

Využití modelů v předmětu Základy konstruování a části strojů

Pavel Urban

Bakalářská práce
2006



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Zadání bakalářské práce

ABSTRAKT

Cílem této práce bylo vypracování literární studie na téma součástí otáčivého pohybu. Následně byl proveden návrh a výpočet všech potřebných součástí ze zadaných hodnot. Poté bylo úkolem vytvoření trojrozměrného modelu pohonu v programu INVENTOR 6. Dále následovalo vypracování postupu pro pevnostní výpočet v programu COSMOSDesignSTAR a poté bylo provedeno zpracování kompletní výkresové dokumentace.

ABSTRAKT

Purpose of this work has been to elaboration of study on the topic components for transmission of rotary. Consequently, the design and calculation all needed componets from entered value has been done. After has been to task created three-dimensional model drive in software INVENTOR. Followed develop procedure for the strength analyses in software COSMOSDesignSTAR and after the complete drawing documentation has been created.

Rád bych zde poděkoval své vedoucí Ing. Libuši Sýkorové, Ph.D. za odborné vedení a pomoc při vypracování této práce.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 05. 06. 2006

.....
jméno bakaláře

OBSAH:

ÚVOD	7
I. TEORETICKÁ ČÁST	8
1 SOUČÁSTI K PŘENOSU ROTAČNÍHO POHYBU	8
1.1 HŘÍDELE	8
1.1.1 NOSNÉ HŘÍDELE (OSY).....	8
1.1.2 HYBNÉ HŘÍDELE	9
1.2 ČEPY	11
1.3 LOŽISKA	13
1.3.1 KLUZNÁ LOŽISKA	13
1.3.2 VALIVÁ LOŽISKA.....	14
2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	17
2.1 SPOJKY NEPRUŽNÉ	18
2.1.1 SPOJKY PEVNÉ.....	18
2.1.2 SPOJKY VYROVNÁVACÍ	22
2.2 SPOJKY PRUŽNÉ	25
2.2.1 SPOJKY S KOŽENÝMI ELEMENTY	25
2.2.2 SPOJKY S PRYŽOVÝMI ČLÁNKY	26
2.2.3 SPOJKY S OCELOVÝMI PRUŽINAMI.....	28
2.3 SPOJKY VÝSUVNÉ.....	33
2.3.1 ZUBOVÉ SPOJKY	33
2.3.2 TŘECÍ SPOJKY	34
2.4 SPECIÁLNÍ SPOJKY.....	36
2.4.1 POJISTNÉ SPOJKY	36
2.4.2 ROZBĚHOVÉ SPOJKY.....	40
2.4.3 VOLNOBĚŽNÉ SPOJKY	42
3 PŘEVODY	44
3.1 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	44
3.1.1 ČELNÍ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY	45
4 STANOVENÍ CÍLŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	46
II. PRAKTICKÁ ČÁST	47
5 NÁVRH A VÝPOČET	47
5.1 ZADÁNÍ.....	47
5.2 NÁČRT.....	47
5.3 NÁVRH A VÝPOČET	48
5.3.1 VSTUPNÍ HŘÍDEL	48
5.3.2 DRÁŽKOVÁ HŘÍDEL	50
5.3.3 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	52
5.3.4 MATERIÁL A ROZMĚRY TŘECÍCH KOL.....	54

5.3.5	VELIKOST PŘÍTLAČNÉ SÍLY A TŘECÍ MOMENT	54
5.3.6	OVLÁDACÍ PRUŽINA	55
5.3.7	MĚRNÝ TLAK VE STYKOVÝCH PLOCHÁCH	56
5.3.8	PŘENÁŠENÝ VÝKON	56
5.3.9	PEVNOSTNÍ VÝPOČET PŘEVODOVKY	57
5.3.10	VÝPOČET ROZMĚRU OZUBENÝCH KOL.....	59
5.3.11	VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKA	60
5.3.12	VÝPOČET A NÁVRH LOŽISEK	62
6	TROJROZMĚRNÝ MODEL SPOJKY V PROGRAMU INVENTOR 6.....	64
7	POSTUP PRO PEVNOSTNÍ VÝPOČET V PROGRAMU COSMOSDESIGNSTAR.....	65
7.1	SPUŠTĚNÍ COSMOS/M-DESIGNSTAT A OTEVŘENÍ SOUČÁSTI	65
7.2	DEFINICE VÝPOČTOVÉ STUDIE	65
7.3	DEFINICE MATERIÁLU	66
7.4	UCHYCENÍ SOUČÁSTI POD LEVÝM LOŽISKEM.....	67
7.6	ZACHYCENÍ KROUTÍCÍHO MOMENTU DRÁŽKOU PERA	69
7.7	ZATÍŽENÍ OHYBOVOU SILOU OD OZUBENÉHO KOLA.....	70
7.7	ZATÍŽENÍ KROUTÍCÍM MOMENTEM.....	72
7.8	VYTVORENÍ SÍTĚ.....	73
7.9	SPUŠTĚNÍ VÝPOČTU	74
	ZÁVĚR	78
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	79
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	80
	SEZNAM OBRÁZKŮ	84
	SEZNAM PŘÍLOH.....	86

ÚVOD:

Převážná většina pohonů (motorů) má rotační pohyb. Aby se naplnil pracovní cyklus technologického zařízení je nutné přenést síly a kroutící momenty od motorů na nástroj a zachytit statické nebo dynamické zatížení čepů uložených v ložiscích. Tyto funkce vykonávají a umožňují hřídele, osy, čepy, spojovací čepy, ložiska.

U většiny strojů je potřeba dosáhnout spojení a odpojení hnacího a hnaného hřídele tak, aby bylo možné přenést síly a kroutící momenty od motoru na nástroj a toho lze dosáhnout pomocí spojek. Spojky nejen, že spojují dva hřídele v jeden celek, ale umožňují také plnit další různé funkce, které jsou potřeba pro správný chod stroje, který poté pracuje přesně, rychle a nehrozí jeho poškození při přetížení apod.

Dále se hojně využívá ve výrobním stroji převodů. Tyto slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem a k zajištění plynulého toku výkonu při předepsané transformaci jeho prvků, tj. změně úhlové rychlosti a odpovídající změně točivého momentu. Mechanickým převodem se přenáší a rozvádí otáčivý pohyb a mechanická energie (točivý moment, výkon, obvodová síla). Při přenosu se může tedy měnit obvodová rychlost a smysl otáčení hnaného hřídele a někdy se mění i druh pohybu, např. otáčivý na posuvný.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 SOUČÁSTI K PŘENOSU ROTAČNÍHO POHYBU

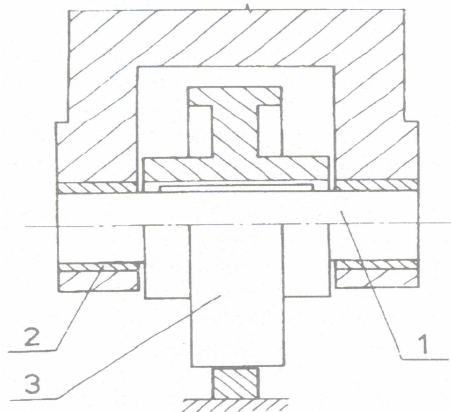
Převážná většina pohonů (motorů) má rotační pohyb. Aby se naplnil pracovní cyklus technologického zařízení je nutné přenést síly a kroutící momenty od motorů na nástroj a zachytit statické nebo dynamické zatížení čepů uložených v ložiscích. Tyto funkce vykonávají a umožňují hřídele, osy, čepy, spojovací čepy, ložiska (kluzná i valivá). Pak ještě hřídelové spojky umožňující spojení a odpojení hnacího a hnaného hřídele.

1.1 HŘÍDELE

Hřídel jsou části technologických zařízení, které přenáší kroutící momenty a zachycují příčné síly, které přenáší na ložiska. Jsou charakterizovány tím, že jsou namáhány na krut a ohyb. Ve zvláštních případech mohou přenášet i osově síly (hmotnost u vertikálních hřídelů). Délka hřídelů je zpravidla mnohonásobně větší než jejich průměr, proto téměř vždy musíme počítat s příčnými silami od hmotnosti hřídele, kol, atd.

1.1.1 Nosné hřídele (osy)

Jsou zpravidla kruhového průřezu, plné nebo duté, velmi časté jsou i kombinace obou druhů (např. Kardanův hřídel). Jsou charakteristické tím, že nepřenáší žádný točivý moment. Jsou namáhány pouze na ohyb. Nosný hřídel může být v rámu stroje uložen otočně nebo pevně. K otočnému uložení nosných hřídelů se používají ložiska. Jsou-li nosné hřídele uchyceny na rámu stroje pevně, pak je to provedeno pomocí spojů talkových nebo svěrných, popř. jiným způsobem.



obr. 1. Nosný hřídel

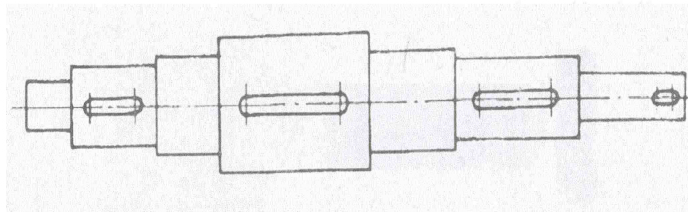
1.1.2 Hybné hřídele

Pohybové hřídele jsou charakteristické tím, že se vždy otáčí, a že vždy přenášejí určitý točivý moment. Na rozdíl od hřídelů nosných jsou pohybové hřídele namáhány kombinací ohybu a krutu. Pohybové hřídele musí být proto vždy uloženy otočně v ložiskách.

Druhy pohybových hřídelí:

a) Normální pohybový hřídel

Protože namáhání hřídele se po jeho délce mění, mění se obvykle i jeho průměr. Nejméně jsou namáhány koncové části hřídelí, proto bývá jejich průměr nejmenší.



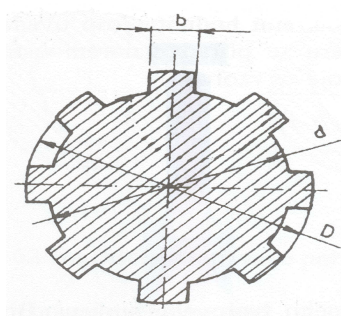
obr. 2. Normální pohybový hřídel

b) Dutý pohybový hřídel

Využívá mnohem ekonomičtěji materiál. Při stejné hmotnosti (tíze) je schopen přenášet větší silové zatížení než hřídel plný. Je to dáno tím, že při namáhání na krut a ohyb je střední část hřídele namáhán mnohem méně než jeho vnější část. Nejvíce je namáhán povrch hřídele, kdežto v ose hřídele je napětí nulové.

c) Drážkový hřídel

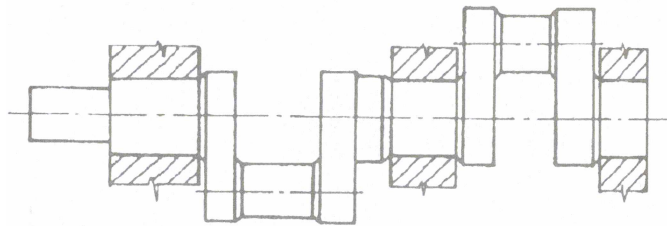
Má na svém obvodu provedeny podélné drážky, čímž se vlastně vytvoří na povrchu hřídele několik per. Vzhledem k většímu počtu per může drážkový hřídel přenášet větší silové zatížení než hřídel s jedním perem. Používá se hlavně tam, kde potřebujeme zajistit možnost axiálního posuvu rotačních částí umístěných na hřídeli.



obr. 3. Drážkový hřídel

d) Zalomený (klikový) hřídel

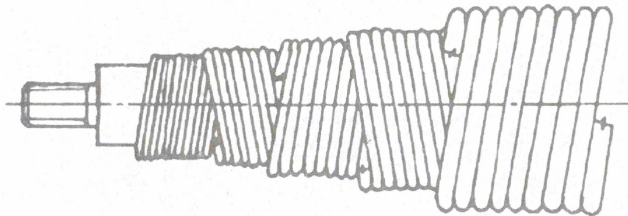
Slouží k přeměně rotačního pohybu na pohyb přímočarý (např. pístové čerpadla, spalovací motory atd.). Klikové hřídele se vyrábějí z kovaných polotovarů a pak se dokončují na obráběcích strojích.



obr. 4. Zalomený (klikový) hřídel

e) Ohebný hřídel

Používá se tam, kde potřebujeme měnit vzájemnou polohu obou konců hřídele přímo za rotace (např. ruční brusky). Aby měl hřídel potřebnou ohebnost, zhotovuje se z drátu navinutého v několika vrstvách na sobě. Jednotlivé vrstvy jsou vinuty v opačném směru, aby hřídel neměl tendenci se rozmotávat.



obr. 5. Ohebný hřídel

1.2 ČEPY

Čepy nazýváme buď samostatné strojní součásti nebo konce nebo střední části hřídelí, jimiž jsou uloženy v ložiskách.

Podle směru silového zatížení, které může hřídelový čep přenášet, dělí se na radiální a axiální. Radiální čepy mohou přenášet silové zatížení, které působí kolmo na osu hřídele. Axiální hřídelové čepy přenášejí silové zatížení působící ve směru osy hřídele.

Válcové čepy (obr.6 – a)

Slouží k uložení hřídelů do valivých nebo kluzných radiálních ložisek, popř. k uložení otáčejících se částí na nehybné nosné hřídele. Válcový čep přenáší pouze radiální zatížení. Případné zatížení působící v axiálním směru musí být zachyceno axiálním ložiskem.

Kuželové čepy (obr.6 – b)

Používá se u hřídelů, které jsou zatíženy jak v radiálním tak v axiálním směru, protože kuželový čep je schopen přenášet silové zatížení v obou směrech.

Prstencové čepy (obr.6 – c)

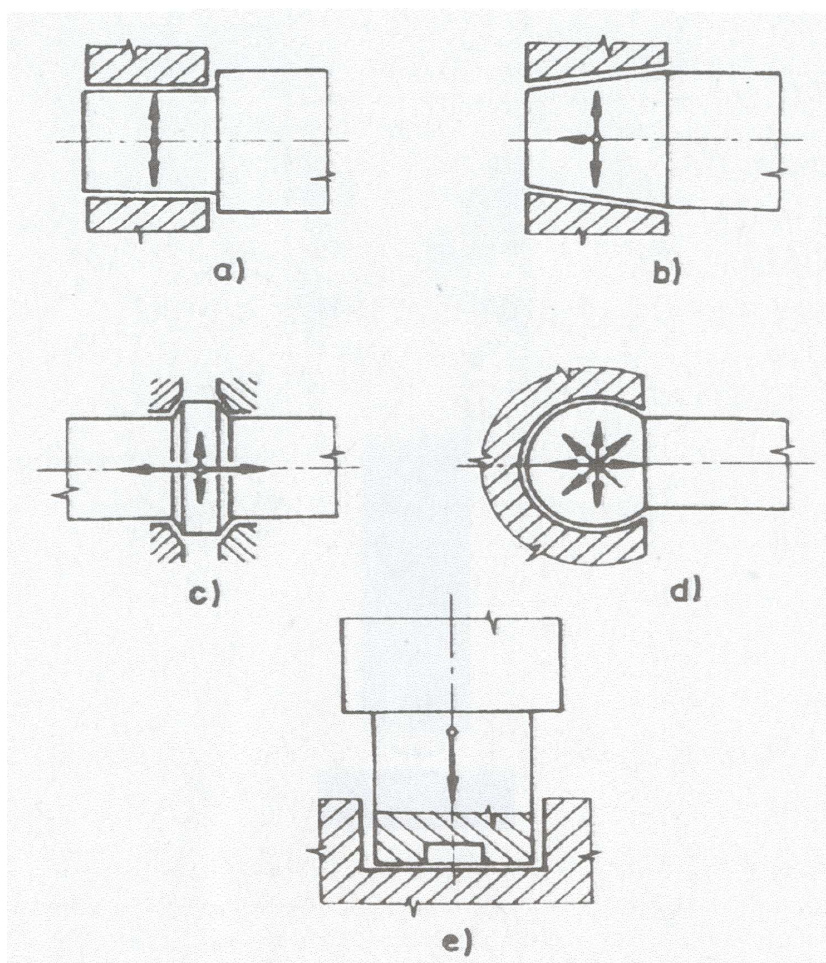
Používají se hlavně pro přenos axiálního zatížení. Jsou-li však kluzné plochy prstencového čepu zkoseny je čep schopen přenášet i určité radiální zatížení. Prstencové čepy bývají umístěny uprostřed hřídele.

Kulové čepy (obr.6 – d)

Mohou přenášet silové zatížení působící v libovolném směru. Navíc dovolují i určité naklonění osy hřídele. Používají se tam, kde silové zatížení mění během provozu směr.

Patní čepy (obr.6 – e)

Používají se pro zachycení silového zatížení působící ve svislém směru. Obvykle je to vlastní tíha konstrukce či strojního zařízení. Aby se zlepšily kluzné vlastnosti patního čepu, je střední část kluzné plochy vybrána. Je to proto, že v této části se nemůže vytvořit mazací olejový film, protože kluzná rychlost je v blízkosti středu čepu velmi malá. Čep by se ve střední části zadíral.



obr. 6. a) Válcový čep , b) Kuželový čep,
c) Prstencový čep, d) Kulový čep, e) Patní čep

1.3 LOŽISKA

Ložiska jsou strojní součásti, které slouží k otočnému uložení čepů a hřídelí. Na správné funkci ložisek závisí nejen bezpečnost a hospodárnost práce stroje, ale také přesnost. Ložiska dělíme na kluzná a na valivá.

1.3.1 Kluzná ložiska

U kluzných ložisek je hřídelový čep v přímém styku v kluzné, opěrné ploše, která je oddělena od opěrné plochy ložiska tenkou vrstvou mazacího oleje. Vzájemný pohyb obou ploch je klouzavý a odtud je odvozen název těchto ložisek. Kluzné ložisko je tvořeno tělesem ložiska a páneví. Pánev může být vytvořena pouze pouzdrem nebo pouzdrem s výstelkou. Malá kluzná ložiska mají těleso ložiska i pouzdro zhotovené v celku. Velká kluzná ložiska mají těleso ložiska popř. i pouzdro dělené, pro usnadnění montáže.

Kluzná ložiska dělit podle způsobu zatížení na radiální a axiální.

Kluzná ložiska bývají vyrobeny z:

- kompozic, což jsou slitiny měkkých kovů (např. olověné a cínové kompozice) ze spékaných kovů
- spékané kovy, jež jsou směšeniny práškových kovů (cín, měď, zinek, ocel, bronz) s grafitem
- pryž
- tvrzené tkaniny
- teflon a jiné umělé hmoty

U kluzných ložisek dochází mezi povrchem hřídelového čepu a vnitřním povrchem pouzdra ložiska ke tření.

Toto tření dělíme na:

- a) suché tření – vzniká při otáčení hřídelového čepu v ložisku bez přítomnosti maziva. Je doprovázeno velkými ztrátami a opotřebením povrchu ložiska.
- b) mezní tření – nastává při nedostatečném přívodu maziva, takže mezi povrchem čepu a ložiska se nemůže vytvořit souvislý olejový film. V určitých místech stále dochází k přímému styku čepu s pouzdrem, hlavně v nejvíce zatížené části ložiska.

c) kapalinné tření – vzniká při dostatečném přívodu mazacího oleje. Kluzné plochy jsou od sebe bezpečně odděleny mazacím olejovým filmem.

Výhody kluzných ložisek:

- umožňují přesné uložení hřídelů
- tlumí rázy a chvění

Nevýhody kluzných ložisek:

- nutnost přívodu maziva
- při nedostatečném mazání nebezpečí zadření

1.3.2 Valivá ložiska

otáčivý pohyb čepu (hřídele) přenášejí do ložiska valivé tělíska (kuličky, válečky, kužely nebo jehly), které jsou uloženy v mezeře mezi dvěma kroužky pevně uloženými na hřídeli a v souosém otvoru v součásti pro ložení hřídele. Kluzné tření čepu o pánev je nahrazeno valivým třením kuliček nebo válečků apod. vzájemný styk kuliček nebo válečků je teoreticky bodový nebo přímkový za předpokladu, že se neuvažují deformace způsobené zatížením.

Dále pak ložiska dělíme podle druhu použitých valivých tělísek na:

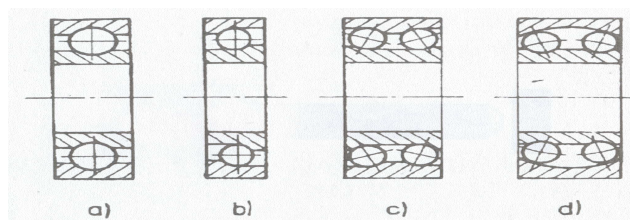
Hlavní zatížení je radiální

a) Kuličková – jednořadé - které přenášejí pouze radiální zatížení

- s kosoúhlým - stykem jsou schopny přenášet radiální i určité axiální zatížení

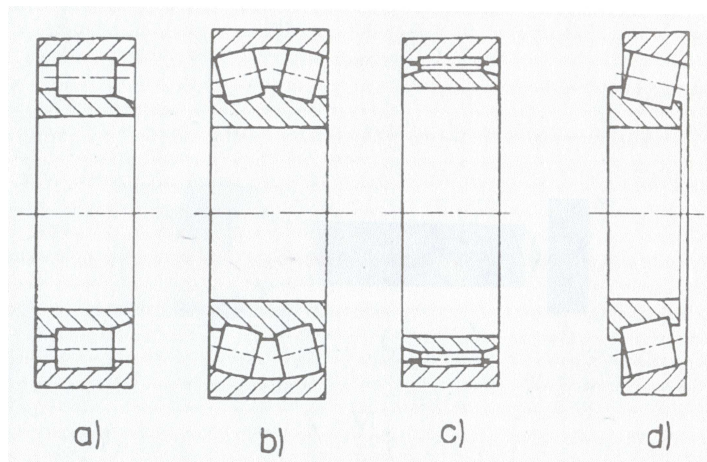
- dvouřadé - jsou určeny pro vyšší zatížení

- naklápěcí - umožňují vyrovnávání určité vychýlení osy hřídele



obr. 7. Ložiska a) jednořadé, b) s kosoúhlým stykem,
c) dvouřadé, d) naklápěcí

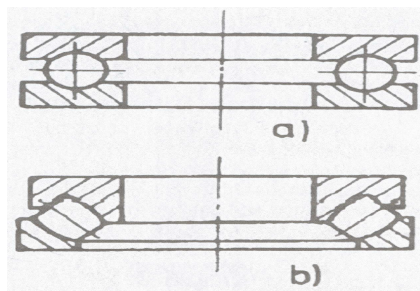
- b) Válečková - používají se pro přenos velkého silového zatížení působící pouze v radiálním směru
- c) Soudečková - jsou schopny vyrovnávání určité naklopení hřídele
- d) Jehlová - používají se tam, kde není pro nedostatek místa možno použít válečkové ložisko
- v některých případech se jehlové válečky odvalují přímo na povrchu hřídelového čepu
- e) Kuželíková - mohou přenášet jak radiální tak i axiální zatížení



obr. 8. Ložiska a) válečková, b) soudečková,
c) jehlová, d) kuželíková

Hlavní zatížení je axiální

Používají se kuličková (obr.9 – a) a soudečková (obr.9 – b) ložiska a přenášejí pouze axiální zatížení.



obr. 9. Ložiska axiální a) kuličková, b) soudečková

Výhody valivých ložisek:

- poměrně nízké ztráty třením
- možnost silového zatížení ložiska i za klidu
- snášejí poměrně vysoké otáčky i teploty
- nepotřebují zaběhávat
- mají malou spotřebu maziva
- mají menší délku než kluzná ložiska

Nevýhody valivých ložisek:

- mají většinou větší vnější průměr než ložiska kluzná
- nesnáší rázové zatížení, netlumí vibrace
- jsou poměrně hlučná
- výroba je náročná na přesnost a vyžaduje speciální strojní zařízení

2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky jsou strojní součásti, které spojují jednotlivé hřídele, které mohou být souosé nebo i různoběžné. Umožňují přenos otáčivého pohybu a točivého momentu moment z hnacího hřídele (motoru) na hnaný hřídel (pracovní stroj). Kromě této základní funkce plní různé druhy hřídelových spojek různé další funkce. Vyrovnávají nesouosost spojovaných hřídelů, umožňují určitý axiální posuv hřídelů, tlumí rázy, umožňují plynulý rozběh stroje, umožňují spojení a rozpojení hřídelů za provozu. Spojky se často používají jako ochrana proti přetížení mechanismů, případně umožňují v určitém rozsahu měnit přenášený krouticí moment.

