ČSSM

BULLETIN

ČESKOSLOVENSKÁ
SPOLEČNOST
PRO MECHANIKU
PŘI ČSAV

2 · 1986

ULLETIN 2/1986

s. společnosti pro mechaniku při ČSAV

ydává Čs. společnost pro mechaniku při ČSAV
e spolupráci s Jednotou čs. matematiků a fyziků v Praze

dpovědný pracovník: Ing. Rudolf Dvořák, CSc.
vědecký tajemník Společnosti

edakce Bulletinu: Ing. Miloslav Okrouhlík, CSc.
Ústav termomechaniky ČSAV, Praha 6,
Puškinovo nám. 9, tel. 3122725

Ing. František Havlíček, CSc.
SVÚSS, Praha 1, Husova 8, tel.247751

dresa sekretariátu: Vyšehradská 49, 128 00 Praha 2

rčeno členům Čs. společnosti pro mechaniku při ČSAV

iskne: Polygrafia 6 (Prometheus), Praha 8

vid. č. UVTEI 79 038

BULLETIN 2'86

ČESKOSLOVENSKÁ SPOLEČNOST PRO MECHANIKU

VÝZNAM ZÁVĚRŮ XVII. SJEZDU KSČ PRO OBLAST ČINNOSTI ČESKOSLOVENSKÉ SPOLEČNOSTI PRO MECHANIKU PŘI ČSAV

XVII. sjezd KSČ stanovil cíle a úkoly pro vstup kvalitativně nové etapy našeho hospodářského a sociálního rozvoje na léta 1986 až 1990 a určil ekonomickou strategii rozvoje do roku 2000.

V této souvislosti se jedná zejména o hlavní úkoly hospodářské a sociální politiky v oblasti základního zaměření 8. pětiletého plánu, dále o uplatnění vědeckotechnického rozvoje, o rozvoj strojírenskometalurgického a palivoenergetického komplexu, hutnictví, chemického a farmaceutického průmyslu, průmyslu zpracování dřeva, stavebních hmot a leteckého průmyslu. Neméně závažným je další úspěšný rozvoj zemědělsko-průmyslového komplexu, lesního a vodního hospodářství, dopravy a spojů, rozvoj životní úrovně a zdokonalování plánování a řízení národního hospodářství.

Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje jsou zejména ve výrazném urychlení vědy a techniky, v širším využití poznatků světového vědeckotechnického potenciálu a ve zlepšení efektivnosti a kvality výrobního procesu, zvláště ve vyšším zhodnocování energetických, surovinových, materiálových, pracovních a finančních vstupů, které jsou k dispozici. Je potřeba rovněž zajistit soulad systému řízení a plánování s požadavky věcných cílů a závěrů národního hospodářství s přihlédnutím k etapě všestranné intenzifikace. V oblasti uplatnění vědeckotechnického rozvoje je nutno vycházet ze státních cílových programů a úkolů vyplývajících pro ČSSR z Komplexního programu vědeckotechnického pokroku zemí RVHP do roku 2000. Jedná se zejména o zavádění progresivních technologií, elektronizaci a automatizaci výrobních procesů a výrobků, standardizaci a unifikaci rozhodujících uzlů, o rozvoj jaderné energie, biotechnologie a nových materiálů. Z konkrétních závěrů do roku 1990 je možno uvést tyto: Strojírenskou a elektrotechnickou výrobu v souhrnu je nutno zvýšit o 30%. Urychlit likvidaci zastaralé výrobní techniky. V těžkém strojírenství zvýšit výrobu o 21-22%. V souladu s programem výstavby jaderných elektráren v ČSSR zabezpečit dodávky zařízení vůči zemím RVHP pro JE typu VVER 440 a 1000. Ve všeobecném strojírenství zvýšit výrobu o 25%. Rozšířit nabídku hutních výrobků a zavádět progresívní hutní technologie.

Pro splnění těchto mimořádně závažných úkolů je Čsl. společnost pro mechaniku aktivně a cílevědomě zapojena zejména v rámci řešení cílových projektů základního výzkumu a rozvíjením spolupráce mezi vědou a praxí prostřednictvím svých sekcí a pracovních skupin, a to přímou účastí zástupců ČSSM v projektech VHJ. Velmi přínosnou v této oblasti je spolupráce s vědeckými pracovišti ČSAV a vysokými školami při inovaci a modernizaci výrobků čsl. strojírenství.

Čsl. společnost pro mechaniku při ČSAV vytváří tak významný vědecký potenciál pro rozšíření základního poznání v hraničních oborech mechaniky pevné a tekuté fáze, která tvoří novodobou základní bázi pro uplatnění vědeckotechnického rozvoje v čsl. průmyslu.

Předsednictvo Čs. společnosti
pro mechaniku při ČSAV

PROF. ING. JAROSLAV ŠOLÍN

(5.8.1896 - 17.2.1986)

Dne 17. února 1986 zemřel v Praze ve věku 89 let Prof. Ing. Jaroslav Šolín, řádný profesor "Stavební mechaniky letadel" a "Pevnostních zkoušek letadel" na Fakultě strojní Českého vysokého učení technického v Praze.

Prof. Šolín patřil k našim předním odborníkům stavby letadel. Jeho vědecko-výzkumná činnost byla velmi široká a její výsledky byly značným přínosem při zkvalitňování výroby letadel v našem průmyslu. Již v r. 1926, jako mladý inženýr, byl pověřen vedením zkoušek letadel typu AVIA BH - 21, která,podle naší licence, vyráběla firma SABCA v Bruselu. V r. 1927 vedl statické oddělení zkušebny a pevnostní laboratoř Škodových závodů. V r. 1930 přešel k Českomoravské Kolben-Daněk jako přednosta leteckého oddělení a v r. 1936 byl pověřen přepočtem typu PRAGA podle anglických pevnostních podmínek pro licenční výrobu u firmy HILLS. Za války převzala všechny konstrukční letecké kanceláře firma Junkers. Po ukončení války se vrátil k mateřskému podniku a byl pověřen kontrolou upotřebitelnosti kořistního materiálu pro MNO ČSR. Dlouhá léta pracoval jako rada patentního soudu pro letectví při ministerstvu obchodu ČSR, byl předsedou sekce letecké statiky při vědecké radě aeroklubu a členem technických komisí pro pevnost letadel ve výboru leteckých inženýrů při SIA, dále byl poradcem konstrukčních kanceláří čs.leteckých závodů, členem komisí ministerstva dopravy a ministerstva národní obrany pro vyšetřování příčin leteckých havárií letadel a stálým spolupracovníkem a expertem Výzkumného ústavu leteckého v Praze.

Jeho praktická činnost úzce souvisela s jeho činností vědeckou. Na základě bohatých zkušeností z pevnostních experimentů navrhl významné korekce teoretických předpokladů analýzy namáhání leteckých konstrukcí. Výsledky své práce publikoval v bulletinu firmy AVIA. Pro Technický sborník naučný vypracoval hesla z oboru konstrukce, statiky a materiálu letadel. V r. 1939 odevzdal rukopis obsáhlé vysokoškolské publikace "Stavební mechanika letadel", jejíž vydání překazily válečné události. Obsah této učebnice využil po válce při sestavování řady skript. Významnou výzkumnou poválečnou prací byl jeho návrh konstrukce a výpočtu "Torsní skříně křídla".

Cenná a záslužná byla i jeho pedagogická činnost. Nejdříve přednášel ve známých kursech pro letectví a od r.1929 až do uzavření vysokých škol v r. 1939 přednášel "Stavební mechaniku letadlových konstrukcí" na Vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství ČVUT v Praze. V říjnu 1945

byl jmenován řádným profesorem ČVUT a od r. 1951 do r. 1954 přechodně působil na Vojenské technické akademii A.Zápotockého v Brně. Po návratu vedl na FSI-ČVUT v Praze všeobecně technickou katedru, kde přednášel "Nauku o pružnosti a pevnosti". V souvislosti s přestavbou ČVUT působil od r. 1960 ma katedře nauky o pružnosti a pevnosti strojní fakulty v Praze, kde pomohl vypracovat nové učební pomůcky a ujal se významné funkce výchovy vědeckých aspirantů a přednášek v postgraduálních kursech.

Za jeho významnou vědeckou, pedagogickou a společenskou činnost mu byla udělena zlatá Křižíkova medaile za zásluhy v technických vědách a zlatá Felberova medaile ČVUT. Za zásluhy o mechaniku byl prof. Šolín zvolen čestným členem Čs. společnosti pro mechaniku při ČSAV.

Vědecké a odborné činnosti se prof. Šolín věnoval do nedávna. Zkušenosti a znalosti předával svému okolí vždy ochotně a laskavě. Svým životním optimismem a vždy pohotovou osobní pomocí byl příkladem i vzorem spolupracovníkům, aspirantům i studentům. Čest jeho památce.

Doc.Ing. František Valenta, CSc.

KAREL WICK

(21.9.1913 - 4.1.1986)

Dne 4.1.1986 zemřel bývalý ředitel tiskárny Prométheus a později vedoucí tiskového střediska JČMF, který se velkou měrou zasloužil o vznik a vydávání Bulletinu Čs. společnosti pro mechaniku při ČSAV.

Předsednictvo Čs.společnosti
pro mechaniku při ČSAV

ZPRÁVA Z VALNÉHO SHROMÁŽDĚNÍ A ZVOLENÍ NOVÉHO HL. VÝBORU

Dne 17.2.1986 proběhlo ve velké zasedací síni Ústavu teoretické a aplikované mechaniky ČSAV v Praze řádné valné shromáždění Čs. společnosti pro mechaniku při ČSAV. Zasedání zahájil předseda Společnosti člen korespondent ČSAV J. Valenta. Uvítal přítomné a požádal místopředsedu ČSAV akademika K. Juliše o přednesení přednášky na téma "Některé problémy výchovy technických a vědeckých pracovníků". V poutavé přednášce i v následné diskusi bylo shrnuto mnoho zajímavých poznatků i problémů z výchovy nových technických a vědeckých kádrů.

Poté zahájil předseda Společnosti člen korespondent ČSAV J. Valenta pořad jednání valného shromáždění.

Zprávu o činnosti Společnosti za uplynulé volební období přednesl místopředseda doc.ing.J.Javornický,DrSc. Její stručné znění je v dalším uvedeno.

Zprávu o hospodaření Společnosti podal ing.Zd.Moravec,DrSc. a předseda revizní komise prof.ing.J.Mudra pak přednesl revizní zprávu. Na základě kladného hodnocení činnosti Společnosti i jejího hospodaření byly obě zprávy jednohlasně schváleny.

Pak požádal předseda Společnosti člen korespondent ČSAV J.Valenta člena korespondenta Jerieho, aby se ujal vedení schůze do provedení voleb nového hlavního výboru a jeho předsednictva.

Člen korespondent ČSAV J. Jerie v úvodu svého vystoupení připomněl, že zemřel zasloužilý pracovník v oboru mechaniky a čestný člen Společnosti prof.dr.ing.Jaroslav Šolín, který by se byl v srpnu letošního roku dožil devadesáti let. Památka zesnulého byla uctěna povstáním přítomných a chvílí ticha.

Významným bodem programu byly volby nového hlavního výboru. Volební komise ve složení člen korespondent J. Jerie, ing.Fischer,CSc. a ing.Ulrych,CSc. po sečtení hlasů konstatovala, že nový hlavní výbor byl jednomyslně zvolen, pouze 1 odevzdaný hlas byl neplatný.

