

Mladá veda

Young Science



Špeciálne vydanie

Mladá veda

Young Science

MEDZINÁRODNÝ VEDECKÝ ČASOPIS MLADÁ VEDA / YOUNG SCIENCE

September 2017 (číslo 4)

Ročník piaty

ISSN 1339-3189

Kontakt: info@mladaveda.sk, tel.: +421 908 546 716, www.mladaveda.sk

Fotografia na obálke: Altenberger Dom, Nemecko. © Branislav A. Švorc, foto.branisko.at

REDAKČNÁ RADA

doc. Ing. Peter Adamišin, PhD. (Katedra environmentálneho manažmentu, Prešovská univerzita, Prešov)

doc. Dr. Pavel Chromý, PhD. (Katedra sociálnej geografie a regionálneho rozvoje, Univerzita Karlova, Praha)

prof. Dr. Paul Robert Magocsi (Chair of Ukrainian Studies, University of Toronto; Royal Society of Canada)

Ing. Lucia Mikušová, PhD. (Ústav biochémie, výživy a ochrany zdravia, Slovenská technická univerzita, Bratislava)

doc. Ing. Peter Skok, CSc. (Ekomos s. r. o., Prešov)

prof. Ing. Róbert Štefko, Ph.D. (Katedra marketingu a medzinárodného obchodu, Prešovská univerzita, Prešov)

prof. PhDr. Peter Švorc, CSc., predseda (Inštitút histórie, Prešovská univerzita, Prešov)

doc. Ing. Petr Tománek, CSc. (Katedra verejnej ekonomiky, Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Ostrava)

REDAKCIA

PhDr. Magdaléna Keresztesová, PhD. (Fakulta stredoeurópskych štúdií UKF, Nitra)

Mgr. Martin Hajduk (Inštitút histórie, Prešovská univerzita, Prešov)

RNDr. Richard Nikischer, Ph.D. (Ministerstvo pro místní rozvoj ČR, Praha)

Mgr. Branislav A. Švorc, PhD., šéfredaktor (Vydavateľstvo UNIVERSUM, Prešov)

PhDr. Veronika Trstianska, PhD. (Ústav stredoeurópskych jazykov a kultúr FSS UKF, Nitra)

Mgr. Veronika Zuskáčová (Geografický ústav, Masarykova univerzita, Brno)

VYDAVATEĽ

Vydavateľstvo UNIVERSUM, spol. s r. o.

www.universum-eu.sk

Javorinská 26, 080 01 Prešov

Slovenská republika

© Mladá veda / Young Science. Akékoľvek šírenie a rozmnožovanie textu, fotografií, údajov a iných informácií je možné len s písomným povolením redakcie.

VÝPOČTY SVARŮ ČÁSTÍ ROTUJÍCÍCH ČLENŮ MECHANISMŮ

WELDS CALCULATIONS OF PARTS OF ROTATING MECHANISM MEMBERS

Petr Hrubý¹

Petr Hrubý působí jako docent na Katedře strojírenství Ústavu technicko-technologického Vysoké školy technické a ekonomické v Českých Budějovicích v České republice. Ve svém výzkumu se věnuje problematice matematického modelování strojních součástí se zaměřením na dimenzování rotujících částí mechanismů strojů.

Petr Hrubý works as an asociated profesor at the Department of Mechanical Engineering of the Faculty of Technology at the Institute of Technology and Bussines in České Budějovice in Czech Republic. Him research is devoted to problems of mathematical modeling of machine parts with focus on dimensioning of rotating parts of machine mechanisms.

Abstract

The paper presents a possible process for the designing the basic dimensions of the Cardan coupling shaft for the specified operating power and speed. It describes the process of designing and controlling the main shaft dimensions. The starting point is a static shaft load with the constant torque. This paper describes the metod of weld control in the cyclic loading. The following is a procedure for the analysis of shaft deformation and tension in mode of steady transverse oscillations in the vicinity of the resonance.

Key words: rotating members, welded parts, mechanisms, deformation, fatigue, shaft

Abstrakt

Příspěvek předkládá možný postup návrhu základních rozměrů spojovacího hřídele Cardanova mechanismu pro zadaný provozní jmenovitý výkon a otáčky. Je popsán proces návrhu a kontroly hlavních rozměrů hřídele. Východiskem je statické zatížení hřídele konstantním krouticím momentem. Je popsána metodika kontroly svaru při cyklickém zatěžování. Dále je uveden postup při analýze deformací a napětí hřídele v režimu ustálených příčných kmitů v blízkém okolí rezonance.