Někdy se spojky používají k usnadnění montáže nebo z výrobních důvodů. Spojka se skládá ze tří členů: hnacího, hnaného a spojujícího.

Rozdělení spojek:

1. Nepružné - pevné

- vyrovnávací

2. Pružné - s koženými elementy

- s pryžovými články

- s ocelovými pružinami

3. Výsuvné - zubové

- třecí

4. Speciální spojky a) pojistné - s rozrušitelnými prvky

- vysmekovací

- prokluzovací

b) rozběhové - se záběrem neřízeným

- se záběrem řízeným

- se záběrem programovaným

a) volnoběžné

2.1 SPOJKY NEPRUŽNÉ

2.1.1 Spojky pevné

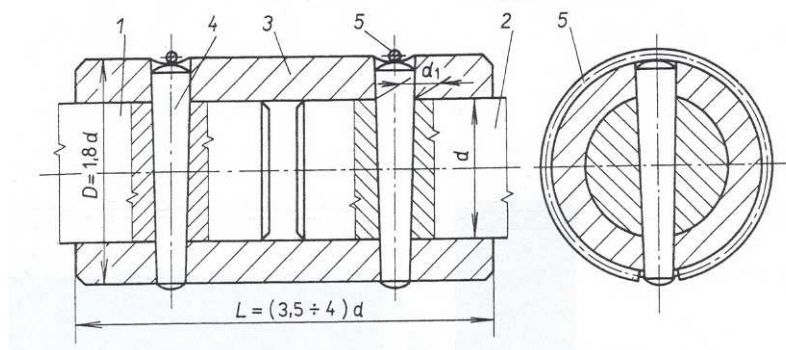
Jsou nejjednodušší hřídelové spojky. Používají se pro pevné a trvalé spojení dvou sousých hřídelí, přičemž nedovolují jejich radiální ani axiální posunutí. Vhodné jsou pro spojování hřídelí, které se poměrně zřídka rozebírají. Jsou konstrukčně velmi jednoduché a tudíž levné. Nevýhodou pevných spojek je, že netlumí rázy a vibrace, které se pak přenášejí přes spojku až na pracovní stroj nebo na motor, který je proto vystaven zvýšenému silovému zatížení. Dále vyžadují naprostou sousost spojovaných hřídelí, neboť příčné a podélné posuvy vyvozují značné doplňkové namáhání. Pevné spojky mohou přenášet i určité ohybové momenty ale musí být uloženy v těsné blízkosti ložisek.

Spojka trubková

Používá se pro spojení pomaloběžných hřídelí, protože není vyvážená a při vysokých otáčkách by vznikaly velké odstředivé síly, které by způsobovaly chvění a vibrace. Spojka je konstrukčně velmi jednoduchá. Přes konce hřídelí se převleče trubka a vlastní spojení se provede pomocí klínů nebo kolíků.

Spojka trubková kolíková

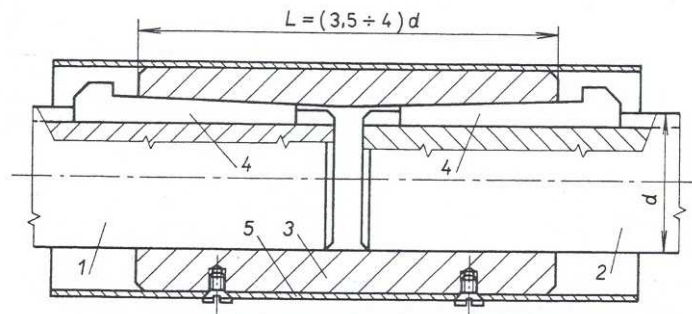
Skládá se z náboje pro hřídel hnací 1 a hnaný 2, trubky (objímky) 3 a dvou kuželových nebo válcových kolíků 4. Kolíky se zajišťují proti vypadnutí kruhovou pružinou 5. Konce hřídelí bývají válcové nebo kuželové.



obr. 10. Spojka Trubková kolíková

Spojka trubková se dvěma klíny

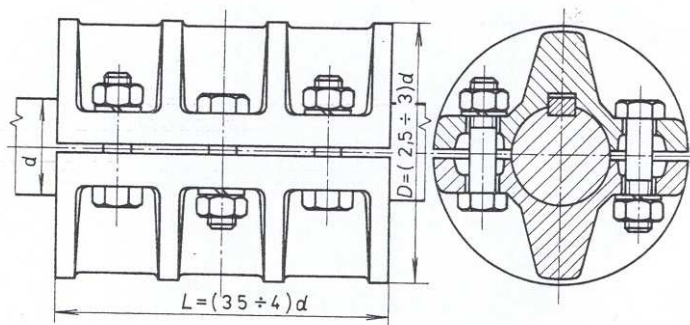
Skládá se z náboje pro hřídel hnací 1 a hnaný 2, trubky (objímky) 3 a dvou klínů 4. Nosy klínů musí být chráněny ocelovým nebo dřevěným krytem 5. Vzhledem k její nevyváženosti se nehodí pro vyšší otáčky.



obr. 11. Spojka trubková se dvěma klíny

Spojka korýtková

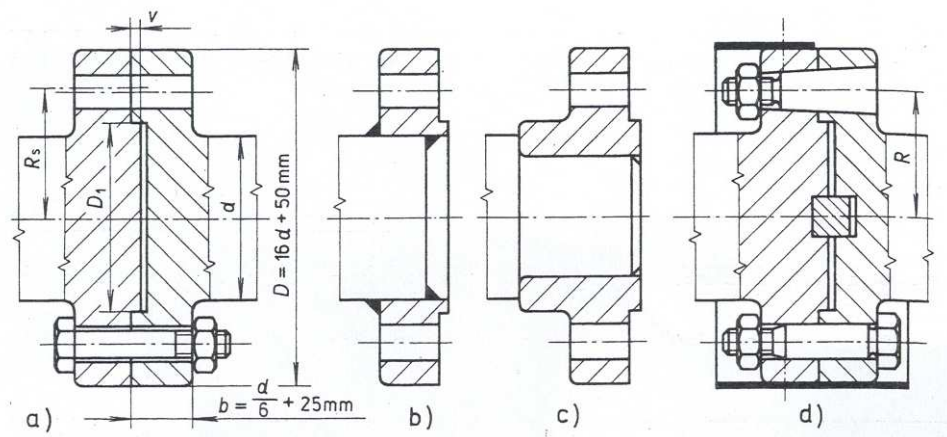
Skládá se ze dvou shodných objímek, sešroubovaných k sobě čtyřmi, šesti nebo osmi šrouby, v podstatě jde o svěrné spojení hřídelí, kterými se přenáší točivý moment. Rotující části, tj. šrouby, nesmějí přechřívát (po montáži se spojka překrývá z bezpečnostních důvodů plechovým krytem). Pro zvýšení bezpečnosti se může použít i pero, takže kroutilý moment se přenáší jednak silovým stykem (třením) a jednak tvarovým stykem přes boky pera. Spojka umožňuje snadnou montáž nedělených ozubených kol, řemenic aj. na hnacím i hnaném hřídeli. Používá se pro přenos velkých točivých momentů. Nehodí se pro střídavé nebo nárazovité točivé momenty, nehodí se také pro spojování hřídelí rozdílných průměrů. Obtížně se vyvažuje, a proto se používá pro volnoběžné hřídele s klidným zatížením.



obr. 12. Spojka korýtková

Spojka přírubová

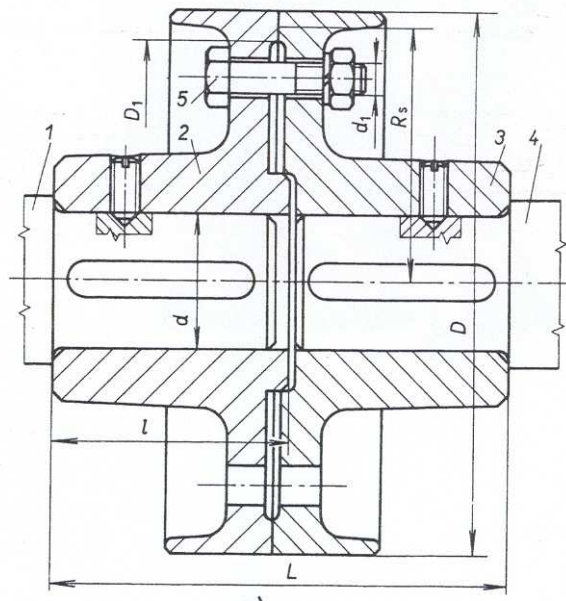
Obvykle jsou konce spojovaných hřídelí přímo vykovány do tvaru příruby (obr.13. – a) nebo jsou na hřídeli přivařeny na hřídel (obr.13. – b), popř. nataženy na hřídel za tepla tj. spojeny pomocí tlakového spoje (obr.13. – c). Příruby jsou vždy vzájemně středěny a spojeny šrouby. Je-li utažení šroubů dostatečně silné, přenáší se kroutící moment pouze třením, které vzniká ve stykových plochách obou přírub. Jde tedy o spojené se silovým stykem. Kroutící moment se však může přenášet přímo přes dřívky šroubů, v tom případě jde o spojení s tvarovým stykem (obr.13. – d). Lze jimi přenášet velké točivé momenty. Pro rázová zatížení se vyrábí v v úpravě ve spojení přírub se zalícovanými šrouby nebo se šrouby s kuželovým dřívkem. Šrouby jsou chráněny plechovým krytem. Spojení obou přírub bývá zpravidla zajištěno příčným perem.



obr. 13. Přírubové spojky

Spojka kotoučová

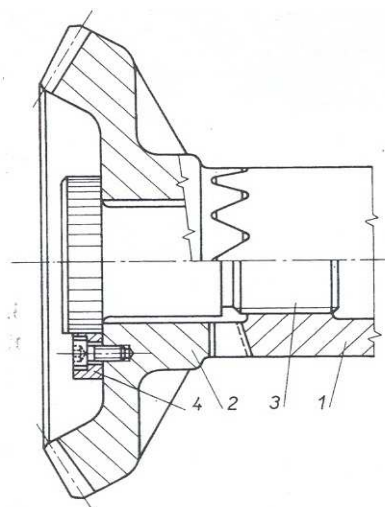
Patří k nejpoužívanějším pevným spojkám. Je spolehlivým, konstrukčně i výrobně jednoduchým elementem pro přenos i velkých točivých momentů, které mohou být střídavé i nárazovité. Je tvořena dvěma kotouči 2 a 3, které jsou nasazeny na konec hnacího 1 a hnaného 4 hřídele a pojištěny perem proti otáčení a šroubem proti osovému posuvu. Kotouče jsou spojeny šrouby s maticemi. Kotouče jsou vždy na sebe středěny. Přenos kroutícího momentu z hřídele na kotouč a z kotouče na hřídel je realizován tvarový stykem přes boky per. Mezi kotouči se točivý moment přenáší třením ve stykových plochách.



obr. 14. Spojka kotoučová

Spojka s čelními zuby (Hirthovo ozubení)

Ozubení je vytvořeno na čelech spojovaných částí, které jsou zpravidla duté. Hirthova spojka spojuje složité součásti (jejichž výroba v celku by byla velmi složitá), umožňuje snadnou montáž a demontáž spojovaných částí, zajišťuje rychlou výměnu poškozených částí a má malé rozměry. Spojka však vyžaduje velmi přesnou výrobu, neboť je třeba zajistit rovnoměrné dosedání zubů a středění části spojky. Ozubení spojky je tvořeno na kuželové ploše, která může být jednostranná nebo oboustranná. Průřez čelního ozubení je rovnostranný trojúhelník.



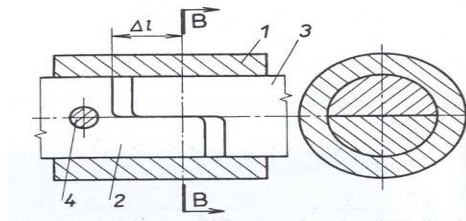
obr. 15. Spojka s čelními zuby (Hirthovo ozubení)

2.1.2 Spojky vyrovnávací

Mezi vyrovnávací spojky patří ty, které při nepružném přenosu točivého momentu dovolují např. osové dilatace, přesazení os, úhlové výchylky nebo současný nejnepríznivější případ osových dilatací, přesazení os a úhlových výchylek.

Spojka vyrovnávací trubková

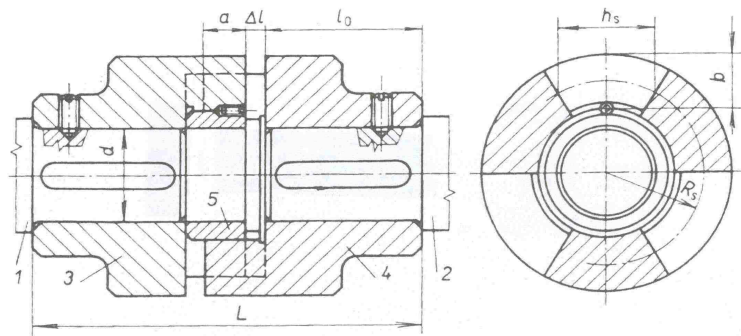
Umožňuje dilataci hnacího nebo hnaného hřídele. Používá se tak, kde v důsledku značného rozdílu teplot dochází k axiálnímu posunutí (prodloužení) hřídele. Spojka se skládá s objímky 1 do které zasahují konce hřídelí hnacího 2 a hnaného 3. Čepem 4 je pak upevněn hnací nebo hnaný hřídel v objímce a pak je hnaný nebo hnací hřídel posuvný. Spojka se hodí pro přenášení menších točivých momentů.



obr. 16. Spojka vyrovnávací trubková

Spojka vyrovnávací kolíková

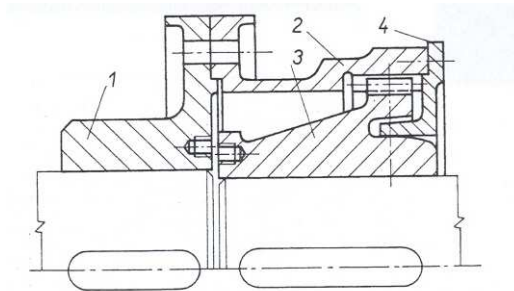
Je určena pro přenášení malých točivých momentů při přesazených osách hřídelí. Umožňuje také osové dilatace. Používá se ke spojení hřídelí k pohonu různých přístrojů a drobných zařízení. Spojka přeneše bezpečně stejně velký točivý moment jako hřídel, ke kterému je přiřazena; zpravidla se pevnostně nekontroluje. Jejímí přednostmi je jednoduchá konstrukce a montáž. Na hřídeli hnacím 1 a hnaném 2, jsou prostřednictvím čepů upevněny kotouče 3 a 4. Na kotouči 3 je čep s válcovým nebo kulovým koncem, který se může pohybovat ve vybrání kotouče 4 (posuv radiální a axiální).



obr. 17. Spojka vyrovnávací kolíková

Spojka vyrovnávací ozubcová

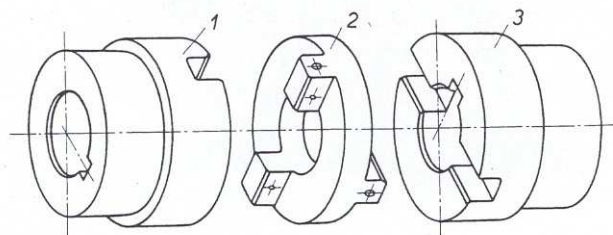
Připouští pouze posuv v axiálním směru. Na hřídelích 1 a 2 jsou dva nalisovány stejné kotouče 3 a 4 se třemi nebo více plochými zuby. Kotouče jsou středěny lícovanou středící vložkou. Z výrobních důvodů se volí lichý počet zubů.



obr. 18. Spojka vyrovnávací ozubcová

Spojka s křížovým kotoučem (křížová nebo Oldhamova)

Skládá se z obvykle stejných kotoučů 1 a 3, a ze střední křížové části 2, která zapadá svými výstupky nebo vybráními v kotoučích 1 a 3. Spojka připouští určité přesazení os, může se však také použít jako spojka dilatační. Používá se tehdy, je-li snáze při výrobě dodržet rovnoběžnost hřídelí než jejich sousost. Používá se především v obráběcích strojích.



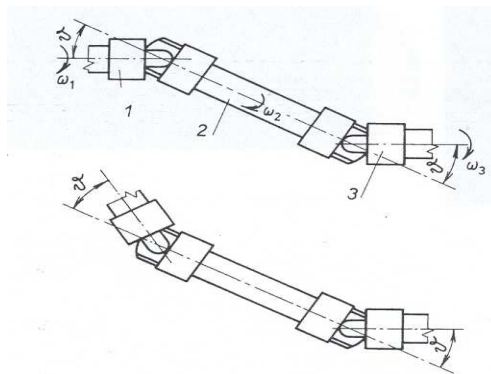
obr. 19. Spojka s křížovým kotoučem

Spojka vyrovnávací zubová

Na hnacím hřídeli je naklínovaném kotouč, ke kterému je přišroubována objímka s vnitřním ozubením, do kterého zasahují zuby vnějšího ozubení kotouče naklínovaném na hřídeli hnaném. Zuby jsou přímé a evolventní. Spojka dobře vyrovnává axiální posuvy spojovaných hřídelí, má poměrně malé rozměry a konstrukčně je jednoduchá. V ozubení je určitá vůle, takže jsou možné malé úhlové výchylky při přenášení točivého momentu.

Kloubová spojka (tzv. Hookeův kloub)

Umožňují nepružný přenos točivého momentu při určitém vychýlení os, často se používají tehdy, je-li dodržení přesné souososti výrobně příliš pracné a nákladné. Jejich nevýhodou je nerovnoměrnost chodu hnaného hřídele při stálé úhlové rychlosti hnacího hřídele. Nerovnoměrnost chodu závisí na úhlové výchylce ϑ . Čím bude větší úhel ϑ , tím větší budou změny úhlové rychlosti hnaného hřídele. Výhodou kloubových spojek je především to, že umožňují spojení různoběžných hřídelí. Nevýhodou je nerovnoměrnost chodu hnaného hřídele a z toho plynoucí přídatná namáhání, zvláště při větších hmotnostech hnaného hřídele.



obr. 20. Kloubová spojka

2.2 SPOJKY PRUŽNÉ

Pružné spojky patří k nejpoužívanějším druhům spojek, ke spojení hnací a hnané části spojky dochází jedním nebo více pružnými články, které jsou buď z kůže, pryže, oceli nebo plastů. Pružné spojky umožňují spojení nesouosých hřídelí, připouštějí určité osové nebo úhlové výchylky a dovolují jisté pootočení obou částí spojky proti sobě. Vhodné jsou hlavně pro pohony s velkým kolísáním kroutícího momentu a tam, kde za chodu vznikají rázy. Jsou schopny akumulovat kinetickou energii soustavy za provozu v pružných člancích a konečně měnit rázovou energii soustavy v za provozu pružnými články na energii tepelnou (tlumení rázů). Torzní tuhostí spojky lze měnit periodu vlastních kmitů systému změnou spektra nebo zmenšit amplitudy torzních kmitů utlumením energie kmitání.

Výhody pružných spojek: a) spojka dovoluje menší nesouosost spojovaných hřídelí resp. Jejich úhlovou výchylku. Vyrovnává osové posuvy hřídelí.

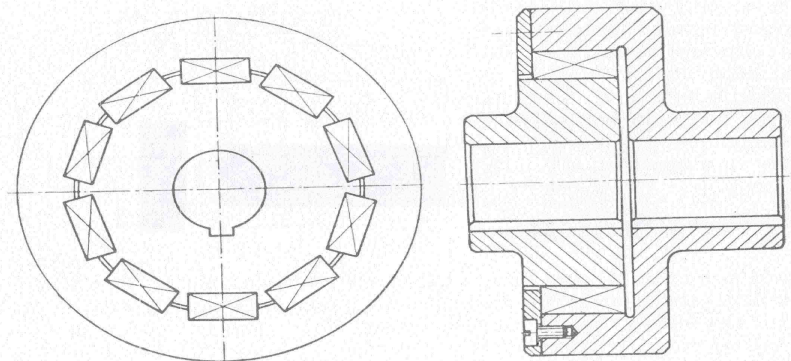
b) snižuje a tlumí náhlé změny přenášeného kroutícího momentu

c) vhodnou volbou pružných elementů je možné dosáhnout posunutí kritických otáček a odstranit rezonanci v převodech, v kterých vznikají torzní kmity.

2.2.1 Spojky s koženými elementy

S koženými hranoly

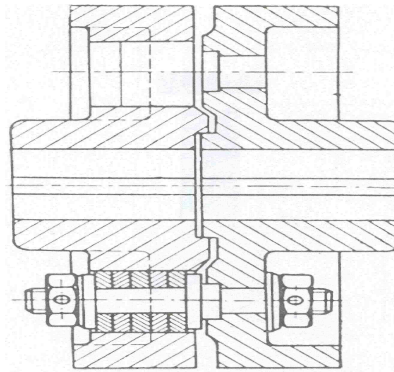
Skládá se ze dvou kotoučů, do jejichž vybrání se v axiálním směru vkládají kožené hranoly. Tato spojka se nehodí pro rázová zatížení (kompresory, pístová čerpadla). Závadou kožených článků je bobtnání ve vlhku a vysychání při vyšších teplotách.



obr. 21. Spojka s koženými hranoly

Kožená spojka kotoučová

Vyvinula se ze spojky přírubové. Na čepy se nasadí kožené kroužky. Používá se pro menší točivé momenty.



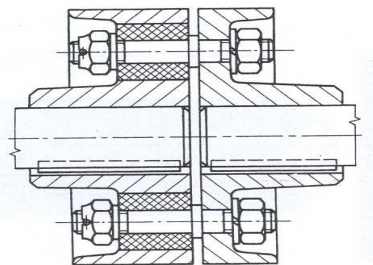
obr. 21. Kožená kotoučová spojka

2.2.2 Spojky s pryžovými články

Pryž jako materiál na výrobu pružných elementů má určité vnitřní tření. Její pružnost a tlumící schopnost se příznivě projevuje při rázovém zatížení a u náhonech, při kterých vlivem periodických změn kroutícího momentu vznikají torzní kmity.