Do nového hlavního výboru byli zvoleni:

Doc.ing.Miroslav BALDA CSc.
Ing.Ladislav BĚLOHLÁVEK CSc.
Doc.ing.Albert BRADÁČ CSc.
Prof.ing.Václav BRÍŽ CSc.
Ing.Atanas CUREV DrSc.
Doc.ing.Pavel DITL DrSc.
Doc.ing.Jan DREXLER CSc.
Ing.Rudolf DVOŘÁK CSc.
Doc.ing.Stanislav HOLÝ CSc.
Doc.ing.J.JAVORNICKÝ DrSc.
akademik Karel JULIŠ
Ing. Vratislav KAFKA DrSc.
Doc.ing.Václav KOVAŘÍK DrSc.
člen koresp.Vlastimil KŘUPKA
člen koresp.Ivo MAREK
Ing.Zdeněk MORAVEC DrSc.
akademik Jaroslav NĚMEC
Ing.Miloslav OKROUHLÍK CSc.
Ing.Pavel PAVLOUSEK
Ing.Ladislav PEČÍNKA CSc.
člen koresp.Miroslav PÍCHAL
Doc.ing.Václav PLACHÝ CSc.
Prof.RNDr.Jan POLÁŠEK DrSc.
Mjr.doc.ing.JUDr.Viktor PORADA DrSc.
člen koresp.Ladislav PŮST
Doc.ing.Jiří RIPPL CSc.
Ing.Antonín SKALICKÝ CSc.
Doc.ing.Jaromír SLAVÍK CSc.
Ing.František TUREK CSc.
Ing.Miroslav VÁCLAVÍK CSc.
Doc.ing.František VALENTA CSc.
člen koresp.Jaroslav VALENTA

Po volbách se nový hlavní výbor sešel ke krátké schůzi, při níž bylo zvoleno toto předsednictvo:

předseda: člen korespondent ČSAV Jaroslav VALENTA
místopředseda: doc.ing.Jan JAVORNICKÝ DrSc.
vědecký tajemník: ing.Rudolf DVOŘÁK CSc.
hospodář: ing.Zdeněk MORAVEC DrSc.
zástupce redakční rady: ing.Miloslav OKROUHLÍK CSc.

Do revizní komise byli zvoleni:

předseda: doc.ing.Ladislav FRÝBA DrSc.
členové: doc.ing.Eva DOLEŽALOVÁ CSc.
doc.ing.Boris KAMENOV CSc.

Za SSM pri SAV:

Prof.ing.Jozef BRILLA DrSc.
Doc.ing.Igor BALLO CSc.
Ing.Svetozár LICHARDUS CSc.
Ing.Bohuslav NOVOTNÝ DrSc.

Touto volbou bylo jednání zakončeno.

STRUČNÁ ZPRÁVA O ČINNOSTI SPOLEČNOSTI

Touto zprávou předkládáme nejen zprávu za uplynulý rok, ale i za celé volební období předchozího hlavního výboru, tj. za uplynulé 4 roky od 25. 2. 1982. Jelikož bližší informace mohli členové získat z pravidelně vycházejícího Bulletinu, omezíme se zde jen na stručné zhodnocení celé činnosti.

V zásadě vycházela práce Společnosti z plánu, který si vytkla pro uplynulou pětiletku, a který se týkal především podpory nejdůležitějších úkolů státních programů rozvoje vědy a techniky a zprostředkování rychlého a efektivního přenosu výsledků základního i aplikovaného výzkumu do praxe.

Kromě toho se jak předsednictvo, tak i hlavní výbor zabývaly otázkami, které si nepřímo vynutila rozvíjející se činnost Společnosti. V uplynulém období byly vypracovány a schváleny nové stanovy Společnosti a zpracována její nová struktura, umožňující plné rozvinutí nejen klasických, ale i nových a perspektivních odvětví mechaniky a účinnější přenos teoretických výsledků do aplikační sféry. Ukazuje se, že tato snaha byla na místě a že vytvořila pevné zázemí pro další rozvoj činnosti Společnosti. Jejím přímým odrazem je i trvale rostoucí zájem o členství ve Společnosti - ke konci roku 1982 měla Společnost 550 členů individuálních a 6 kolektivních. V dalších létech se postupně členská základna rozrůstala takto: v roce 1983 ... 580 členů, 1984 ... 624 členů, 1985 ... 682 členů individuálních a 10 členů kolektivních. Jen za uplynulý rok bylo přijato 89 členů, převážně z řad mladších vědeckých pracovníků. U kolektivních členů se přitom jedná o velmi významná výzkumná pracoviště, eventuálně přední, převážně strojírenské, podniky (ÚVZÚ kp. Škoda Plzeň, ČKD Praha závod Kompresory, Elitex Liberec, Vítkovice kp. Ostrava, Sigma kp. Olomouc, VUT Brno, stav. fakulta ČVUT, stroj. fakulta ČVUT, SVÚSS Běchovice a VÚ kolejových vozidel Praha).

Stejně tak roste i počet přednášek a seminářů pořádaných Společností, ev. roste i aktivní spolupráce Společnosti na společných akcích s ČsVTS. V této činnosti nakonec spočívá těžiště práce Společnosti, protože většina přednášek je spojena i s neformálními besedami a diskusemi. Tímto kladným hodnocením činnosti nechceme zakrývat, že nemůžeme být spokojeni s nerovnoměrnou aktivitou jednotlivých sekcí a odborných skupin. Aktivizace slabších skupin Společnosti bude naším hlavním úkolem pro další období.

Byla zřízena medaile Společnosti za zásluhy o rozvoj vědního oboru mechaniky. Medaile je dílem akad. sochaře J. Prádlera a předpokládáme, že bude poprvé udělena ke 20 letému výročí Společnosti, které budeme slavit v tomto roce.

Vědom si významu aktivizace mladých vědeckých pracovníků a nutnosti získání nových mladých vědeckých pracovníků pro obor mechaniky, schválil hlavní výbor na návrh předsednictva zřízení čestného uznání a ocenění vynikajícím studentům a mladým začínajícím vědeckým pracovníkům v oboru mechaniky.

I přes výrazně rostoucí náklady na tisk vydávala Společnost pravidelně 3 x ročně Bulletin, který se stal organizačním pojítkem mezi členy Společnosti. Bulletin též informuje jak o životě Společnosti, tak i přináší původní příspěvky, které se setkávají s velkým zájmem nejen u členů, ale i u nečlenů Společnosti. V uplynulém roce byl do něho zahrnut i informační Bulletin o.s. EAN. Kromě toho vydává odborná skupina "Numerické metody v geomechanice" stejnojmenný bulletin, který svými informacemi o našich i zahraničních pracech v tomto oboru a přehledovými články významně přispívá k rozvoji této aktuální problematiky v ČSSR.

Předsednictvo Čs. společnosti
pro mechaniku při ČSAV

ČLENOVÉ PŘIJATÍ NA SCHŮZI PŘEDSEDNICTVA 4. 4. 1986

BĚŤÁK Petr	Ing. - 7.7.1955 SIGMA-VÚ-Modřany Komořanská 323,Praha 4,140 00	M 4
ČERMÁK František	Ing. - 11.2.1950 ČVUT-FS-K233 Suchbátarova 4,Praha 6,166 07	E 3
DNEBOSKÝ Josef	Ing. - 22.6.1942 Spofa-Dental oz.np.Léčiva Přístavní 3,Praha 7,170 00	M 4
DOLHOF Václav	Ing. - 16.11.1941 k.p.ŠKODA-Plzeň,ÚVZÚ-VS Plzeň-Bolevec, 316 00 Plzeň	M 1, E 1
ENDERLA Miroslav	Ing. - 24.11.1954 VÚPS Pražská 16,Praha-Hostivař 102 21	G 3
FIALA Jiří	Ing. - 1.5.1955 VZLÚ Na černé strouze 6,Praha 9 199 05	E 1
HADRABA Ivan	MUDr.,CSc. - 2.3.1930 ILF Ruská 85, Praha 10,100 05	B 1
HEPNÁREK Ivo	Ing. - 5.11.1948 ÚAM VŽKG Veveří 95, Brno, 616 00	E 1, E 2
HUNĚK Ivo	Ing. - 22.3.1960 ÚT ČSAV Puškinovo nám.9, Praha 6, 160 00	M 2
JANDÁČEK Václav	Ing. - 12.7.1952 KOVOPREJEKTA PRAHA Štěpánská 65, Praha 1,111 99	
KAIN Václav	Ing. - 9.8.1936 VÚAP Křenická 2257, Praha 10,100 00	E 1
KOULA Jiří	Ing. - 22.6.1954 VÚKV Kartouzská 4, Praha 5,150 21	P 2
KOVAŘÍK Karel	Ing. - 12.10.1947 IGHP n.p. Žilina 010 00 Žilina	T
KŘÍŽENECKÝ Rudolf	Ing.,CSc. - 13.5.1944 ČVUT-FS Suchbátarova 4,Praha 6,166 07	M 1, E 2

MAJER Jaroslav	Ing.,CSc. - 11.10.1944 k.p.ŠKODA Plzeň, závod Těžkého strojírenství Plzeň, 316 00	E 1
PAVLOUSEK Pavel	Ing. - 21.7.1931 VÚKV Kartouzská 4, Praha 5, 150 21	P 2
PROKÝŠEK Roman	Ing.,CSc. - 29.9.1939 ČVUT-FS Karlovo nám.13,Praha 2, 121 35	M 1
REHBERGEROVÁ Gabriela	Ing.,CSc. - 29.1.1955 ÚP ČSAV Národní tř. 3,Praha 1, 111 42	M 4
STEINER Miroslav	Ing.,DrSc. - 20.12.1929 VÚD Praha Pobřežní 6,Praha 8,186 00	M 1, B 1, P 2
STRÁSKÝ Jiří	Ing.,CSc. - 8.3.1946 Dopravní stavby n.p. Bohunická 50, Brno,659 27	P 6
ŠEBO Pavel	RNDr.,CSc. - 25.4.1939 ÚMMS-SAV Február.víťaz.75,Bratislava, 836 06	M 4
ŠTĚDRÝ Václav	MUDr. - 7.4.1951 FN Bulovka Budínova 2,Praha 8,180 00	B 1
TICHÝ Lubomír	Ing.,CSc. - 18.8.1948 MV ČSR-Správa pro dopravu SNB 1429, Praha 10, 101 63	P 6
VOČADLO Miloš	prom.chem. - 5.6.1930 ÚVTEI Konviktská 5, Praha 1,110 00	M 4
VÍTEK Jan L.	Ing.,CSc. - 29.6.1957 ČVUT-FSta Thákurova 7, Praha 6, 166 29	P 6
ZOLOTAREV Igor	Ing.,CSc. - 1.1.1954 ÚT ČSAV Puškinovo nám. 9, Praha 6 160 00	M 1, T 3, P 4, P 6
ŽIŽKA Jan	Ing. - 28.3.1957 VŠST Liberec Hálkova 6, Liberec, 461 17	E 3

UDĚLOVÁNÍ ČESTNÝCH UZNÁNÍ ZA NEJLEPŠÍ TVŮRČÍ STUDENTSKOU NEBO ASPIRANTSKOU PRÁCI

V zájmu podnícení tvůrčího úsilí nejmladších adeptů vědecké a odborné práce v oboru mechaniky rozhodl hlavní výbor na svém zasedání v prosinci 1985, že ČSSM bude, počínaje rokem 1986, udělovat každoročně nejlepším tvůrčím studentským a aspirantským (nikoliv kandidátským) pracem v oboru mechaniky "Čestná uznání". Společnost tím sleduje také prohloubení spolupráce s vysokými školami.

Udělování "Čestných uznání" se řídí těmito zásadami:

1) Pro ocenění přicházejí v úvahu všechny práce, vykonané nebo ukončené na vysokých školách nebo vědeckých a výzkumných ústavech v ČSR v běžném školním roce, v nichž převažuje problematika mechaniky a vyznačující se mimořádným zájmem a úsilím přinést něco nového, lepšího. Čestné uznání může získat kterýkoli z uchazečů bez ohledu na formu studia nebo vědní obor a státní příslušnost. Překážkou není udělení jiných ocenění.

2) Návrhy mohou podávat jak členové Společnosti, tak odpovědní funkcionáři škol nebo ústavů, kde byla práce provedena, spolu se zdůvodněním, zahrnujícím i odborný posudek. Návrhy je nutno zaslat sekretariátu Společnosti do 30. září běžného roku.

3) Posouzení došlých návrhů provede zvláštní komise předsednictva hlavního výboru, která vybere nejvýše pět prací k ocenění. Rozhodnutí o udělení je vyhraženo hlavnímu výboru na jeho posledním zasedání v běžném roce. Čestná uznání budou pak předána na dalším zasedání hlavního výboru.

Hlavní výbor bude v dalším na základě získaných zkušeností sledovat možnost podpory pro udělování čestného uznání Ministerstvem školství ČSM a ČVÚSSM. Dále bude zkoumat možnost dotování čestných uznání určitou finanční odměnou.

