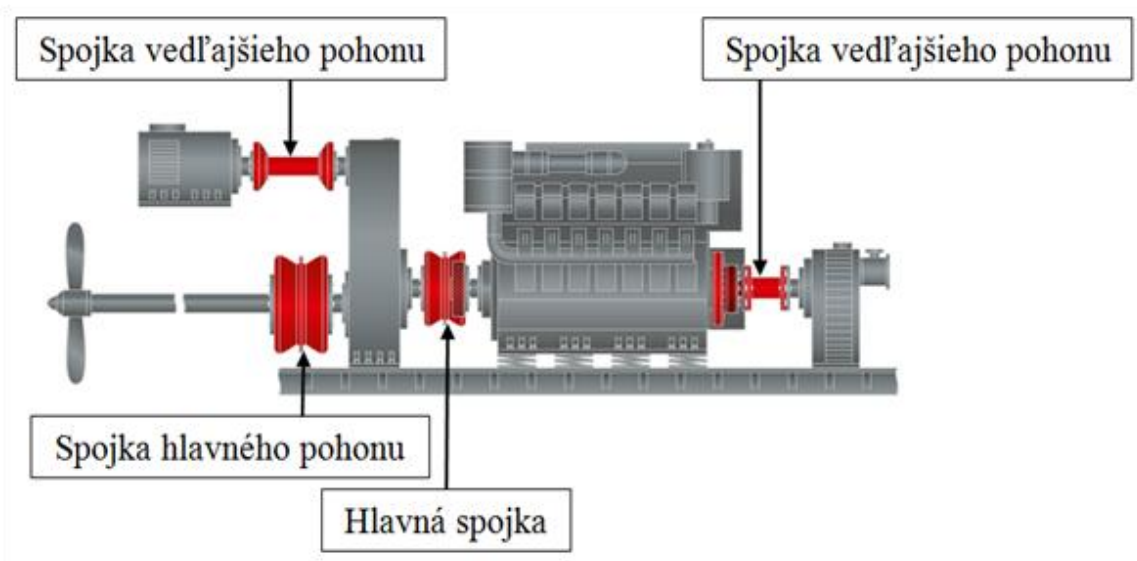




Hriadeľové spojky –konštruovanie hriadeľových spojok

Pružné spojky

Pružné hriadeľové spojky majú široké uplatnenie v rôznych pohonoch prenášajúcich krútiaci moment. Takéto pohony prenášajúce mechanickú energiu nazývame mechanické sústavy. Pružné spojky môžu byť použité ako súčasti hlavných ale aj vedľajších pohonov. Rakúska spoločnosť Geislinger zaoberajúca sa výrobou a aplikáciou pružných spojok má zato, že každá výkonová vetva poháňaná spaľovacím motorom by mala byť opatrená pružnou spojkou Obr.



Obr. Schéma aplikácií pružných spojok

Pružné hriadeľové spojky teda musia byť schopné prenášať krútiaci moment, ale predovšetkým musia chrániť mechanickú sústavu pred torzným kmitaním. Táto ochrana pred torzným kmitaním musí byť zabezpečená v širokom rozsahu pracovných režimov a pracovných otáčok, nielen v prechodových stavoch počas rozbehu a brzdenia mechanickej sústavy. Ďalšou doplnkovou vlastnosťou pružných spojok, ktorá vyplýva z ich konštrukcie, je eliminovanie dilatačných nepresností spôsobených výrobou a montážou jednotlivých častí mechanickej sústavy.

Nevhodný návrh pružnej spojky môže spôsobiť závažné poruchy samotnej spojky, ale aj jednotlivých zariadení v mechanickej sústave. Prvotné poruchy spojok sa zvyčajne prejavajú vznikom trhlin, alebo neprimeraných deformácií pružných členov. Je zaujímavé, že takéto poruchy sú častokrát pripisované poruchám od zvýšenej teploty v spojke. Výskumom bolo preukázané, že nevhodný návrh spojky spôsobí jej nadmerné dynamické zaťaženie ktoré zapríčiní nárast teploty v spojke a tá je príčinou vzniku trhlin a nadmerných deformácií pružných členov.

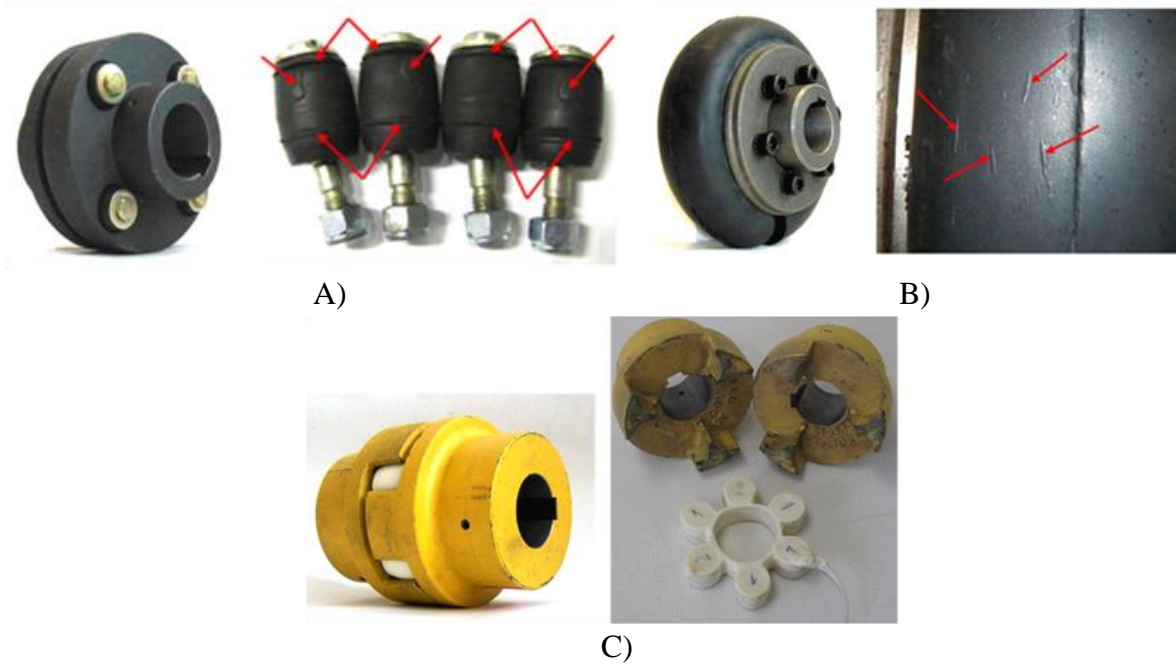


Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Naše tvrdenie dokazujeme aj praktickými ukázkami porúch elastických spojovacích prvkov. Na obrázku sú tri rôzne typy pružných spojok A) B-flex RB 116-4, B) Periflex PNA 10R, C) Gurimax GVW 100. Torzné vibrácie elastických spojok spôsobili samoohrev pružných prvkov a následne zvýšená teplota spôsobila zlyhanie elastických prvkov. Pokusy sa uskutočňovali pri teplote okolia 20 ° C. Poruchy elastických prvkov sú označené šípkami.



Obr. Poruchy pružných spojok

Pri pružných spojkách, ktoré chceme využiť na vyladenie resp. na ladenie mechanickej sústavy je vhodné presne identifikovať ich vlastnosti - predovšetkým torznú tuhosť. Vzhľadom k tomu, že cieľom vhodného vyladenia torzne kmitajúcej mechanickej sústavy je, aby rezonancia od hlavnej budiacej frekvencie ω (rezonancia vybudená hlavnou harmonickou zložkou záťažového krútiaceho momentu) ležala pod voľnobežnými otáčkami sústavy. Vďaka tomu sa pri rýchlom rozbehu resp. dobehu nevyvinú neprípustné torzné kmity a navyš budú spojku utlmené. Potom v oblasti pracovného režimu sústavy zostávajú tzv. vedľajšie frekvencie $i \cdot \omega$, pri ktorých v prípade bezporuchovej práce piestového zariadenia je výdatnosť torzného kmitania malá.