Spojka s pryžovými pouzdry

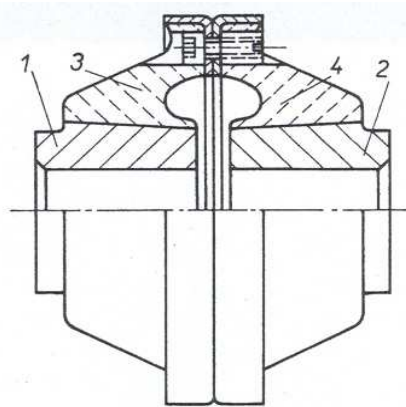
Je nejčastěji používaná pružná spojka. Kroutící moment se přenáší tvarovým stykem mezi boky šroubů a pružnými pryžovými pouzdry. Vnější tvarem se podobá spojce kotoučové. Pryžová pouzdra jsou uchycena buď pouze v jednom kotouči nebo střídavě v obou kotoučích. Protože pryžová pouzdra se mohou značně deformovat, jsou tyto spojky vyrovnávat poměrně značnou nesouosost hřídelí. Obvykle jsou pružné pryžové prvky navulkanizovány mezi dvě ocelové trubky, takže vytváří tzv. silentbloky. Spojka s pryžovými pouzdry se používá pro přenos středně velkých kroutících momentů a má značnou schopnost tlumit rázy a vibrace



obr. 22. Spojka s pryžovými pouzdry

Spojka čepová

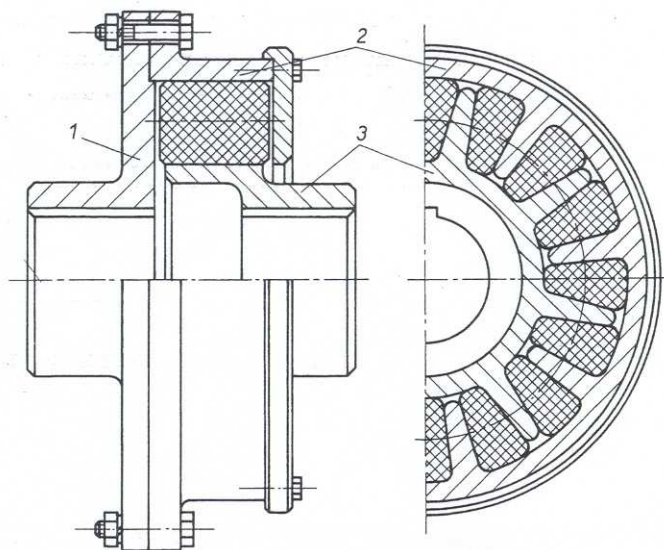
Spojka se skládá ze dvou nábojů 1 a 2, na něž je přímo navulkanizována pružná vrstva 3 a 4, vyztužená plechovým štítem, spojeným několika šrouby. Hodí se pro menší točivé momenty (asi do 50Nm).



obr. 23. Spojka čepová

Spojka s pryžovými hranoly

Skládá se z kotouče 1 naklínovaného na hnacím hřídeli; na kotouč 1 je připevněn kotouč 2 s výstupky v nichž jsou pryžové hranoly, které se opírají o výstupky na kotouči 3, naklínovaném na hnaném hřídeli. Při určité maximální úhlové výchylce se zaplní volný prostor deformovaným pružným článkem a spojka od tohoto okamžiku pracuje jako nepružná.

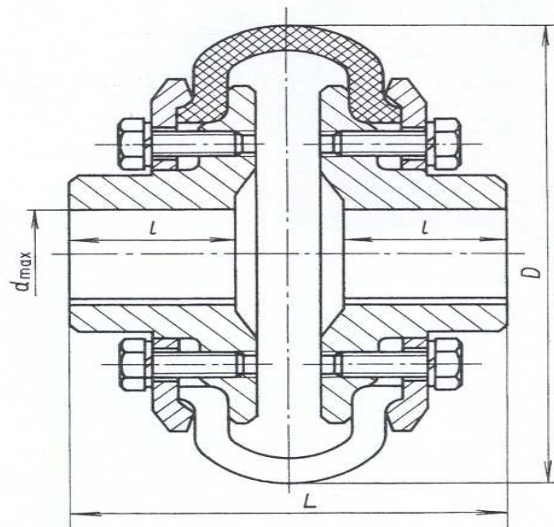


obr. 24. Spojka s pryžovými hranoly

Spojka obručová – Periflex

Má pružný článek ve tvaru obruče nebo talíře. Na obou přírubách spojky je obruč uchycena pomocí přírub a šroubů. Spojka Periflex připouští úhlovou výchylku až 4° , přesazení os až 4mm a axiální posuv až

8 mm. Pryžový článek je za provozu namáhán smykem od točivého momentu, tahem od odstředivé síly a tlakem v místě připojení prstenců k pružnému článku. Používá se pro přenos menších kroutících momentů.



obr. 25. Spojka obručová-Periflex

2.2.3 Spojky s ocelovými pružinami

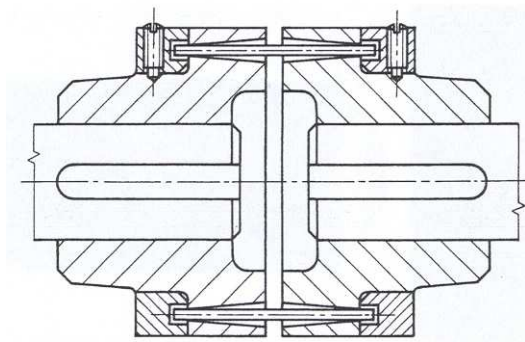
Tyto spojky dovolují jen omezené výchylky hřídelí; spojované hřídele se při montáži pečlivě vyrovnávají.

Torzní tuhost těchto spojek závisí na počtu, tvaru a umístění pružin. Charakteristiky těchto spojek jsou přímkové (lineární). Zvláštní úpravou opěrných ploch pružin ve stykových kotoučích lze dosáhnout křivkových (nelineárních) charakteristik. Tlumících účinků lze dosáhnout vnějším třením pružných článků o sebe nebo o stykové plochy. Proto jsou ocelové články většinou vícevrstvé, takže dochází k prokluzu jednotlivých vrstev po sobě. Výhodou pružných ocelových elementů v porovnání s pryžovými je jejich stálost, protože ocel nemění tak rychle svoje vlastnosti. Používají se pružiny válcové, ploché anebo v tvaru pružných čepů.

Spojka jehlová (drátková)

Pružné články, přes které se přenáší kroutící moment, tvoří řada ocelových tyčí velmi malého průměru tzn. jehel. Jehly bývají v jedné nebo dvou řadách v hnacím a hnaném kotouči. Jehly jsou zajištěny destičkami proti vypadnutí. Změnou počtu jehel nebo poloměru, na kterém jsou umístěny, lze dosáhnout různého přenášeného točivého momentu. Úpravou otvorů pro jehly lze získat křivkové charakteristiky.

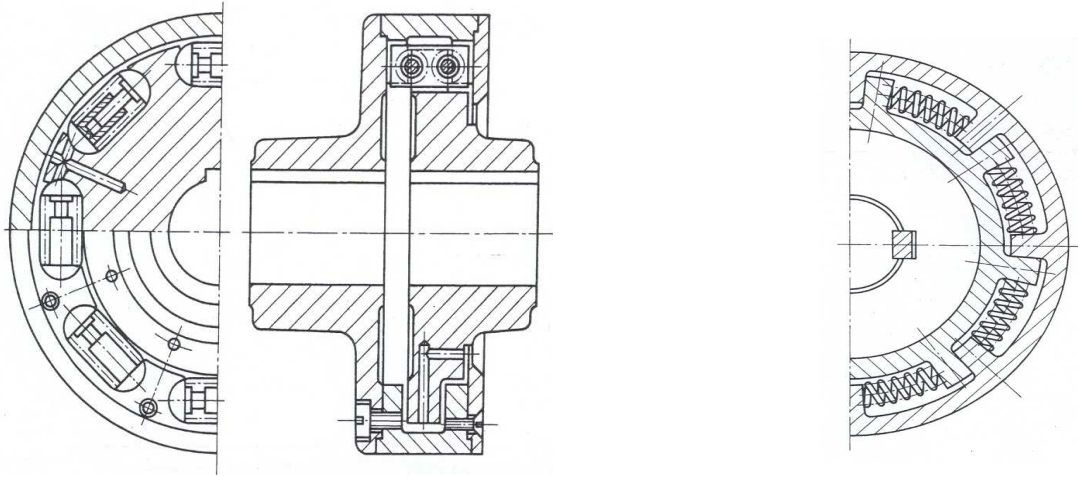
Pružné spojky s jehlami se používají pro malé až střední točivé momenty. Jehly jsou namáhány na ohyb, popř. na smyk.



obr. 26. Spojka Jehlová

Spojka se šroubovými válcovými pružinami

V hnacím i hnaném kotouči jsou otvory pro uložení polokulovitých tělísek, jejichž čepy jsou vedeny v dutém čepu protějščího tělíska (obr.28). Pružiny se opírají o rovné stěny tělísek a jsou při zatížení stlačovány. Spojka je intenzívně mazána a má lineární charakteristiku (pružiny jsou ukládány s předpětím). Lze použít i jednodušší uspořádání (obr.29). Pružiny jsou přitlačovány výstupky na kotouči hnacího hřídele k výstupkům na hřídeli hnaném. Předpětí v pružinách odpovídá určitému základnímu točivému momentu. Charakteristika spojky je lineární až do maximálního momentu. Potom opracuje spojka jako tuhá.

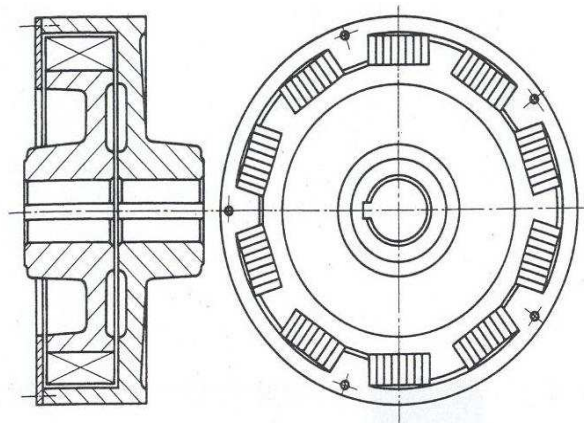


obr. 27. Spojka se šroub. válcovými pružinami obr. 28. Spojka se šroub. válc. pružinami

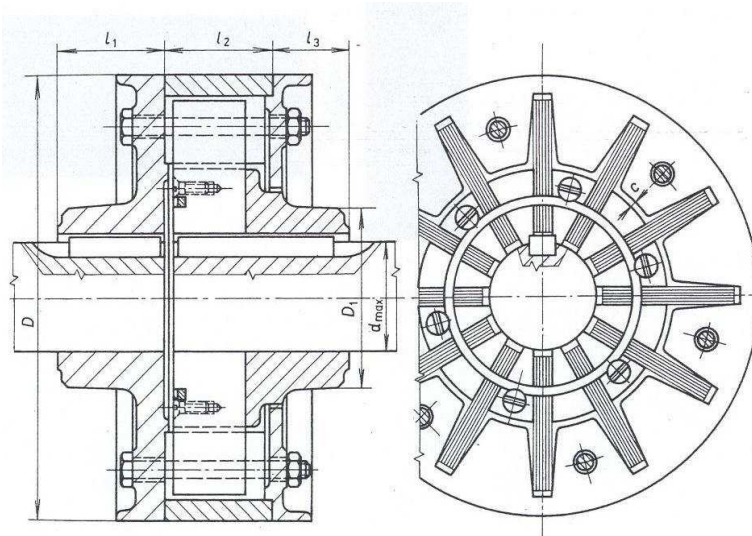
Spojka s listovými pružinami

Používají se s axiálně uloženými pružinami (obr.30)., kde jsou svazky ocelových pružin uloženy ve vybráních kotoučů hnacího i hnaného hřídele. Při práci se pružiny stlačují a deformují. Charakteristika je téměř lineární.

Častěji se používá listových pružin uložených radiálně (obr.31). ve vybráních kotouče nasazeného na hnacím hřídeli a vedených v drážkách hřídele Hnaného. Při zatížení kloužou listy po sobě a deformují se; současně se vnějším třením zahřívají. Spojka se hodí pro přenášení velkých točivých momentů i k utlumení rázových zatížení.



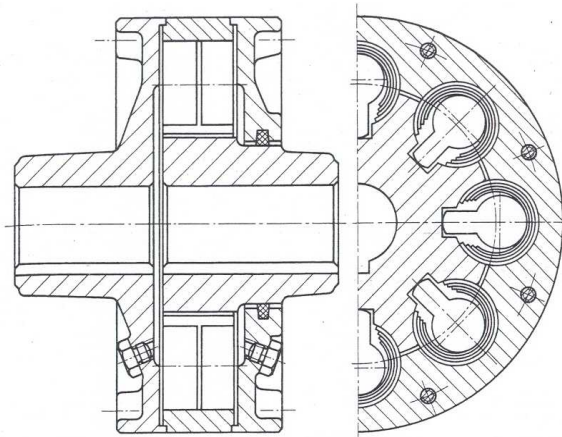
obr. 29. Spojka s listovými pružinami (axiálně)



obr. 30. Spojka s listovými pružinami (radiálně)

Spojka s pouzdrovými pružinami

Skládá se ze dvou částí, do jejichž vybrání jsou s předpětím uloženy svazky pružin ve tvaru podkovy. Pouzdrové pružiny tvoří do sebe nasunutá pouzdra a odstupňovanými tloušťkami, nesená čepy, které slouží, jednak k omezení úhlové výchylky, jednak ke změně tuhosti pružných článků. Se zvětšováním točivého momentu budou pružiny stále více doléhat k čepu a jejich tuhost poroste. Vnější část spojky tvoří skříň na olej, který má snížit opotřebení stykových ploch pružin. Spojka vykazuje značnou tlumící schopnost a proto se používá jako tlumič torzních kmitů u spalovacích motorů velkých výkonů. Těmito spojkami se zabraňuje nebezpečnému torznímu rozkmitání soustrojí.

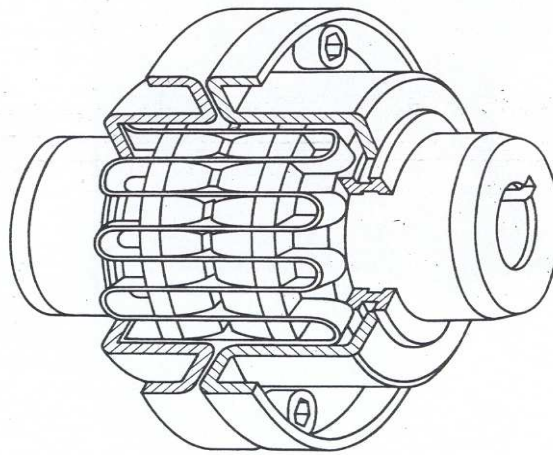


obr. 31. Spojka s pouzdrovými pružinami

Spojka Bibby

Skládá se ze dvou tvarově a rozměrově shodných kotoučů, které mají na obvodě podélné drážkování. Do těchto drážek je vložena hadovitě vinutá ocelová pružina obdélníkového průřezu. Při zatížení se pružina deformuje a posouvá po stěnách drážek, čímž vzniká tření a pružina se opotřebovává. Proto je prostor drážek mazán a uzavřen rotačním krytem. Budou-li mít drážky přímé boky, bude i charakteristika spojky lineární. Kombinuje-li se tvar drážek z přímek a křivek, bude charakteristika nelineární (kombinovaná).

Spojka Bibby se hodí pro přenášení nárazových točivých momentů pro nejtěžší provozní podmínky (např. válcovací stolice apod.).



obr. 32. Spojka Bibby

2.3 SPOJKY VÝSUVNÉ

Používají se tam, kde je nutné spojované hřídele kdykoliv rozpojit a opětovně spojit, a to i za provozu, jak je tomu u všech motorových vozidel. Např. u automobilu nebo motocyklu musíme před každým zařazením rychlostního stupně nejprve odpojit převodovku od motoru. Teprve pak můžeme zařadit příslušný rychlostní stupeň a převodovku opět spojit s motorem.

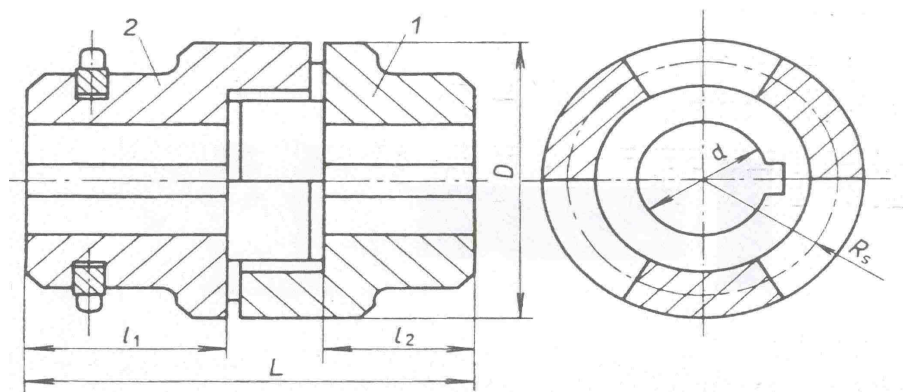
Spojku je možné spojit jen když mají oba hřídele stejné nebo jen málo rozdílné otáčky. Pokud jsou otáčky víc rozdílné je potřeba použít synchronní zařízení.

2.3.1 Zubové spojky

Spojka zubová čelní

Spojka zubová má jednu přírubu axiálně posuvnou, takže vysunutím neb zasunutím této příruby dochází k rozpojení nebo spojení hřídelí. Rozpojení i spojení se u zubové spojky může provádět pouze za klidu, což do jisté míry omezuje její použití. Tvar ozubení bývá různý, v závislosti na funkci a použití spojky. Ozubení může být provedeno buď na čelních rovinných plochách spojkových přírub nebo na obvodových válcových plochách. V druhém případě má jedna příruba tvar ozubeného kola s vnějším ozubením a druhá příruba tvar ozubeného kola s vnitřním ozubením.

Skládá se z části hnací 1 a výsuvné části hnané 2. Hnaná část se liší od hnací délkou náboje a drážkou pro přesouvací kroužek. Pro chod v obou směrech se volí zuby symetrické, pro jednostranný chod zuby nesymetrické.

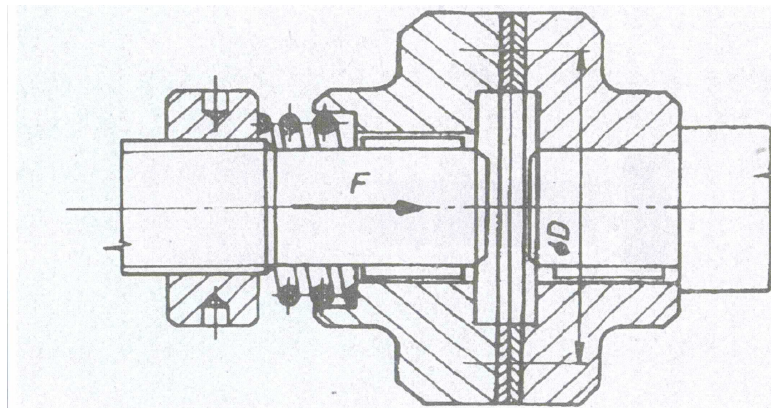


obr. 33. Spojka zubová čelní

2.3.2 Třecí spojky

Kotoučové třecí spojky

Je nejjednodušším typem třecích spojek. Hnaný kotouč s třecí plochou ve tvaru mezikruží je na hnaném hřídeli uložen posuvně a je přitlačován na pevný hnací kotouč axiální silou. Velikost přitlačné zasouvací síly závisí na koeficientu tření. Ke zvýšení přenášeného točivého momentu spojku se proto zvyšuje tento koeficient tření obložením jednoho kotouče speciálními třecími materiály, které jsou buď ke kotouči přinýtovány nebo nalepeny.



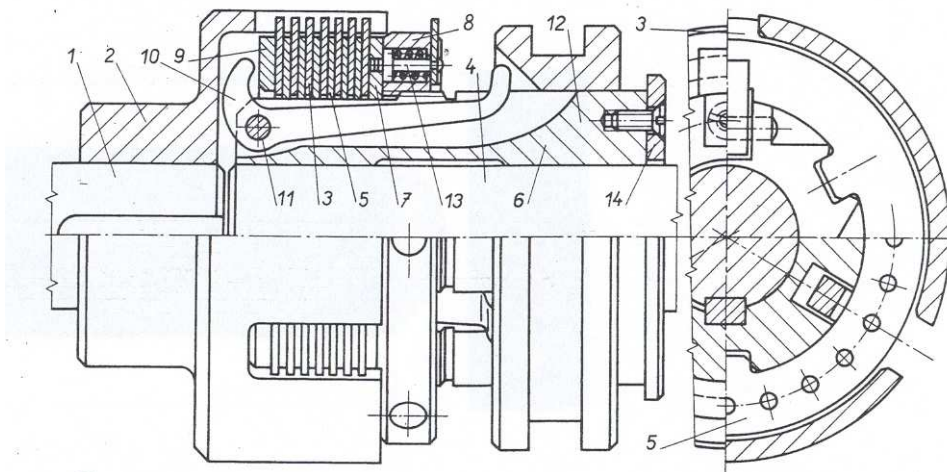
obr. 34. Spojka kotoučová třecí

Disková třecí spojka

Je v podstatě spojka s dalším samostatným třecím kotoučem, opatřeným třecím obložením na obou stranách, uloženým posuvně na drážkovém hnacím kotouči. Kotouč je při zapnuté spojce přitlačován k čelní třecí ploše kotouče na hnacím hřídeli pružinou, působící na přitlačný kotouč a opírající se o kryt spojky. Vypnutí spojky pákou se stlačí pružina, přitlačný kotouč se posune a třecí kotouč se uvolní.

Lamelová třecí spojka

Skládá se z většího počtu třecích kotoučů ve tvaru mezikruží (lamel), které jsou střídavě spojeny s hnacím nebo hnaným hřídelem. Hnací lamely jsou na vnějším obvodu opatřeny výstupky, kterými zapadají do podélných drážek uvnitř bubny; hnané lamely mají v otvoru výřezy, kterými jsou nasazeny na drážkový hnaný hřídel. Tím je umožněn osový pohyb lamel při vypínání nebo zapínání spojky, ale v otáčivém pohybu jsou vázány a to lamely s vnějšími výstupky na buben a s vnitřním vybráním na hnaný hřídel. V zapnuté poloze spojky jsou lamely vzájemně k sobě přitlačovány silou osové pružiny a mohou přenášet točivý moment třením. Stlačením pružiny vypínací pákou se lamely uvolní a umožní nezávislý pohyb hnacího a hnaného hřídele, např. hnací se dále otáčí a hnaný může být v klidu



obr. 35. Lamelová třecí spojka

2.4 SPECIÁLNÍ SPOJKY

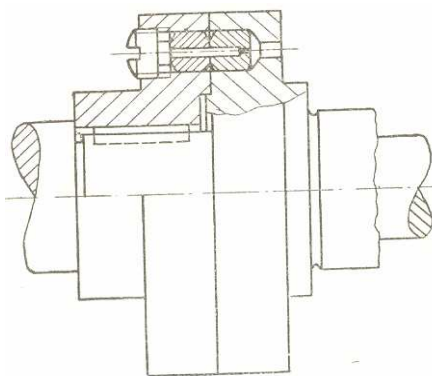
2.4.1 Pojistné spojky

V provozu některých strojů dochází k přetížení, jehož důsledkem může být takové zvýšení napětí v součástech, že se buď trvale deformují, nebo dokonce poruší. Nepřípustná jsou i taková zatížení, která vyvodí pružné deformace takové velikosti, že by se tím narušil normální chod stroje, např. prohne-li nebo zkroutí-li se nepřipustně hřídel apod.