Z hlavního výboru ČSSM

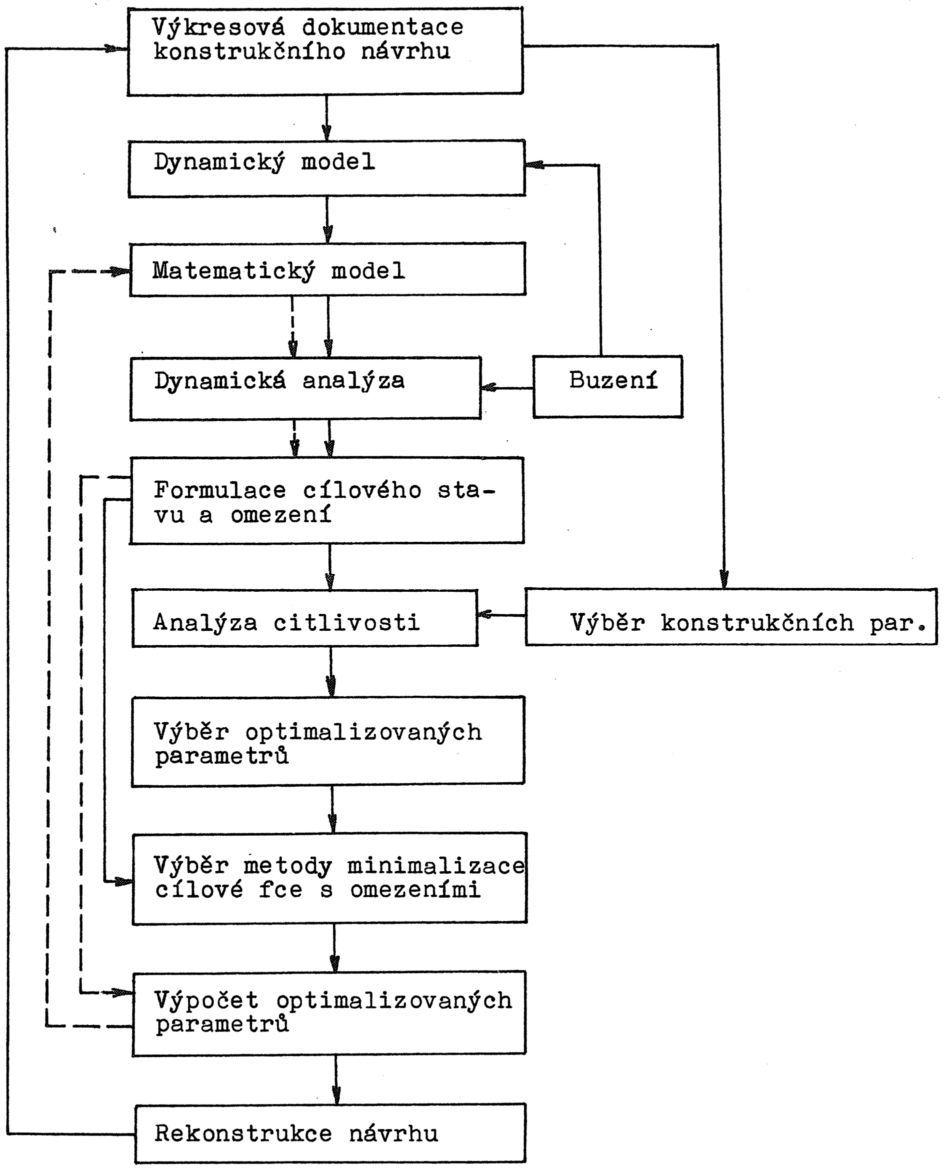
OPTIMALIZACE PARAMETRU MECHANICKÝCH SOUSTAV Z HLEDISKA DYNAMIKY

Doc. Ing. Vladimír Zeman, CSc.

1. Úvod

Nový projekt strojů a konstrukcí, vytvářený převážně s ohledem na vysokou účinnost, provozní hospodárnost, přijatelnou cenu a s ohledem na přípustné statické namáhání, nemusí vždy vést k žádoucím dynamickým vlastnostem díla. A právě dynamické vlastnosti do značné míry rozhodují o životnosti a spolehlivosti. Proto konstrukční návrh by měl být analyzován z hlediska dynamiky a případná rekonstrukce s cílem zlepšení dynamických vlastností by měla být z ekonomických důvodů vyřešena v předvýrobních etapách. Uvedené důvody vyžadují rozvíjet metodiku, která by umožnila s minimálními náklady, relativně rychle a na základě informací čerpajících z výkresové dokumentace stanovit vybrané konstrukční parametry tak, aby dynamické vlastnosti konstrukce byly co nejlepší. Taková metodika musí vycházet z matematického modelu konstrukce, řešení má charakter optimalizační úlohy a výpočet musí být zautomatizován počítačem. Optimalizovaný návrh konstrukce vyžaduje komplexní řešení v rámci uzavřeného cyklu, který vychází a končí u výkresové dokumentace (obr. 1).

První etapou optimálního návrhu konstrukce (dále mechanické soustavy) je sestavení dynamického modelu. Znamená to navrhnout fyzikální strukturu definovanou typem a konfigurací diskrétních prvků (hmotných bodů, tuhých těles, nehmotných pružných vazeb a tlumičů) a kontinuí. Vychází se přitom z představy o rozložení hmotnosti, charakteru vazeb, elastických a tlumicích vlastnostech a o uvažovaném buzení. Zpravidla je nutné přibližně určit nejnižší vlastní frekvenci těles (subsystémů) při zohlednění okrajových podmínek a porovnat ji s předpokládaným frekvenčním spektrem buzení. U těch těles (subsystémů),



Obr. 1

u kterých nejnižší vlastní frekvence jsou blízké nebo jsou uvnitř frekvenčního spektra buzení, je nutné respektovat poddajnost těles (subsystémů). Na základě modálních vlastností je pak možná jejich náhrada diskrétním modelem.

Druhou etapou je sestavení matematického modelu. U mechanických soustav se využívá principů teoretické mechaniky (princip D´Alembertův, Lagrangeův, virtuálních prací aj.) nebo numerických metod (např. metody konečných prvků). Zobrazení dynamického modelu časově invariantních mechanických soustav v konfiguračním Euklidově prostoru konečné dimenze n lze v prvním přiblížení a s výjimkou soustav se silně nelineárními vazbami formulovat v maticovém tvaru

$$M(p)\ddot{q}(t) + B(p)\dot{q}(t) + K(p)q(t) = f(t)^{1)}, \quad q(0) = q_0, \ \dot{q}(0) = \dot{q}_0, \qquad (1.1)$$

kde $q(t) = [q_i(t)] \in R^n$ je vektor časových závislostí zobecněných souřadnic (posuvů a natočení diskrétních prvků nebo uzlových bodů). Čtvercové reálné koeficientové matice řádu n jsou vyjádřeny v závislosti na vektoru $p = [p_j] \in R^s$ těch konstrukčních parametrů, které mohou být v procesu optimalizace měněny. Konstrukčními parametry mohou být geometrické rozměry nebo přímo parametry diskrétních prvků (hmotnosti, tuhosti, tlumení). Vektor $f(t) \in R^n$ zobrazuje provozní režim - buzení.

Zdá se, že nejobtížnější částí optimálního navrhování mechanických soustav z hlediska dynamických vlastností je samotná formulace optimalizační úlohy. Definovat optimální cílový stav z hlediska dynamiky je velmi obtížné, zvláště jde-li o širší rozsah provozních podmínek a mají-li se uplatňovat různá kritéria. Velmi důležitou roli zde má dynamická analýza vzhledem k předpokládaným provozním podmínkám. Na základě analýzy dynamických vlastností původního konstrukčního návrhu a s přihlédnutím k zajištění bezpečné funkce a spolehlivosti lze definovat cílový stav. Cílový stav vyjadřuje nové výhodnější dynamické vlastnosti,

1) V některých úlohách vektor buzení závisí též na konstrukčních parametrech a má obecnější tvar $f(t, p)$.

kterých je v zásadě možné docílit změnou koncepce mechanické konstrukce nebo změnou dimenzí vybraných strojních součástí.

Cílový stav lze zpravidla vyjádřit vhodně formulovanou skalární cílovou (účelovou) funkcí vektorového argumentu p. U mechanických soustav (1.1) obecný tvar cílových funkcí resp. cílových funkcionálů může být např.

$$\psi_0(p) = u_0\left[l(p), a(p), p\right] + g\int_0^T f_0\left[t, q(t,p), p\right] dt \quad (1.2)$$

První člen reprezentuje požadavky na časově nezávislé veličiny jako jsou např. hmotnost konstrukce vektor naladění l (jeho souřadnice jsou vybrané vlastní hodnoty), vektor a amplitud ustálené odezvy na periodické (harmonické) buzení nebo horních odhadů přechodové odezvy. Odezva se nejčastěji vyjadřuje vybranými zobecněnými souřadnicemi (rychlostmi, zrychleními) nebo dynamickými silami (momenty) v některých vazbách. Druhý člen reprezentuje požadavky na střední hodnoty v časovém intervalu T časově proměnných veličin jako např. výchylek, sil (momentů) a napětí v přechodových stavech. Preference členů je vyjádřena nezápornou konstantou g - váhovým koeficientem. Cílová funkce má být minimalizována změnou vybraných konstrukčních parametrů p_j, které z technologických a ekonomických důvodů nemohou být měněny libovolně. Hledají se takové parametry $\hat{p}_j$, aby $\psi_0(\hat{p}) \leqq \psi_0(p)$ pro všechny ostatní přípustné parametry p_j. Přípustnost je obvykle charakterizována podmínkou

$$p_j^d \leqq p_j \leqq p_j^h\,, \quad j = 1, 2, \dots, s\,, \quad (1.3)$$

kde p_j^d je dolní a p_j^h horní mez parametru p_j.

Vzhledem k omezenému počtu měnitelných konstrukčních parametrů i k složitosti procesu minimalizace vícekriteriální cílové funkce ve tvaru (1.2) je účelné cílovou funkci formulovat v jednodušším tvaru. V mnohých případech postačuje, aby např. vybrané vlastní frekvence Ω_j byly v předem vymezených hranicích

$$\Omega_j^d \leqq \Omega_j(p) \leqq \Omega_j^h \quad (1.4)$$

a některé výchylky q_i resp. napětí σ_i ve vybraných místech byly ve sledovaném časovém intervalu $0 \leqq t \leqq T$ menší než maximální dovolené hodnoty

$$|q_i(t,p)| - q_i^D \leqq 0 \quad (1.5)$$

$$|\sigma_i[q(t,p)p]| - \sigma_i^D \leqq 0\,. \quad (1.6)$$

Časově nezávislá omezení (1.3,4) i časově závislá omezení (1.5,6) společně s matematickým modelem (1.1) definují pak přípustnou oblast s-rozměrného parametrického prostoru, která je podoblastí vymezenou podmínkami (1.3).

Optimalizační úlohou s vazbami (1.1,3,4,5,6) pak nazýváme hledání bodu $\hat{p} \in P$, pro který je cílová funkce $\psi_0(\hat{p})$ minimální. Bod $\hat{p}$ nazýváme optimálním řešením optimalizační úlohy.

Hledání bodu $\hat{p}$ má obvykle iterační charakter a nezbytně pak vyžaduje nasazení počítače. Klasické metody (tzv. metody kritérií optimality) jsou založené na řešení nelineárních rovnic získaných z Kuhn-Tuckerových nutných podmínek minima cílové funkce s omezeními. Ty vedou na soustavu nelineárních algebraických rovnic, které se musí řešit iteračním postupem. Hlavním nedostatkem těchto metod je nutnost stanovení množiny aktivních (tj. nesplněných) omezení ve tvaru nerovnic v bodě $\hat{p}$ před vlastním řešením. To prakticky vylučuje jejich přímé použití na optimalizační úlohy v dynamice mechanických soustav. Modernější přístupy, nazývané matematickým programováním[2], jsou založené na aproximaci cílové funkce a všech omezení v jednotlivých iteračních krocích řešení. Nevyžadují znalost aktivních omezení ve tvaru nerovnic v bodě $\hat{p}$.

---

2) Název "matematické programování" příliš dobře nevystihuje, že jde o optimalizační úlohu. Autor se domnívá, že výstižnější název pro hledání bodu $\hat{p}$ by byl "matematická optimalizace" a v případě výskytu nelineárních cílových funkcí nebo omezení "nelineární optimalizace".

Pokud v cílové funkci $\psi_0(\mathbf{p})$ a v omezeních se vyskytují nelineární funkce vektoru $\mathbf{p}$, jedná se o úlohu nelineárního programování[2] s omezeními.

