_{obj}	[mm]	šířka drážky (šířka vidličky)
b_{obj}	[mm]	šířka objímky



Seznam příloh

A. Návrhový program zubové spojky

K vypracování bakalářské práce jsem použil:

PTC Creo Parametric 4.0

Autodesk Inventor 2021

Microsoft Word a Excel 365

Seznam obrázků

Obr. č. 1: Sekvenčně řazená převodovka používaná v F1 – Scuderia Ferrari (2003).....	9
Obr. č. 2: Rozložená zubová spojka.....	10
Obr. č. 3: Typy sklonu zubů u zubové spojky	11
Obr. č. 4: 3D model zubové spojky Ing. Michala Jasného.....	12
Obr. č. 5: Rozpad zubové spojky Ing. Michala Jasného	13
Obr. č. 6: Řez zubovou spojkou s aretačním mechanismem Ing. Michala Jasného	14
Obr. č. 7: Silový tok mezi přesuvníkem a nábojem.....	17
Obr. č. 8: Rozpad Borg-Warner synchronizační spojky.....	20
Obr. č. 9: Fáze řazení synchronizační spojky.....	21
Obr. č. 10: Schéma externí synchronizace	22
Obr. č. 11: Model části hřídele.....	24
Obr. č. 12: Schéma hřídele	25
Obr. č. 13: Model náboje	26
Obr. č. 14: Tabulka dovolených tlaků pro boky zubů drážkování.....	27
Obr. č. 15: Schéma náboje	29
Obr. č. 16: Model aretačního kroužku	29
Obr. č. 17: Schéma aretačního kroužku	30
Obr. č. 18: Průřezové rozměry aretačního kroužku.....	30
Obr. č. 19: Schéma výpočtu napjatosti kruhového nosníku	31
Obr. č. 20: Schéma řadícího kamene	33
Obr. č. 21: Model přesuvníku.....	35
Obr. č. 22: Detail: Délka zabírající drážky ro aretační kroužek	36
Obr. č. 23: Schéma přesuvníku	37
Obr. č. 24: Profil zubu - návrhový program	38
Obr. č. 25: Silový rozklad sil na zubu.....	39
Obr. č. 26: Model objímky.....	41
Obr. č. 27: Schéma objímky	42
Obr. č. 28: Zástavbový prostor zubové spojky	43



Seznam tabulek

Tab. č. 1: Vstupní parametry spojky	23
Tab. č. 2: Vstupní parametry hřídele	24
Tab. č. 3: Parametry drážkování (hřídel - náboj).....	26
Tab. č. 4: Vstupní parametry náboje.....	27
Tab. č. 5: Parametry drážkování (náboj – přesuvník)	28
Tab. č. 6: Vstupní parametry aretačního kroužku	31
Tab. č. 7: Vstupní parametry řadících kamenů	34
Tab. č. 8: Vstupní parametry řadících kamenů (kontroly)	35
Tab. č. 9: Vstupní parametry přesuvníku	36
Tab. č. 10: Materiálové charakteristiky ozubení.....	37
Tab. č. 11: Vstupní parametry řadícího ozubení.....	38
Tab. č. 12: Vstupní parametry objímky	41



Seznam použité literatury

- [1] *Scuderia Ferrari F2000 Gearbox in a Custom Table* [online]. Alina Dumitrache, 2009 [cit. 2022-07-04]. Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/scuderia-ferrari-f2000-gearbox-in-a-custom-table-6568.html>
- [2] JASNÝ, Michal. *Návrh nového kompaktního řadícího mechanismu*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
- [3] BOUS, Marek. *Návrh řadícího mechanismu automobilové převodovky*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Jiří Pakosta.
- [4] BÓKA, Gergely. *Shifting optimization of face dog clutches in heavy duty automated mechanical transmissions*. Budapešť, Maďarsko, 2011. Diplomová práce. Budapest University of Technology and Economics. Vedoucí práce János Márialigeti.
- [5] What's Inside an *F1 Gearbox (& How it Works)* | F1 Engineering. In: Youtube [online]. Velká Británie, 2019 [cit. 2022-07-04]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=bChciv9_BuQ&t=520s&ab_channel=Driver61
- [6] JEYARAMAN, Viyay. *Gearshift simulation model of a dog clutch*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Michal Jasný.
- [7] *Dog Clutch Without Circular Backlash - Design Optimization Using Multi-Body Simulation*. In: FISITA Web Congress 2020 - Technical Papers.
- [8] *Dog Clutch without Circular Backlash - Sequential Shifting Adaptation*. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, 2021. ISBN 978-80-213-3132-7.
- [9] JASNÝ, Michal, Gabriela ACHTENOVÁ a Jiří PAKOSTA. *Řadící spojka*. 2018. MPT F 16 D 11/10 Patent No. 307443. Uděleno 26. 06. 2017. Zapsáno 22. 08. 2018.
- [10] JASNÝ, Michal a Jan MACEK. *Animace řazení*. Praha, 2020.
- [11] SOCIN, R. a L. WALTERS. *Manual Transmission Synchronizers*. SAE Technical Paper 680008. 1968, 35. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/680008>
- [12] NAUNHAEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ a Wolfgang NOVAK. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. 2. Německo: Springer-Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-16216-8.
- [13] BEDMAR, Ana Pastor. *Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions: Modelling and simulation of synchronization processes*. Göteborg, Švédsko, 2013. Diplomová práce. Chalmers University of Technology. Vedoucí práce Viktor Berbyuk.
- [14] ZEMAN, Tomáš. *Model řazení převodovky se synchronizační spojkou*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.



- [15] HERMANN, Denis. *Testovací stand pro životnostní zkoušku drážkování hřídele reduktoru leteckého motoru*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce František Lopot.
- [16] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. 3. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [17] *Tvarové spoje hřídele s nábojem*. In: Mitcalc [online]. [cit. 2022-07-13]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm>
- [18] MAREŠ, Tomáš. *Bulletin of Applied Mechanics: Circular Rings for Students*. Praha: Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, 2005.
- [19] NOVOTNÝ, Pavel. *Výpočtové modelování pístní skupiny*. 2016. Česká automobilová společnost (CAS SAE).