Aby se zabránilo přetížení, zařazují se do kinematického řetězce stroje automatické pojistné spojky, které nejsou schopny přenést zvětšený točivý moment při přetížení; hnací a hnaná polovina spojky se vzájemně protácejí. Jakmile poklesne točivý moment na dovolenou hodnotu, protáčení automaticky ustane (s výjimkou spojek s rozrušitelnými členy) a stroj pracuje opět normálně. Za normálního chodu se spojky chovají jako spojky pevné nepružné a začínají fungovat teprve při přetížení.

Spojky s rozrušitelnými prvky

Tyto spojky mají střižné kolíky, které se při přetížení přestřihnou, a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Přestřižené kolíky je nutno vyměnit a musí být ke spojce snadný přístup. Střižné kolíky jsou nejčastěji ocelové, méně často litinové, měděné mosazné nebo také z plastů. Pojistný točivý moment se volí asi o 20% vyšší, než je běžné maximum točivého momentu. Výhodou těchto pojistných spojek je jednoduchá konstrukce. Změny velikosti přenášeného momentu se dosáhne volbou různého průměru a počtu kolíků a jejich umístěním



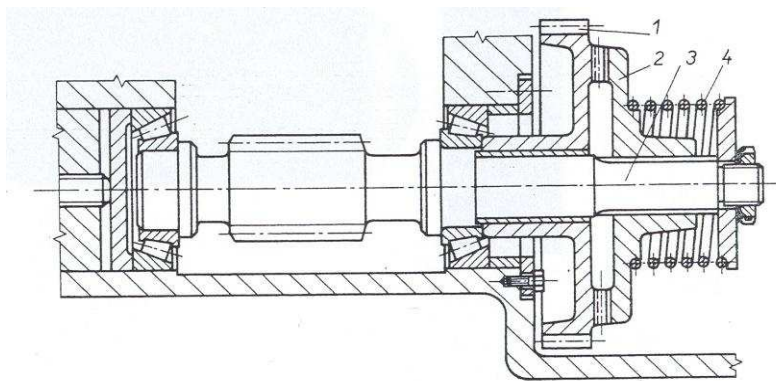
obr. 36. Spojka s rozrušitelnými prvky

Spojky vysmekávací

Tyto spojky pracují na principu, že při překročení maximálního točivého momentu se účinkem axiální síly v ozubení nebo kuličkách překoná tlak pružin a hnací a hnaná část spojky proti sobě prokluzují v důsledku vysmeknutí ze záběru stroje.

Zubová spojka

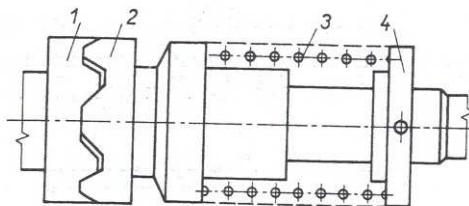
Skládá se z hnacího orgánu 1 a z hnané části 2 uložené posuvně na drážkovém hřídeli 3 a tlačené do záběru ozubení pružinou 4. Při překročení dovoleného točivého momentu překoná axiální síla v zubech sílu pružiny a spojení se vysmekne ze záběru.



obr. 37. Zubová spojka

Ozubcová spojka

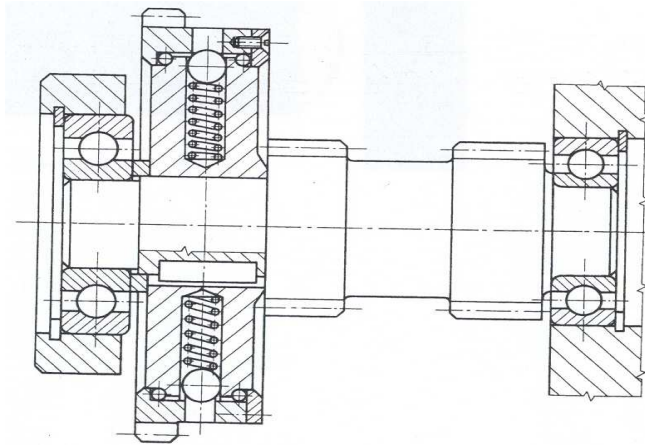
Ozuby jsou vytvořeny na hnací části 1 i a hnané části 2, která je tlačena do záběru pružinou 3, opírající se o pevný nákužek 4, nasazený pevně na hnaném hřídeli.



obr. 38. Ozubcová spojka

Spojka kuličková v uspořádání radiálním

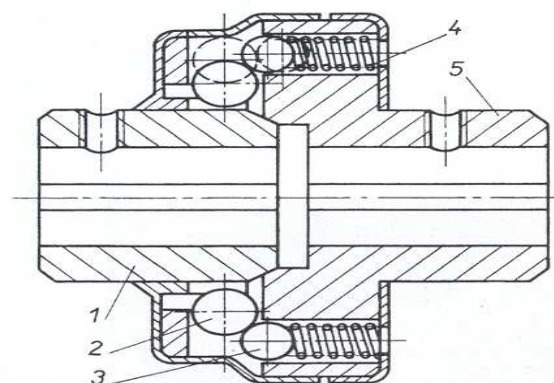
Pružiny tlačí kuličky, uložené na hnaném hřídeli, do otvorů v hnacím tělese. Při přetížení se kuličky vysmeknou ze záběru, přeskakují přes díry a točivý moment se nepřenáší; spojka hlučí. Tyto spojky přenášejí menší a střední točivé momenty, zejména v obráběcích strojích.



obr. 39. Spojka kuličková v uspořádání radiálním

Spojka kuličková v uspořádání axiálním

Na hnacím kotouči 1 je pevný kryt s nosnou deskou s vybráním pro kuličky 2, které jsou ve styku s kuličkami 3, tlačnými do styku pružinou 4. Pružiny jsou ve vybráních hnaného tělesa 5. Při překročení maximálního točivého momentu se vysmeknou kuličky 2 ze styku s tělesem 1, přičemž se překoná síla pružin 4. Tyto spojky přenášejí menší točivé momenty.



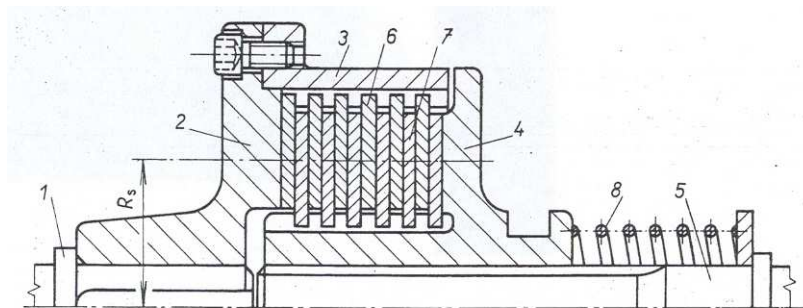
obr. 40. Spojka kuličková v uspořádání axiálním

Spojky prokluzovací

Pojistné třecí spojky se zapínají za klidu. Přítlačnou sílu vyvozují zpravidla pružiny, jejichž předpětí je možno regulovat, a tak měnit požadovaný točivý moment. Při odbrzdění třecích pojistných spolek bylo zjištěno, že při zvětšování brzdící síly stoupá točivý moment lineárně tak dlouho, až začnou třecí plochy prokluzovat. Potom točivý moment prudce klesne na nižší hodnotu.

Jednoduchá pojistná spojka třecí lamelová

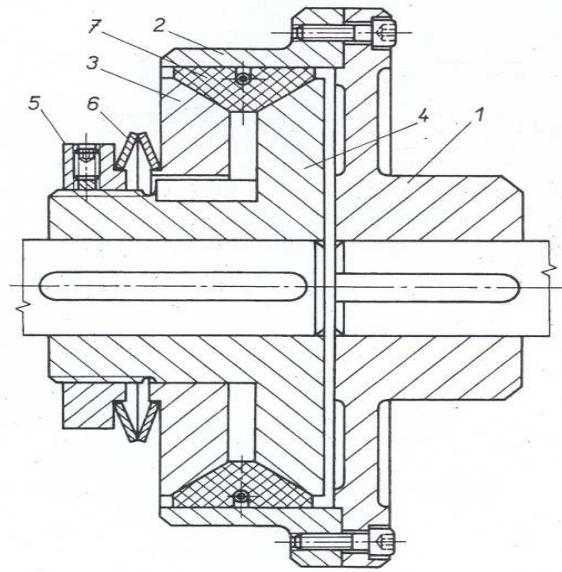
Na hnacím hřídeli 1 je naklínován kotouč 2 s přišroubovaným bubnem 3, na jehož vnitřním obvodu jsou drážky pro vnější lamely 6. Vnitřní lamely 7 jsou vedeny v drážkách kotouče 4, upevněného na peru a drážce na hnaném hřídeli 5. Těleso 4 je přitlačováno do styku s vnitřními a vnějšími lamelami pružinami 8. Překročí-li s dovolený točivý moment, překoná se síla pružin 8 a spojka prokluzuje.



obr. 41. Pojistná lamelová třecí spojka

Dvojkruželová pojistná třecí spojka

Skládá se z tělesa 1 naklínovaného na hnacím hřídeli; k tělesu 1 je přišroubován buben 2, jehož vnitřního obvodu se dotýká segmentové dvojkruželové těleso 7 z materiálu o vysokém součiniteli tření. Na hnaném hřídeli je naklínován kotouč 4 s kruželovou třecí plochou. Kotouče se dotýkají talířové pružiny, které se na levé straně opírají o nákrůžek a na pravé straně o kotouč. Nákrůžkem lze regulovat sílu pružiny. Tato spojka slouží k přenášení větších točivých momentů.



obr. 42. Dvojkruželová pojistná třecí spojka

2.4.2 Rozběhové spojky

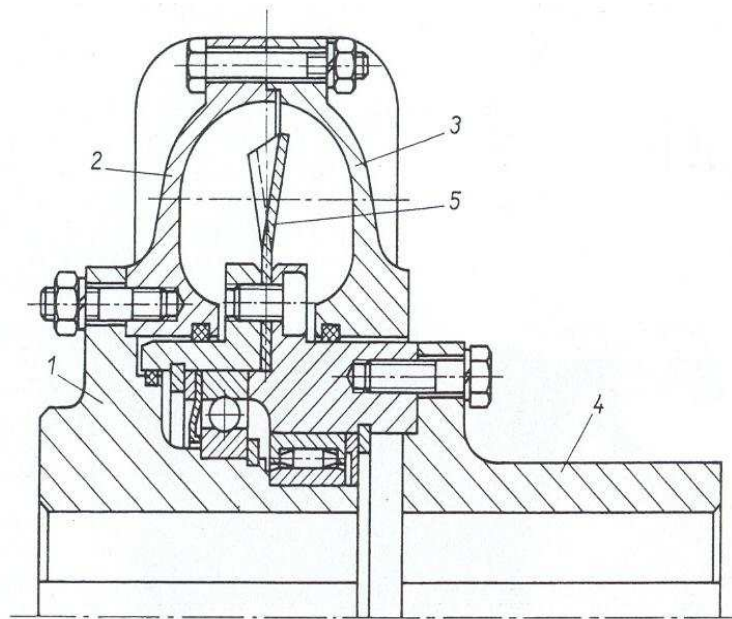
Rozběhové spojky jsou spojky s automatickým zapínáním; pracují na principu odstředivé síly. Umožňují rozběh bez zatížení u těch hnacích strojů, u nichž se točivý moment mění v závislosti na otáčkách, např. u asynchronních elektromotorů s kotvou nakrátko. Na rozběhovou spojku se klade požadavek, aby umožnila rozběh motoru do určitých otáček bez zatížení. Teprve po rozběhu má dojít k zapojení spojky. Kdyby se takový hnací stroj spojil s hnaným strojem již při malých otáčkách (nebo dokonce při nulových otáčkách), např. pevnou spojkou, musel by být dimenzován na rozběhový moment, spotřeba proudu při rozbíhání by byla neúměrně velká a při provozních otáčkách by byl stroj nedostatečně využit.

S neřízeným záběrem

Patří sem všechny konstrukční úpravy rozběhových spojek, u nichž není bráněno třecím elementům, aby přišly do styku s třecím kotoučem. Dochází tedy k vyvozování točivého momentu na hnanou stranu ihned po rozběhu hnací části.

Rozběhová spojka Centri

Hnanou část tvoří náboj 1 a dvojdílná žebrovaná skříň 2 a 3. Hnaná část 4 se skládá z třídílného náboje s rotorem 5, který má vlnitý povrch. Náboj 4 je uložen ve valivých ložiskách tělesa 1. Vnitřní prostor ložiskové skříň je z části vyplněn ocelovým prachem, promíšeným s grafitem. Velikost náplně se řídí velikostí zrychlovaných hmot a požadované doby rozběhu. Za klidu je ocelový prach ve spodní části spojkové skříň, později s přibývajícím otáčkami a rostoucí odstředivou silou vytvoří na vnitřním obvodu skříňě prachový prstenec, který pozvolna začne unášet zvlněný rotor, a tím uvádět hnanou část do pohybu. Při plných otáčkách jsou hnací i hnaná část spojeny bez skluzu. Po překročení dovoleného točivého momentu se prstenec rozruší a spojka prokluzuje tak dlouho, pokud zvýšený zátěžový moment opět nepoklesne. Teplo, vznikající třením prachu o stěny při rozběhu nebo přetížení se odvádí do chladicími žebry tělesa spojky do okolí. Centri má měkký a plynulý rozběh i při zrychlování velkých setrvačných hmot. Pracuje nejen jako spojka rozběhová, ale také jako pojistná spojka. Tato spojka má dlouhou životnost.



obr. 43. Spojka Centri

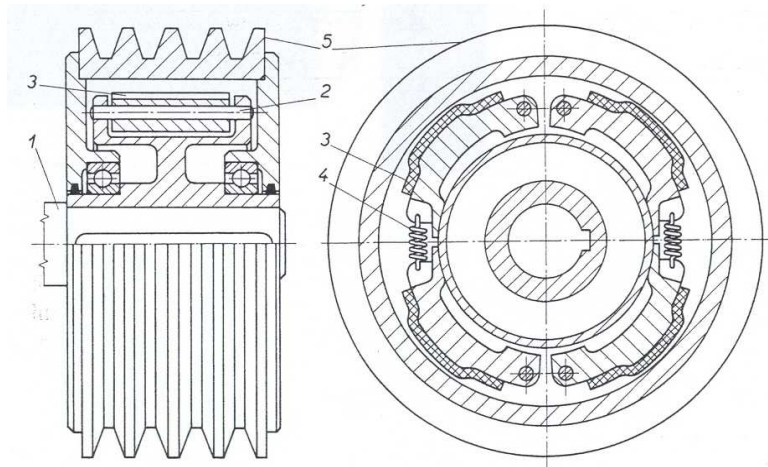
Se záběrem řízeným pružinami

Do této skupiny patří všechny rozběhové spojky u kterých se dosáhne zpoždění rozběhu hnané části tím, že třecí odstředivé hmoty jsou navzájem spojeny předepjatými pružinami. Při rozběhu se dotknou třecí prvky hnané části teprve tehdy, až odstředivá síla třecích

prvků přemůže sílu pružin. Do té doby se hnací motor rozbíhá bez zatížení. Použije-li se k pohonu elektromotoru s kotvou nakrátko, je nutné u těchto spojek zabezpečit rozběh bez zatížení až asi do 90% provozních otáček.

Rozběhová spojka s vlečenými výkyvnými čelistmi

Hnací část 1 ve tvaru kotouče, v němž jsou čepy 2 s výkyvně uloženými čelistmi 3 navzájem spojenými pružinami 4. Při dostatečně vysokých otáčkách přemůže odstředivá síla čelisti sílu pružin a čelisti se přitisknou na hnanou část 5, kterou postupně unášejí.



obr. 44. Rozběhová spojka s vlečenými výkyvnými čelistmi

Se zpožděným programovým záběrem

Spojky se zpožděným záběrem pracují na principu nesynchronního roztáčení odstředivých hmot, kdežto u rozběhových spojek se záběrem neřízeným nebo řízeným pružinami jsou odstředivé hmoty roztáčeny synchronně s hnací částí. Spojky se zpožděným záběrem jsou určeny pro pohon nesnadno se rozbíhajících strojů, např. pístových čerpadel, pístových kompresorů aj. při spojení těchto spojek s motorem s kotvou nakrátko se dosáhne snížení spotřeby elektrické energie a zkrácení doby spotřeby zvýšeného záběrového proudu.

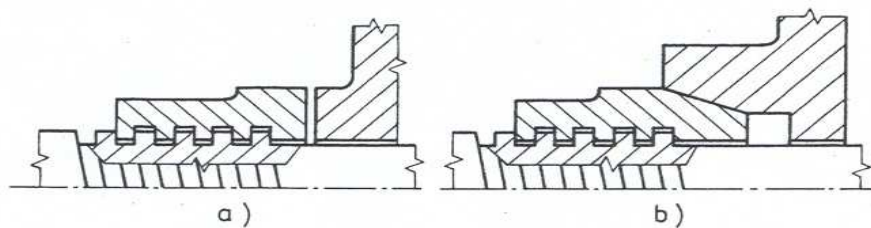
2.4.3 Volnoběžné spojky

Volnoběžné spojky umožňují spojení hnací a hnané části při otáčení v jednom smyslu. Předbíhá-li hnaná část, přeruší se automaticky jejich spojení. Volnoběžná spojka působí tedy ve směru otáčení jako závora, proti směru otáčení jako volnoběh. Z hlediska

působení sil a z hlediska konstrukce je možno volnoběžné spojky rozdělit na axiální a radiální.

Volnoběžné axiální spojky

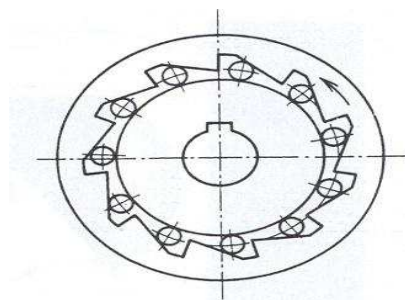
Axiální volnoběžné spojky přenášejí jen malé točivé momenty. Hnací částí je šroub s plochým nebo lichoběžníkovým závitem s posuvnou maticí, která má buď čelní (obr.46 – a) nebo kuželovou (obr.46 – b) třecí plochu. Druhá třecí plocha je na hnané části. Otáčeli-li se šroub v jednom smyslu, posune se k hnané části, a tím se obě části spojí. Otáčeli-li se v opačném smyslu, vzdaluje se matice od hnané části, takže se obě části nespojí.



obr. 45. Volnoběžná axiální spojka s a) čelní, b) kuželovou plochou

Volnoběžné radiální spojky

Tyto spojky mají mnohem větší rozsah použití též vzhledem k tomu, že mohou přenášet střední i větší točivé momenty. Vyrábějí se ve dvou konstrukčních úpravách. Ke spojení hnací a hnané strany slouží válečky, které jsou uloženy buď ve vnitřní části volnoběhu nebo ve vnější části volnoběhu.



obr. 46. Volnoběžná radiální spojka

3 PŘEVODY

V této části se zaměřím s ohledem na zadání práce a rozsahu jen na převody ozubenými koly, přesněji na čelní soukolí s přímými zuby.

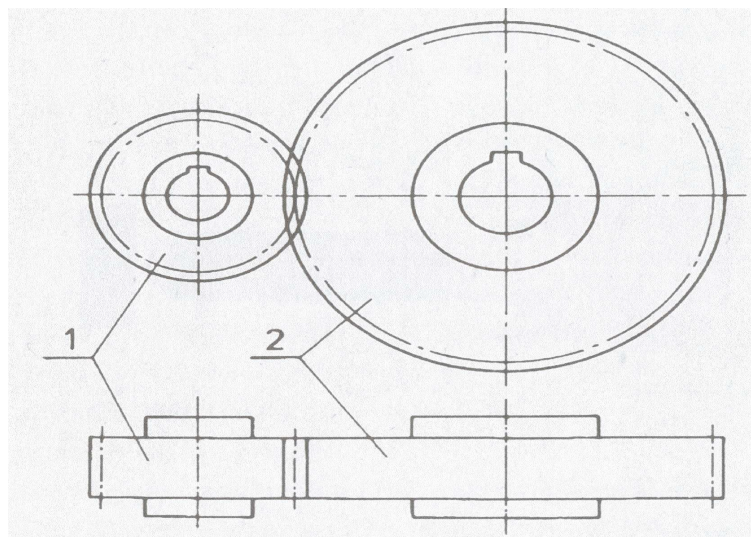
3.1 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Převody ozubenými koly jsou ve strojírenství nejčastěji používané mechanické převody.

Řadíme je do tzv. převodů přesných, tj. převod se uskutečňuje bez skluzu, takže obvodová rychlost na hnaném kole se rovná obvodové rychlosti na hnacím kole. Přenášejí otáčivý pohyb a mechanickou energii z hnacího hřídele na hnaný tvarovým stykem mezi boky zubů obou spolu zabírajících ozubených kol.

Převody ozubenými koly se používají u všech strojů a zařízení. Mohou přenášet velké točivé momenty při malých ztrátách. Vyznačují se velkou účinností, spolehlivostí a životností. Jsou však poměrně hlučné, netlumí rázy a jsou konstrukčně i výrobně složité, protože vyžadují speciální stroje a nástroje.

Nejjednodušší ozubený převod je tvořen dvěma ozubenými koly. Menší kolo se nazývá pastorek 1 a větší kolo 2.



obr. 47. Převod ozubenými koly

3.1.1 Čelní soukolí s přímými zuby

Vytvoří dva válce (nazývají se valivé nebo roztečné), dotýkající se ve společné povrchové přímce (jejich osy jsou rovnoběžné). Valivým pohybem těchto roztečných válců po sobě vytvoří společná styková přímka bok zubu, jehož profil je dán stopou této přímky v čelní rovině válců. Křivka profilu zubu je potom průsečnice boku zubu a čelní rovinou kola. Při evolventním ozubení je to evolventa, při cykloidním cykloida atd.

Evolventní ozubení

Evolventní křivku vytvoří libovolný bod tvořící přímky p , odvalující se po základní kružnici kz . Výhodou těchto ozubení je kromě levné výroby větší úhel záběru. Čím větší úhel záběru tím menší může být počet zubů, aniž by docházelo k podřezávání pat zubů. Tím se však zároveň zkracuje délka záběr a zhoršuje klidnost chodu.

Cykloidní ozubení

Cykloidní křivku profilu zubu vytvoří bod tvořící kružnice, odvalující se po základní roztečné kružnici kola. Podle vzájemné polohy tvořící kružnice, $V_{1,2}$ rozteční kružnice $k_{1,2}$ a podle jejich velikosti opisuje centrální (valivý) bod epicykloidu, hypocykloidu nebo cykloidu.

Výhodou je rovnoměrnější chod a menší opotřebení, zuby se po sobě více odvalují než u evolventního ozubení.