Obvykle nemáme zaručenou jednoznačnost řešení optimalizační úlohy, neboť cílová funkce může mít v přípustné oblasti více lokálních minim. Volbou různých startovacích bodů p_0 můžeme dospět k různým lokálním minimům cílové funkce. Nejmenší z nich lze pak považovat za globální minimum. Základními kritérii vhodnosti algoritmů minimalizace cílové funkce s omezeními je konvergence a programová náročnost algoritmu z hlediska paměti počítače i z hlediska výpočtového času.

Shrneme-li dosavadní úvahy o optimálním návrhu mechanické soustavy z hlediska dynamiky, dospíváme k následujícím obecnějším závěrům. Úspěšnost řešení závisí na:

- tvaru matematického modelu
- použitých metodách analýzy matematického modelu pro výpočet cílové funkce a omezujících podmínek
- tvaru cílové funkce (včetně váhových koeficientů) a omezujících podmínek
- výběru a počtu optimalizovaných konstrukčních parametrů
- výběru výchozího startovacího bodu p_0
- algoritmu minimalizace cílové funkce s omezeními.

Tyto problémy budeme dále diskutovat. V diskusi se nelze zcela vyhnout matematickým symbolům a rovnicím. Čtvercové a obdélníkové reálné matice, např. $\mathbf{A} = [a_{ij}]$, budeme označovat tučnými velkými písmeny s event. uvedením typu ve formě $R^{n,m}$ pro reálné a $C^{n,m}$ pro komplexní matice, kde n je počet řádků a m počet sloupců. Sloupcové matice budou označeny tučnými malými písmeny např. $\mathbf{a} = [a_i]$. Transpozici vyjádříme indexem T, inverzi indexem -1. Pro jednotkovou matici použijeme symbol $\mathbf{E}$.

2. Matematické modely a analytické metody analýzy

U slabě tlumených soustav, které neobsahují funkční tlumicí členy, lze tlumení vyjádřit maticí proporcionálního tlumení ve tvaru

---

[2] viz pozn. 2) na předchozí straně

$$\mathbf{B} = \sum_{j=0}^{r-1} c_j \mathbf{M}(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K})^j, \quad 1 \leq r \leq m, \qquad (2.1)$$

kde c_j jsou reálné koeficienty. Nechť $\mathbf{V} = [\mathbf{v}_\nu] \in R^{n,m}$, kde $m \leq n$ je matice m dominantních vlastních vektorů $\mathbf{v}_\nu$ konzervativní soustavy přidružené k (1.1), jež vyhovují normě $\mathbf{v}_\nu^T \mathbf{M} \mathbf{v}_\nu = 1$. Transformovaná matice tlumení $\mathbf{V}^T\mathbf{B}\mathbf{V} \in R^{m,m}$ je pak diagonální[3] ve tvaru

$$\mathbf{V}^T\mathbf{B}\mathbf{V} = c_0\mathbf{E} + c_1\mathbf{\Lambda} + \ldots + c_{r-1}\mathbf{\Lambda}^{r-1} = diag(2D_\nu \Omega_\nu), \qquad (2.2)$$

kde $\mathbf{\Lambda} = diag(\Omega_\nu^2) \in R^{m,m}$ je diagonální matice čtverců vlastních frekvencí Ω_ν, přiřazených dominantním vlastním vektorům $\mathbf{v}_\nu$.

Bezrozměrné poměrné útlumy D_ν jsou s reálnými koeficienty c_j v (2.1) vázány maticovou rovnicí

$$\begin{bmatrix} 1 & \Omega_1^2 & \ldots & \Omega_1^{2(r-1)} \\ 1 & \Omega_2^2 & \ldots & \Omega_2^{2(r-1)} \\ \vdots & & & \\ 1 & \Omega_r^2 & \ldots & \Omega_r^{2(r-1)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ \vdots \\ c_{r-1} \end{bmatrix} = 2 \begin{bmatrix} D_1\Omega_1 \\ D_2\Omega_2 \\ \vdots \\ D_r\Omega_r \end{bmatrix} \qquad (2.3)$$

Vztahy (2.3) a (2.1) lze prakticky využít pro výpočet matice $\mathbf{B}$ proporcionálního tlumení na základě "odhadu" poměrných útlumů $D_\nu, \nu = 1, 2, \ldots, r$ přiřazených několika $(r < m)$ nebo všem $(r = m)$ dominantním vlastním vektorům.

Modální transformací vektoru zobecněných souřadnic $\mathbf{q}(t) = \mathbf{V}(\mathbf{p}) \cdot \mathbf{x}(t)$ aplikovanou na (1.1) a např. pro nulové počáteční podmínky a slabé (podkritické) tlumení ve

---

[3] Matice $\mathbf{B}$ ve tvaru (2.1) je speciálním případem obecnější tzv. komutativní matice $\mathbf{B}$ ve smyslu $\mathbf{K}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{B} = \mathbf{B}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$, která též splňuje podmínku $\mathbf{V}^T\mathbf{B}\mathbf{V} = diag(2D_\nu \Omega_\nu)$.

všech dominantních tvarech kmitu $(0 \leqq D_\nu < 1)$ dostaneme dynamickou odezvu soustavy (1.1) ve výchylkách [1]

$$q(t) = \sum_{\nu=1}^{m} \frac{v_\nu}{\Omega_\nu \sqrt{1-D_\nu^2}} \int_0^t v_\nu^T f(\tau) e^{-D_\nu \Omega_\nu (t-\tau)} \sin\left[\Omega_\nu \sqrt{1-D_\nu^2}(t-\tau)\right] d\tau , \tag{2.4}$$

přičemž $v_\nu \equiv v_\nu(p)$, $\Omega_\nu \equiv \Omega_\nu(p)$. Pro $m < n$ je řešení přibližné, neboť pak je zanedbán příspěvek "nedominantních" vlastních tvarů kmitu do dynamické odezvy.

V případě polyharmonického (periodického, harmonického) buzení ve tvaru

$$f(t) = \sum_{k=0}^{l} f_{kc} \cos \omega_k t + \sum_{k=1}^{l} f_{ks} \sin \omega_k t , \tag{2.5}$$

kde f_{kc} a f_{ks} jsou n-rozměrné reálné vektory kosinových a sinových harmonických složek buzení, ustálená dynamická odezva soustavy (1.1) má tvar

$$q(t) = K^{-1} f_{0c} + \sum_{k=1}^{l} Re\{a_k\} \cos \omega_k t - \sum_{k=1}^{l} Im\{a_k\} \sin \omega_k t . \tag{2.6}$$

Vektory komplexních amplitud a_k výchylek lze vyjádřit buď pomocí invertované matice dynamické tuhosti ve tvaru

$$a_k = (-M\omega_k^2 + K + i\omega_k B)^{-1} f_k , \quad f_k = f_{kc} - i f_{ks} \tag{2.7}$$

nebo superpozicí příspěvků dominantních tvarů kmitu [1]

$$a_k = \sum_{\nu=1}^{m} \frac{v_\nu \cdot v_\nu^T f_k}{\Omega_\nu^2 - \omega_k^2 + i\omega_k 2 D_\nu \Omega_\nu} , \quad f_k = f_{kc} - i f_{ks} , \tag{2.8}$$

přičemž $a_k \equiv a_k(p)$.

U soustav, které obsahují funkční tlumicí členy (např. viskózní tlumiče kmitu), nelze již přijmout předpoklad proporcionálního tlumení. Energie se v takových soustavách dissipuje podél soustavy "nerovnoměrně". Uvažujeme dále (např. u rotorových soustav) i vliv gyroskopických účinků, vyjádřený vektorem $B_G \dot{q}(t)$ s antisymetrickou maticí B_G, a vliv nekonzervativních sil

(např. u rotorů uložených v kluzných ložiskách), charakterizovaný maticemi tuhosti a tlumení. Po přepisu modelu do tvaru (1.1) matice B nesplňuje podmínku (2.1) proporcionality a koeficientové matice nemusí být symetrické. V takovém případě je účelné model přepsat do 2n-rozměrného prostoru

$$N(p)\dot{u}(t) + P(p)u(t) = \varphi(t) , \quad u(0) = u_0 . \tag{2.9}$$

Z různých možností volby struktury matic N a P vybereme tvary

$$N(p) = \begin{bmatrix} 0 & M(p) \\ M(p) & B(p) \end{bmatrix} , \quad P(p) = \begin{bmatrix} -M(p) & 0 \\ 0 & K(p) \end{bmatrix} \tag{2.10}$$

se symetrickým rozložením koeficientových matic, jimž odpovídají vektory dynamického stavu a buzení dimenze 2n ve tvaru

$$u(t) = \begin{bmatrix} \dot{q}(t) \\ q(t) \end{bmatrix} \quad a \quad \varphi(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ f(t) \end{bmatrix} . \tag{2.11}$$

Nechť $U = [u_\nu] \in C^{2n,2m}$, kde $m \leqq n$ je matice 2m dominantních pravostranných vlastních vektorů u_ν systémové matice $A = -N^{-1}P$ a $W = [w_\nu] \in C^{2n,2m}$ je matice 2m dominantních pravostranných vlastních vektorů w_ν systémové matice $-N^{-T}P^T$. Nechť všechny sobě odpovídající dvojice vlastních vektorů u_ν, w_ν vyhovují normě $w_\nu^T N u_\nu = 1$, $\nu = 1, 2, \ldots, 2m$. Modální transformací vektoru dynamického stavu $u(t) = Ux(t)$ aplikovanou na (2.9) a násobením zleva maticí W^T se soustava diferenciálních rovnic (2.9) rozpadá na soustavu m nezávislých rovnic

$$\dot{x}(t) - \Lambda x(t) = W^T \varphi(t) , \tag{2.12}$$

kde $\Lambda = diag(\lambda_\nu) \in C^{2m,2m}$ je diagonální matice vlastních čísel λ_ν matice $A = -N^{-1}P$, přiřazených dominantním dvojicím vlastních vektorů u_ν, w_ν. Dynamická odezva soustav (2.9) pak vyplývá z řešení (2.12) a má např. pro nulové počáteční podmínky tvar [1] analogický k (2.4)

$$u(t) = \sum_{\nu=1}^{2m} u_\nu \int_0^t w_\nu^T \varphi(\tau) e^{\lambda_\nu (t-\tau)} d\tau, \qquad (2.13)$$

přičemž $u_\nu \equiv u_\nu(p)$, $w_\nu = w_\nu(p)$, $\lambda_\nu \equiv \lambda_\nu(p)$.

V případě polyharmonického buzení ve tvaru (2.5), ustálená dynamická odezva asymptoticky stabilní soustavy (1.1) (všechna vlastní čísla mají záporné reálné části) má tvar (2.6), kde vektory komplexních amplitud jsou dány vzorci (2.7). Pro odvození vzorce analogického k (2.8) je účelné vlastní vektory blokově rozdělit [1]

$$u_\nu = \begin{bmatrix} q_\nu \lambda_\nu \\ q_\nu \end{bmatrix} \quad a \quad w_\nu = \begin{bmatrix} r_\nu \lambda_\nu \\ r_\nu \end{bmatrix} \qquad (2.14)$$

Komplexní amplitudy a_K výchylek v ustálené dynamické odezvě (2.6) jsou pak dány superpozicí dominantních tvarů kmitu [1]

$$a_K = \sum_{\nu=1}^{2m} \frac{q_\nu r_\nu^T f_K}{i\omega_K - \lambda_\nu}, \quad f_K = f_{Kc} - i f_{Ks}. \qquad (2.15)$$

Vztahům (2.13) a (2.15) odpovídají ve speciálních případech tato zjednodušení:

1. Pro všechny symetrické koeficientové matice v (1.1), tj. u soustav bez gyroskopických a nekonzervativních silových účinků, všechny vlastní vektory u_ν a w_ν jsou identické a tudíž i $q_\nu = r_\nu$.

2. Pokud soustava charakterizovaná modelem (1.1) s nesymetrickými maticemi je nepřetlumená ve všech vlastních tvarech kmitu, vlastní čísla tvoří n navzájem komplexně sdružených dvojic. Seřaďme je podle velikosti imaginární složky od $\nu = 1$ do $\nu = n$ a označme je

$$\lambda_\nu = -\alpha_\nu + i\beta_\nu, \quad \bar{\lambda}_\nu = -\alpha_\nu - i\beta_\nu, \quad \nu = 1,2,\ldots,n. \qquad (2.16)$$

Vztahy (2.13) a (2.15) pak nabývají tvar

$$u(t) = 2Re\left\{ \sum_{\nu=1}^{m} u_\nu \int_0^t w_\nu^T \varphi(\tau) e^{\lambda_\nu (t-\tau)} d\tau \right\}, \qquad (2.13a)$$

$$a_K = \sum_{\nu=1}^{m} \left[\frac{q_\nu r_\nu^T f_K}{i\omega_K - \lambda_\nu} + \frac{\bar{q}_\nu \bar{r}_\nu^T f_K}{i\omega_K - \bar{\lambda}_\nu} \right]. \qquad (2.15a)$$

Pokud v (2.13,15,13a,15a) je $m < n$, vztahy jsou přibližné, neboť je pak zanedbán příspěvek "nedominantních" vlastních tvarů kmitu do dynamické odezvy.