Klíčová slova: rotující členy, svařované součásti, mechanismy, deformace, únava, hřídel

Úvod

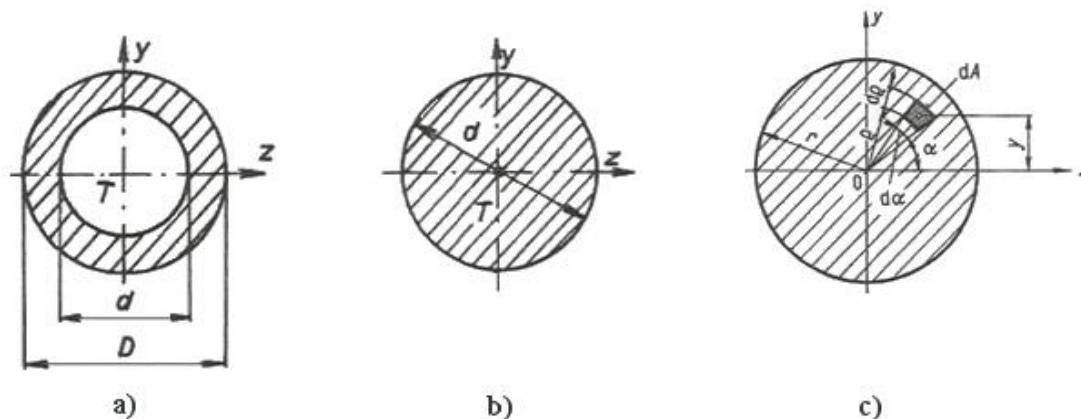
V procesu dimenzování má strojní inženýr, konstruktér, za úkol stanovit rozměry a tvar strojních součástí a konstrukcí, vyrobených z odpovídajících materiálů tak, aby spolehlivě

¹ Adresa pracoviště: Doc. Ing. Petr Hrubý, CSc., The Institute of Technology and Bussines, Okružní 517/10, 370 01 České Budějovice, Czech Republic
E-mail: dochruby@mail.vstecb.cz

plnily své provozní funkce. Musí při výpočtu dbát, aby se za provozu součást působením zatěžujících silových účinků neporušila, popřípadě nedeformovala nad rozsah, který je přípustný z hlediska správné funkce součásti. Při dimenzování navrhované strojní konstrukce pracuje inženýr na jedné straně s dovolenými hodnotami napětí a deformací, na straně druhé s provozními vnějšími a vnitřními silovými účinky na konstrukci. Obvyklý postup, nikoliv však jediný, který autoři v článku prezentují, je takový, že v prvním kroku navrhujeme konstrukci na jmenovité provozní hodnoty vnějších zatěžujících silových účinků pro dané provozní otáčky, při současné volbě materiálů, potažmo materiálových hodnot. Ve druhém kroku provedeme dynamickou analýzu pohonu jako celku a získáme tak provozní hodnoty zatěžujících silových účinků v posuzovaných řezech, včetně dynamických účinků, buďto při řešení kinetostatickém, nebo při řešení úlohy vlastní dynamiky. Těmito dynamickými pracovními silami zatížíme posuzovanou součást, provedeme deformační a napěťovou analýzu a stanovíme bezpečnost k mezi únavy, popřípadě, je-li to nutné, řešíme kompletní dynamiku součásti jakožto deformovatelného tělesa, to znamená její modální, spektrální, napěťovou a deformační analýzu. Posledním krokem je pak optimalizace konstrukčních parametrů a použitých materiálů, popřípadě ladění dynamického modelu konstrukčního návrhu, kterým byla konstrukce při provádění vědeckotechnických výpočtů nahrazena.