Vychádzajúc zo vzťahu je možné prehlásiť, že vhodné vyladenie sústavy, ako aj samotná veľkosť jej torzného kmitania závisí od stupňa rozladenia η (odporúča sa aby bola hodnota $0,8 > \eta > 1,4$), ktorého veľkosť je v prevažnej miere ovplyvnená dynamickou torznou tuhosťou k_{edyn} pružnej hriadeľovej spojky.

$$\eta = \frac{i \cdot \omega}{\Omega} = \frac{i \cdot \omega}{\sqrt{k_{edyn} / I_{red}}}$$



Vyladenie mechanickej sústavy (pohonu) použitím pružnej spojky

Základný princíp vyladenia vychádzajúci z vyššie uvedeného vzťahu je možné názorne prezentovať na Campellovom diagrame. Campellov diagram je vyobrazený na nasledujúcom obr., diagram zobrazuje na zvislej osi vlastnú frekvenciu (vlastné otáčky sústavy) na vodorovnej osi sa znázorňuje budiaca frekvencia, resp. budiace (pracovné) otáčky. Tenkými šikmými čiarami sú znázornené priebehy budiacich harmonických zložiek. Pre názorný prípad vysvetľujúci účinok pružnej spojky na vyladenie mechanickej sústavy, je hrubšou zelenou farbou označená dominantná harmonická zložka. Pod Campellov diagram je pridružený diagram amplitúdovo frekvenčný, ktorý vyobrazuje veľkosť amplitúdy kmitania na budiacej frekvencii. Zvislimy plnými čiarami je ohraničená požadovaná pracovná oblasť v ktorej má pracovať mechanická sústava – pracovné otáčky pohonu. Vyžaduje sa, aby sa v tejto pracovnej oblasti nenachádzali žiadne rezonancie od hlavnej budiacej zložky – podľa vzorca uvedeného vyššie. V Campellovom diagrame sú ďalej naznačené priebehy vlastných frekvencií pohonu (čiarkovaná hrubá čiara a hrubá červená čiara). Tieto priebehy sú definované vlastnou frekvenciou pohonu Ω .

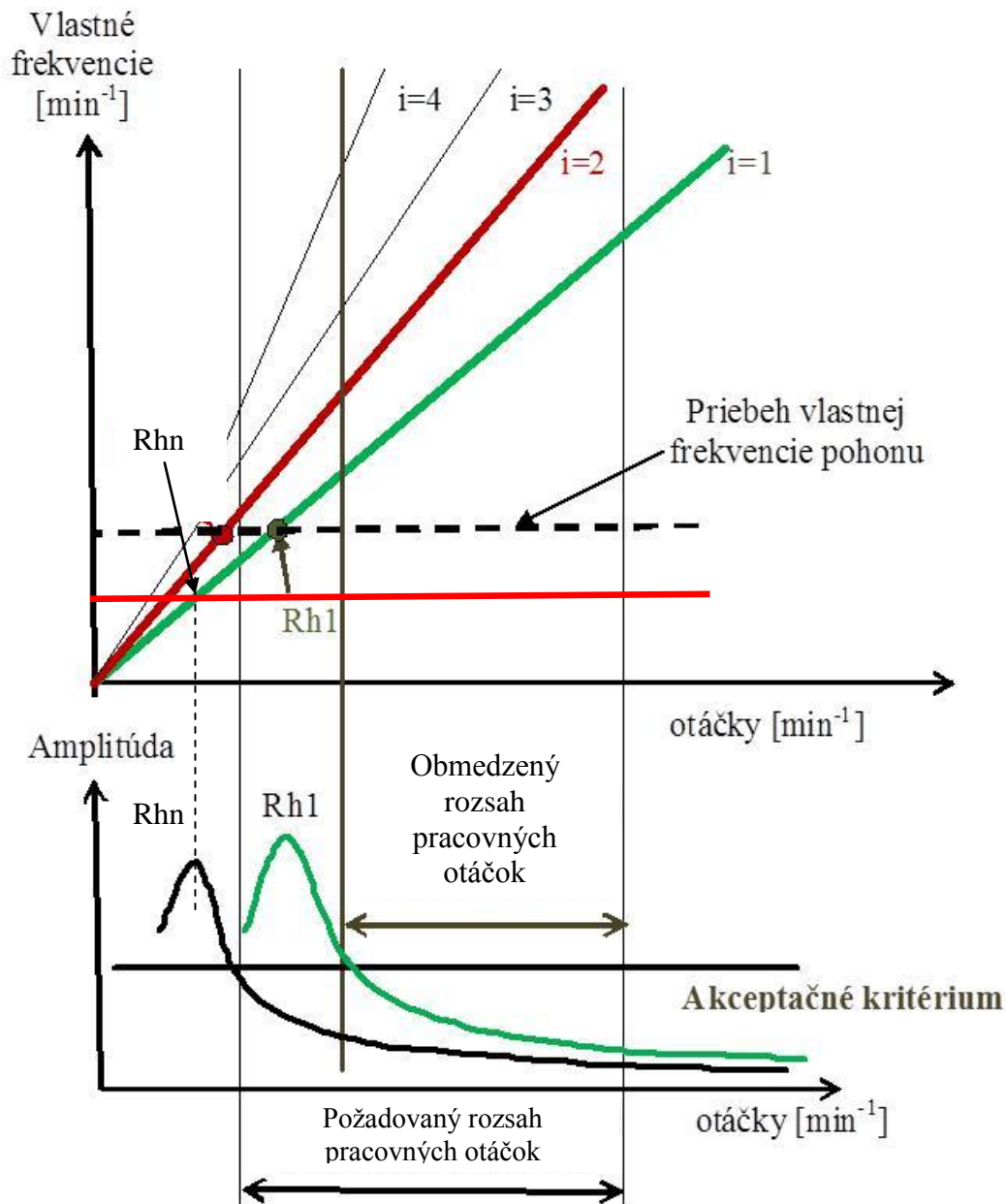
Z obr. je zrejmé, že čiarkovaná čiara znázorňujúca jeden z priebehov vlastnej frekvencie sa pretína s hlavnou harmonickou zložkou (zelená čiara) v bode Rh1- v tomto bode vzniká rezonancia. Priebeh amplitúdy kmitania pohonu pri vlastnej frekvencii o hodnote (čiarkovanej čiary) je znázornený v amplitúdovo frekvenčnej charakteristike zelenou čiarou. Ako vidíme v požadovanom pracovnom rozsahu otáčok sa nachádza výrazný nárast kmitania – nad hodnotu akceptačného kritéria.

Takýto pohon je teda nepoužiteľný pre požadovaný pracovný rozsah!

Riešenie sa ponúka v dvoch formách:

1. Obmedzíme pracovný rozsah tak, aby sa rezonancia nachádzala pod pracovnými otáčkami. To bude mať priamy dopad na nepoužiteľnosť pohonu pri nižších otáčkach.
2. Vyladíme mechanický pohon - Navrhujeme vhodný typ pružnej spojky, ktorá bude mať torznú tuhosť vhodnú pre použitie v požadovanom pracovnom rozsahu pohonu. Vhodná torzná tuhosť znamená, takú torznú tuhosť ktorá nám zmení vlastnú frekvenciu sústavy, tak aby bola dosiahnutá zmena rezonancie.

Tento prípad navrhnutia vhodnej torznej tuhosti pružnej spojky je prezentovaný červeným priebehom vlastnej frekvencie. Tento priebeh má spoločný priesečník s budiacou harmonickou zložkou v bode Rhn. Tento bod, predstavujúci rezonanciu sa nachádza mimo oblasť požadovaných pracovných otáčok. Pri znázornení v amplitúdovo frekvenčnom grafe, vidíme, že maximálna amplitúda vznikajúca v rezonancii sa nachádza mimo požadovanú pracovnú oblasť pohonu. Ako je možné z priebehu vyčítať, vibrácie ktoré budú v pohone pri aplikácii vhodnej pružnej spojky majú menšiu hodnotu, ako je požadované akceptačné kritériu. Takýto návrh výrazne zlepši pracovnú oblasť pohonu a ochráni ho od nežiadúcich vibrácií.