3. Formulace optimalizačních úloh

Formulací optimalizační úlohy rozumíme definování cílové funkce, výběr optimalizovaných konstrukčních parametrů a definování omezujících podmínek (stručně omezení).

Podle charakteru buzení rozdělme dále diskutované mechanické soustavy (1.1) na soustavy:

- se stacionárním polyharmonickým (periodickým, harmonickým) buzením ($\omega_K = konst$, $k = 1,2,\ldots,l$)
- s kvazistacionárním polyharmonickým (periodickým, harmonickým) buzením (ω_K se v čase pomalu mění v rozsahu $\omega_K^d \leq \omega_K \leq \omega_K^h$)
- s obecným v čase deterministickým buzením.

V případě stacionárního polyharmonického buzení ze vzorců (2.8,15,15a) vyplývají vhodné tvary cílových funkcí pro potlačení ustálené odezvy. U soustav s řídkým spektrem vlastních čísel λ_ν (vlastních frekvencí Ω_ν) a pokud počet l harmonických složek buzení není příliš velký, je možné z provozního režimu vyloučit rezonanční stavy. Cílová funkce může pak být formulována v bezrozměrném tvaru

$$\psi_0(p) = \sum_{i=1}^{r} g_i \left[1 - \frac{l_i(p)}{l_i^*}\right]^2 , \tag{3.1}$$

kde $l_i(p)$ jsou prvky vektoru naladění $l(p) \in R^r$ a l_i^* prvky vektoru požadovaného (cílového) naladění $l^* \in R^r$. Nezápornými váhovými koeficienty g_i mohou být různě preferovány některé prvky vektoru naladění. Vektor požadovaného naladění je formulován tak, aby mechanická soustava nebyla v rezonanci s žádnou harmonickou složkou buzení. Jeho prvky tvoří požadované imaginární složky β_ν^* vlastních čísel nebo požadované vlastní frekvence Ω_ν^* (u soustav s proporcionálním tlumením).

U nesamoadjungovaných mechanických soustav, které z fyzikálního hlediska by mohly být nestabilní nebo u kterých je požadováno rychlé odeznění přechodových kmitů při přejezdu rezonančních oblastí, prvky vektoru požadovaného naladění mohou tvořit též záporně vzaté reálné složky α_ν^* vlastních čísel. Omezující podmínky klademe pouze na konstrukční parametry.

Jde o speciální optimalizační úlohu, pro níž je vhodný název <u>spektrální ladění s omezeními v parametrech</u>. Výběr optimalizovaných konstrukčních parametrů je možné provést na základě citlivosti vektoru naladění $l(p) \in R^r$ na změnu konstrukčních parametrů p_j ve výchozím bodě p_0 parametrického prostoru (tj. pro původní konstrukční návrh mechanické soustavy). Vektory citlivosti - <u>vektory naladění</u> $\frac{\partial l(p_0)}{\partial p_j}$ pro j = 1,2,..., s - lze odvodit na základě parciálních derivací vlastních čísel λ_ν podle parametrů. U nesamoadjungovaných soustav (1.1) platí

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p_j} = - r_i^T \left(\frac{\partial K}{\partial p_j} + \lambda_i \frac{\partial B}{\partial p_j} + \lambda_i^2 \frac{\partial M}{\partial p_j} \right) q_i . \tag{3.2}$$

U soustav s proporcionálním tlumením a souměrnými koeficientovými maticemi prvky vektorů naladění jsou

$$\frac{\partial(\Omega_i^2)}{\partial p_j} = v_i^T \left(\frac{\partial K}{\partial p_j} - \Omega_i^2 \frac{\partial M}{\partial p_j} \right) v_i . \tag{3.3}$$

Vhodným kritériem výběru optimalizačních parametrů jsou normy vektorů $\frac{\partial l(p^{(0)})}{\partial p_j}$. Pokud normy odpovídající některým původně vybraným konstrukčním parametrům jsou výrazně menší než ostatní normy, není vektor na takové parametry dostatečně citlivý. Tyto parametry není vhodné brát za optimalizační. Poznamenejme, že minimalizací cílové funkce (3.1) při omezeních (1.3) je soustava spektrálně přeladěna. Nalezené řešení je však optimální ve smyslu předepsané frekvenční odlehlosti od možných rezonančních stavů, ne však ve smyslu optimálního potlačení ustálené dynamické odezvy.

Účinnější snížení ustálené dynamické odezvy lze dosáhnout při formulaci cílové funkce ve tvaru váženého součtu absolutních hodnot prvků a_{ik} vektorů komplexních amplitud a_k výchylek

$$\psi_0(p) = \sum_K \sum_i g_{i,k} \, | a_{ik}(p) | \tag{3.4}$$

a při omezeních kladených na komplexní amplitudy dynamických sil ve vybraných vazbách. Nezáporné váhové koeficienty $g_{i,k}$ v (3.4) jsou přiřazeny indexem $q_i(t)$ souřadnici k k-té harmonické složce buzení.

Nechť vybraná elasticko-viskózní vazba je charakterizována v hlavním směru elasticity a tlumení tuhostí k_i a tlumením b_i . Přídavnou dynamickou sílu přenášenou touto vazbou v příslušném směru lze pak zapsat ve tvaru

$$Q_i(t, p) = t_i^T \left[k_i \, q(t) + b_i \, \dot{q}(t) \right] , \tag{3.5}$$

kde t_i je transformační vektor daný pevnými geometrickými parametry. Komplexní amplituda této síly, vyjadřující ustálenou odezvu na harmonické buzení s frekvencí ω_k , je pak

$$Q_{ik}(p) = (k + i\omega_k b) \, t_i^T a_k(p) . \tag{3.6}$$

Přípustnou oblast parametrického prostoru je možné definovat omezeními ve tvaru nerovnic

$$\sqrt{\sum_K |Q_{ik}(p)|^2 - Q_i^D} \leq 0\,, \quad i = 1,2,\ldots \tag{3.7}$$

a omezeními (1.3). Výraz pod odmocninou představuje horní odhad dynamické síly přenášené i-tou vazbou. Výběr optimalizovaných konstrukčních parametrů je účelné provést na základě citlivostí absolutních hodnot vektorů $a_k(p) \in C^n$ na změnu konstrukčních parametrů p_j ve výchozím bodě parametrického prostoru. Vektory citlivosti v komplexním tvaru dostaneme derivováním vztahu $Z_K(p)\, a_K(p) = f_K$ vzhledem k p_j. Za předpokladu regulární matice $Z_k(p) = M(p)\omega_k^2 + K(p) + i\omega_k B(p)$ dynamické tuhosti, vektory citlivosti jsou dány vzorci

$$\frac{\partial a_K(p_0)}{\partial p_j} = -Z_K(p_0)^{-1} \frac{\partial Z_K(p_0)}{\partial p_j} a_K(p_0)\,, \quad j = 1,2,\ldots,s\,; \; k = 1,2,\ldots \tag{3.8}$$

U některých mechanických soustav, např. z hlediska zvýšení životnosti, může být kladen prioritní požadavek na potlačení dynamických sil (napětí) ve vazbách. V takových případech je účelné zaměnit v cílové funkci (3.4) a omezeních (3.7) komplexní amplitudy výchylek za komplexní amplitudy sil. Formulovat cílové funkce jako dvojkriteriální např. ve tvaru

$$\psi_0(p) = \sum_K \sum_i g_{i,k}^{(a)} |a_{ik}(p)| + \sum_K \sum_i g_{i,k}^{(Q)} |Q_{i,k}(p)|$$

při omezeních (1.3) by mohlo vést k podstatnému snížení citlivosti cílové funkce na změnu konstrukčních parametrů a tudíž k problémům s konvergencí.

Při kvazistacionárním polyharmonickém buzení nelze zpravidla z provozního stavu vyloučit všechny významné rezonanční oblasti. Jak vyplývá ze vzorců (2.15) a (2.8) ustálenou odezvu je proto možné potlačit minimalizací výrazů $|r_i^T f_k|$ resp. $|v_i^T f_k|$. Odpovídající cílová funkce má pak tvar

$$\psi_0(p) = \sum_K \sum_i g_{i,k} |r_i^T(p) f_k| \tag{3.9}$$

resp. u mechanických soustav se symetrickými maticemi a proporcionálním tlumením

$$\psi_0(p) = \sum_k \sum_i g_{i,k} |v_i^T(p) f_k|\,. \tag{3.10}$$

Omezující podmínky klademe pouze na konstrukční parametry. Jde o speciální optimalizační úlohu, pro kterou je vhodný název modální ladění s omezeními v parametrech. Nezáporné váhové koeficienty $g_{i,k}$ v (3.9) resp. (3.10) jsou kladné, pokud odpovídající veličiny β_i resp. Ω_i vyhovují např. nerovnicím $0{,}8\,\omega_k^d \leq \beta_i \leq 1{,}2\,\omega_k^h$ resp. $0{,}8\,\omega_k^d \leq \Omega_i \leq 1{,}2\,\omega_k^h$ a norma vektoru f_k je relativně velká.

Výběr optimalizovaných konstrukčních parametrů je možné provést na základě citlivosti vlastních vektorů r_i adjungované soustavy v n-rozměrném prostoru (podle (2.14) jde o dolní subvektory vlastních vektorů w_i adjungované soustavy v 2n-rozměrném prostoru) resp. vlastních vektorů v_i konzervativní soustavy přidružené k (1.1) na změnu konstrukčních parametrů p_j ve výchozím bodě p_0. Analytické vyjádření vektorů citlivosti $\frac{\partial r_i}{\partial p_j}$ resp. $\frac{\partial v_i}{\partial p_j}$ je odvozeno v [1].

Účinněji lze potlačit ustálenou dynamickou odezvu formulací cílové funkce ve tvaru analogickém k (3.4), ale odpovídající rezonančním stavům. Rezonanční stavy přibližně nastanou při budicích frekvencích $\omega_k = \beta_j$ nebo u slabě tlumených soustav, kdy jsou podstatně výraznější, při $\omega_k = \Omega_i$. Komplexní amplitudy výchylek $a_{i,k}$ v rezonanci s budicí frekvencí ω_k jsou podle (2.15a) u nepřetlumených soustav dány přibližně vzorcem

$$a_{i,k,j} = \sum_{\nu=1}^{m} \left[\frac{q_{i\nu}\, r_\nu^T f_K}{\alpha_\nu + i(\beta_j - \beta_\nu)} + \frac{\bar{q}_{i\nu}\, \bar{r}_\nu^T f_k}{\alpha_\nu + i(\beta_j + \beta_\nu)} \right] \tag{3.11}$$

nebo u soustav se symetrickými koeficientovými maticemi a proporcionálním tlumením podle (2.8) vzorcem

$$a_{i,k_j} = \sum_{\nu=1}^{m} \frac{v_{i\nu}\, v_\nu^T f_K}{\Omega_\nu^2 - \Omega_j^2 + i\Omega_j\, 2D_\nu \Omega_\nu} \quad . \qquad (3.12)$$

Veličiny $q_{i\nu}, v_{i\nu}, r_\nu, v_\nu, \alpha_\nu, \Omega_\nu, \beta_j, \Omega_j$ jsou závislé na p. Cílové funkci (3.4) je pak analogická cílová funkce v rezonancích ve tvaru

$$\psi_0(p) = \sum_i \sum_k \sum_j g_{i,k,j} \left| a_{i,k,j}(p) \right| . \qquad (3.13)$$

Nezáporné váhové koeficienty jsou indexem i přiřazeny souřadnici q_i a dvojicí indexů k,j ustálené dynamické odezvě v j-té rezonanci vyvolané k-tou harmonickou složkou buzení. Výběr váhových koeficientů by měl vycházet z analýzy amplitudo-frekvenčních charakteristik $|a_{i,k}(p_0)|$ ve frekvenčním rozsahu $\omega_K^d \le \omega \le \omega_K^h$ při buzení vektory $f_K e^{i\omega t}$ pro výchozí bod $p = p_0$. Přípustnou oblast parametrického prostoru je možné definovat omezeními kladenými na komplexní amplitudy dynamických sil ve vybraných vazbách v rezonančních stavech, ve tvaru analogickém k (3.7)

$$\sqrt{\sum_k \frac{1}{j_{max}} \sum_{j=1}^{j_{max}} \left| Q_{i,k_j}(p) \right|^2} - Q_i^D \le 0, \quad i = 1,2,\dots \quad , \qquad (3.14)$$

kde

$$Q_{i,k_j} = (k_j + i\beta_j b_j)\, t_i^T a_{i,k_j} \quad ,$$

a omezeními (1.3).