Návrh základních rozměrů pro dané provozní otáčky a jmenovitý výkon

V prvním kroku stanovíme minimální plochu průřezu, kterou musíme konstrukcí zaručit. Vyjdeme z dovoleného smykového napětí v krutu při statickém zatížení, tj. konstantním časovém průběhu zatěžujícího krouticího momentu $M_K(t)$. Zvolíme materiál, a získáváme tak výchozí hodnotu pro návrh – dovolené napětí v krutu τ_D . Zaměříme se na osově symetrické průřezy rotujících částí. Pro plný kruhový průřez (viz. obr. 1) z definice platí:



Obr. 1

Zdroj: Hájek et al (1988)

Výpočtový minimální průměr hřídele (viz Hájek et al 1988)

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad , \quad (1)$$

kam za maximální provozní napětí τ_K dosadíme napětí dovolené τ_D . Tedy

$$\tau_K = \tau_D . \quad (2)$$

Velikost jmenovitého krouticího momentu M_K získáme pro dané provozní otáčky n [ot/min] a daný jmenovitý přenášený výkon P [W].

Platí vztahy [L1]:

$$P = M_K \cdot \omega , \quad \omega = 2\pi f , \quad f = \frac{n}{60} , \quad (3)$$

kde je: ω [rad/s]...kruhová frekvence rotačního pohybu hřídele, f [Hz]... frekvence otáček hřídele za sekundu.

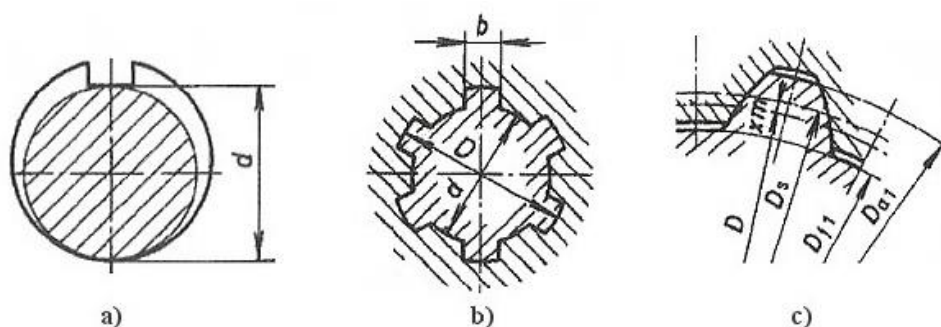
Modul odporu průřezu v krutu pro plný kruhový průřez vyjádříme ve tvaru (Hájek et al 1988)

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} . \quad (4)$$

Z předchozích vztahů získáme minimální průměr průřezu hřídele „vepsaného“, který musí konstruktér zaručit, ve tvaru (srovnej Hájek et al 1988)

$$d = \left(\frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_K}{\tau_D} \right)^{\frac{1}{3}} . \quad (5)$$

Postup při dimenzování válcového konce hřídele s použitím pera, spojení děleného spojovacího hřídele drážkováním (ať už jde o rovnoboké nebo evolventní) je zřejmý z obr. 2.



Obr. 2a,b,c

Zdroj: Bolek a Kochman (1989)

Zaručený minimální průměr hřídele pro přenos statického krouticího momentu při jmenovitém přenášeném výkonu a daných provozních otáčkách

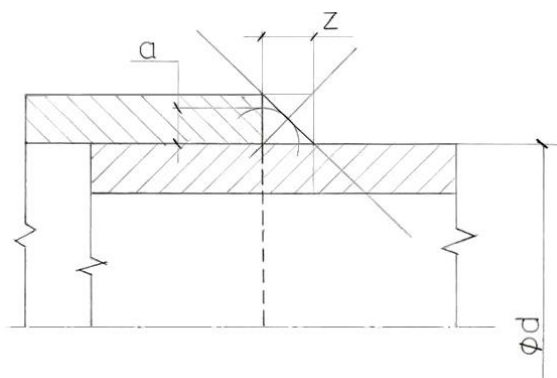
Minimální plocha průřezu, vycházející z dovoleného napětí, při klidovém zatížení, musí být vždy zaručena.

U mezikruhového průřezu, dle obr. 2a, je model odporu, průřezu v krutu dán vztahem (Hájek et al 1988)

$$W_K = \frac{\pi D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] . \quad (6)$$

Je zřejmé, že v tomto případě je třeba pro výpočet minimální zaručené plochy jeden z průměrů (d , D) volit, popřípadě volit poměr d/D .