Nevýhodou je drahá a pracná výroba, korekce zubů se dá jen obtížně provádět, vzdálenost kol do sebe zapadajících musí být přesně zachována.

4 STANOVENÍ CÍLŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Dle zadání bakalářské práce vyplývají následující úkoly:

1. Vypracovat rešerši na témata:
 - a)Hřídele a jejich uložení
 - b)Hřídelové spojky
 - c)Převody
2. Provést návrh a výpočet dle zadání
3. Dle zadání vytvořit trojrozměrný model spojky v programu INVENTOR 6, dále sestavu pohonu, v němž bude znázorněna funkce pojistné třecí spojky.
4. Vypracovat postup pro pevnostní výpočet v programu COSMOSDesignSTAR za účelem jeho využívání studenty ve výuce.
5. V příloze uvést výkresy vytvořené v programu AUTOCAD 2002
 - sestavy včetně kusovníku
 - drážkové hřídele
 - výstupní hřídele
 - obou třecích kol
 - ozubeného pastorku
 - ozubeného kola

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH A VÝPOČET

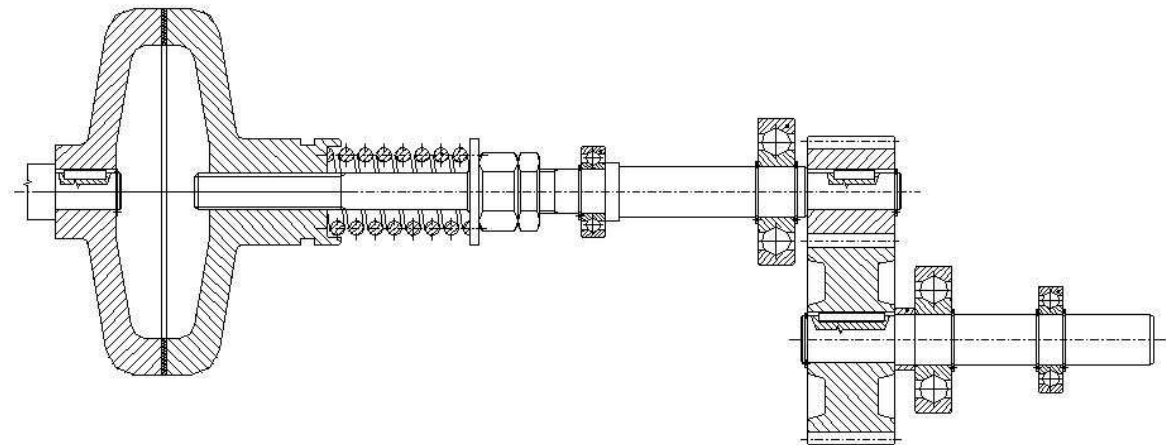
5.1 ZADÁNÍ

Navrhněte třecí spojku s čelní třecí plochou, včetně všech hřídelí a pružiny vyvozující přítlak. Dále navrhněte jednostupňové čelní soukolí s přímými zuby.

Zadané parametry:

- vstupní výkon $P = 5000\text{W}$
- požadovaná trvanlivost $L_H = 20000\text{hodin}$
- vstupní otáčky $n = 400\text{ot/min.}$
- převodový poměr ozubení $i = 2$
- účinnost ozubení $\eta = 0,98$
- součinitel smykového tření $f = 0,4$

5.2 NÁČRT



obr. 48. Náčrt

5.3 NÁVRH A VÝPOČET

5.3.1 Vstupní hřídel

Materiál hřídele volím 11600.

Výpočet kroutícího momentu

$$M_k = \frac{159,2 * P}{n} = \frac{159,2 * 5000}{(400/60)} = 119400 \text{ Nmm} \quad (1)$$

Konec hřídele

Minimální průměr hřídele $d_{\min 1}$ určíme z podmínky pro dovolené namáhání v krutu.

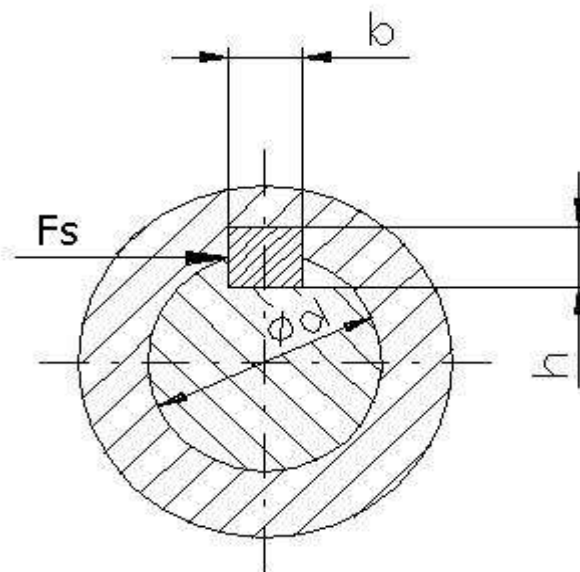
$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2 * d_{\min 1}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$d_{\min 1} = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{119400}{0,2 * 80}} = 19,54 \text{ mm} \quad (2)$$

$$d_1 = d_{\min 1} + t = 19,54 + 3,5 = 23,04 \text{ mm} \quad (3)$$

Volím z tabulek průměr vstupního hřídele $d_1 = 25 \text{ mm}$

Výpočet pera



obr. 49. Zatížení pera

Síla působící na pero

$$M_k = F_1 * \frac{d_1}{2} \quad (1)$$

$$F_1 = \frac{2 * M_k}{d_1} = \frac{2 * 119400}{25} = 9552N \quad (4)$$

Výpočet délky pera z namáhání ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_1}{b * L} \leq \tau_{Ds} \quad (5)$$

$$L = \frac{F_1}{b * \tau_{Ds}} = \frac{9552}{8 * 85} = 14,05mm$$

Výpočet délky pera z otláčení

$$p_o = \frac{2 * F_1}{h * L} \leq p_{Do1} \quad (6)$$

$$L = \frac{2 * F_1}{h * p_{Do1}} = \frac{2 * 9552}{7 * 100} = 27,3mm$$

Volím délku pera $L = 28mm$. PERO 8e7x7x28 ČSN 02 2562

Kontrola pera na smyk a na otláčení

$$\tau_s = \frac{F_1}{b * L} = \frac{9552}{8 * 28} = 42,64MPa \quad (7)$$

$$p_o = \frac{2 * F_1}{h * L} = \frac{2 * 9552}{7 * 28} = 97,47MPa \quad (8)$$

$$\tau_s = 42,64MPa \leq 85MPa$$

$$p_o = 97,47MPa \leq 100MPa$$

Pero vyhovuje danému zatížení.

5.3.2 Drážková hřídel

Materiál volím 11700

Konec drážkového hřídele

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{119400}{0,2 * 80}} = 19,54mm \quad (9)$$

Volím konec drážkového hřídele 6x21x25 ČSN 01 4942

Střední průměr drážkového hřídele

$$D_{s2} = \frac{D_2 - d_2}{2} = \frac{25 - 21}{2} = 23mm \quad (10)$$

Výška drážky

$$h_D = \frac{D_2 - d_2}{2} = \frac{25 - 21}{2} = 2mm \quad (11)$$

Síla působící na drážkový hřídel

$$M_k = F_2 * \frac{D_{s2}}{2} \quad (12)$$

$$F_2 = \frac{2 * M_k}{D_{s2}} = \frac{2 * 119400}{23} = 10383N$$

Výpočet délky drážkového hřídele

$$p_o = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{0,75 * i * L_D * h_D} \leq p_{Do2} \quad (13)$$

$$L_D = \frac{F_2}{0,75 * i * p_{Do2} * h_D} = \frac{10383}{0,75 * 6 * 15 * 2} = 76,9mm$$

Volím $L_D = 80mm$, protože se bude třecí kolo posouvat po drážkovém hřídeli zvyšují délku $L_D = 100mm$.

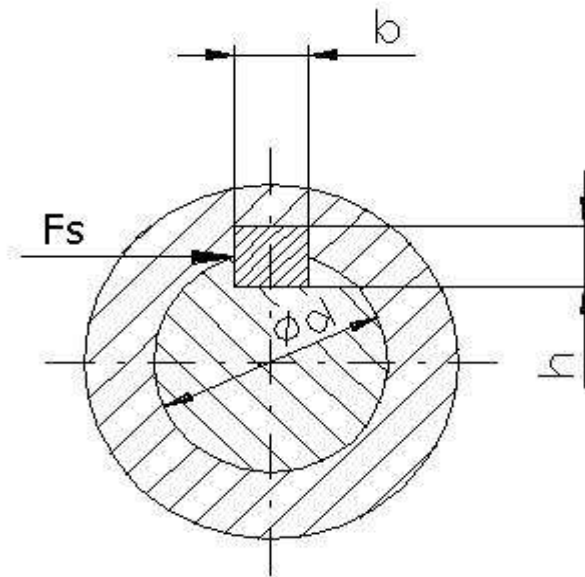
Konec hřídele pod pastorkem

$$d_{\min 3} = \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{0,2 * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{119400}{0,2 * 80}} = 19,54mm \quad (14)$$

$$d_3 = d_{\min 3} + t = 19,54 + 3,5 = 23,04mm \quad (15)$$

Volím $d_3 = 25mm$

Výpočet pera



obr. 50. Zatížení pera

Síla působící na pero

$$M_{k1} = F_3 \cdot \frac{d_3}{2} \quad (16)$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_3} = \frac{2 \cdot 119400}{25} = 9552 \text{ N}$$

Výpočet délky pera z namáhání ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_3}{b \cdot L} \leq \tau_{Ds} \quad (17)$$

$$L = \frac{F_3}{b \cdot \tau_{Ds}} = \frac{9552}{8 \cdot 85} = 14,05 \text{ mm}$$

Výpočet délky pera z otláčení

$$p_o = \frac{2 \cdot F_3}{h \cdot L} \leq p_{Do1} \quad (18)$$

$$L = \frac{2 \cdot F_3}{h \cdot p_{Do1}} = \frac{2 \cdot 9552}{7 \cdot 100} = 27,3 \text{ mm}$$

Volím délku pera $L = 28 \text{ mm}$. PERO 8e7x7x28 ČSN 02 2562

Kontrola pera na smyk a na otláčení

$$\tau_s = \frac{F_3}{b * L} = \frac{9552}{8 * 28} = 42,64 \text{MPa} \quad (19)$$

$$p_o = \frac{2 * F_3}{h * L} = \frac{2 * 9552}{7 * 28} = 97,47 \text{MPa} \quad (20)$$

$$\tau_s = 42,64 \text{MPa} \leq 85 \text{MPa}$$

$$p_o = 97,47 \text{MPa} \leq 100 \text{MPa}$$

Pero vyhovuje.

5.3.3 Výstupní hřídel

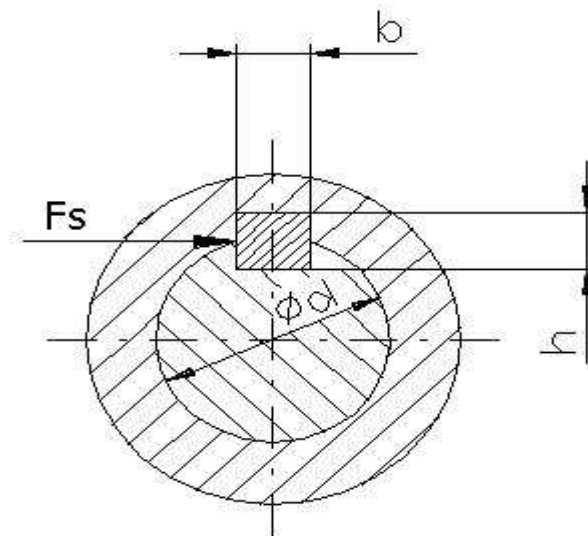
Materiál hřídele volím 11600.

$$d_{\min 4} = \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{0,2 * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{234258}{0,2 * 80}} = 24,46 \text{mm} \quad (21)$$

$$d_4 = d_{\min 4} + t = 24,46 + 4,1 = 28,56 \text{mm} \quad (22)$$

Volím $d_4 = 30 \text{mm}$

Výpočet pera



obr. 51. Zatížení pera

Síla působící na pero

$$M_{k2} = F_4 * \frac{d_4}{2} \quad (23)$$

$$F_4 = \frac{2 * M_{k2}}{d_4} = \frac{2 * 234258}{30} = 15617,2N$$

Výpočet délky pera z namáhání ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_4}{b * L} \leq \tau_{Ds} \quad (24)$$

$$L = \frac{F_4}{b * \tau_{Ds}} = \frac{15617,2}{8 * 85} = 22,9mm$$

Výpočet délky pera z otláčení

$$p_o = \frac{2 * F_4}{h * L} \leq p_{Do1} \quad (25)$$

$$L = \frac{2 * F_4}{h * p_{Do1}} = \frac{2 * 15617,2}{7 * 100} = 44,6mm$$

Volím délku pera $L = 45mm$. PERO 8e7x7x45 ČSN 02 2562

Kontrola pera na smyk a na otláčení

$$\tau_s = \frac{F_4}{b * L} = \frac{15617,2}{8 * 45} = 43,38MPa \quad (26)$$

$$p_o = \frac{2 * F_4}{h * L} = \frac{2 * 15617,2}{7 * 45} = 99,15MPa \quad (27)$$

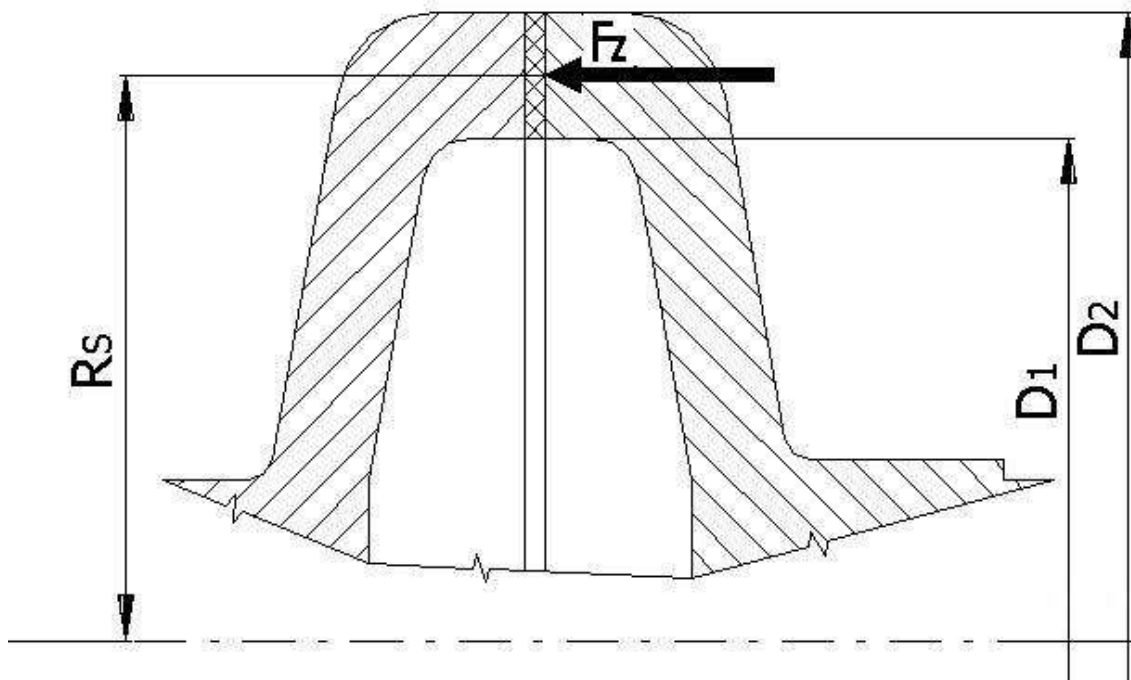
$$\tau_s = 43,38MPa \leq 85MPa$$

$$p_o = 99,15MPa \leq 100MPa$$

Pero vyhovuje.

5.3.4 Materiál a rozměry třecích kol

Volím litinová kola s nalepeným obložením



obr. 52. Náčrt třecích kol

Střední průměr obložení

$$D_1 = 250mm$$

$$D_2 = 200mm$$

(28)

$$R_s = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{250 + 200}{4} = 112,5mm$$

5.3.5 Velikost přitlačné síly a třecí moment

Hnaný kotouč s třecí plochou ve tvaru mezikruží je na hnaném hřídeli uložen posuvně a je přitlačován na pevný hnací kotouč axiální silou F_Z . Pro bezpečný přenos kroutícího momentu M_K platí:

$$M_k \leq M_t$$

$$M_t = R_s * F_t = R_s * F_Z * f$$

(29)

Velikost přítláčné síly F_t závisí na koeficientu tření. Ke zvýšení M_K přenášených spojkou se proto zvyšuje tento koeficient obložením jednoho kotouče speciálními třecími materiály, které jsou buď přinýtovány nebo nalepeny.

$$F_Z = \frac{M_k}{R_s * f} = \frac{119400}{112,5 * 0,4} = 2653,3N \quad (30)$$

$$M_t = R_s * F_Z = 112,5 * 2653,3 = 298496Nmm \quad (31)$$

5.3.6 Ovládací pružina

Při zanedbání napětí ve stříhu a ohybu je pružina namáhána při funkci (stlačení) na krut.

Pro pružiny vyrobené z pružinové oceli se doporučuje volit dovolené namáhání v krutu při plném zatížení silou F_p . Pevnost v tahu volím $\sigma_{pt} = 1500$ MPa.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (32)$$

Střední průměr pružiny

$$D_s = 2 * D_2 = 2 * 25 = 50mm \quad (33)$$

Průměr drátu pružiny

$$F_p = 1,2 * F_Z = 1,2 * 2653,3 = 3184N \quad (34)$$

$$\tau_{Dk} = 0,28 * \sigma_{Dt} = 0,28 * 1500 = 420MPa \quad (35)$$

$$\tau_{Dk} = \frac{16 * F_p * D_s}{2 * \pi * d_p^3} \quad (36)$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16 * F_p * D_s}{2 * \pi * \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 3184 * 50}{2 * \pi * 420}} = 9,88mm$$

Volím $d_p = 10mm$

Počet závitů pružiny

$$z = n + n_z = 7 + 1 = 8závitů \quad (37)$$

Délka pružiny v dosedovém stavu

$$L_d = 1,05 * z * d_p = 1,05 * 8 * 10 = 84mm \quad (38)$$

Stlačení pružiny

$$Y = \frac{8 * D_s^3 * F_p * n}{G * d_p^4} = \frac{8 * 50^3 * 3184 * 7}{7,85 * 10^4 * 10^4} = 28,4 \text{ mm} \quad (39)$$

Délka pružiny ve volném stavu

$$L_0 = L_d + 0,1 * d_p * n + Y = 84 + 0,1 * 10 * 7 + 28,4 = 119,4 \text{ mm} \quad (40)$$

Tuhost pružiny

$$K = \frac{G * d_p^4}{8 * D_s^3 * n} = \frac{7,85 * 10^4 * 10^4}{8 * 50^3 * 7} = 112,1 \quad (41)$$

5.3.7 Měrný tlak ve stykových plochách

$$S = \frac{\pi * (D_1^2 - D_2^2)}{4} = \frac{\pi * (250^2 - 200^2)}{4} = 17671,5 \text{ mm}^2 \quad (42)$$

$$p = \frac{F_p}{S} = \frac{3184}{17671,5} = 0,18 \text{ MPa} \quad (43)$$

$0,15 \text{ MPa} \leq 0,18 \text{ MPa} \leq 0,3 \text{ MPa} \Rightarrow$ Vyhovuje

5.3.8 Přenášený výkon

$$M_k \leq M_t$$

$$M_t = \frac{2 * \pi * p * f * (R_1^3 - R_2^3)}{3} = \frac{2 * \pi * 0,18 * 0,4 * (125_1^3 - 100_2^3)}{3} = 143728 \text{ Nmm} \quad (44)$$

$$P' = \frac{M_t * (n / 60)}{159,2} = \frac{143728 * (400 / 60)}{159,2} = 6018,7 \text{ W} \quad (45)$$

$$k = \frac{P'}{P} > 1$$

$$\frac{P'}{P} = \frac{6018,7}{5000} = 1,2 \quad (46)$$

$1,2 > 1 \Rightarrow$ Vyhovuje

5.3.9 Pevnostní výpočet převodovky

Počet zubů

Volím počet zubů na pastorku 17

$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad (47)$$

$$z_2 = i * z_1 = 2 * 17 = 34$$

Otáčky

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (48)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{400}{2} = 200 \text{ ot} / \text{min}$$

Výkon a kroutící moment

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_2 = P_1 * \eta = 5000 * 0,98 = 4900 \text{ W} \quad (49)$$

$$M_{k2} = \frac{159,2 * P_2}{n_2} = \frac{159,2 * 4900}{(200 / 60)} = 234258 \text{ Nmm} \quad (50)$$

Modul podle Bacha

Modul je základní parametr, který určuje všechny rozměry ozubeného kola a získá se zpravidla z pevnostního výpočtu. Lze jej chápat jako určitou úsečku. Obvodová síla ohýbá zub, maximální ohybové v patě zubu nesmí překročit dovolené namáhání v ohybu u použitého materiálu. Proto Bach stanovil rovnici pro výpočet ohybové pevnosti zubu, která je $F = c * \psi * m^2 * \pi$ kde c je materiálová konstanta, ψ je součinitel vyjadřující délku zubu v závislosti na modulu.

$$m_1 = m_2 = 0,8602 * \sqrt{\frac{M_k}{c * \psi * z_1}} = 0,8602 * \sqrt{\frac{119400}{6 * 15 * 17}} = 3,68 \quad (51)$$

Volím modul $m = 4 \text{ mm}$

Výpočet síly v ozubení

$$D_{oz1} = z_1 * m = 17 * 4 = 68mm \quad (52)$$

$$M_{k1} = \frac{F_{oz1}}{(D_{oz1} / 2)} \quad (53)$$

$$F_{oz1} = \frac{2 * M_{k1}}{D_{oz1}} = \frac{2 * 119400}{68} = 3511,8N$$

Kontrola na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4686

Bachova rovnice odpovídá skutečným poměrům v ozubení, proto se musí vždy provést kontrola podle normy. Soukolí předběžně navržené se kontroluje na ohyb a otláčení tak, že se nejprve vypočtou 4 srovnávací hodnoty c ($c_{o1}, c_{o2}, c_{d1}, c_{d2}$) vždy pro kolo a pastorek, které zahrnují různé součinitele mající vliv na pevnost a opotřeбенé soukolí. Nejmenší z těchto 4 hodnot se pak dosadí do vzorce pro výpočet dovoleného zatížení soukolí kde musí splňovat podmínku $F_D \geq F_{oz1}$.

z tabulek:

pastorek 15241: $\sigma_P = 950MPa$

$$\sigma_{DO1} = 225MPa$$

$$\sigma_{Dd1} = 28MPa$$

kolo 422424: $\sigma_P = 260MPa$,

$$\sigma_{DO2} = 53MPa$$

$$\sigma_{Dd2} = 11,5MPa$$

Koeficienty pro ohyb

$$r_{o1} = 0,34 \quad r_{o2} = 0,39$$

$$y_{o1} = 7,4 \quad y_{o2} = 4,6$$

Koeficienty pro otláčení

$$r_{D1} = 0,35 \quad r_{D2} = 0,4$$

$$y_{D1} = 2,2 \quad y_{D2} = 1,17$$

$$U = 0,832$$

Ohyb

$$c_{O1} = \frac{\sigma_{DO1} * r_{O1}}{y_{O1}} = \frac{225 * 0,34}{7,4} = 10,3N / mm \quad (54)$$

$$c_{O2} = \frac{\sigma_{DO2} * r_{O2}}{y_{O2}} = \frac{53 * 0,39}{4,6} = 4,49N / mm \quad (55)$$