Konštrukcia pružných spojok

Aj napriek tomu, že konštrukcia pružných spojok prešla rozsiahlym vývojom, je možné stanoviť pre všetky pružné spojky základné konštrukčné črty. Každá pružná spojka pozostáva z troch základných častí. Prvou časťou je hnacia časť, alebo primárna časť. Touto časťou je zvyčajne kotúč alebo príruha ktorá umožňuje upevnenie pružnej spojky k hnaciemu stroju. Druhou časťou je hnaná, alebo aj sekundárna časť. Táto časť sa upevňuje na poháňané zariadenia, alebo na hnací hriadeľ poháňaného stroja. Zvyčajne je táto časť vyhotovená ako rotačný kotúč alebo príruha. Medzi týmito dvoma časťami sa stále nachádza tretia časť pružnej spojky, ktorou je pružný člen. Pružné členy môžu byť rôznych konštrukcií, ale môžu



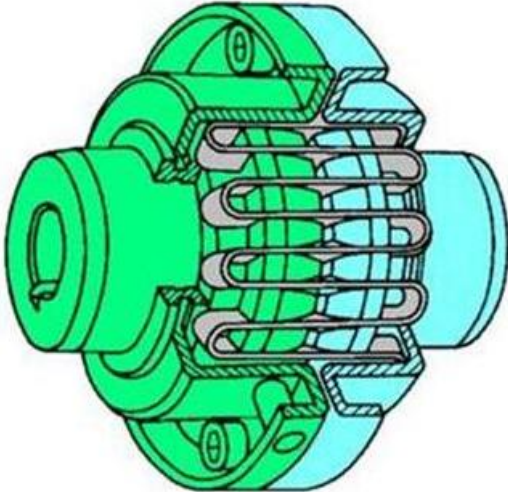
Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

byť aj vyhotovené z rôznych materiálov. K najbežnejším materiálom, ktoré sa používajú na výrobu pružných členov patria: železné aj neželezné kovy, plasty, guma, koža, rôzne kompozitné materiály a rôzne plyny a kvapaliny. Podľa druhu materiálu použitého na výrobu pružného člena, delíme pružné spojky na tri hlavné typy:

- pružné spojky s kovovým pružným členom,



- pružné spojky s gumovým alebo plastovým pružným členom,



- a pružné spojky pneumatické.



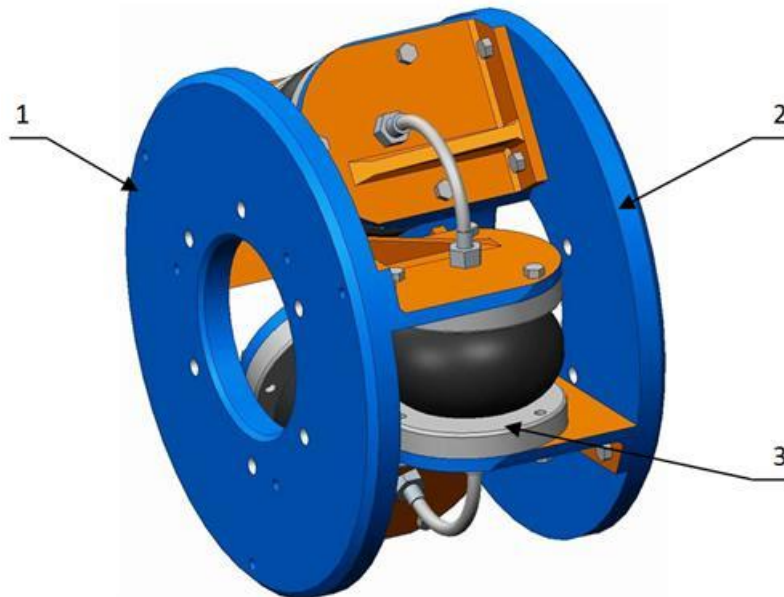


Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Súčasný trendy v oblasti dynamiky mechanických sústav vyžadujú aj inováciu v konštrukcii pružných spojok. Vznikajú rôzne špeciálne druhy pružných spojok, ktoré nachádzajú uplatnenie predovšetkým v automobilovom priemysle. Takýmto príkladom úspešnej inovácie pružných spojok sú dvojhmotné zotrvačníky. Za úspešnú inováciu pružných spojok môžeme považovať aj také typy pružných spojok, pri ktorých je možné počas ich životnosti prispôbovať ich dynamické vlastnosti prevádzkovým požiadavkám mechanickej sústavy. Medzi takéto pružné spojky patria predovšetkým pneumatické pružné spojky. Pneumatické pružné spojky predovšetkým v kombinácii s riadiacimi systémami umožňujú efektívne meniť dynamické pomery v mechanickej sústave. Takýmto cieľovým zmenám dynamických vlastností počas chodu zariadenia hovoríme ladenie mechanickej sústavy. Pneumatické pružné spojky, ktoré budú opatrené systémom riadenia svojich vlastností počas chodu mechanickej sústavy, môžeme nazývať pneumatickými ladičmi torzných kmitov.



Obr. Pneumatický ladič torzného kmitania
1- hnacia časť, 2- hnaná časť, 3- pružné elementy

Pneumatický ladič torzných kmitov pozostáva z primárnej (1) a sekundárnej časti (2), medzi ktorými je umiestnený pneumaticko pružný člen (3). Pneumaticko pružný člen je plnený tlakom vzduchu alebo iného plynného média, a tento tlak je možné počas prevádzky za pomoci regulačného systému podľa potreby meniť. Zmenou tlaku plynného média v kompresnom priestore pneumatických ladičov je možné meniť ich torznú tuhosť, a tým aj vlastnú frekvenciu celej mechanickej sústavy.



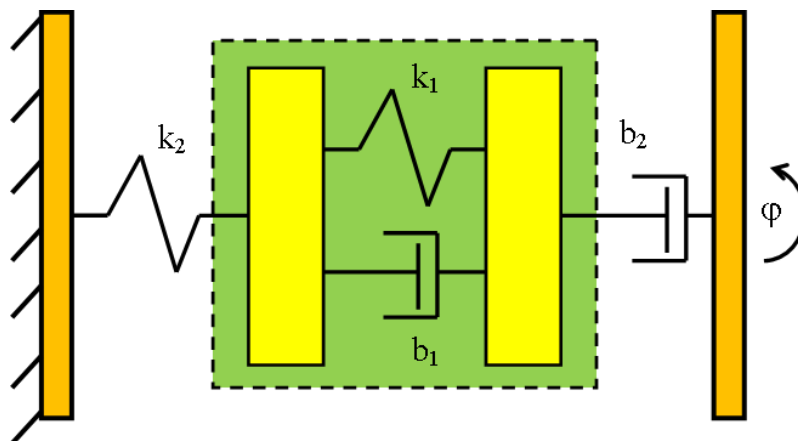
Matematický model pružnej spojky

Pri dynamickej analýze mechanickej sústavy sledujeme tri základné stavy pohonov a to:

- správanie sa stroja pri rozbehu,
- brzdení a
- pri rovnomernom chode.

Aby bolo možné tieto stavy pretransformovať na vlastnosti pružných spojok je nevyhnutné zostaviť matematický model pružnej spojky. Matematický model pružnej spojky má vhodne vyjadrovať správanie sa pružných spojok pri rôznych podmienkach prevádzky. Je nevyhnutné, aby matematický model správne definoval závislosť deformácie spojky na jej zaťažení.

Deformáciu každej pružnej spojky je možné rozdeliť na vratnú a nevratnú deformáciu. Vratná deformácia, deformácia priamo úmerná zaťaženiu nezávisle na čase, je deformácia ideálnej pružiny a tá je charakteristická tuhosťou " k ". Nevratná deformácia je závislá na čase a je to vlastne deformácia tlmíča, charakterizovaná tlmením " b ". Vhodnou kombináciou pružných a tlmiacich členov potom zostavujeme matematický model spojky.



Obr. Tucketov model

Zostavený matematický model, podľa Obr., sa volá Tucketov model. Tucketov model vychádza z predpokladu, že pružnú spojku považujeme pružnú ako celok, ale zároveň ju aj rozdelíme a uvažujeme s pružnou väzbou aj medzi hnacou a hnanou časťou spojky.