Na základě vypočtených hodnot volí konstruktér rozměry normalizovaných, popřípadě nakupovaných dílů, polotovarů (např. trubky) a dostává tak základní dimenze částí, včetně konstrukčního prostoru po kloubové spojkě křížové – Hookeovy klouby.

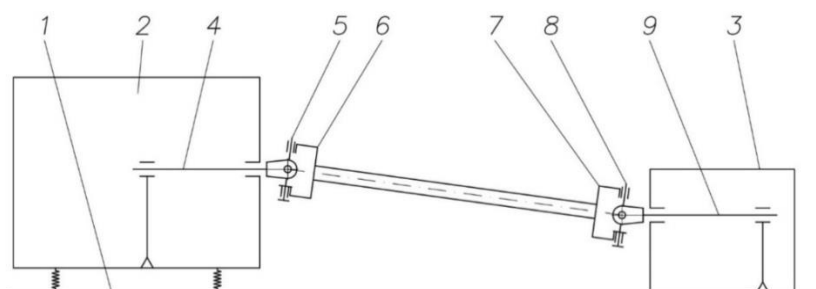


Obr. 3 Geometrie průřezu svaru

Zdroj: vlastní

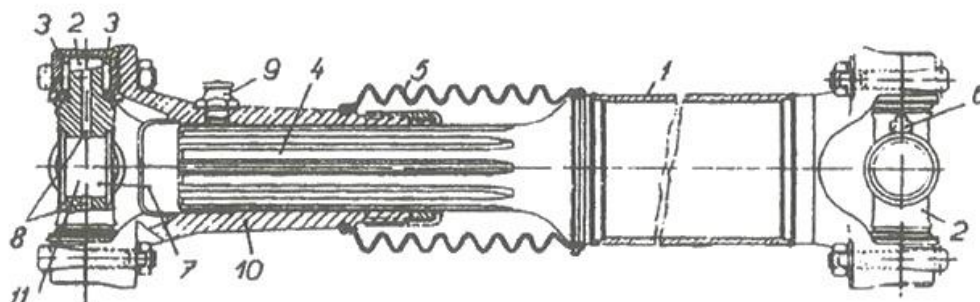
Konstrukční úpravy svařovaných součástí rotujících členů mechanismů

Z důvodu prostorových kmitů pohonné jednotky a požadované statické určitosti soustavy se spojovací hřídele navrhují jako dělené.



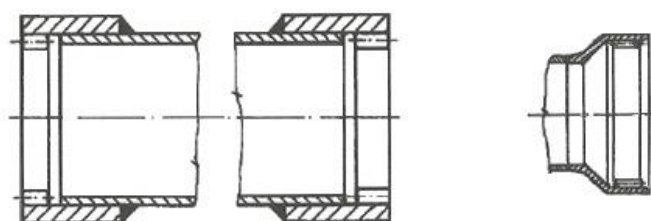
Obr. 4 Kinematické schéma Cardanova mechanismu

Zdroj: vlastní

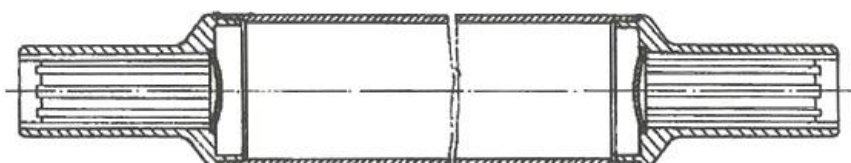


Obr. 5 Dělený spojovací hřídel Cardanova mechanismu
Zdroj: Bolek a Kochman (1989)

Montážní jednotka spojovací hřídel je tvořena výkovky, odlitky, tyčevinou, trubkami, ložisky, spojovacími prvky, mazacími a těsníci prvky. Nosné části jsou nerozebiratelně spojeny svařovanými spoji. V převážné míře se jedná o tupé a koutové průběžné svary. Zaměříme se proto na tento typ spoje. Dosažená kvalita svaru do značné míry závisí na vhodném prostorovém uspořádání svařovaných částí v procesu vlastního svařování. Nejvhodnější je poloha vodorovná s přístupem shora. Zpravidla se k tomuto účelu používají polohovadla a přípravky. Konstruktor proto musí být dostatečně obeznámen s technologií svařování a navrhovat svarový spoj důsledně s ohledem na technologičnost konstrukce. Při návrhu svarů vyjdeme z rozměrů, které vycházejí z dimenzí svařovaných částí, jejichž výchozí základní rozměry jsme získali výše uvedeným postupem. Rozměr svaru vyplyne z konstrukčního návrhu (viz obr. 6, 7). Při výpočtu svaru půjde pak zejména o stanovení efektivního nosného průřezu svaru pro určitý druh svaru, který použijeme pro stanovení maximálního provozního napětí v průřezu.