Otlačení

$$c_{D1} = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{D1}}{y_{D1}} = \frac{28 * 0,35}{0,832 * 2,2} = 5,35N / mm \quad (56)$$

$$c_{D2} = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{D2}}{y_{D2}} = \frac{11,5 * 0,4}{0,832 * 1,17} = 4,73N / mm \quad (57)$$

Volím nejmenší hodnotu $c_{\min} = c_{O2} = 4,49Nmm$

$$F_D = c_{\min} * m^2 * \psi * \pi = 4,73 * 4^2 * 15 * \pi = 3566,3N \quad (58)$$

$$F_D \geq F_{OZ1} \quad (59)$$

3566,3 ≥ 3511,8 vyhovuje

5.3.10 Výpočet rozměru ozubených kol

Průměr roztečné kružnice

$$D_{oz1} = z_1 * m = 17 * 4 = 68mm \quad (60)$$

$$D_{oz2} = z_2 * m = 34 * 4 = 136mm \quad (61)$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m = 4mm \quad (62)$$

Výška paty zubu

$$c_a = 0,25 * m = 0,25 * 4 = 1mm \quad (63)$$

$$h_f = m + c_a = 4 + 1 = 5mm \quad (64)$$

Výška zubu

$$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9mm \quad (65)$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_{oz1} + 2 * h_a = 68 + 2 * 4 = 76mm \quad (66)$$

$$D_{a2} = D_{oz2} + 2 * h_a = 136 + 2 * 4 = 144mm \quad (67)$$

Průměr patní kružnice

$$D_{f1} = D_{oz1} - 2 * h_f = 68 - 2 * 5 = 58mm \quad (68)$$

$$D_{f2} = D_{oz2} - 2 * h_f = 136 - 2 * 5 = 126mm \quad (69)$$

Vzdálenost os

$$a = \frac{(D_{oz1} + D_{oz2})}{2} = \frac{(68 + 136)}{2} = 102mm \quad (70)$$

Rozteč

$$t_n = m * \pi = 4 * \pi = 12,57mm \quad (71)$$

Šířka zubové mezery

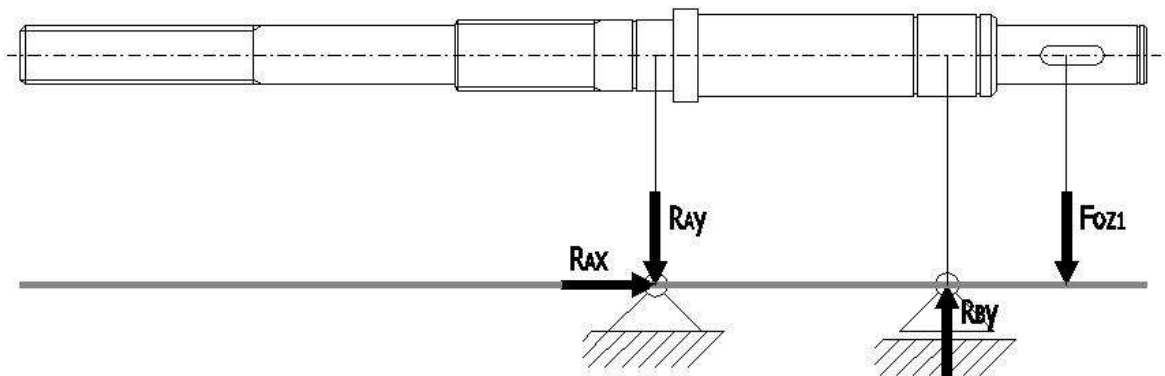
$$S_{n1} = S_{n2} = \frac{t_n}{2} = \frac{12,57}{2} = 6,285mm \quad (72)$$

Šířka ozubení

$$b = m * \psi = 4 * 15 = 60mm \quad (73)$$

5.3.11 Výpočet sil působící na ložiska

Hřídel se spojkou



obr. 53. Zatížení hřídele

Silová podmínka rovnováhy ve směru x

$$\begin{aligned}\Sigma F_{ix} &= 0 \\ R_{Ax} &= 0\end{aligned}\quad (74)$$

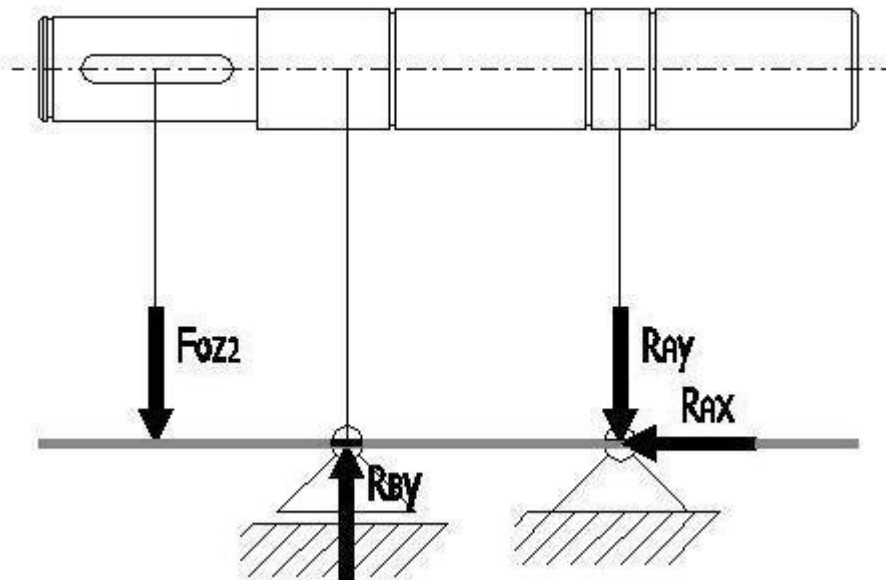
Momentová podmínka rovnováhy v místě A

$$\begin{aligned}\Sigma M_{iA} &= 0 \\ F_{OZ1} * 180 - R_{By} * 125 &= 0 \\ R_{By} &= \frac{F_{OZ1} * 180}{125} = \frac{3511,8 * 180}{125} = 5057 N\end{aligned}\quad (75)$$

Silová podmínka rovnováhy ve směru y

$$\begin{aligned}\Sigma F_{iy} &= 0 \\ R_{Ay} + R_{By} - F_{OZ1} &= 0 \\ R_{Ay} &= F_{OZ1} - R_{By} = 3511,8 - 5057 = -1545,2 N\end{aligned}\quad (76)$$

Výstupní hřídel



obr. 54. Zatížení hřídele

Síla z ozubeného kola

$$M_{k2} = \frac{F_{OZ2}}{(D_{oz2} / 2)}$$

$$F_{OZ2} = \frac{2 * M_{k2}}{D_{oz2}} = \frac{2 * 234258}{136} = 3445 N \quad (77)$$

Silová podmínka rovnováhy ve směru x

$$\Sigma F_{ix} = 0$$

$$R_{Bx} = 0 \quad (78)$$

Momentová podmínka rovnováhy v místě B

$$\Sigma M_{iB} = 0$$

$$F_{OZ2} * 140 - R_{Ay} * 80 = 0 \quad (79)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{OZ2} * 140}{80} = \frac{3445 * 140}{80} = 6028,8 N$$

Silová podmínka rovnováhy ve směru y

$$\Sigma F_{iy} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{OZ2} = 0 \quad (80)$$

$$R_{By} = F_{OZ2} - R_{Ay} = 3445 - 6028,8 = -2583,8 N$$

5.3.12 Výpočet a návrh ložisek

Hřídel se spojkou

Ložisko v místě A

$$e = 0,27$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{R_{Ax}}{R_{Ay}} = \frac{0}{1545,2} = 0 < e \quad (81)$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$F_E = X * F_R - Y * F_A = 1 * 1545,2 - 0 * 0 = 1545,2 N \quad (82)$$

$$C = F_E *^3 \sqrt{\frac{L_H * 3,6 * n_1}{1000}} = 1545,2 *^3 \sqrt{\frac{20000 * 3,6 * (400 / 60)}{1000}} = 12100,5 N \quad (83)$$

Volím LOŽISKO 6206 ČSN 02 4630

Ložisko v místě B

$$e = 0,27$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{R_{Ax}}{R_{Ay}} = \frac{0}{5057} = 0 < e \quad (84)$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$F_E = X * F_R - Y * F_A = 1 * 5057 - 0 * 0 = 5057 N \quad (85)$$

$$C = F_E *^3 \sqrt{\frac{L_H * 3,6 * n_1}{1000}} = 5057 *^3 \sqrt{\frac{20000 * 3,6 * (400 / 60)}{1000}} = 39601,6 N \quad (86)$$

Volím LOŽISKO 6407 ČSN 02 4630

Výstupní hřídel

Ložisko v místě A

$$e = 0,27$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{R_{Ax}}{R_{Ay}} = \frac{0}{6028,8} = 0 < e \quad (87)$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$F_E = X * F_R - Y * F_A = 1 * 6028,8 - 0 * 0 = 6028,8 N \quad (88)$$

$$C = F_E *^3 \sqrt{\frac{L_H * 3,6 * n_1}{1000}} = 6028,8 *^3 \sqrt{\frac{20000 * 3,6 * (200 / 60)}{1000}} = 37453,3 N \quad (89)$$

Volím LOŽISKO 6407 ČSN 02 4630

Ložisko v místě B

$$e = 0,27$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{R_{Ax}}{R_{Ay}} = \frac{0}{2583,8} = 0 < e \quad (90)$$

$$X = 1, Y = 0$$

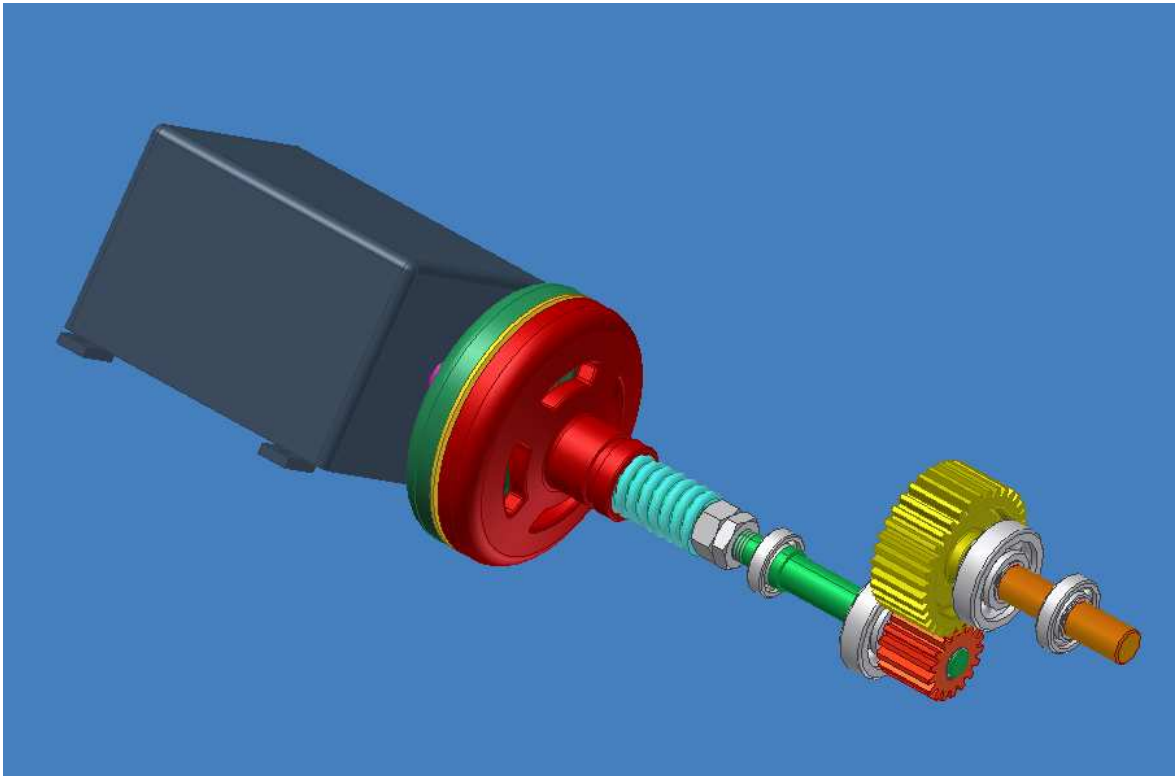
$$F_E = X * F_R - Y * F_A = 1 * 2583,8 - 0 * 0 = 2583,8 N \quad (91)$$

$$C = F_E *^3 \sqrt{\frac{L_H * 3,6 * n_1}{1000}} = 2583,8 *^3 \sqrt{\frac{20000 * 3,6 * (200 / 60)}{1000}} = 16051,6 N \quad (92)$$

Volím LOŽISKO 6207 ČSN 02 4630

6 TROJROZMĚRNÝ MODEL SPOJKY V PROGRAMU INVENTOR 6

Dle vypočtených hodnot jsem si nakreslil v programu INVENTOR 6 postupně všechny součásti (kromě normalizovaných součástí) potřebné k vytvoření této sestavy.



obr. 55. Trojrozměrný model spojky

Sestava pohonu na níž je znázorněna funkce pojistné třecí spojky, je uvedena v příloze.

V další části se budu věnovat jednoduchému návodu práce v programu COSMOSDesignSTAR. V tomto návodu bude jednoduše znázorněno a popsáno, jaké kroky je potřeba provést s námi zvoleným drážkovým hřídelem (jak jej uložit do ložisek, zatížit silami, apod.). Poté zde bude také popsáno jak spustit výpočet navrženého hřídele a jak zobrazit výsledné napětí.

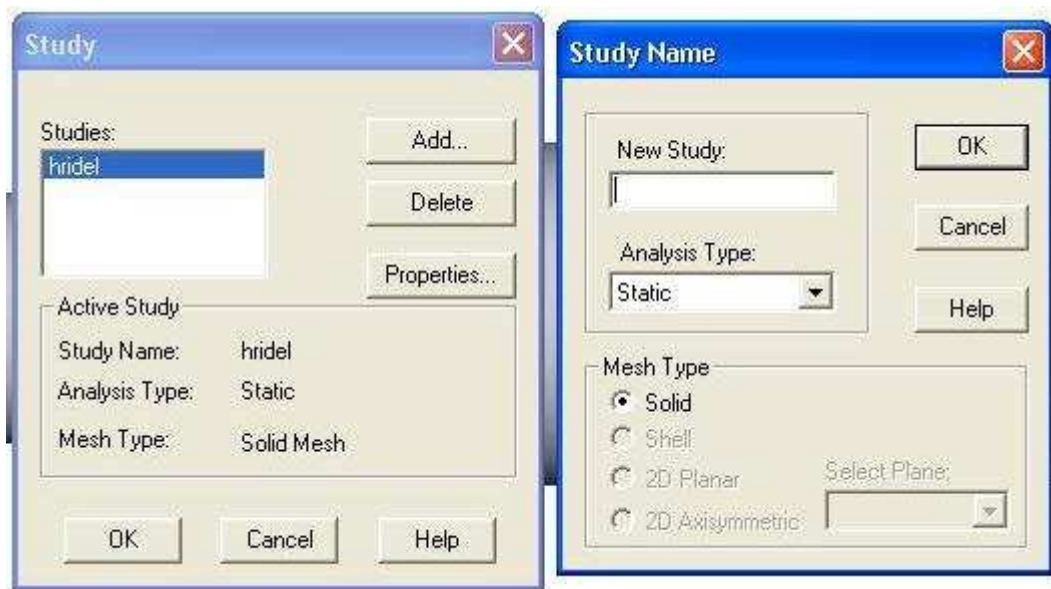
7 POSTUP PRO PEVNOSTNÍ VÝPOČET V PROGRAMU COSMOSDesignSTAR

7.1 SPUŠTĚNÍ COSMOS/M-DesignSTAT A OTEVŘENÍ SOUČÁSTI

Program spustíme z ikony, umístěné na pracovní ploše. Poté klikneme v menu na *Files* a v něm vybereme položku *Open*. V části dialogového okna, pro zadávání typu souboru, změním filtr na *STEP Files (*.spt, *.step)*. Pak vybereme součást, kterou jsme si vymodelovali pomocí programu INVENTOR 6 a uložili jsme si námi vytvořenou součást v INVENTORU s koncovkou *.stp.

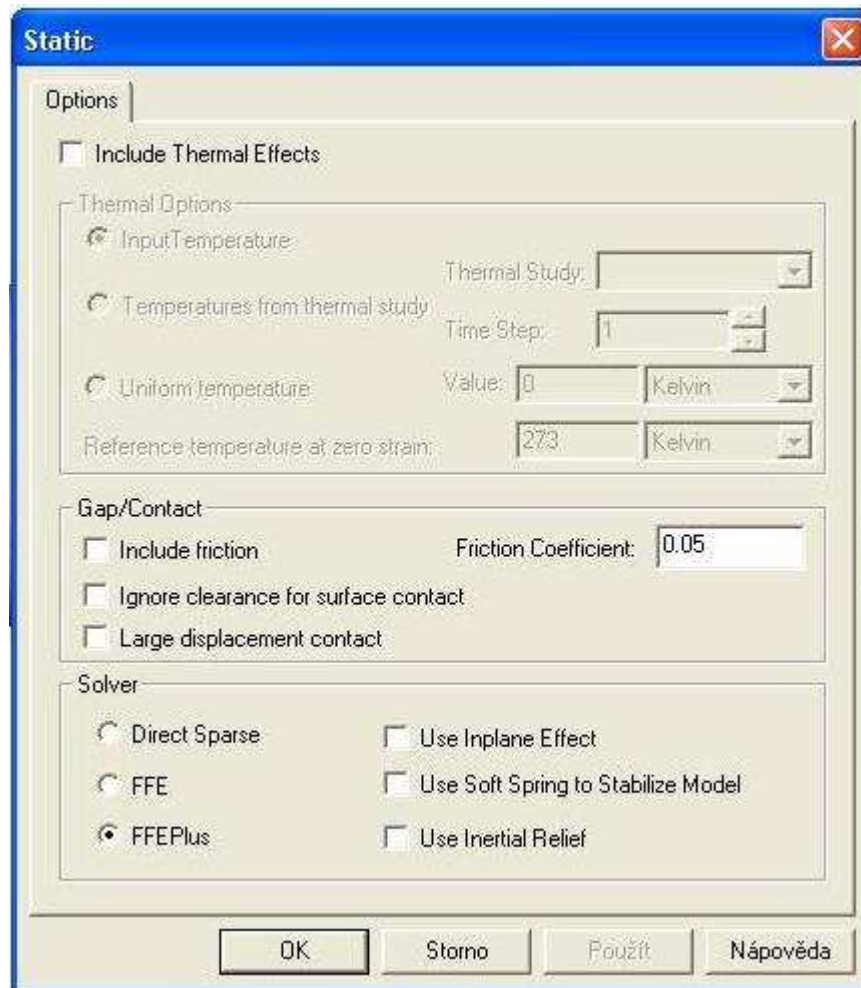
7.2 DEFINICE VÝPOČTOVÉ STUDIE

Klikneme pravým tlačítkem myši na jméno tělesa ve stromové struktuře a poté levým tlačítkem myši vybereme z rozbalovacího menu položku *Study*. Zobrazí se nám dialogové okno (obr.56.) ,kde klikneme na *Add*. Do následně otevřeného okna, kde je pole *New Study* napíšeme název úlohy, v našem případě *Hřidel*. Zkontrolujeme zda je v *Analysis Type* zvoleno *Static* a *Mesh type* zvoleno *Solid*. Poté klikneme na *OK*.



obr. 56. Dialogové okno pro definici výpočtové studie-Add

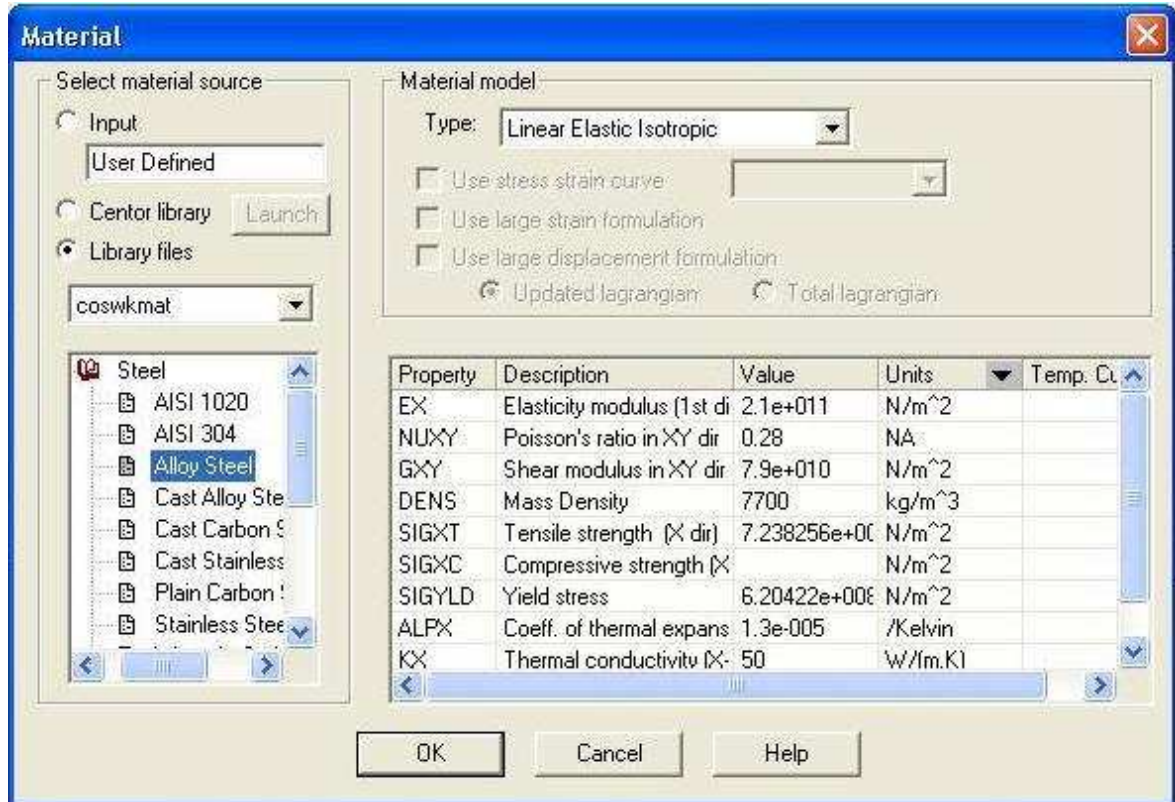
Pak v dialogu Study (obr. 57.) klikneme na *Properties*, zde vyplníme dle níže uvedeného obrázku a postupně zavřeme okna pomocí OK.