Ak tuhosť a tlmenie sú od deformácie nepremenné a teda sú konštanty, ide o model lineárnej spojky. V praxi sa však vyskytujú prípady, kedy sú tuhosť aj tlmenie závislé na deformácii, v tom prípade hovoríme o nelineárnej spojke. Zaťaženie spojky v prevádzke môžeme definovať ako:

- skokovité zaťaženie,
- stupňovité zvyšovanie a znižovanie zaťaženia,
- periodicky premenlivé zaťaženie.

Skúsenosti ukázali, že pri spojkách, ktoré pracujú v sústave a sú trvale namáhané, je možné zanedbať vplyv pružnej väzby spojky ako celku z Tucketovho modelu. Dlhodobými analýzami závislosti pružných spojok zo statických skúšok Tucketovho modelu je možné

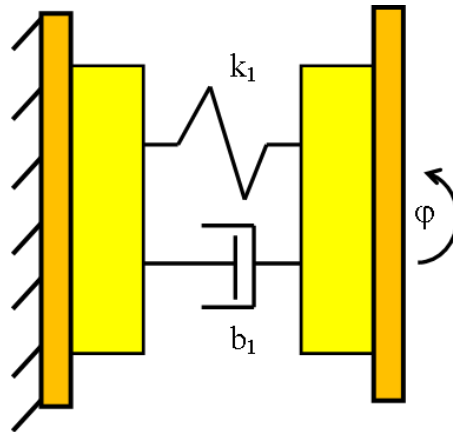


Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

usúdiť, že pružnú spojku je možné plne nahradiť len modelom dvojprvkovým, ktorý sa volá Voightov Obr.



Obr. Voightov model

Voightov model uvažuje s pružnou väzbou len medzi hnacím a hnaným kotúčom spojky. Hnacia a hnaná časť pružnej spojky je potom považovaná za dostatočne tuhú hmotu, ktorá sa nebude vplyvom zaťaženia deformovať. Táto náhrada je možná len v prípade, že pružná spojka je zaťažovaná momentom menším ako je menovitý moment pružnej spojky M_{km} . Tento menovitý moment je volený tak, aby nebolo prekročené dovolené namáhanie pružného elementu. Pri tomto zažení nenastáva nadmerný tok materiálu.

Materiály pružných členov pružných spojok

Nevhodne navrhnutá pružná spojka nemusí zabrániť poruchovosti zariadení mechanickej sústavy. Typickými poruchami vznikajúcimi pôsobením pracovných cyklov v torzne kmitajúcich mechanickej sústavách, sú únavové lomy hriadeľov, uvoľňovanie rotorov a nábojov kolies, otláčanie pier a drážkových hriadeľov, poruchy pružných spojok a ozubených kolies, odtrhnutie rotujúcich častí, lomy uchytenia základových pätičiek strojov rotačných strojov, vytvorenie nežiaducej vôle v ložiskách a pod.

Veľmi častým konštrukčným materiálom používaným ako tlmič torzných kmitov alebo pružný element v pružných spojkách je technická guma. Guma ako vysokomolekulárna látka sa správa odlišne ako kov. Tieto vlastnosti gummy sú ovplyvnené intramolekulárnymi¹ a intermolekulárnymi² väzbami.

Guma je izotropný materiál, ktorý vznikne vulkanizáciou kaučuku (prírodného alebo syntetického). Vulkanizácia je fyzikálno-chemický proces, pri ktorom pôsobením vulkanizačného činidla alebo energie dochádza k štrukturálnym zmenám kaučuku. Na zlepšenie vlastností gummy sa ďalej pridávajú sadze, antioxidanty, zmäkčovadlá, síra a iné. Na zvýšenie pevnosti sa gummy spevňujú vložkami s textilných alebo oceľových kordov, pričom sa pevnosť zvyšuje aj počtom vrstiev. Guma zo syntetického kaučuku je voči gume z prírodného kaučuku odolnejšia voči vyšším teplotám a organickým rozpúšťadlám, zachováva svoju pružnosť vo väčšom teplotnom rozsahu.

Najvýznamnejšími vlastnosťami gummy sú:

- veľká deformačná schopnosť,
- vysoká elasticita (schopnosť vrátiť sa po uvoľnení napätia do pôvodného tvaru),
- schopnosť znášať bez poškodenia relatívne veľké opakované deformácie,

¹ intramolekulárna väzba – väzba prebiehajúca vo vnútri molekuly

² intermolekulárna väzba – väzba prebiehajúca medzi jednotlivými molekulami



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

➤ schopnosť premieňať vo veľkej miere mechanickú energiu na tepelnú (tlmenie),

Pre charakterizovanie gumových súčastí sa často stretávame s parametrom tvrdosti, teda vlastnosti gumy odporovať vtlačovaniu cudzieho telesa. Mernou jednotkou tvrdosti gumy je dielik Shoreovej stupnice rozdelenej na 100 rovnakých dielov a označuje sa Sh° .

Vplyvom rôznych vonkajších faktorov nastávajú v gumovom materiáli rozličné fyzikálno-chemické zmeny, ktoré vedú k znižovaniu potrebných mechanických hodnôt a nakoniec k úplnému zničeniu materiálu. Tieto zmeny sa súhrnne nazývajú starnutím a únavou gumy. Stupeň únavy sa prejavuje vzrastom trvalej deformácie, vzrastom teploty, postupným rozrušovaním gumy, ktorý končí úplným rozkladom.

Otázka starnutia, čiže životnosti gumových pružín v mechanizmoch a strojových zariadeniach sa preto stáva rozhodujúcim a naliehavým problémom.

Faktory, ktoré ovplyvňujú starnutie gumy sú:

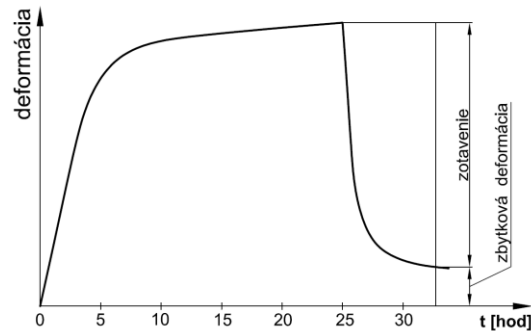
- ❖ mechanické pôsobenie vplyvom statického a dynamického namáhania,
- ❖ klimatické podmienky (teplota, vlhkosť, ozón, kyslík, žiarenie -krátkovlnové svetlo, chemické pôsobenie),
- ❖ konštrukčné vyhotovenie a technologické spracovanie gumového pružného elementu.

Všetky tieto vplyvy počas prevádzky, niektoré aj mimo nej, pôsobia súčasne a vzájomne sa ovplyvňujú.

Guma sa pri namáhaní vonkajšou silou deformuje a to deformáciou elastickou a deformáciou plastickou. Elastická deformácia po uvoľnení napätia zanikne. Podľa časového priebehu rozoznávame deformácie ideálne elastické a viskoelastické. Ideálne elastická deformácia je deformácia dokonale vratná, časovo nezávislá (okamžitá). Viskoelastická deformácia je deformácia vratná, avšak časovo závislá (oneskorene elastická). Plastická deformácia je časovo závislá, ale dokonale nevratná. Tá časť mechanickej energie, ktorá pôsobuje plastickú deformáciu, sa v celom objeme premieňa na teplo.

Pri praktickom používaní technickej gumy dochádza pôsobením statického zaťaženia k relaxačným javom, ktorých veľkosť závisí na dobe a podmienkach deformácie. Relaxačné javy sa prejavujú v gumových elementoch ako tečenie, pokles napätia a zotavenie.