Obr 6a
Obr.6b
Konstrukční úpravy svařovaných spojů
Zdroj: Bolek a Kochman (1989)



Obr. 7
Konstrukční úpravy svařovaných spojů
Zdroj: Bolek a Kochman (1989)

Metody výpočtu součástí v místě svaru

Jak jsme uvedli výše, vyplyne rozměr svaru z návrhu rozměrů a tvaru spojovacího hřídele. Při výpočtu efektivního modulu odporu průřezu v krutu W_K průběžného koutového svaru podle obr. 6a použijeme vztah (Shigley et al 2010)

$$W_K = \frac{\pi(d+2a)^4 - d^4}{16(d+2a)} \quad (7)$$

Význam geometrických parametrů je zřejmý z obr. 3.

Platí:

$$\frac{a}{z} = \cos \frac{\pi}{4}, \quad (8)$$

přibližně pak

$$a \doteq 0,7z, \text{ resp. } z \doteq 1,4a, \quad (9)$$

kde a je tloušťka svaru předepisovaná na výkresech. Šířku koutového svaru jsme označili z . Je to délka odvěsny pravoúhlého rovnoramenného trojúhelníku vepsaného do průřezu svaru. V případě tupého svaru (viz. obr.6b) určíme efektivní průřez svaru podle vztahu (6). Dalšími veličinami, které vstupují do výpočtu, je dovolené napětí svaru v případě statického zatížení a mez únavy v případě cyklického zatěžování. Obecně je možno říci, že svar nesmí znehodnotit vlastnosti svařované konstrukce. Vlastnosti spoje se musí co nejvíce blížit vlastnostem základního materiálu. Mez kluzu, mez pevnosti v tahu, tažnost a nejmenší hodnota nárazové práce svarového kovu musejí tedy být lepší, než je stanoveno pro základní materiál. Použití elektrody lepší třídy ocelí, než je základní materiál, je obvykle postačující. Nicméně je zřejmé, že vlastní svar vnáší do materiálu jistou nehomogenitu, vnitřní pnutí, může se projevit různá kvalita svaru v důsledku působení lidského faktoru a celá řada dalších možných vlivů. Norma proto stanovuje metodiku přepočtu dovoleného napětí základního materiálu na dovolenou hodnotu napětí ve svarovém spoji. Korekce se provádí pomocí převodního součinitele svarového spoje α, α_τ , který má různou hodnotu pro tupé svary a koutové svary.

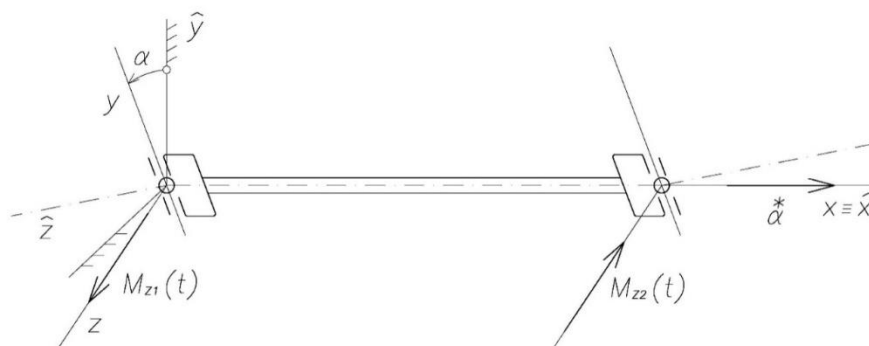
Platí vztahy (Shigley et al 2010)

$$\sigma_D = \frac{R_e}{K}, \quad \sigma_{D_{sv}} = \alpha \sigma_D, \quad \tau_{D_{sv}} = \alpha_\tau \sigma_D. \quad (10)$$

Při kontrole svarů na únavu postupujeme podle zavedených postupů výpočtu součástí na únavu. Za mezní počet cyklů, pro který je třeba realizovat výpočet hřídele na únavu, bereme hodnotu 5000 cyklů, což je u kloubových hřídelů automobilů samozřejmě splněno. Základní mez únavy materiálu se pro svarový spoj koriguje pomocí součinitele vrubu svarového spoje. Podle druhu svarového spoje se hodnota zmíněného součinitele svarového spoje pohybuje v intervalu (1,2; 2,7).