obr. 57. Dialogové okno pro definici výpočtové studie – Properties

7.3 DEFINICE MATERIÁLU

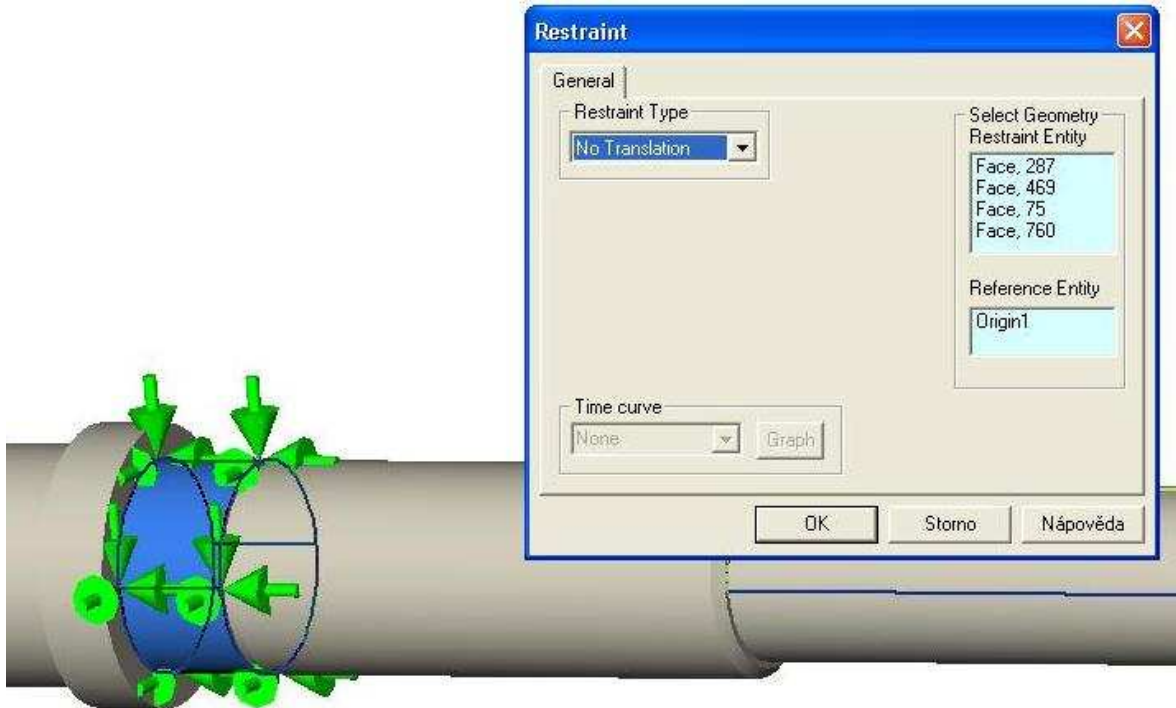
Ve stromové struktuře klikneme pravým tlačítkem myši na *Componetns* a vybereme položku *Apply Material to All*. Poté se otevře dialogové okno *Material* (obr. 58.), kde zvolíme potřebný materiál. V našem případě zvolíme materiál *Alloy Steel* a klikneme na *Ok*.



obr. 58 Dialogové okno pro definici materiálu

7.4 UCHYCENÍ SOUČÁSTI POD LEVÝM LOŽISKEM

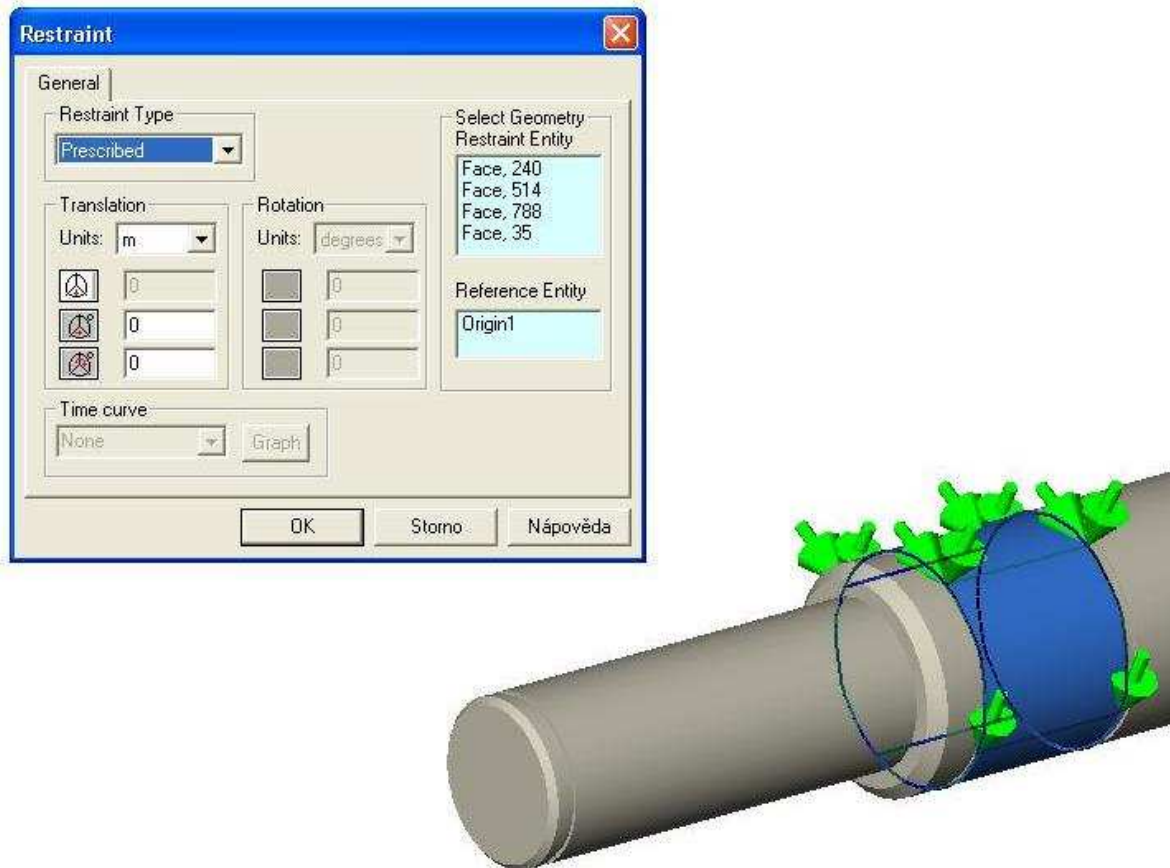
Ve stromové struktuře klikneme na ikonu *Loads/BC* a levým tlačítkem myši vybereme položku *Restraints*. Poté vybereme v rozbalovacím menu *Restrain Type* položku *No Transaltion*. Pak levým tlačítkem myši vybereme plochu pod ložiskem a osu pod ložiskem. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



obr. 59. Dialog pro uchycení ložiska

7.5 UCHYCENÍ SOUČÁSTI PO PRAVÝM LOŽISKEM

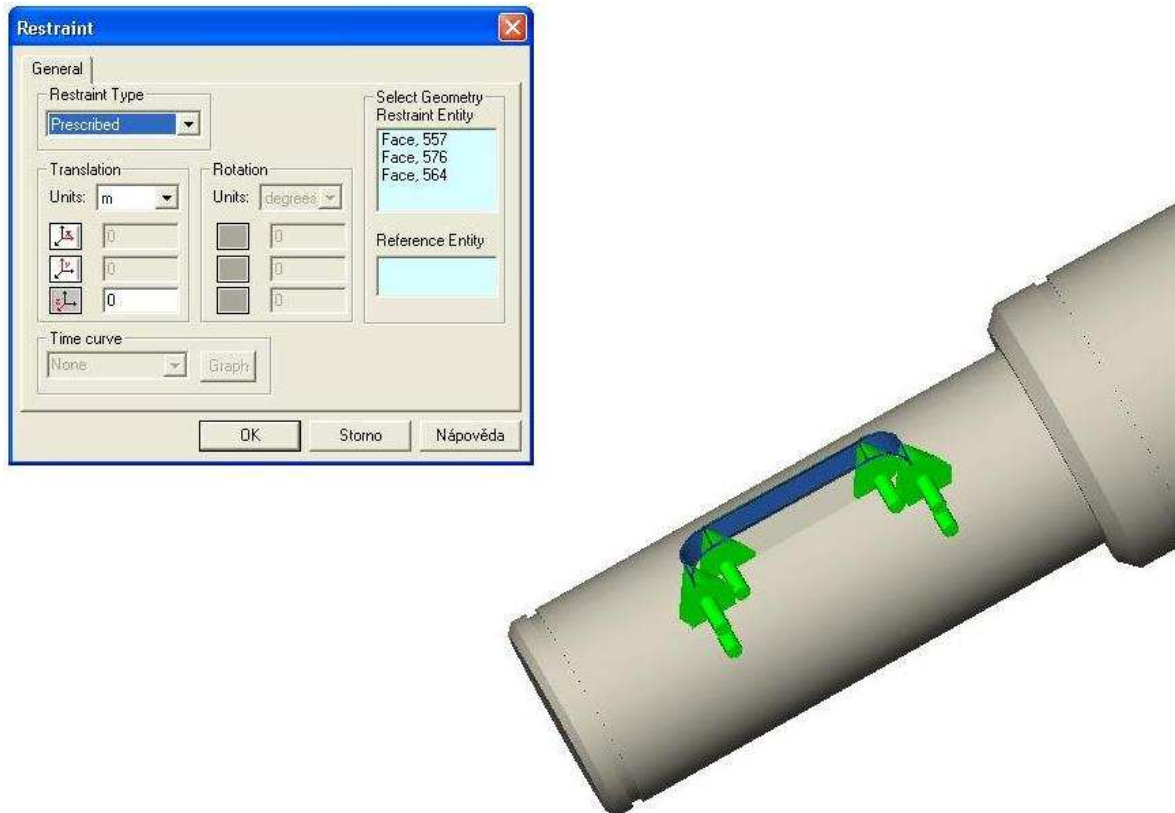
Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu *Loads/BC* v okně stromové struktury a levým tlačítkem myši zvolíme položku *Restraints* pro zadání uchycení. Dále ve zobrazeném dialogovém okně *Restraint* vybereme v rozbalovacím menu *Restrain Type* položku *Prescribed*. A v menu *Translation* označíme pole dle obr.60 v obou případech neměníme a ponecháme hodnotu 0. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



obr. 60. Dialog pro uchycení ložiska

7.6 ZACHYCENÍ KROUTÍCÍHO MOMENTU DRÁŽKOU PERA

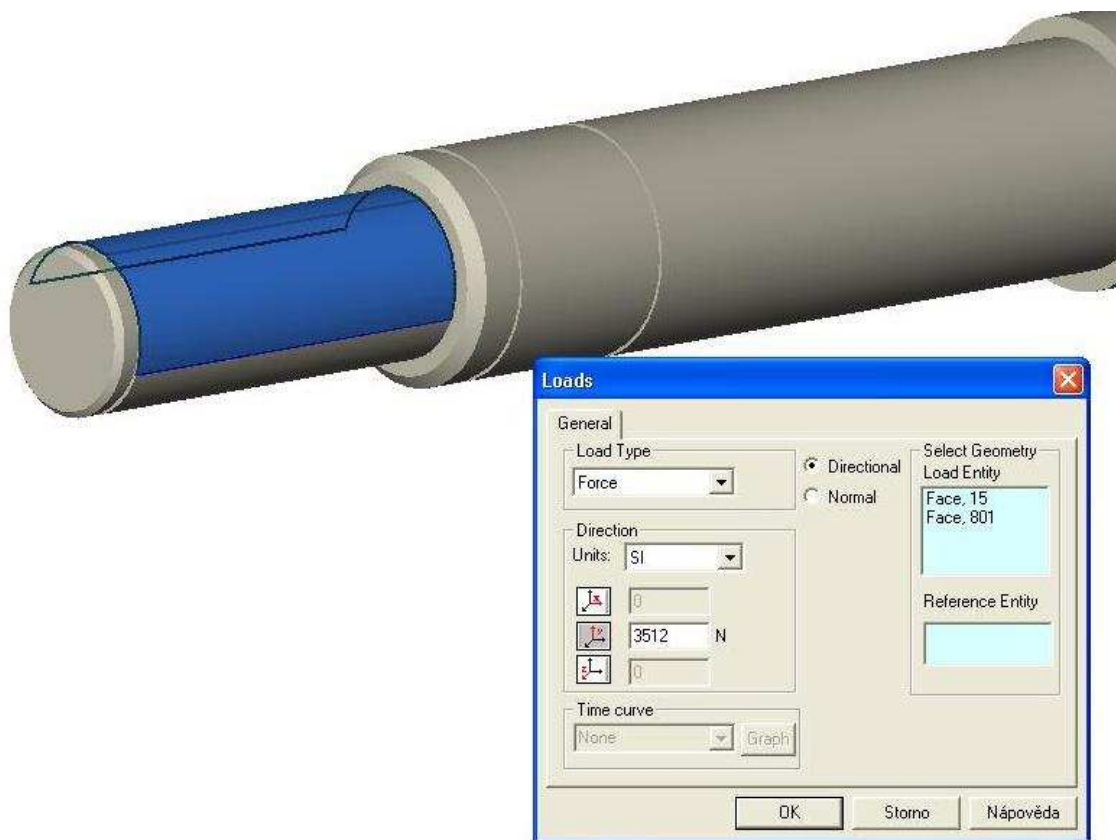
Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu *Loads/BC* v okně stromové struktury a levým tlačítkem myši zvolíme položku *Restraints*. Dále ve zobrazeném dialogovém okně *Restraint* (obr. 61) vybereme v rozbalovacím menu *Restrain Type* položku *Prescribed*. Poté vybereme levým tlačítkem myši postupně plochu boku drážky pera, ale jen jednu polovinu. Zatrhneme políčko Y a necháme hodnotu 0. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



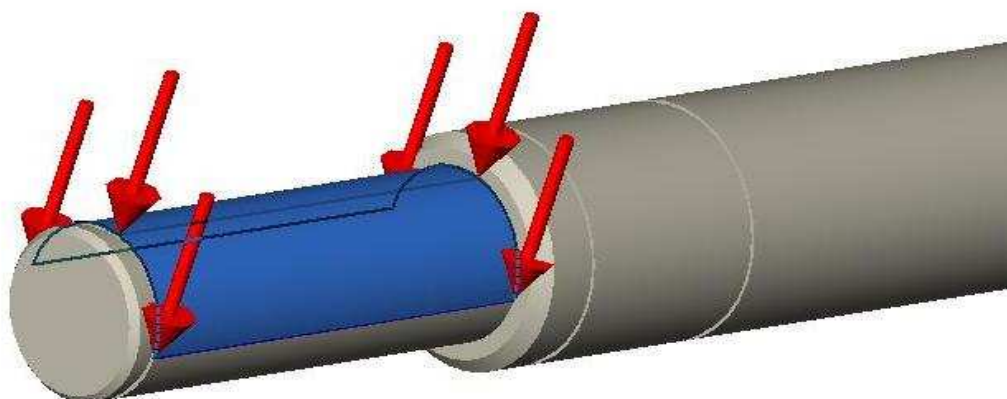
obr. 61. Dialog pro uchycení pera

7.7 ZATÍŽENÍ OHYBOVOU SILOU OD OZUBENÉHO KOLA

Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu *Loads/BC* v okně stromové struktury a levým tlačítkem myši zvolíme položku *Load* pro zadání síly. Tím se nám otevře dialogové okno *Loads*, ve kterém změníme položku *Load type* z *Uniform Pressure* na *Force* a směr síly nastavíme na *Directional*. Jednotky *Units* nastavíme na *SI*. Dále zatrhneme políčko *Z* a vypíšeme hodnotu, kterou jsme si spočetli a to 3512N. Nyní levým tlačítkem myši klikneme na polovinu (protože ohybová síla od ozubeného kola se přenáší jen polovinou plochy) plochy pod ozubením. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



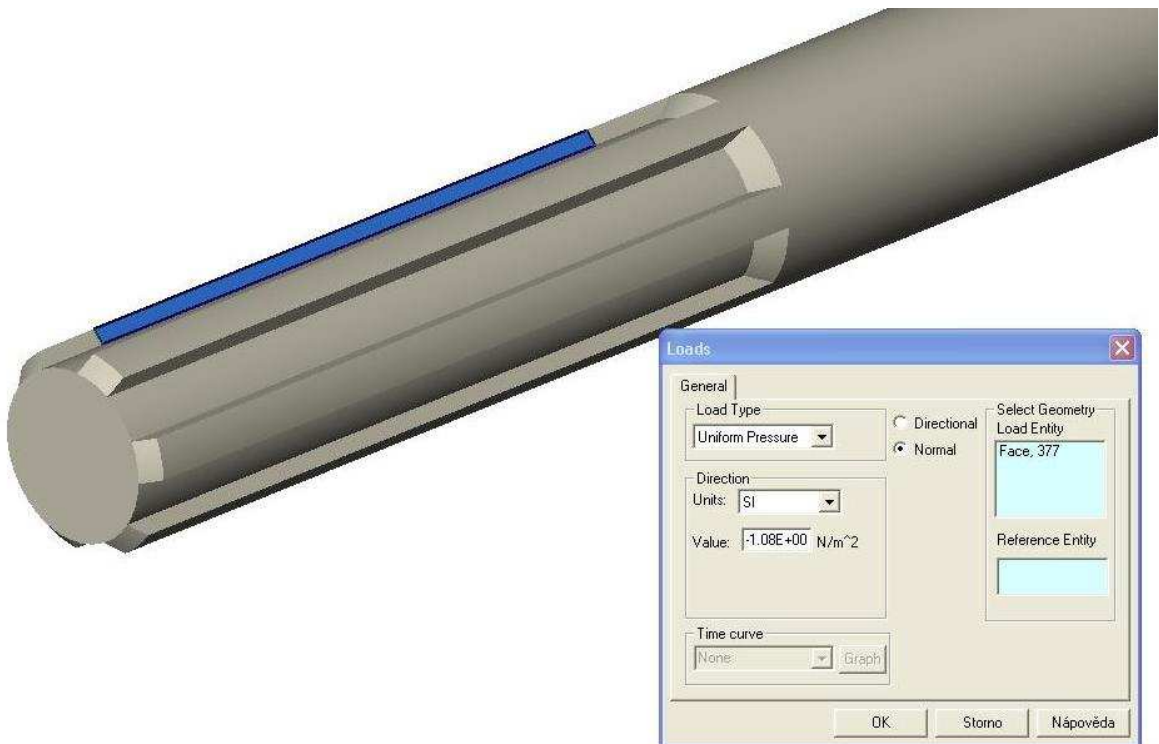
obr. 62. Dialogové okno zatížení – označená plocha



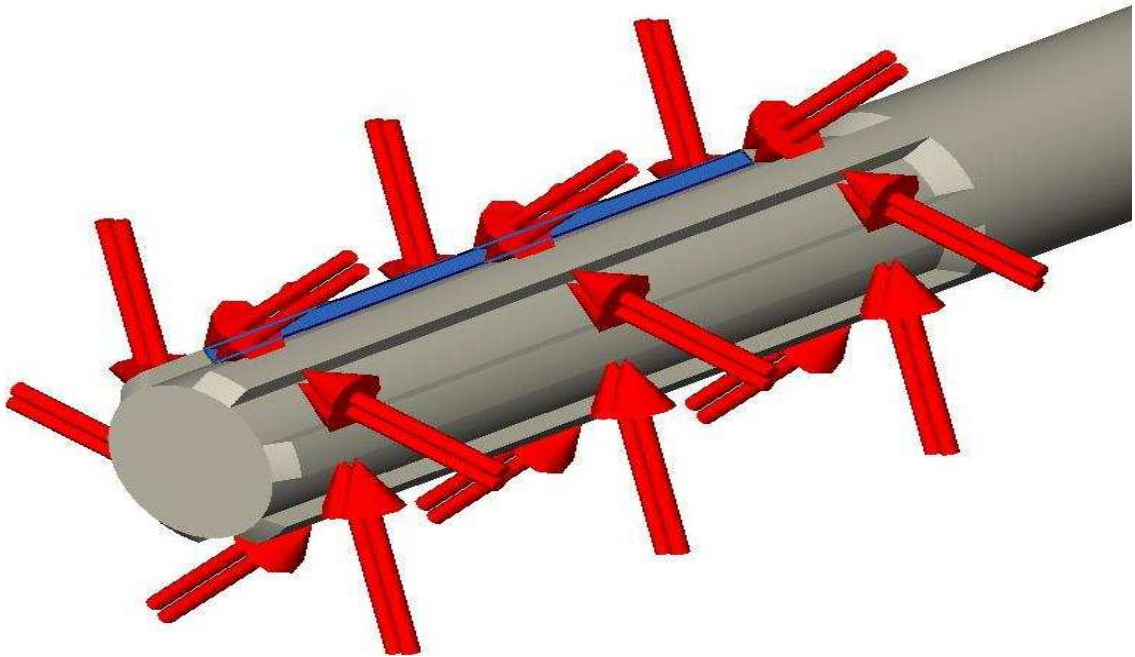
obr. 63. Výsledné zatížení ohybovou silou

7.7 ZATÍŽENÍ KROUTÍCÍM MOMENTEM

Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu *Loads/BC* v okně stromové struktury a levým tlačítkem myši zvolíme položku *Load* pro zadání síly. Tím se nám otevře dialogové okno *Loads*, ve kterém vybereme *Uniform Pressure* položce *Load type* a směr zatížení nastavíme na *Normal*. Jednotky *Units* nastavíme na *SI*. Dále vypíšeme hodnotu zatížení v Pascalech a to 10800000Pa. Nyní levým tlačítkem myši klikneme postupně na všech šest ploch na drážkové hřídeli v jednom směru. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



obr. 64. Dialog pro zatížení hřídele kroutícím momentem – výběr ploch



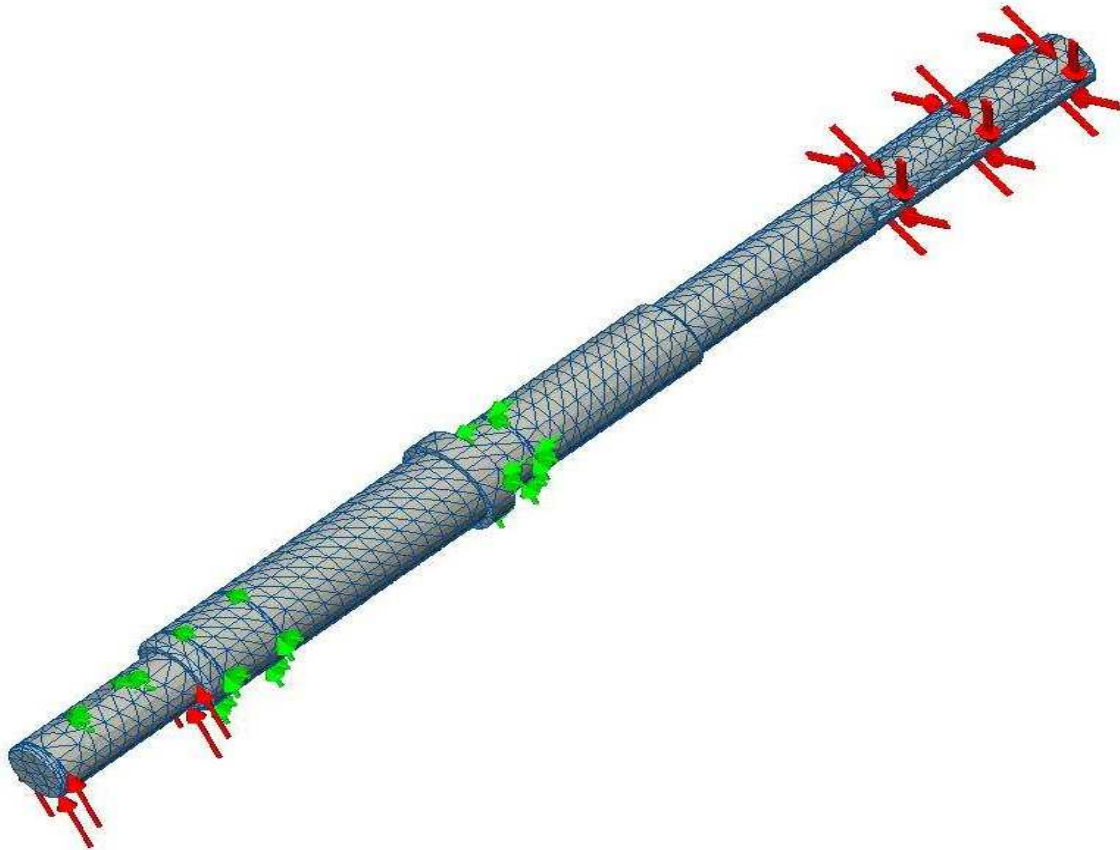
obr. 65. Dialog zatížení hřídele kroutícím momentem – znázornění zatížení

7.8 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Pro vytvoření sítě klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu *Mesh* v okně stromové struktury a v roletovém menu, které se následně objeví, zvolíme položku *Create*. Poté se nám otevře dialogové okno *Mesh* ve kterém zadáme velikost sítě. To lze provést vyplněním okna *Global Size* nebo posunutím kurzoru v horní části dialogového okna. Potvrdíme kliknutím na *Ok*.