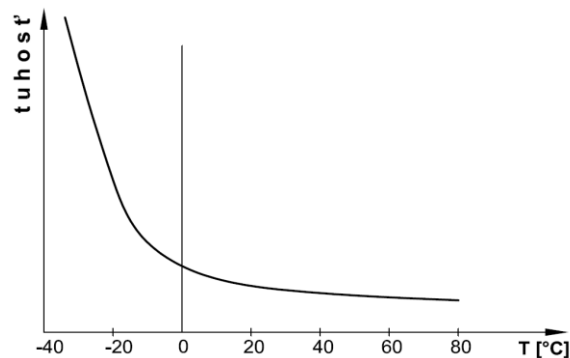
Tečenie je zväčšovanie relatívnej deformácie v čase pri pôsobení konštantného statického zaťaženia. Tečenie je spočiatku značné, postupne sa spomaľuje. Zo zvýšenou teplotou veľkosť tečenia narastá. Technická guma má na rozdiel od kovových materiálov, u ktorých tečenie spôsobuje plastickú deformáciu, ktorej konečný stav je lom, veľmi dobrú schopnosť zotavenia po tečení. Pri gumových materiáloch teda tečenie predstavuje vo veľkom rozsahu iba elastickú deformáciu, ktorá je po uvoľnení časom vratná. Určitá časť deformácie sa však už nedokáže vrátiť späť. Aby sa však guma dostala v čo najväčšej miere do pôvodného stavu je potrebné s gumou urobiť niekoľko striedavých cyklov, aby sa materiálové väzby gumy dostali na pôvodné miesto. U niektorých typov gumových elementov, najmä tých tlačených, kde nie je možné dosiahnuť deformáciu v opačnom smere, ostáva v materiály trvalá deformácia.



Obr. Rast deformácie vplyvom tečenia pri konštantnom napätí a zotavenie po odľahčení

Veľkosť trvalej deformácie závisí na celom rade činiteľov, ako je zloženie zmesi a podmienky spracovania, veľkosť a početnosť deformácie, teplota a pod. Zníženie schopnosti zotavenia pri skúškach alebo v prevádzke, čiže hromadenie trvalých deformácií je známkou zníženia použiteľnosti gumi ako konštrukčného materiálu. Na Obr. je diagram tečenia gumi zo zotavením, ktoré neprebehne úplne, ale ostane tu zbytková, trvalá deformácia.

Ďalším súvisiacim fenoménom je relaxačné napätie, ktoré predstavuje pokles menovitého napätia alebo skutočného napätia postupom času, pri zachovaní konštantnej deformácie skúšobnej vzorky. Toto napätie sa prejavuje napr. v prírubách uchytení pružných elementov spojky, stláčaných na konštantnú veľkosť (predpätie). Potom relaxačné napätie v prírubách môže za určitých podmienok spôsobiť pokles predpätia a tým znížiť vopred vypočítané pevnostné podmienky.



Obr. Závislosť tuhosti na teplote gumového materiálu

Keďže sa pri každom cykle dynamického namáhania v dôsledku tlmenia časť prenášanej energie premieňa na teplo, musí sa pri dynamickom namáhaní gumi venovať zvýšená pozornosť najmä problémom súvisiacim s výškou teploty. Teplota je totiž rozhodujúcim faktorom, ktorý výrazne vplyva na pevnostné, prevádzkové Obr. a objemové vlastnosti gumi, ako aj na jej životnosť.

Vplyvom dynamického namáhania teplota gumového elementu stúpa tak dlho, až nastane tepelná rovnováha, t.j. až sa množstvo tepla privádzané z vnútorných energetických strát vyrovná množstvu tepla odvedeného vedením alebo sálaním z povrchu gumového elementu. V dôsledku nízkej tepelnej vodivosti gumi je v gumovom elemente veľký teplotný



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

spád³. Rast teploty pri veľkých amplitúdach striedavého namáhania v spojení s vysokými frekvenciami môže spôsobiť, že teplota gumového elementu prekročí hodnotu 70°C. Prekročenie tejto hodnoty, ako uvádza autor, vedie veľmi rýchlo k tepelným trhlinám vo vnútri gummy.

K únave však dochádza aj pri normálnej laboratórnej teplote, napr. pri cyklickom namáhaní s malou frekvenciou a pri tenkých gumových dielcoch, kde sa vznikajúce teplo stačí odvádzať. Pri vyšších frekvenciách pri masívnych výrobkoch však vzrast teploty prispieva k deštrukcii únavou, pretože sa urýchlia chemické zmeny štruktúry gummy a spôsobia už spomínaný vznik a rast trhlín.

Veľmi významný vplyv na životnosť gummy pri únave má nielen hodnota maximálnej deformácie, dosahovaná v priebehu cyklu, ale i hodnota deformácie minimálnej⁴. Zvýšenie minimálnej hodnoty deformácie z nuly na 50%, pri zachovaní maximálnej deformácie 250%, predlžuje životnosť z hodnoty menšej než 20 000 cyklov na 10 miliónov cyklov⁵. Akonáhle sa minimálna deformácia blíži k nule, životnosť prudko klesá.

Dynamicky namáhané gumové dielce je preto nutné v praxi zaťažovať vždy určitým statickým zaťažením, teda predpätím, aby deformácia v priebehu cyklu neklesla k nule. Tým sa životnosť značne zlepšuje. Z toho vyplýva, že najpriaznivejšie harmonické zaťaženie je pri pulzujúcom cykle, kedy sa dynamická výchylka nevracia k nule.

Vlastnosti pružných spojok

Vďaka nevedomosti a neznalosti hlavného významu pružných spojok aj v dnešnej dobe mnohí výrobcovia pružných spojok dosiaľ poskytujú údaje, ktoré postačujú len pre návrh pružnej spojky pomocou prevádzkového súčiniteľa podľa STN 026408.

Pre dôkladnejší dynamický výpočet a pre správny návrh spojky do mechanickej sústavy je potrebné poznať vlastnosti pružných spojok podrobnejšie. Všeobecne možno povedať, že pre každú pružnú spojku je vhodné identifikovať nasledovné vlastnosti:

- 1.) Pevnostné vlastnosti, t.j. schopnosť prenášať rôzne druhy krútiacich momentov.
- 2.) Prevádzkové vlastnosti, t.j. schopnosť vyladiť a ladiť mechanickej sústavu a tlmiť torzné kmity.
- 3.) Dilatačné vlastnosti, t.j. schopnosť vyrovnávať nesúosovosť, osové posunutia aj uhlové výchylky.
- 4.) Schopnosť odolávať vplyvu tepla
- 5.) V prípade pneumatických pružných spojok aj schopnosť reagovať na rôzne druhy plynov

Vlastnosti pružných spojok sa určujú experimentálnymi meracími metódami, ktoré delíme na statické a dynamické metódy.

Charakteristika spojky je definovaná ako závislosť momentu krútiaceho na uhle skrútenia $M_k=f(\varphi)$. Pri meraní charakteristiky je spojka zaťažovaná stupňovito rastúcim a klesajúcim momentom. Zaťažujúci moment však nesmie prekročiť hodnotu M_{k_m} . Celý

³ Teplotný spád môžeme chápať ako rozdiel medzi teplotou gummy na jej povrchu a teplotou gummy v jej vnútri, ktorá sa vplyvom nízkej tepelnej vodivosti nestačí ochladzovať.

⁴ Tento jav súvisí zo vznikom anizotropnej štruktúry v hrote trhliny. Pokiaľ deformácia v priebehu cyklu neklesne na nulu (alebo blízko k nule), uchováva sa v hrote trhliny priaznivé rozloženie napätia, ktoré v ďalšom cykle znižuje koncentráciu napätia a tým spomaľuje rast trhliny. Ak klesne deformácia až na nulu, anizotropná štruktúra sa rozruší, v nasledujúcom cykle urazí trhlina dlhšiu dráhu.

⁵ Tieto výsledky boli zistené pri ťahových skúškach gumovej vzorky. Deformáciou sa chápe pomerné predĺženie gumovej vzorky vyjadrené v percentách.