Provozní zatížení v místě svaru

Provozní zkoušky i praktické poznatky z provozu nákladních automobilů ukázaly, že vnitřní silové účinky v řezech kontrolovaných součástí je třeba stanovit na základě řešení dynamiky pohonu nejen z hlediska torzních kmitů pohonu, ale také z hlediska ohybových kmitů spojovacích hřídelů, které, pokud nejsou výpočtově zvládnuty, mohou vést k nesplnění požadované funkce z hlediska požadované tuhosti spojovacího hřídele v okolí rezonančních stavů pohonu, potažmo kloubových hřídelů. Za provozu docházelo ke vzniku trvalých ohybových deformací. Pro stanovení vektorů stavu definujících vnitřní silové účinky v libovolně zvoleném řezu zvolili autoři metodu přenosových matic. Zabývají se případem příčného kmitání hřídele v důsledku buzení hřídele dynamickými ohybovými momenty, kterými je kloubový hřídel namáhán v důsledku přenosu silového toku Hookeovými klouby. Viz obr. 8.



Obr. 8 Vnější provozní dynamické zatížení spojovacího hřídele
Zdroj: Hrubý a Hlaváč (1983)

Vektor stavu v libovolném řezu hřídele stanovíme podle vztahu (11), (12).

$$\mathbf{V}_{j+3} = \mathbf{H}_j \dots \mathbf{H}_1 \mathbf{M}_1 \mathbf{K}_1 \mathbf{V}_1. \quad (11)$$

Vektor stavu v pravém okrajovém řezu pro j-té pole hřídele obsahuje uspořádané veličiny, které při napětové a deformační analýze kontrolujeme, popřípadě používáme pro výpočet příslušných provozních napětí. Amplitudy průhybu, sklonu průhybové čáry, ohybového momentu a posouvající síly. Počáteční subvektor $\mathbf{Y}_1$ získáme podle vztahů

$$\mathbf{V}_1 = [\mathbf{Y}_1, \mathbf{Z}_1], \mathbf{Y}_1 = [y_1(0), y_1'(0), -M_{z1}, 0]. \quad (12)$$

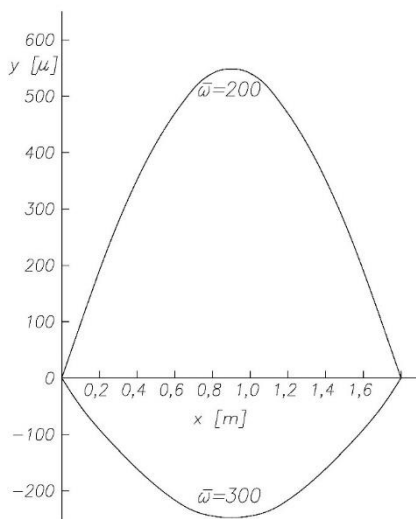
Průhyb, úhel natočení průřezu, určíme podle vztahů (13):

$$y_1(0) = \frac{p_{42}(p_{33}M_{1z} - M_{2z}) - p_{32}p_{43}M_{1z}}{p_{31}p_{42} - p_{32}p_{41}}, \quad (13)$$