Nejobecnější a také nejsložitější je optimalizační úloha s obecným v čase deterministickým buzením. Nechť cílem řešení je potlačení maximální dynamické odezvy v jistém časovém intervalu $0 \le t \le T$. Pokud odezvu v cílové funkci vyjádříme výchylkami a rychlostmi vybraných bodů (uzlů), je zpravidla nutné zajistit, aby síly (napětí) v exponovaných vazbách byly ve sledovaném časovém intervalu $0 \le t \le T$ menší než maximální dovolené hod-

noty. Cílová funkce je pak formulována ve tvaru

$$\psi_0(p) = \max_{t \in \langle 0,T \rangle} t_0^T u(t,p) \; , \qquad (3.15)$$

kde $t_0 \in R^{2n}$ je konstantní vektor daný pevnými geometrickými parametry a vektor $u(t,p)$ byl definován v (2.11). Omezení pro síly ve vybraných vazbách zapíšeme ve tvaru

$$\psi_i(t,p) = t_i^T(p)\, u(t,p) - Q_i^D \le 0, \quad i = 1,2,\dots,m \; , \qquad (3.16)$$

kde $t_i^T(p) \in R^{2n}$ je vektor závislý nejen na geometrických, ale též na konstrukčních parametrech dané vazby (tuhosti k_i, tlumení b_i). Omezení v konstrukčních parametrech má obvyklý tvar

$$p_j^d \le p_j \le p_j^h \; , \quad j = 1,2,\dots,s \; . \qquad (3.17)$$

Přímé řešení úlohy "mini-maxu" časově a parametricky proměnné cílové funkce s časově i parametricky proměnnými omezeními (3.16) je velmi obtížné. Proto bude účelné optimalizační úlohy tohoto typu přeformulovat. Základní myšlenka [2] spočívá:

- v zavedení nového fiktivního parametru p, který představuje horní hranici původní cílové funkce a tudíž v časovém intervalu $0 \le t \le T$ splňuje podmínku $t_0^T u(t,p) - p \le 0$;
- v nahrazení všech časově závislých aktivizovaných (nesplněných) omezení ve tvaru nerovnic, např.

$$\psi_i(t,p) \le 0 \; , \quad i = 1,2,\dots,m \; ,$$

ekvivalentními integrálními omezeními ve tvaru rovnic

$$h_i(p) \equiv \int_0^T \langle \psi_i(t,p) \rangle\, dt = 0 \; , \quad i = 1,2,\dots,m \; ,$$

kde

$$\langle \psi_i(t,p) \rangle = \begin{cases} \psi_i(t,p) & \text{pro} \quad \psi_i(t,p) \ge 0 \\ 0 & \text{pro} \quad \psi_i(t,p) < 0 \; ; \end{cases} \qquad (3.18)$$

-ve využití analýzy citlivosti.

Zavedením nového fiktivního parametru p se vektor konstrukčních parametrů nahradí tzv. rozšířeným vektorem konstrukčních parametrů $\bar{\mathbf{p}} = [\mathbf{p}^T, p]^T$.

Uvedeným způsobem je optimalizační úloha redukována na ekvivalentní problém minimalizace "cílové" funkce

$$\bar{\psi}_0 = p \tag{3.19}$$

v přípustné oblasti parametrického prostoru, definovaného lineárními omezeními ve tvaru nerovnic

$$g_j(\mathbf{p}) \equiv p_j^d - p_j \leq 0, \quad g_{j+s}(\mathbf{p}) \equiv p_j - p_j^h \leq 0, \quad j = 1,2,\ldots,s \tag{3.20}$$

a nelineárními integrálními omezeními ve tvaru rovnic

$$\left.\begin{aligned} h_0(\bar{\mathbf{p}}) &\equiv \int_0^T \langle \mathbf{t}_0^T \mathbf{u}(t,\mathbf{p}) - p \rangle \, dt = 0, \\ h_i(\mathbf{p}) &\equiv \int_0^T \langle \mathbf{t}_i^T(\mathbf{p}) \mathbf{u}(t,\mathbf{p}) - Q^D \rangle dt = 0, \quad i = 1,2,\ldots,m. \end{aligned}\right\} \tag{3.21}$$

Analýza citlivosti představuje výpočet linearizovaných přírůstků cílové funkce a aktivizovaných omezení v bodě $\bar{\mathbf{p}}$ rozšířeného parametrického prostoru. Linearizované přírůstky integrálních omezení (3.21) jsou dány výrazy

$$\left.\begin{aligned} \delta h_0 &= \frac{\partial h_0}{\partial \bar{\mathbf{p}}^T} \delta \bar{\mathbf{p}} = \frac{\partial h_0}{\partial \mathbf{p}^T} \delta \mathbf{p} + \frac{\partial h_0}{\partial p} \delta p \\ \delta h_i &= \frac{\partial h_i}{\partial \mathbf{p}} \delta \mathbf{p} \end{aligned}\right\} \tag{3.22}$$

Přírůstky cílové funkce (3.19) a omezení (3.20) jsou

$$\delta \bar{\psi}_0 = \delta p, \quad \delta g_j = -\delta p_j, \quad \delta g_{j+s} = \delta p_j, \quad j = 1,2,\ldots,s. \tag{3.23}$$

Vektory citlivosti v (3.22) dostaneme parciální derivací integrálních omezení (3.21) vzhledem k $\mathbf{p}$. S přihlédnutím k definičnímu vztahu funkcí (viz (3.18)) prvky vektorů $\frac{\partial h_0}{\partial \mathbf{p}}$ a $\frac{\partial h_i}{\partial \mathbf{p}}$ jsou

$$\frac{\partial h_0}{\partial p_j} = \int_0^T \operatorname{sgn}(\langle \mathbf{t}_0^T \mathbf{u} - p \rangle) \cdot \mathbf{t}_0^T \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}$$

a

$$\frac{\partial h_i}{\partial p_j} = \int_0^T \operatorname{sgn}(\langle \psi_i \rangle)\left(\mathbf{t}_i^T \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j} + \mathbf{u}^T \frac{\partial \mathbf{t}_i}{\partial p_j}\right) dt. \tag{3.24}$$

Vektory $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}(t,\mathbf{p})$ vyjadřují citlivostní popis mechanické soustavy v časové oblasti. Pro jejich výpočet derivujeme (2.9) podle parametru p_j

$$\mathbf{N} \frac{\partial \dot{\mathbf{u}}}{\partial p_j} + \mathbf{P} \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j} = -\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial p_j} \dot{\mathbf{u}} - \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial p_j} \mathbf{u} \quad . \tag{3.25}$$

Řešením (3.25) při počátečních podmínkách $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}(0,\mathbf{p})$ dostaneme hledané vektory citlivosti dynamického stavu, figurující v (3.24). V souladu s předpokládanou počáteční podmínkou $\mathbf{u}(0,\mathbf{p}) = 0$ je i $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}(0,\mathbf{p}) = 0$ a řešení (3.25) má tvar analogický k (2.13), tj.

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}(t,\mathbf{p}) = -\sum_{\nu=1}^{2m} \mathbf{u}_\nu \int_0^t \mathbf{w}_\nu^T \left(\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial p_j} \dot{\mathbf{u}} + \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial p_j} \mathbf{u}\right) e^{\lambda_\nu (t-\tau)} d\tau \, . \tag{3.26}$$

Ze vztahů (3.24) až (3.26) vidíme složitost analýzy citlivosti integrálních omezení (3.21). Nejdříve je nutné nalézt jmenovité řešení $\mathbf{u}(t,\mathbf{p})$ soustavy (2.9), pak určit $\dot{\mathbf{u}}(t,\mathbf{p}) = \boldsymbol{\varphi}(t) - \mathbf{A}(\mathbf{p})\mathbf{u}(t,\mathbf{p})$ řešením citlivostního popisu (3.25) vypočítat časové závislosti $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial p_j}(t,\mathbf{p})$ a dosazením do (3.24) dostaneme prvky vektorů citlivosti v (3.22) pro výpočet linearizovaných přírůstků aktivizovaných omezení. Citlivost $\frac{\partial h_0}{\partial p}$ je dána výrazem

$$\frac{\partial h_0}{\partial p} = -\int_0^T \operatorname{sgn}(\langle \mathbf{t}_0^T \mathbf{u}(t,\mathbf{p}) - p \rangle) \cdot dt \, . \tag{3.27}$$

Pokud místo cílové funkce ve tvaru (3.15) ji formulujeme v integrální formě

$$\psi_0(\mathbf{p}) = \int_0^T f_0\left[\mathbf{t}_0^T \mathbf{u}(t,\mathbf{p})\right] dt \, , \tag{3.15a}$$

není třeba zavádět fiktivní parametr p a rozšířený vektor konstrukčních parametrů $\bar{p}$. Vedle linearizovaných přírůstků všech aktivizovaných omezení musíme nyní vypočítat i linearizovaný přírůstek cílové funkce

$$\delta\psi_0 = \frac{\partial\psi_0}{\partial p^T}\,\delta p = \left(\int_0^T \frac{\partial f_0}{\partial u^T}\,\frac{\partial u}{\partial p^T}\,dt\right)\delta p \;. \tag{3.28}$$

Tak např. vyjadřuje-li cílová funkce střední kvadratickou hodnotu, je $f_0 = \left[t_0^T u(t,p)\right]^2$ a vektor citlivosti cílové funkce je

$$\frac{\partial\psi_0}{\partial p} = 2\int_0^T t_0^T u \,.\, t_0^T\,\frac{\partial u}{\partial p}\,dt \,.$$

Poznamenejme, že znalost linearizovaných přírůstků je důležitá nejen jako vstup do iteračních metod minimalizace cílových funkcí s omezeními nebo pro výběr optimalizačních konstrukčních parametrů, ale též je důležitá v přímém procesu konstruování. Prvky vektorů citlivosti dávají dobrou představu o tom, jak reaguje mechanická soustava na změnu konstrukčních parametrů.

4. Poznámky k algoritmům minimalizace cílových funkcí s omezeními

Metody optimalizace pronikly za posledních 30-40 let do mnohých oblastí vědy, techniky a ekonomiky. Jednou z hlavních příčin je, že se podařilo vypracovat řadu efektivních algoritmů minimalizace cílových funkcí pro řešení na číslicových počítačích.

V současné době je známo mnoho algoritmů minimalizace cílové funkce s omezeními. Je to důsledek stavu, že není dosud známa obecně aplikovatelná metoda, a že dosud chybí i rigorózní prostředky k porovnání vhodnosti jednotlivých metod. Každý algoritmus řešení úlohy nelineárního programování definuje přechod od bodu $p^{(r)}$ v r-té iteraci k bodu $p^{(r+1)}$, přičemž bod $p^{(r+1)}$ je lepší aproximací hledaného relativního minima cílové funkce $\psi_0(p)$.

Bod $p^{(r+1)}$ se hledá na množině přípustných směrů s-rozměrného parametrického prostoru vycházejících z bodu $p^{(r)}$. Abychom o přípustnosti nějakého směru mohli rozhodnout, je nutné identifikovat tzv. aktivní omezení. Omezení $g_i(p) \leqq 0$ ve tvaru nerovnic jsou v bodě $p^{(r)}$ aktivní, pokud platí $g_i(p^{(r)}) \geqq -\varepsilon$, kde ε je malá nezáporná konstanta. Přípustným směrem s v bodě $p^{(r)}$ pak rozumíme takový vektor $s \in R^s$, pro který platí

$$s^T grad\, g_i(p^{(r)}) \leqq 0\,,\; i \in I\,;\quad s^T grad\, h_i(p^{(r)}) = 0\,,\; i = 1,2,\dots,m\,,$$

kde I je množina všech aktivních omezení ve tvaru nerovnic a m je počet všech omezení ve tvaru rovnic. Aby bod $p^{(r+1)}$ byl lepší aproximací hledaného řešení než $p^{(r)}$ požadujeme, aby směr hledání s byl současně přípustným a tzv. spádovým směrem cílové funkce v bodě $p^{(r)}$, pro který platí

$$s^T grad\, \psi_0(p^{(r)}) < 0 \,.$$

Pak totiž existuje také nezáporné η , že $\psi_0(p^{(r)} + \eta . s) < \psi_0(p^{(r)})$. Množiny přípustných a spádových směrů hrají významnou roli při formulování podmínek optimality i pro zastavování iteračních procesů hledání relativního minima cílové funkce. Je-li totiž průnik obou množin v bodě $p^{(r)}$ prázdnou množinou, neexistuje směr, který by byl současně spádový i přípustný a bod $p^{(r)}$ je relativním minimem cílové funkce.