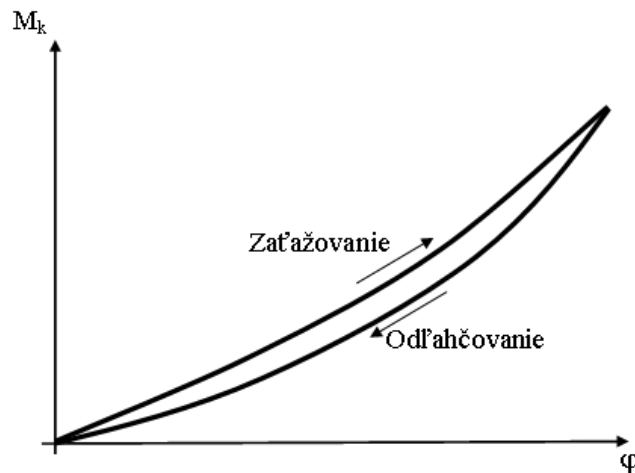
Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

zaťažovací cyklus opakujeme 4x, výsledná slučka sa nakreslí z posledných dvoch zaťažení Obr. Dôležitý je postup zaťažovania a môžeme ho zhrnúť nasledovne:

- nie je možné predpísať veľkosť skoku a dobu pôsobenia tohto skoku. Musíme sa snažiť o čo najužšiu slučku, táto je predpokladom hodnovernejších výsledkov,
- dobu zaťaženia nie je potrebné predlžovať, aby sa vplyvom toku spojky neskreslil výsledok,
- u nelineárnych spojok je nutné čo najhustejšie rozdeliť celé meranie,
- skoky momentov a doba zaťaženia musí byť rovnaká,
- pri spojkách s tvrdnúcou charakteristikou sa odporúča urobiť meranie v oboch smeroch.



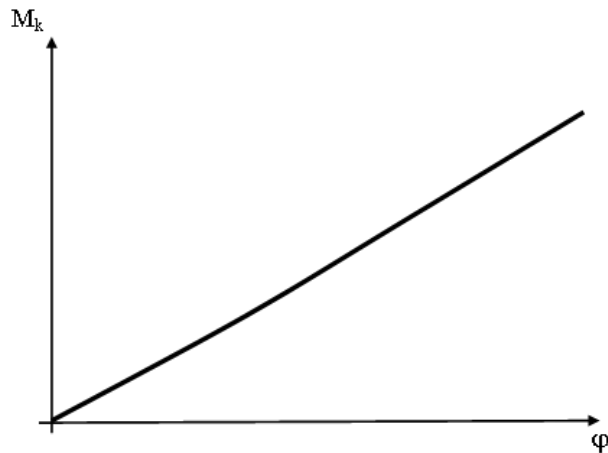
Obr. Hysterézná slučka merania pružnej spojky

Statická torzná tuhosť je vlastnosť spojky, ktorá je definovaná ako pomer krútiaceho momentu dM_k ku natočeniu spojky $d\varphi$, ktoré tento moment vyvolá v prípade, že meraná spojka nemá tlmenie.

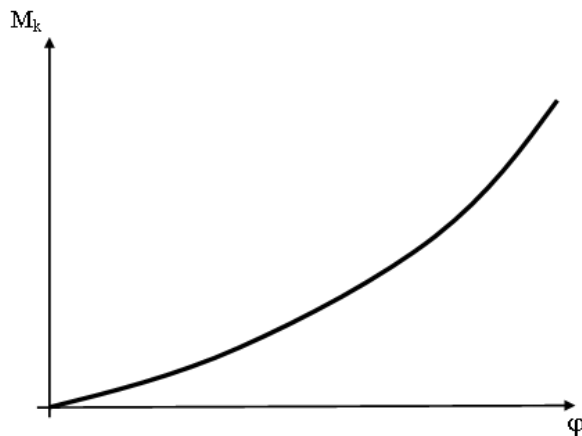
Takto zadefinované určenie statickej torznej tuhosti je vhodné pre pružné spojky s lineárnou aj nelineárnou charakteristikou.

Statická torzná tuhosť je však len tuhosť, ktorá je zistená v klúde. Táto torzná tuhosť je nameraná len pre veľmi pomalú zmenu frekvencie krútiaceho momentu. Pri vyšších frekvenciách je táto charakteristika odlišná a nazýva sa dynamická torzná tuhosť. Rozdiel medzi statickou a dynamickou torznou tuhosťou je typický hlavne pre vysoko molekulárne materiály.

Metódami statického merania je možné určiť zaťažovacie statické charakteristiky každej pružnej spojky. Pružná spojka musí byť zaťažovaná skokovitým zaťažením po hodnotu maximálneho momentu pri nepremennivej prevádzke M_{st} . Z priebehu merania potom vyhotovíme zaťažovaciu charakteristiku. Podľa typu pružnej spojky je možné, aby zaťažovacia charakteristika spojky mala lineárnu Obr. alebo nelineárnu charakteristiku Obr.



Obr. Lineárna charakteristika pružnej spojky



Obr. Nelineárna charakteristika pružnej spojky

Statické charakteristiky pružnej spojky vyjadríme rovnicou typu :

$$M_k = a_1 \cdot \varphi + a_3 \cdot \varphi^3$$

Koeficienty a_1 a a_3 určíme nasledovne:

$$a_1 = \frac{S_2 \cdot S_3 - S_1 \cdot S_4}{S_3^2 - n \cdot S_4}; \quad a_3 = \frac{S_1 \cdot S_3 - n \cdot S_2}{S_3^2 - n \cdot S_4};$$

$$\text{kde: } s_1 = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{\varphi_i}; \quad s_2 = \sum_{i=1}^n T_i \cdot \varphi_i; \quad s_3 = \sum_{i=1}^n \varphi_i^2; \quad s_4 = \sum_{i=1}^n \varphi_i^4$$

Vypočítané hodnoty koeficientov a_1 a a_3 sú vyjadrením ich vzájomného pomeru je možné pružnú spojku zaradiť medzi spojky s charakteristikou lineárnou alebo nelineárnou. Pružnú spojku je možné považovať za lineárnu, ak pomer a_3/a_1 vyjadrený koeficientom nelinearity ϵ sa pohybuje v rozmedzí ± 10 .

Dynamické vlastnosti pružných spojok sú charakterizované reakciou pružnej spojky na rýchlosť jej skrútenia pri pôsobení dynamického zaťaženia.

Pri riešení pohybových rovníc sú vlastnosti vyjadrené momentom pružnej spojky M_{sp} , ktorý je prenášaný z hnacej na poháňanú časť mechanickej sústavy. Moment pružnej spojky M_{sp} je vhodné rozdeliť na dve časti a to:

1. M_e - moment pružný



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

2. M_t - moment tlmiaci

$$M_{sp} = M_e + M_t$$

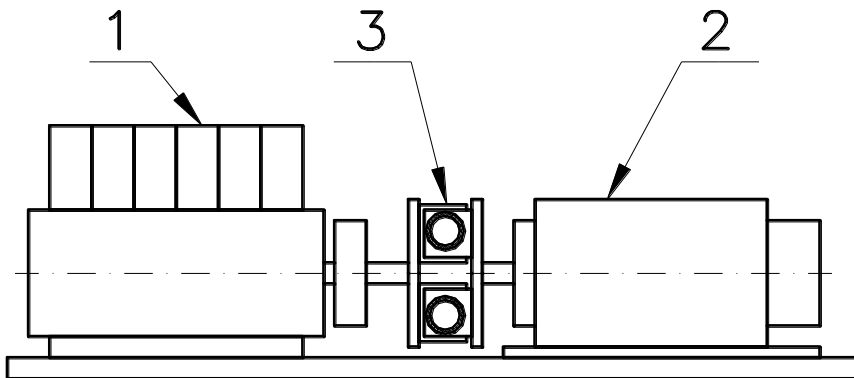
Pružný moment má súvislosť s pružnými deformáciami spojky, t.j práca nutná k prekonaniu tohto odporu sa po odľahčení vracia v plnej miere späť do sústavy. Práca momentu tlmiaceho je nevratná.

Počas práce je spojka v pohybe a z tohto dôvodu je vhodné identifikovať vlastnosti, ktoré odpovedajú skutočnému stavu. Medzi dynamické prevádzkové vlastnosti patria:

- dynamická torzná tuhosť,
- tlmenie
- dynamická charakteristika spojky.

Praktický príklad návrhu pružnej spojky

Navrhnete pružnú spojku pre torzne kmitajúcu mechanickú sústavu podľa obr. Hnacia časť je tvorená šesťvalcovým štvordobým naftovým motorom typu 6S160PN, poháňanú časť tvorí jednosmerný generátor typu DN 1144-4. Mechanická sústava bude pracovať pri otáčkach $n=600\text{min}^{-1}$ pri 100% dodávke paliva naftového motora teda 100% výkone $P=98\text{kW}$ s voľnobežnými otáčkami $n_v = 380\text{min}^{-1}$.