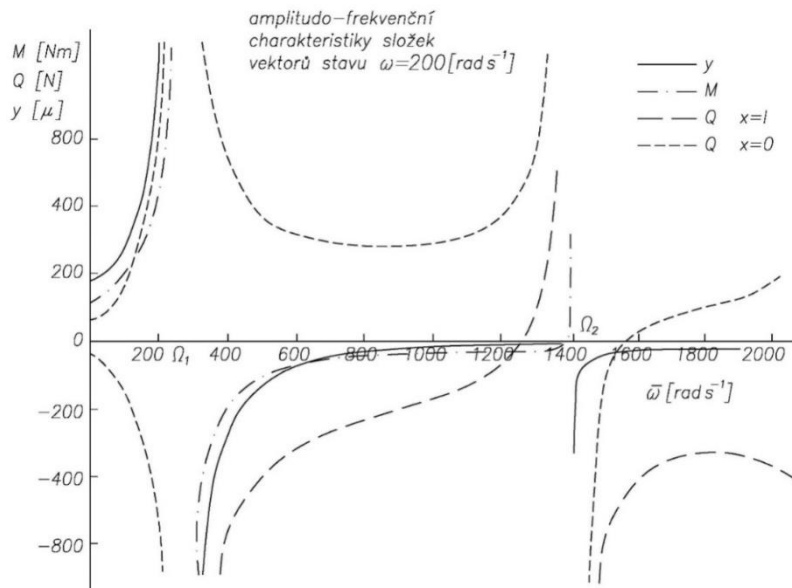
$$y_1'(0) = \frac{p_{31}p_{43}M_{1z} - p_{41}(p_{33}M_{1z} - M_{2z})}{p_{31}p_{42} - p_{32}p_{41}}.$$

Amplitudy budících momentů M_{1z} , M_{2z} jsou dány. Veličiny p_{ij} jsou prvky přenosové matice soustavy, které získáme podle vztahu (14):

$$\mathbf{P} = \mathbf{M}_2 \mathbf{K}_2 \mathbf{H}_0 \dots \mathbf{H}_j \dots \mathbf{H}_1 \mathbf{M}_1 \mathbf{K}_1. \quad (14)$$



Obr. 9 Ukázka průběhu deformací po délce kloubového hřídele
Zdroj: Hrubý a Hlaváč (1983)

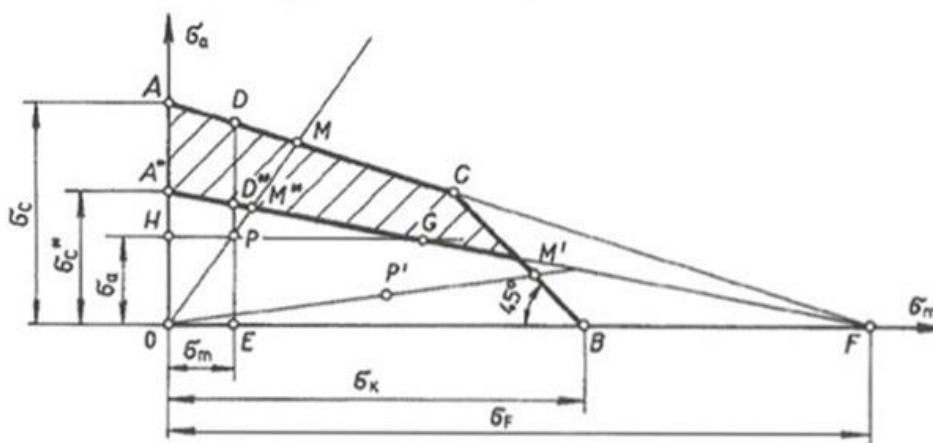


Obr. 10 Amplitudo-frekvenční charakteristiky prvků vektoru stavu v místě maximálního průhybu
Zdroj: Hrubý a Hlaváč (1983)

Kritéria hodnocení konstrukce

Obecně kontrolujeme součásti z hledisek zaručení funkce, pevnosti a deformace. Pevnostní hledisko je na straně dovolených napětí dáno materiálovými konstantami, o kritériu zaručení funkce rozhoduje konstruktér. Hledisko tuhosti je obvykle primárně dáno požadavkem na