Algoritmy se v zásadě dělí podle toho, jaký řád derivací cílové funkce a omezení vzhledem k parametrům p_j využívají. Zdá se, že nejširšího uplatnění v úlohách optimalizace parametrů mechanických soustav z hlediska dynamiky získají metody "nultého" řádu (tzv. komparační) a metody "prvního" řádu (tzv. gradientní).

U komparačních metod (např. metod bariérových a penaltových funkcí) se původní optimalizační úloha s omezeními $g_i(p) \leqq 0$ a $h_i(p) = 0$ převádí na posloupnost úloh minimalizace tzv. modifikovaných cílových funkcí bez omezení. Místo cílové funkce $\psi_0(p)$ se postupně (pro k = 1,2,....) minimalizují modifikované cílové funkce, např. ve tvaru

$$\psi_0^{(k)}(p) = \psi_0(p) + B^{(k)}[g_i(p)] + P^{(k)}[h_i(p)] \,. \qquad (4.1)$$

Bariérová funkce $B[g_i(p)]$ se volí tak, aby při přibližování se vektoru p k hranici přípustné oblasti vymezené omezeními $g_i(p) \leq 0$ hodnota bariérové funkce prudce narůstala a naopak ve vnitřním bodě přípustné oblasti její hodnota ve srovnání s cílovou funkcí byla velmi malá. Penaltová funkce $P[h_i(p)]$ musí mít tu vlastnost, že nabývá velkých hodnot v nepřípustných bodech a je nulová v přípustných bodech. Pro ilustraci uveďme vhodný tvar modifikované cílové funkce

$$\psi_0^{(K)}(p) = \psi_0(p) + \sum_i \mu_i^{(K)} \frac{-1}{g_i(p)} + \sum_i \nu_i^{(K)}(h_i(p))^2 \,,$$

přičemž

$$\lim_{k\to\infty} \mu^{(K)} = 0 \,, \quad \lim_{k\to\infty} \nu_i^{(K)} = \infty \,.$$

Výhodou komparačních metod je jejich aplikabilita na co nejširší okruh optimalizačních úloh. Nevýhodou je však pomalá konvergence v bodech vzdálených od optimálního řešení a tudíž velký počet výpočtů funkčních hodnot cílové funkce. Ten prudce narůstá s počtem optimalizovaných parametrů.

U gradientních metod (např. projekce gradientu) vektor přechodu δp z bodu $p^{(r)}$ do bodu $p^{(r+1)}$ se počítá jako úloha minimalizace linearizovaného přírůstku $\delta\psi_0 = \frac{\partial \psi_0}{\partial p^T}\delta p$ (u úloh mini-maxu $\delta\overline{\psi}_0$) cílové funkce při splnění omezení kladených na linearizované přírůstky všech rovnostních omezení,

$$\delta h_i = \frac{\partial h_i}{\partial p^T}\delta p = -h_i(p^{(r)}) \,, \quad i = (0), 1, 2, \ldots, m$$

na linearizované přírůstky všech aktivních omezení typu nerovnic

$$\delta g_i = \frac{\partial g_i}{\partial p^T}\delta p \leq -g_i(p^{(r)}) \,, \quad i \in I$$

a na podmínku malého kroku

$$\delta p^T G \, \delta p - \xi^2 \leq 0 \,,$$

kde ξ je malá konstanta. Využívá se přitom Kuhn-Tuckerových nutných podmínek optimality. Linearizované přírůstky δh_i a δg_i v každém iteračním kroku se vyjádří na základě analýzy citlivosti. Algoritmus zpravidla dobře konverguje v bodech vzdálených od optimálního řešení a naopak pomalu konverguje v jeho blízkosti. Metodu projekce gradientu považujeme za perspektivní zejména pro optimalizační úlohy s větším počtem optimalizovaných konstrukčních parametrů a s časově proměnnými cílovými funkcemi a omezeními.

Popis algoritmů minimalizace cílových funkcí s omezeními značně přesahuje rámec příspěvku a odkazujeme proto např. na literaturu [2÷7] včetně v ní uvedených dalších odkazů. Připomeňme též existenci souborů programů OPTIVAR v ÚMMS SAV v Bratislavě a v ZVVP SAV a ZŤS v Martině a COOPT ve Středisku výpočetní techniky ČSAV v Praze pro minimalizaci cílových funkcí s omezeními. Na pracovišti autora příspěvku byla vyřešena řada optimalizačních úloh, z nichž uvádíme:

- ladění torzních nebo podélně kmitajících konzervativních [8] i nekonzervativních [1] diskrétních soustav
- ladění konzervativních jednostupňových a dvoustupňových převodových ústrojí s ozubenými koly [8]
- optimalizace parametrů jednostupňových a dvoustupňových převodových ústrojí s ozubenými koly za předpokladu buzení úchylkami zubů a proporcionálního tlumení [8]
- optimalizace parametrů torzních nebo podélně kmitajících tlumených diskrétních soustav ve tvaru řetězce se stacionárním i kvazistacionárním polyharmonickým buzením [9]
- optimalizace parametrů torzních tlumených soustav ve tvaru řetězce s vřazeným Hookeovým kloubem nebo s Cardanovým mechanismem z hlediska parametrické stability [9]
- optimalizace parametrů torzních tlumených soustav ve tvaru řetězce s vřazeným Hookeovým kloubem nebo s Car-

danovým mechanismem z hlediska potlačení ustálené dynamické odezvy, vyvolané klouby [9].

5. Závěr

V příspěvku je naznačena metodika optimálního návrhu parametrů mechanických soustav z hlediska dynamiky. Metodika vychází z lineárního matematického modelu optimalizované mechanické soustavy v maticovém tvaru, z modálních metod analýzy, z citlivostní analýzy a z metod nelineárního programování při využití počítačů. Matice hmotnosti, tlumení a tuhosti jsou vyjádřeny v závislosti na konstrukčních parametrech. Tyto závislosti se v průběhu řešení nemění, což umožňuje přímo vypočítat vybrané konstrukční parametry tak, aby byly v přípustné oblasti optimalizovány vzhledem k cílovému stavu. Hlavním přínosem pro praxi je, že řešení probíhá v rámci uzavřeného cyklu, který vychází a končí u výkresové dokumentace. Předpokládá to ovšem úzkou součinnost projektanta se specialistou-dynamikem při sestavování dynamického modelu, formulaci cílového stavu a výběru konstrukčních parametrů z hlediska možnosti rekonstrukce původního návrhu a součinnost specialisty-dynamika s numerickým matematikem a programátorem při numerické realizaci minimalizace cílové funkce s omezeními na počítači.

Zásadní význam v optimálním návrhu parametrů má formulace optimalizační úlohy, tj. definování cílové funkce včetně váhových koeficientů, formulace omezujících podmínek a výběr optimalizovaných konstrukčních parametrů na základě analýzy citlivosti. Formulaci optimalizační úlohy nelze zalgoritmizovat a právě v ní lze spatřovat obtížnost celého řešení v porovnání s klasickou dynamickou analýzou.

Naznačená metodika znamená počátek kvalitativně nového postupu při navrhování strojů a konstrukcí, který by měl být prohlubován a zaváděn do předvýrobních etap praxe. Z tohoto pohledu je pozitivní rozšíření základního výzkumu v 8. PLP v dané oblasti při úzké spolupráci s aplikační a realizační výrobní sférou.

Literatura:

[1] Zeman,V.: Ladění a optimalizace parametrů kmitavých strojních konstrukcí. Doktorská disertace, VŠSE Plzeň, 1984.

[2] Hang,J.E.- Arora,J.S.: Applied Optimal Dessign. John Wiley and Sons, 1979.

[3] Himmelblau,D.M.: Applied Nonlinear Programming. Mc Graw Hill, 1972.

[4] Kamajev,V.A.: Metody nělinejnovo programmirovanija v transportnom mašinostrojeniji. Volgigradskij politěchničeskij institut, 1984.

[5] Míka,S.: Úvod do optimalizace. Škoda, k.p. Plzeň, 1985.

[6] Polak,E.: Computational method in optimization. New York 1971 (ruský překlad Moskva 1974).

[7] Bejko, I.V. - Bublik, B.N. - Ziňko,P.N.: Metody a algoritmy rešenija zadač optimalizaciji, Kijev, 1983.

[8] Zeman,V.-Hlaváč,Z.: Ladění a optimalizace parametrů převodových ústrojí. Výzkumná zpráva č. 102-01-84, VŠSE Plzeň, 1984.

[9] Zeman,V.-Hlaváč,Z.: Optimalizace parametrů torzních soustav. Výzkumná zpráva č. 102-01-85, VŠSE Plzeň, 1985.

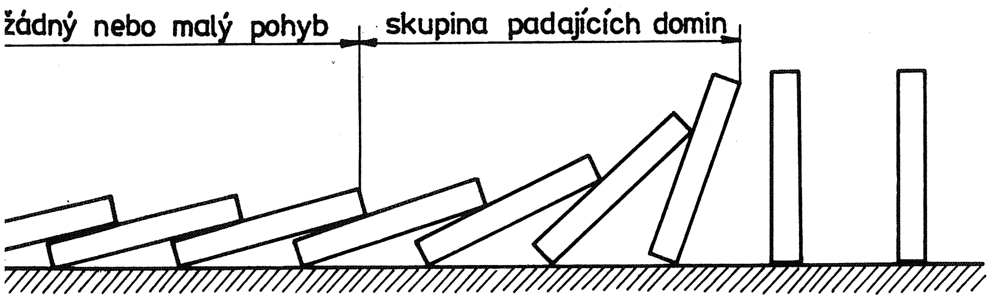
HLUBOKÉ ZAMYŠLENÍ NAD DOMINOVÝMI KOSTKAMI, KTERAK PADAJÍ V ŘADĚ ANEBO TVOŘÍ PŘEVIS NA HRANĚ STOLU

Jearl Walker

Podnětem k následujícím úvahám byl pozoruhodný nápad L. A. Whiteheada. Sestavil řadu padajících dominových kostek nikoliv stejně velkých, ale každá následující kostka měla rozměry přibližně jedenapůlkrát větší než předchozí. Ťuknutí do nejmenšího domina v řadě třinácti kostek mělo vzápětí za následek pád posledního, které bylo 64krát větší. Kdyby Whitehead dokázal domina zvětšovat ve stejném poměru dále, třicáté druhé by mělo velikost nějvětších mrakodrapů světa.

První pokusy se týkaly řady padesáti kostek obyčejného domina. Při vzdálenosti kostek rovné jejich šířce trvala celá řetězová reakce asi dvě sekundy. Při poloviční vzdálenosti kostek byla i doba procesu poloviční. Rozdíl bylo dobře slyšet, právě tak jako změnu intervalu mezi dvěma nárazy poté, co reakce proběhne prvními pěti či šesti kostkami.

Celý jev lze dobře zachytit například stroboskopickou fotografií. O první domino z těch, které jsou již v pohybu, se opírají další. D. E. Shaw teoreticky odvodil, že v libovolném okamžiku je v pohybu současně pět až šest kostek (obr. 1).