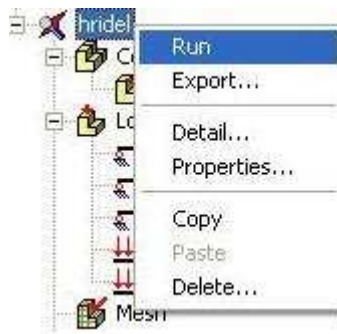
obr. 66. Dialogové okno pro tvorbu sítě



obr. 67. Vygenerovaná síť se zobrazením všech zatížení a uložení

7.9 SPUŠTĚNÍ VÝPOČTU

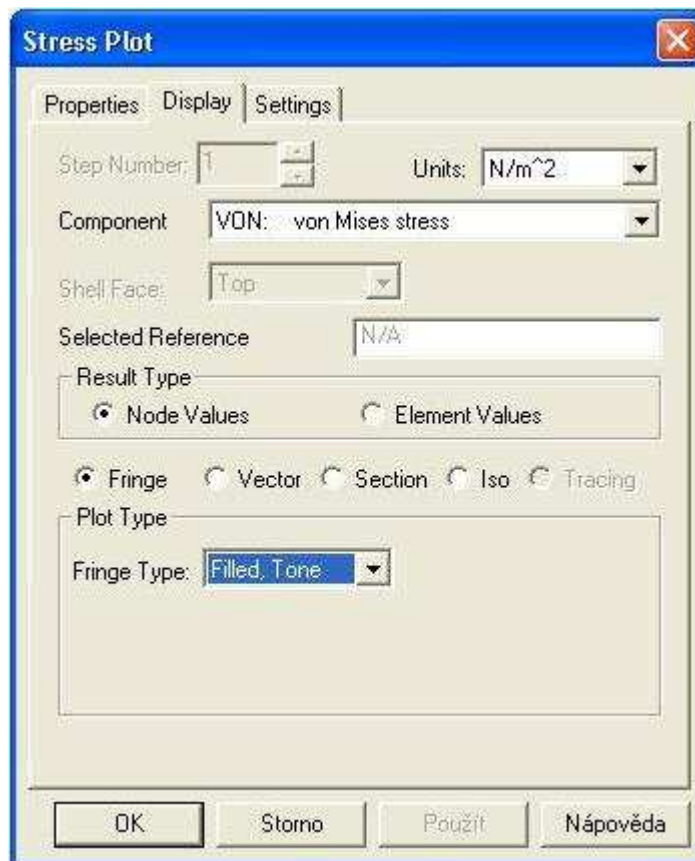
Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu, kterou jsme si pojmenovali v našem případě Hřídel, tuto ikonu nalezneme ve stromové struktuře. Poté v zobrazeném roletovém okně zvolíme položku Run. Poté proběhne výpočet a po dokončení se do stromové struktury přidají složky jednotlivých výsledků.



obr. 68. Spuštění výpočtu

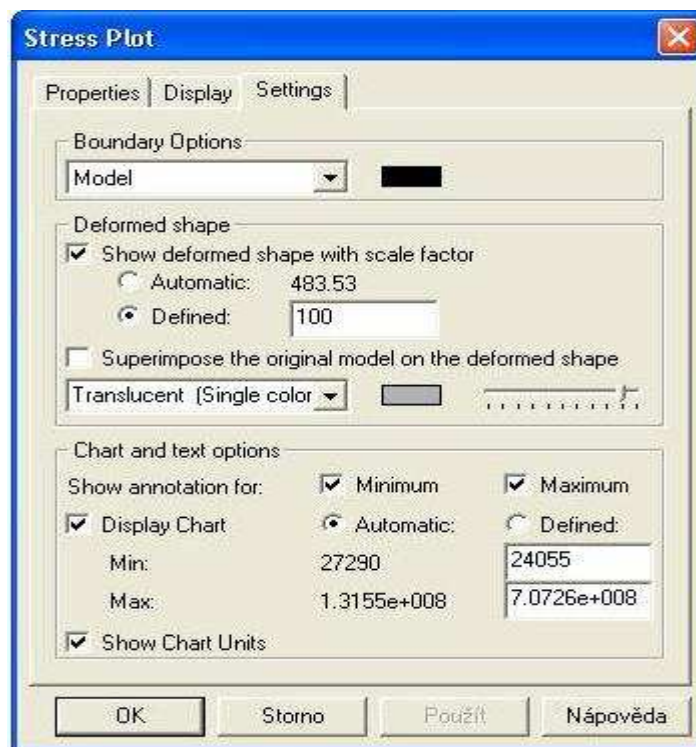
7.10 ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ NAPĚTÍ

Klikneme pravým tlačítkem myši na ikonu Plot ve složce Stress v okně stromové struktury a levým tlačítkem myši vybereme položku *Edit Definition*. Poté se zobrazí dialogové okno *Stress Plot* (obr.69.), kde zvolíme záložku Display. Dále v roletovém menu *Units* vybereme MPa a v roletovém menu *Component* zvolíme *VON: von Mises stress*.



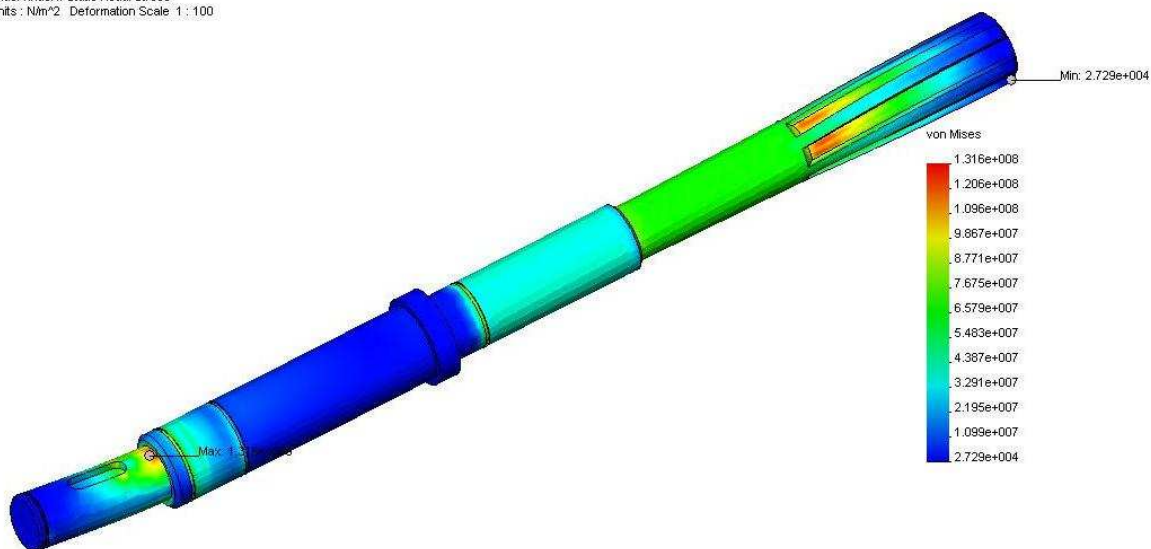
obr. 69. Vyplnění záložky Display

Po vyplnění záložky Display se přepneme do záložky *Settings* (obr.70.), kde v rámečku *Scale Factor* zatrhneme *Defined* a vypíšeme hodnotu 100 (čím bude hodnota vyšší, tím výrazněji pak bude znázorněno napětí) , což bude měřítko zobrazení deformovaného tvaru. Potvrdíme kliknutím na Ok.



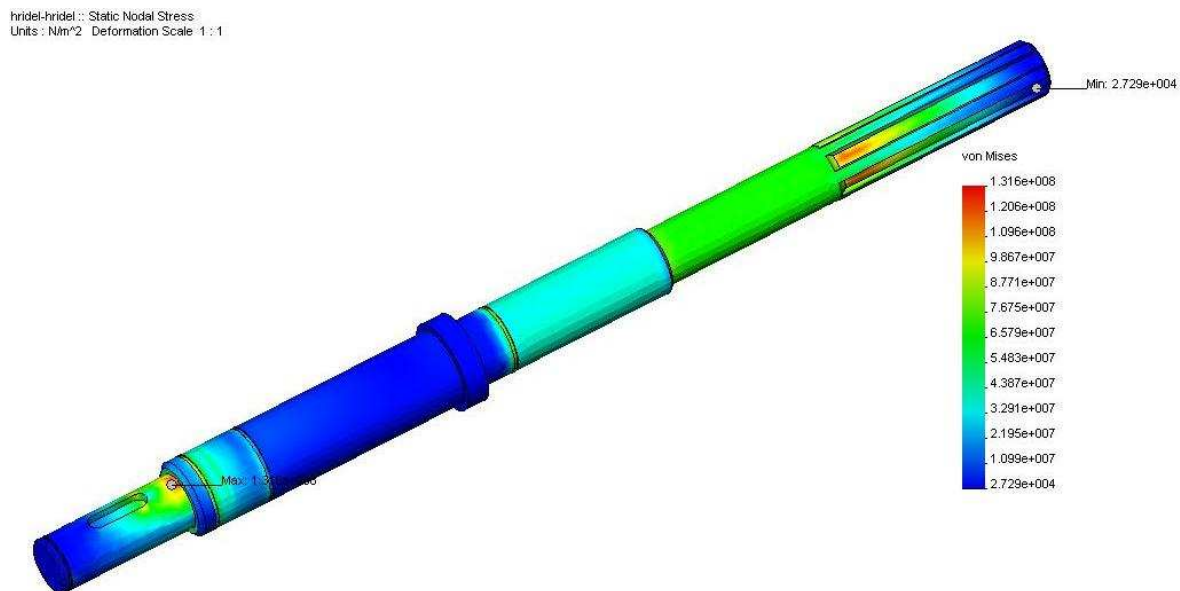
obr. 70. Vyplnění záložky Settings s hodnotu 1:100

hřídlel-hřídlel :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale 1 : 100



obr. 71. Deformace hřídle – měřítko 1:100

Poté můžeme měřítko změnit v záložce Settings, kde v rámečku Scale Factor zatrhneme Defined a vypíšeme hodnotu 1. Potvrdíme kliknutím na Ok.



obr. 72. Deformace hřídele – měřítko 1:1

ZÁVĚR:

Teoretickým úkolem práce bylo zpracování rešerže na téma součásti otáčivého pohybu. Tato rešerže obsahuje popis hřídelí a jejich uložení, dále rozdělení a popis hřídelových spojek a poté teorie převodů se zaměřením na čelní soukolí s přímými zuby.

Dalším úkolem bylo provést výpočet a návrh všech důležitých součástí v dané sestavě, a to třecí kotoučové spojky, všech hřídelí a jednoduchého převodového soukolí a dalších součástí obsahující zadanou sestavu.

Dle požadavků zadání byl na základě výpočtů vytvořen v programu INVENTOR 6 trojrozměrný model pohonu ,sestavající z pojistné třecí spojky, výstupního a výstupního hřídele včetně ozubeného převodu tak, aby při animaci byla zřejmá její pojistná funkce.

Součástí zadání bylo rovněž vypracování jednoduchého postupu pro pevnostní výpočet navrženého drážkového hřídele v programu COSMOSDesignSTAR, a to za účelem jeho snadného využívání studenty ve výuce předmětu Části strojů a mechanismů, kde je řešená problematika zatím probírána klasickým výpočetním způsobem. Studenti si tak budou moci porovnat výsledky obou postupů a zvolit optimální řešení.

Dále byla vytvořena v programu AUTOCAD 2002 výrobní dokumentace zadané sestavy , včetně výrobních výkresů a seznamu položek. Tato je součástí přílohy.

Využití již zmiňovaných programů nám poskytuje mnoho výhod, především zrychlují a zefektivňují práci, ale také v neposlední řadě poskytují zkvalitnění modelování. Zavedení softwarových produktů do výuky dává studentům možnost nové technologie zpracování informací a dat. Hlavním přínosem počítačového modelování v rámci výuky je však zlepšení názornosti a tím přispívá ke snadnějšímu pochopení dané problematiky. Je však nutné mít neustále na zřeteli, že validita těchto výsledků je jednoznačně ovlivněna kvalitou zadání okrajových podmínek pro danou problematiku.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Lukovics, I., Sýkorová, L., Volek, F. : Části a mechanismy strojů. VUT Brno, FT Zlín, 2000
- [2] Kaštánek, O., Vašek, V. : Části strojů, VUT Brno, 1982
- [3] Mašek, A., Němec, A. : Spojky. SVTL, Bratislava 1963
- [4] Mičkal, K. : Strojnictví - Části strojů. SOBOTÁLES, Praha, 1995
- [5] Bolek, A., Kocman, J., a kolektiv : Části strojů - 1.svazek. SNTL, Praha,1989
- [6] Leinveber, J., Řasa, J.,Vávra, P.: Strojnické tabulky, Scientia, Praha, 1999

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

symbol	jednotky	název
P	[W]	vstupní výkon
L_H	[provoz. hodin]	požadovaná trvanlivost
n	[ot/min.]	vstupní otáčky
i	[-]	převodový poměr
η	[-]	účinnost ozubení
f	[-]	součinitel tření
M_K	[N.mm]	kroutící moment
τ_K	[MPa]	napětí v krutu
$d_{\min 1}$	[mm]	minimální průměr výstupní hřídele
d_1	[mm]	průměr výstupní hřídele
t	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
F_1	[N]	síla působící na pero
b	[mm]	šířka pera
L	[mm]	délka pera
h	[mm]	výška pera
τ_s	[MPa]	napětí ve smyku
τ_{DS}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
p_o	[MPa]	tlak způsobující otlačení
p_{Do}	[MPa]	dovolený tlak způsobující otlačení
d_2	[mm]	vnitřní průměr drážkového hřídele
D_{S2}	[mm]	střední průměr drážkového hřídele
h_D	[mm]	výška drážky

F_2	[N]	síla působící na drážkový hřídel
L_D	[mm]	délka drážkového hřídele
$d_{\min 3}$	[mm]	minimální průměr hřídele pod pastorkem
d_3	[mm]	průměr hřídele pod pastorkem
F_3	[N]	síla působící na pero
$d_{\min 4}$	[mm]	minimální průměr hřídele pod kolem
d_4	[mm]	průměr hřídele pod kolem
F_4	[N]	síla působící na pero
D_1	[mm]	vnější průměr obložení
D_2	[mm]	vnitřní průměr obložení
R_S	[mm]	střední poloměr obložení
M_t	[N.mm]	třecí moment
F_t	[N]	přítlačná síla
F_Z	[N]	axiální síla
σ_{pt}	[MPa]	pevnost v tahu
D_S	[mm]	střední průměr pružiny
d_p	[mm]	průměr drátu pružiny
z	[-]	počet závitů pružiny
n	[-]	počet činných závitů
n_z	[-]	počet závěrných závitů
L_d	[mm]	délka pružiny v dosedovém stavu
Y	[mm]	stlačení pružiny
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
L_0	[mm]	délka pružiny ve volném stavu
K	[-]	tuhost pružiny

S	$[\text{mm}^2]$	styková plocha obložení
P'	$[\text{W}]$	přenášený výkon
z_1	$[-]$	počet zubů pastorku
z_2	$[-]$	počet zubů kola
n_1	$[\text{ot}/\text{min}.]$	vstupní otáčky
n_2	$[\text{ot}/\text{min}.]$	výstupní otáčky
P_1	$[\text{W}]$	vstupní výkon
P_2	$[\text{W}]$	výstupní výkon
M_{k2}	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$	výstupní kroutící moment
c	$[-]$	materiálová konstanta
ψ	$[-]$	součinitel vyjadřující délku zubu
m	$[-]$	modul
D_{oz1}	$[\text{mm}]$	průměr roztečné kružnice pastorku
F_{OZ1}	$[\text{N}]$	obvodová síla
F_D	$[\text{N}]$	dovolené zatížení soukolí
σ_{DO}	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí v ohybu
σ_{Dd}	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí v tlaku
r_o	$[-]$	rychlostní součinitel pro ohyb
y_o	$[-]$	tvarový součinitel pro ohyb
r_D	$[-]$	rychlostní součinitel pro otláčení
y_D	$[-]$	tvarový součinitel pro otláčení
U	$[-]$	součinitel
c_o	$[-]$	materiálová konstanta pro ohyb
c_D	$[-]$	materiálová konstanta pro otláčení
c_{\min}	$[-]$	minimální materiálová konstanta

D_{oz2}	[mm]	průměr roztečné kružnice kola
h_a	[mm]	výška hlavy zubu
c_a	[mm]	hlavová vůle
h_f	[mm]	výška paty zubu
h	[mm]	výška zubu
D_{a1}	[mm]	průměr hlavové kružnice pastorku
D_{a2}	[mm]	průměr hlavové kružnice kola
D_{f1}	[mm]	průměr patní kružnice pastorku
D_{f2}	[mm]	průměr patní kružnice kola
a	[mm]	vzdálenost os
t_n	[mm]	rozteč
S_n	[mm]	šířka zubové mezery
b	[mm]	šířka ozubení
R_{Bx}	[N]	reakce v místě B a ve směru osy x
R_{By}	[N]	reakce v místě B a ve směru osy y
R_{Ay}	[N]	reakce v místě A a ve směru osy y
e	[-]	koeficient pro výpočet ložiska
X	[-]	koeficient pro výpočet ložiska
Y	[-]	koeficient pro výpočet ložiska
F_E	[N]	zatížení ložiska
C	[N]	únosnost dynamická

SEZNAM OBRÁZKŮ

obr. 1. Nosný hřídel	9
obr. 2. Normální pohybový hřídel	9
obr. 3. Drážkový hřídel	10
obr. 4. Zalomený (klikový) hřídel.....	10
obr. 5. Ohebný hřídel	10
obr. 6. a) Válcový čep , b) Kuželový čep,	12
obr. 7. Ložiska a) jednořadé, b) s kosoúhlým stykem,	14
obr. 8. Ložiska a) válečková, b) soudečková,	15
obr. 9. Ložiska axiální a) kuličková, b) soudečková	15
obr. 10. Spojka Trubková kolíková	18
obr. 11. Spojka trubková se dvěma klíny.....	19
obr. 12. Spojka korýtková.....	19
obr. 13. Přírubové spojky.....	20
obr. 14. Spojka kotoučová	21
obr. 15. Spojka s čelními zuby (Hirthonovo ozubení).....	21
obr. 16. Spojka vyrovnávací trubková	22
obr. 17. Spojka vyrovnávací kolíková	23
obr. 18. Spojka vyrovnávací ozubcová.....	23
obr. 19. Spojka s křížovým kotoučem	23
obr. 20. Kloubová spojka.....	24
obr. 21. Kožená kotoučová spojka.....	26
obr. 22. Spojka s pryžovými pouzdry	26
obr. 23. Spojka čepová.....	27
obr. 24. Spojka s pryžovými hranoly	27
obr. 25. Spojka obručová-Periflex	28
obr. 26. Spojka Jehlová.....	29
obr. 27. Spojka se šroub. válcovými pružinami.....	30
obr. 28. Spojka se šroub. válc. pružinami	30
obr. 29. Spojka s listovými pružinami (axiálně).....	30
obr. 30. Spojka s listovými pružinami (radiálně).....	31
obr. 31. Spojka s pouzdrovými pružinami	31
obr. 32. Spojka Bibby	32
obr. 33. Spojka zubová čelní.....	33
obr. 34. Spojka kotoučová třecí	34
obr. 35. Lamelová třecí spojka.....	35
obr. 36. Spojka s rozrušitelnými prvky.....	36
obr. 37. Zubová spojka	37
obr. 38. Ozubcová spojka	37
obr. 39. Spojka kuličková v uspořádání radiálním	38
obr. 40. Spojka kuličková v uspořádání axiálním.....	38
obr. 41. Pojistná lamelová třecí spojka	39
obr. 42. Dvojkouzelová pojistná třecí spojka	40
obr. 43. Spojka Centri	41
obr. 44. Rozběhová spojka s vlečenými výkyvnými čelistmi.....	42
obr. 45. Volnoběžná axiální spojka s a) čelní, b) kuželovou plochou	43
obr. 46. Volnoběžná radiální spojka	43
obr. 47. Převod ozubenými koly	44
obr. 48. Náčrt	47
obr. 49. Zatížení pera	48

obr. 50. Zatížení pera	51
obr. 51. Zatížení pera	52
obr. 52. Náčrt třecích kol	54
obr. 53. Zatížení hřídele	60
obr. 54. Zatížení hřídele	61
obr. 55. Trojrozměrný model spojky	64
obr. 56. Dialogové okno pro definici výpočtové studie-Add	65
obr. 57. Dialogové okno pro definici výpočtové studie – Properties	66
obr. 58 Dialogové okno pro definici materiálu	67
obr. 59. Dialog pro uchycení ložiska	68
obr. 60. Dialog pro uchycení ložiska	69
obr. 61. Dialog pro uchycení pera.....	70
obr. 62. Dialogové okno zatížení – označená plocha	71
obr. 63. Výsledné zatížení ohybovou silou	71
obr. 64. Dialog pro zatížení hřídele kroutícím momentem – výběr ploch.....	72
obr. 65. Dialog zatížení hřídele kroutícím momentem – znázornění zatížení	73
obr. 66. Dialogové okno pro tvorbu sítě	73
obr. 67. Vygenerovaná síť se zobrazením všech zatížení a uložení	74
obr. 68. Spuštění výpočtu	74
obr. 69. Vyplnění záložky Display	75
obr. 70. Vyplnění záložky Settings s hodnotu 1:100	76
obr. 71. Deformace hřídele – měřítko 1:100.....	76
obr. 72. Deformace hřídele – měřítko 1:1	77

SEZNAM PŘÍLOH

P 1: Část sestavy

P 2: Kusovník

P 3: Drážkový hřídel

P 4: Výstupní hřídel

P 5: Třecí kolo 1

P 6: Třecí kolo 2

P 7: Ozubený pastorek

P 8: Ozubené kolo

P 9: Video s ukázkou funkce modelu pohonu