zajištění funkce. Jedno hledisko obvykle pro daný případ dominuje, druhé bývá poté automaticky splněno. Nicméně je zapotřebí postupovat případ od případu. Pokud se zabýváme výpočty svarů na rotujících částech mechanismů, konkrétně kloubových hřídelích, a vyjdeme z typu poruch, ke kterým za provozu docházelo (trvalá ohybová deformace hřídele s následným rozpojením drážkování a pokračující devastující rotací hnací části hřídele na straně motoru), dojdeme k závěru, že je zapotřebí podrobně posoudit odolnost hřídele vůči příčnému kmitání. To znamená v první řadě provést výpočet modálních a spektrálních vlastností montážní jednotky. Jako vhodná se jeví metoda přenosových matic, popřípadě metoda konečných prvků. Je možné konstatovat, že z pohledu vlastních čísel a vlastních vektorů nemá kvalitně provedený svar prakticky žádný vliv na polohu zmíněných hodnot. Hřídel musí být provozován v oblasti pod kritickými otáčkami. Je proto zapotřebí kontrolovat velikost amplitud deformací hřídele po délce hřídele. V obrázku 10 je uveden případ průběhu amplitud deformací po délce hřídele reálného vozidla pro případ v oblasti pod otáčkovou rezonancí a oblasti nad otáčkovou rezonancí. O tom, jak velkou amplitudu v konkrétním řezu je možno připustit, rozhoduje konstruktér. Z pohledu dimenzování svaru můžeme opět konstatovat, že vlastní svar nemá praktický vliv na amplitudu průhybu v příslušném řezu, tj. přijímáme platnost předpokladu, že okrajové podmínky sousedních úseků kontinua v místě svaru se sobě rovnají. Při výpočtu svaru na únavu v ohybu vyhotoví konstruktér praktickou úpravu Haighova diagramu (viz obr. 11), kde σ_c^* je snížená mez únavy s respektováním korigujících korigujících koeficientů. Svar vyhovuje, pokud se bod provozní napjatosti nachází uvnitř dovolené (nešrafované) oblasti Haighova diagramu. Trajektorie provozního bodu P, po níž se hypoteticky pohybuje k mezní čáře, je velmi diskutabilní a překračuje rámec tohoto příspěvku.



Obr. 11 Praktická úprava Haighova diagramu pro ohyb
Zdroj: Bolek a Kochman (1989)

Závěr

Autoři se v článku věnují problematice dimenzování svařovaných součástí v pohonech s Hookeovými klouby, zejména spojovacích hřídelí Cardanových mechanismů. Montážní jednotky tohoto typu mají řadu specifik, jak z pohledu funkce, provozu, tak z hledisek pevnostních a z hlediska tuhosti. Podstatnou skutečností z hlediska provozu je to, že nejsou uloženy v ložiskách, ale jsou, v podstatě oboustranně letmo, prostřednictvím kloubových

spojek křížových uchyceny k sousedním hřídelům. Například se může jednat o hřídel spojky a hřídel převodovky. Z důvodů statické určitosti se navrhuje jako dělené (umožňují axiální dilataci v důsledku prostorových kmitů pružně uložených agregátů) s využitím tvarového spojení spoluzabírajících částí, obvykle rovnobokého, popřípadě evolventního drážkování. Jako polotovary se používají zejména výkovky, tyčový materiál, trubky. Jednotlivé komponenty jsou spojovány koutovými a tupými průběžnými svary. Pracovní síly, potažmo vnitřní silové účinky v posuzovaných řezech v místech svarů jsou cyklického průběhu, s možným vlivem frekvencí na amplitudy cyklického zatížení. Autoři v článku navrhuje možné postupy v procesu návrhu, kontroly, optimalizace a ladění parametrů konstrukce. V práci vycházejí z dlouholetých zkušeností z řešení této problematiky při odstraňování poruch a predikce poruch na reálných vozidlech v rámci spolupráce s výrobními závody.

*Tento článok odporúčal na publikovanie vo vedeckom časopise Mladá veda:
Prof. RNDr. Josef Mikeš, DrSc.*

Autor děkuje za podporu výzkumu projektu TAČR č. TA04010579.

Použitá literatura

1. BOLEK, A. a J. KOCHMAN, 1989. *Části strojů*. Praha: SNTL. 04-202-89
2. HÁJEK, E., P. REIF a F. VALENTA, 1988. *Pružnost a pevnost I*. Praha: SNTL/ALFA. 04-224-88.
3. HRUBÝ, P. a Z. HLAVÁČ, 1986. *Ustálená odezva kloubového hřídele Cardanova mechanismu na rotující momentové buzení*. Praha: Časopis Strojírenství, 36, čís. 8.
4. SHIGLEY, J., CH. MISCHKE a R. BUDYNAS, 2010. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUT, Nakladatelství VUTUM. ISBN 978-802142629-0.