1 - spaľovací motor, 2 - elektrický generátor, 3 - pružná spojka

A.Bežný ale pritom nevhodný návrh pružnej spojky

Výpočet záťažového krútiaceho momentu:

$$P = M_k \cdot \omega$$

$$M_k = 1560\text{Nm}$$

Voľba pružnej spojky na základe maximálneho záťažového krútiaceho momentu:



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

$$M_{km} = K \cdot M_k$$

$$M_{km} = 4368 Nm$$

kde: $K = 2,8$ - prevádzkový súčiniteľ určený na základe stavby mechanickej sústavy.

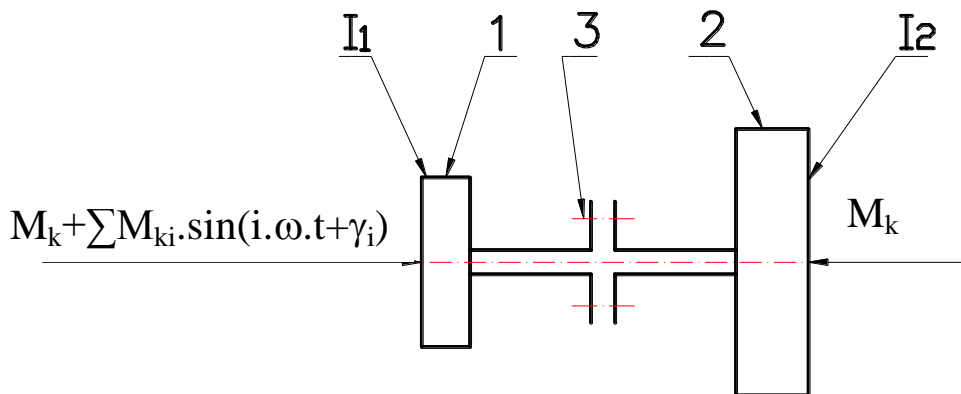
Z katalógu fy Vulkan volíme pre najbližšiu vyššiu hodnotu $M_{kN} = 5000 Nm$ pružnú spojku typu **EZR1001**.

Katalógové hodnoty:

$M_{kN} = 5000 Nm;$	- maximálny (prevádzkový) moment,
$M_{km} = 15000 Nm;$	- maximálny krátkodobý moment,
$M_{kw} = 2000 Nm;$	- dynamická zložka pri striedavom súmernom zaťažení,
$k_{d100} = 83 kNm \cdot rad^{-1};$	- dynamická torzná tuhosť pri maximálnom zaťažení,
$\psi = 1.13;$	- relatívne tlmenie,
$I_{sp} = 0,08 kg \cdot m^2$	- hmotný moment zotrvačnosti pružnej spojky.

B. Stanovenie zaťaženia pružnej spojky na základe dynamického výpočtu

Na obr. je dynamický model sústavy.



1 - motor, 2 - generátor, 3 - pružná spojka

Stanovenie zaťaženia pre navrhnutú pružnú spojku

Hodnoty pre sústavu sú: **pružná spojka EZR1001 s katalógovými parametrami**

$$I_1 = 3,69 kg \cdot m^2$$

$$I_2 = 40,37 kg \cdot m^2$$

Sústavu popíšeme pohybovými rovnicami podľa teórie blok 9.

Vlastná frekvencia sústavy sa vypočíta podľa článku: $\Omega_0 = 156,68 rad \cdot s^{-1}$

Súčiniteľ rozladenia pre tretiu harmonickú zložku - $i = 3$ určíme:



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 10B

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

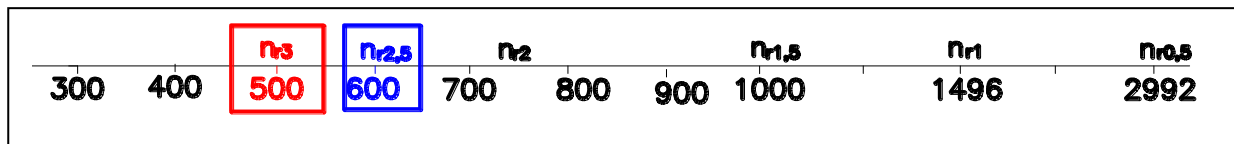
- Pre otáčky voľnobežné: $n_v = 380 \text{min}^{-1}$ je $\eta_v = 0,762$
- Pre otáčky pracovné: $n_p = 600 \text{min}^{-1}$ je $\eta_p = 1,2$

Stanovenie rezonancií od hlavnej harmonickej zložky a nižších harmonických zložiek záťažového krútiaceho momentu:

$$i = 3 ; 2,5 ; 2 ; 1,5 ; 1 ; 0,5.$$

$$n_{r3} = 499 \text{min}^{-1} \approx 500 \text{min}^{-1}$$

$$n_{r2,5} = 600 \text{min}^{-1}; n_{r2} = 748 \text{min}^{-1}; n_{r1,5} = 998 \text{min}^{-1}; n_{r1} = 1496 \text{min}^{-1}; n_{r0,5} = 2992 \text{min}^{-1}$$



Výpočet dynamickej zložky M_{kdr} a celkového záťažového krútiaceho momentu M_{kcr} mechanickej sústavy od $i = 3$ pre:

- rezonanciu - $n_r = 500 \text{min}^{-1}$,
- pracovné otáčky - $n_p = 600 \text{min}^{-1}$,
- voľnobežné otáčky - $n_v = 380 \text{min}^{-1}$

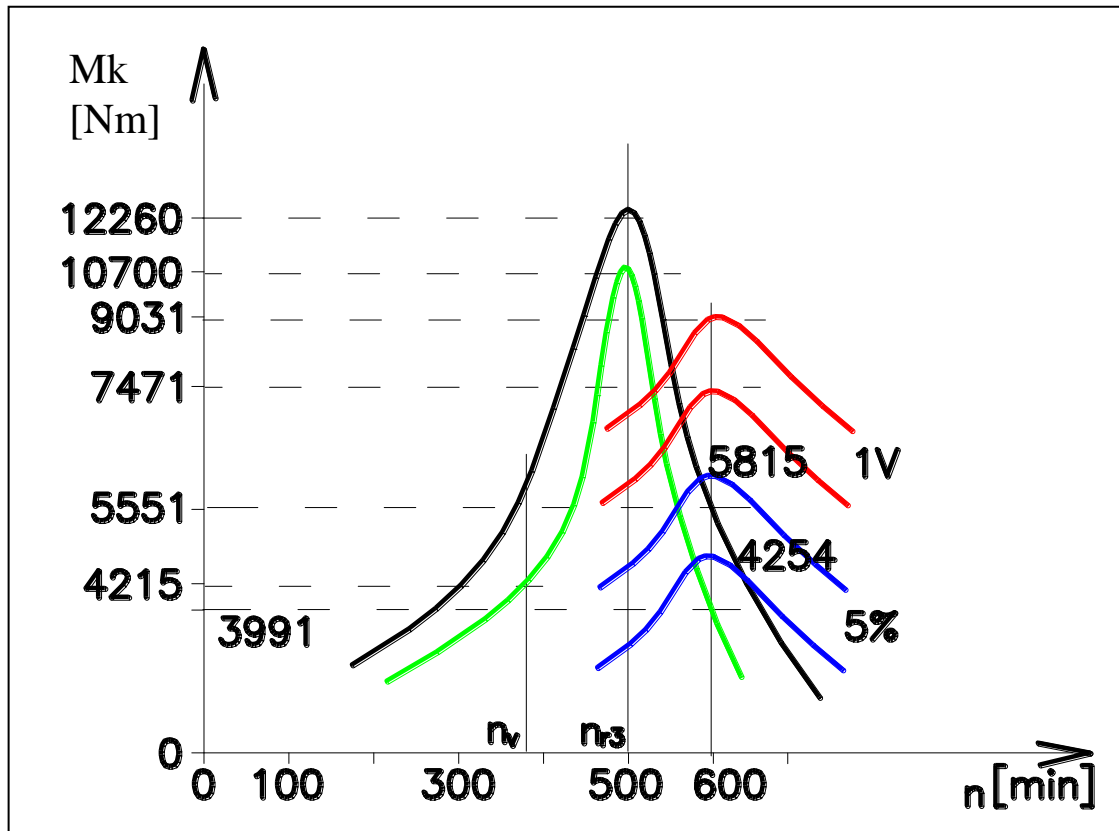
Pri výpočte sú použité rovnice podľa teórie blok 9.

Dynamický súčiniteľ: $\xi_{r3} = 5,65$
 Dynamická zložka záťažového krútiaceho momentu: $M_{kdr} = 10700 \text{Nm}$
 Celkový záťažový krútiaci moment: $M_{kcr} = 12260 \text{Nm}$

Dynamický súčiniteľ: $\xi_{p3} = 2,11$
 Dynamická zložka záťažového krútiaceho momentu: $M_{kdp} = 3991 \text{Nm}$
 Celkový záťažový krútiaci moment: $M_{kcp} = 5551 \text{Nm}$

Dynamický súčiniteľ: $\xi_{v3} = 2,23$
 Dynamická zložka záťažového krútiaceho momentu: $M_{kdv} = 4215 \text{Nm}$
 Celkový záťažový krútiaci moment: $M_{kcv} = 5775 \text{Nm}$

Nerovnomernosť chodu $\pm 5\%$ $M_{kdp} = 4254 \text{Nm}$, $M_{kcp} = 5815 \text{Nm}$
 Vypadnutie jedného valca..... $M_{kdp} = 7471 \text{Nm}$, $M_{kcp} = 9031 \text{Nm}$



Stanovenie zaťaženia pre pružnú spojku navrhnutú na základe záťažového krútiaceho momentu M_k

Na základe vypočítaného záťažového krútiaceho momentu $M_k = 1560\text{Nm}$ navrhujeme z katalógu fy Vulkan pružnú spojku typu EZR 0702/1 s nasledujúcimi katalógovými hodnotami:

$M_{kN} = 2200\text{Nm};$	- maximálny (prevádzkový) moment
$M_{km} = 5000\text{Nm};$	- maximálny krátkodobý moment
$M_{kw} = 640\text{Nm};$	- dynamická zložka pri striedavom súmernom zaťažení
$k_{d100} = 24,6\text{kNm}\cdot\text{rad}^{-1};$	- dynamická torzná tuhosť pri maximálnom zaťažení
$\psi = 1,13;$	- relatívne tlmenie
$I_{sp} = 0,041\text{kg}\cdot\text{m}^2$	- hmotný moment zotrvačnosti pružnej spojky

Potom vlastná frekvencie sústavy bude: $\Omega_0 = 86\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ a rezonancia od hlavnej harmonickej zložky $i = 3$ nastane pri $n_{r3} = 274\text{min}^{-1}$.

V prípade rezonancie bude:

Súčiniteľ rozladenia:	$\eta_r = 1,00$
Dynamický súčiniteľ:	$\xi_{r3} = 5,65$
Dynamická zložka záťažového krútiaceho momentu:	$M_{kdr} = 10700\text{Nm}$
Celkový záťažový krútiaci moment:	$M_{ker} = 12260\text{Nm}$

Ak pôjde o bezporuchový chod piestového stroja vedľajšie harmonické zložky nemajú žiaden vplyv na veľkosť dynamickej zložky záťažového krútiaceho momentu.



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: **10B**

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Na veľkosť dynamického zaťaženia má vplyv len tretia harmonická zložka krútiaceho momentu a jej veľkosť pri pracovných otáčkach bude:

Súčiniteľ rozladenia:

$$\eta_v = 1,39$$

Dynamický súčiniteľ:

$$\xi_{p3} = 0,267$$

Dynamická zložka záťažového krútiaceho momentu: $M_{kdp} = 505,5\text{Nm}$

Celkový záťažový krútiaci moment:

$$M_{kcp} = 2065,5\text{Nm}$$

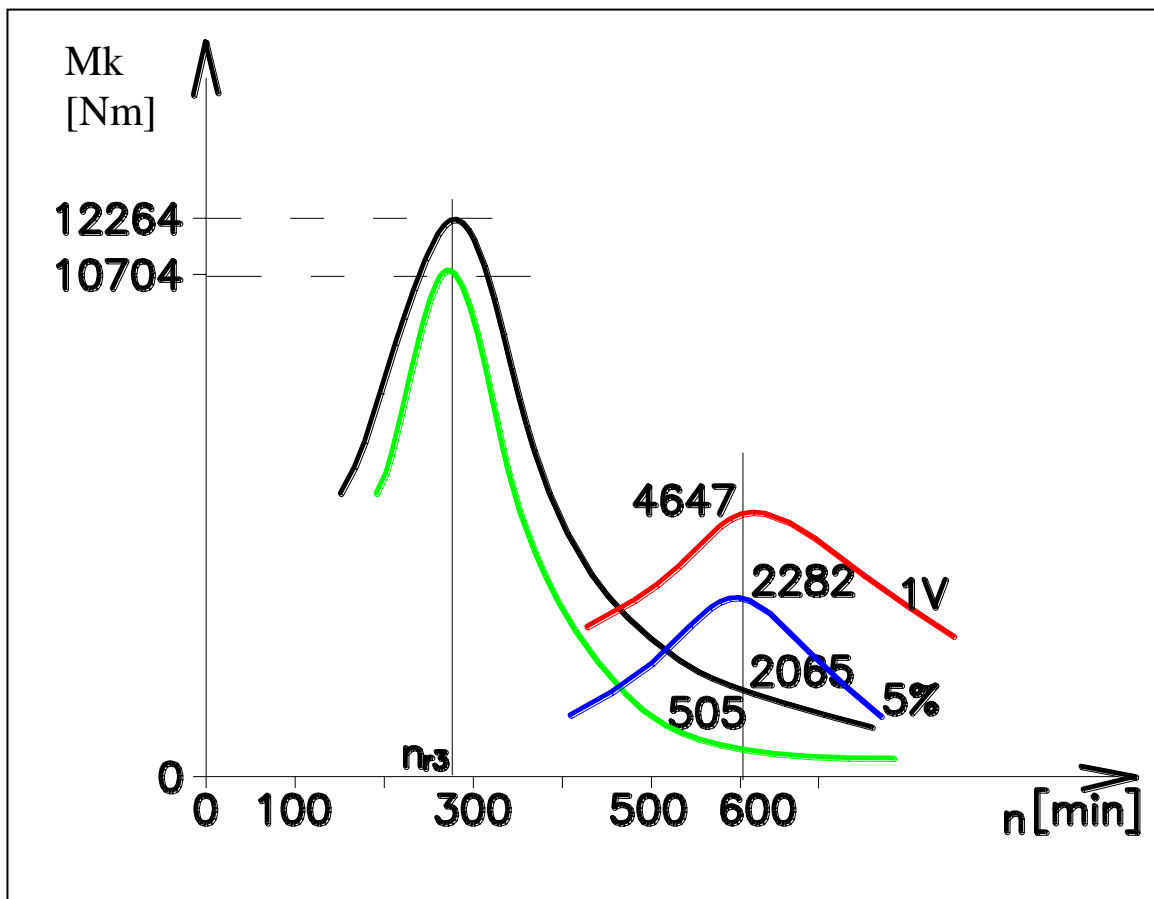
$$M_{kcp} < M_{kN} \quad (2200\text{Nm})$$

Každú rotujúcu časť mechanickej sústavy stačí dimenzovať na záťažový krútiaci moment

$$M_k = 2065,5\text{Nm!}$$

Nerovnomernosť chodu $\pm 5\%$ $M_{kdp} = 722\text{Nm}$, $M_{kcp} = 2282\text{Nm}$

Vypadnutie jedného valca..... $M_{kdp} = 3087\text{Nm}$, $M_{kcp} = 4647\text{Nm}$



Cieľom návrhu každej pružnej pružnej spojky pri dynamickom výpočte je, aby rezonancia od hlavnej harmonickej zložky záťažového krútiaceho momentu ležala pod voľnobežnými otáčkami, teda, aby mechanická sústava pracovala v nadrezonančnej oblasti. Túto podmienku zabezpečuje súčiniteľ rozladenia

Teda snahou je, aby hodnota súčiniteľa rozladenia bola minimálne $\eta = 1,3$.

Uvedenú požiadavku spĺňa nami navrhnutá pružná spojka typu EZR 0702/1.