Obr. 1

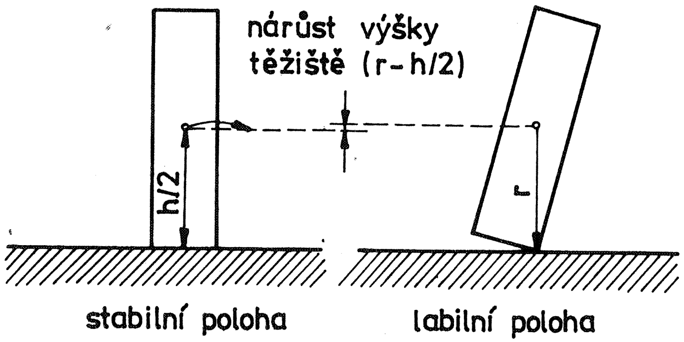
Za pozornost stojí také chování řady domin na hladké nakloněné rampě, ovšem tak malého stoupání, aby bylo možné kostky postavit. Při pohybu vzhůru musí být domina od sebe dále, než na vodorovné podložce. Naopak směrem dolů probíhá reakce mnohem rychleji a prakticky s libovolnou vzdáleností kostek menší než jejich výška. Domina jsou ochotna padat i v řadě postavené do nepříliš prudkého schodiště, jev však probíhá velmi pomalu. Padající řetěz lze samozřejmě také rozdvojit nebo zatočit.

K úvahám nad mechanikou kácejícího se domina vezměme běžnou kostku výšky h. Na čem závisí její stabilita? Proč se tlustší domino kácí hůře? Proč nejde vytvořit padající řetěz z řady krychlí, třeba kostek dětské stavebnice?

Výslednice tíhových sil působí v těžišti kostky. Domino je stabilní, pokud tato výslednice prochází základnou, na níž kostka stojí. Prochází-li výslednice hranou základny, je kostka v poloze vratké, sebemenší síla, která ji vychýlí ještě více, způsobí její pád. Skácet domino tedy znamená udělit mu takový impuls, který ho přenese přes vratkou polohu. (Všechny úvahy se přitom opírají o předpoklad, že tření mezi stolem a kostkami je dostatečné. Jak by asi vypadala řada domin na stole bez tření?)

Domino v pohybu má dvě formy mechanické energie. Kinetická je dána rychlostí pohybu, polohová hmotností, gravitačním zrychlením a výškou těžiště nad stolem. Náraz dodá kostce kinetickou energii, která se mění v polohovou, jak se těžiště kostky při pohybu zvedá. Minimální množství energie pro to, aby kostka právě přešla přes vratkou polohu, je rovno $m.g.(r-h/2)$. Dodáme-li energie méně, kostka se jen zakymácí, dodáme-li jí více, skácí se (obr. 2).

Jak se chová dvojice kostek, kdy jedna padá na druhou? Udělíme-li prvnímu dominu impuls dostatečně silný, druhé spadne vždy, pokud jejich počáteční vzdálenost je menší než výška domina. Když však první kostka je vněj-



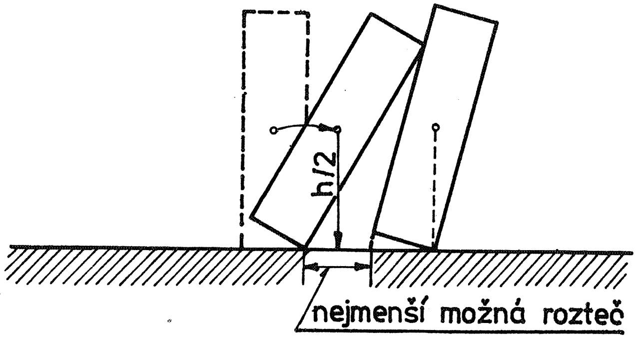
Obr. 2

ším impulsem právě jen přenesena přes vratkou polohu, skácí se druhá jenom pokud jejich vzdálenost byla větší než určitá minimální hodnota.

K experimentování bylo použito domino dvojí velikosti: jednak 44 x 22 x 7 mm, jednak 139 x 70 x 19 mm. V obou sadách byl týž poměr výšky a tloušťky, který je zde rozhodující.

Pracovní plocha byla polepena jemným smirkovým papírem, k měření vzdáleností posloužilo pravítko. Při každém pokusu bylo domino uvolňováno z vratké polohy prakticky s nulovou kinetickou energií. Aby se domino z drobnější sady do vratké polohy vůbec mohlo dostat, musela být vzdálenost kostek alespoň 7 mm. Aby se po kolizi druhé domino skácelo, musely být kostky od sebe 12 mm daleko. Při vzdálenosti mezi 7 a 12 mm se první kostka pouze opřela o druhou a ta zůstala stát. Ve větší sadě bylo zapotřebí 19 mm pro dosažení vratké pozice a 23 mm pro skácení druhé kostky.

Minimální vzdálenost je dána energií. Druhé domino se skácí, dodáme-li mu energii alespoň na zdvižení těžiště do vratké polohy. Budeme-li předpokládat, že v ideálním případě se předá veškerá energie druhému dominu, musí těžiště první kostky poklesnout z vratké polohy právě o tolik, o kolik se musí zvednout těžiště druhé kostky, tedy o (r-h/2). Je-li vzdálenost kostek příliš malá, první domino se nemůže otočit dostatečně daleko, aby tato podmínka byla splněna (obr. 3).



Obr. 3

Při vzdálenosti menší, než je minimální, je potřeba dodat prvnímu dominu energii navíc, která se přenese nárazem na druhé domino a pomůže je přenést přes vratkou polohu.

Minimální vzdálenosti pro domina různých tvarů byly vypočteny za předpokladu ideálního přenosu kinetické energie mezi kostkami a dále toho, že opírající se kostka pomáhá přenést další přes vratkou polohu.

Výpočty daly 7 mm pro drobnou a 19 mm pro velkou sadu. To je podstatně méně než výsledky experimentu, 12 a 23 mm, hlavně proto, že výpočet předpokládal přenos energie beze ztrát. Ve skutečnosti se energie rozptyluje na rozkmitání kostek a tření mezi plochami. Po namazání styčných ploch se výsledky experimentu změnily jen málo, ztráty kmitáním jsou tedy významnější než ztráty třením.

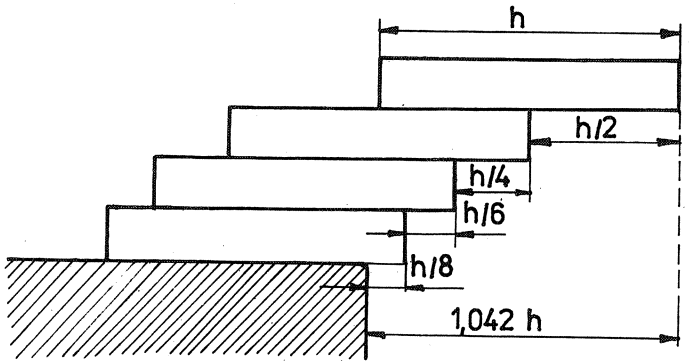
Několik malých kostek bylo slepeno tak, aby vzniklo domino dvojnásobné a trojnásobné tloušťky. Dvojnásobně silné domino vyžadovalo minimální vzdálenost 22 mm (podle výpočtu 15 mm). Trojnásobně tlusté domino už nedokázalo porazit následující, obě kostky zůstaly vlivem tření v nakloněné poloze.

Výpočet ukázal, že s rostoucí tloušťkou domina roste i minimální vzdálenost. Jak se tato minimální vzdálenost přibližuje výšce kostky, zhoršuje se účinnost přenosu energie a řetězová reakce nakonec nemůže vůbec nastat.

Vraťme se ještě k Whiteheadově fantastické ukázce domina s většími a většími kostkami. Třinácté domino je nejen 64krát vyšší, ale také 262 144krát těžší než první. Jejich polohová energie je v poměru 1 : 17 miliónů. První domino se přivede k pádu dodáním 0,024 μJ energie. Kinetická energie posledního domina při dopadu je dvoumiliardkrát větší. Vzdálenost kostek byla rovna přibližně jejich šířce.

Mohla by řetězová reakce probíhat u řady kostek, zvětšujících se v poměru větším než 1,5? Za předpokladu ideálního přenosu energie vychází jako horní mez poměr 2,5 pro kostky běžného tvaru. Větší poměr by byl možný pro štíhlejší kostky. Zde je ještě volné pole k experimentování.

A teď jiný problém: domina naskládaná naplocho, kolmo na hranu stolu tak, aby přesáhla okraj, jak jen to je ještě možné bez zřícení celé stavby (obr. 4).



Obr. 4

Jak musí být položena, aby vrchní kostka dosáhla největšího možného vyložení? Jaký nejmenší počet je zapotřebí, má-li vrchní domino ležet zcela mimo půdorys stolu? Může sloupec přesáhnout hranu stolu o libovolnou vzdálenost?

Tento problém předložený v roce 1955 P. B. Johnsonem, vyřešil jednoduše L. Eisner a také řešení ihned použil. Společně s dalším studentem jednoho večera vytvořili v univerzitní knihovně stoh přesahujících svazků Physical Review, aby tímto převisem překvapili knihovníka. (Byli nejspíš ještě příliš mladí, aby věděli, že s knihovními svazky se neprovádějí žertíky, budete-li od knihovníka ještě někdy něco potřebovat či se chcete vyhnout určitým potížím ve škole).

První domino na hraně je stabilní, pokud poloha jeho těžiště hranu nepřesáhne. Posuďme nyní druhou kostku. Její vnější hrana podpírá horní domino jako předtím hrana stolu: společné těžiště tohoto páru ležící uprostřed mezi těžišti obou kostek musí pro udržení stability opět zůstat alespoň těsně nad hranou stolu. Není zapotřebí složitých výpočtů. Umístíme-li třetí domino pod tato dvě, opět společné těžiště všech tří kostek nesmí přesáhnout hranu stolu. Ve stohu n domin tedy vzdálenost hrany stolu a vnější hrany svrchního domina je dána výrazem $(h/2).(1 + 1/2 + 1/3 + \dots + 1/n)$. Výraz v závorce je harmonická řada.

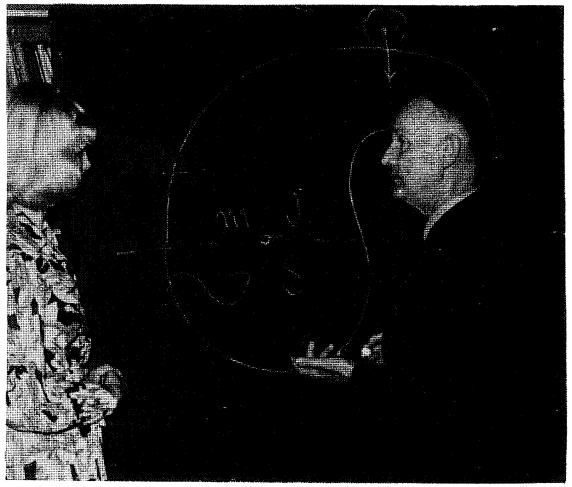
Aby byl převis větší než délka kostky, je zapotřebí minimálně čtyř kostek. Převis dvojnásobný může být vytvořen z 31 kostek. Jejich počet pak prudce roste. Převis velikosti pětinásobku h už vyžaduje 12 367 kostek a převis délky padesáti kostek se vytvoří stohem $1{,}5 \times 10^{44}$ domin.

Jak je vidět, i klasická mechanika má ještě množství bílých míst a dostatek prostoru pro fantazii a vědecký výzkum.

Přeložil a upravil
Ing. K. Loucký
Ústav termomechaniky ČSAV

KRONIKA

K PĚTASEDMDESÁTINÁM Prof.Ing.Dr.techn. MIROSLAVA ŠEJVLA,DrSc.



Jistě budou s námi souhlasit nejen všichni přátelé a známí prof.Miroslava Šejvla, ale také všichni ti, kteří s ním jakkoli přicházejí do styku, že je překvapuje, když se dovídají, že tento činný člověk s příkladnou duševní a tělesnou svěžestí se letos dožívá pětasedmdesáti let. Narodil se 16.března 1911 v Jablonném nad Orlicí, kde také chodil do obecné školy. Pak studoval na reálce v České Třebové a studia dokončil maturitou na reálce v Šumperku v roce 1930. Od podzimu roku 1930 byl zapsán na Vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství ČVUT v Praze, kde v roce 1935 vykonal II. státní zkoušku. Po předložení disertační práce "Čelní ozubená kola" byl po předepsaných zkouškách u komise složené z prof.Šrejtra, Budínského a Balcara v roce 1949 promován na doktora technických věd. V roce 1969 předložil doktorskou disertaci Allgemeine kinematische Theoreme für das Fräsen von Hypoidgetrieben, která byla publikována v Acta Technica ČSAV a byla oponována doc.Brátem a prof.Kováčem, Pírkem a Waltrem (NDR). Po její úspěšné obhajobě byl mu udělen titul doktora věd (DrSc).

Po vojenské prezenční službě (1936-1938) byl v létech 1939 až 1946 zaměstnán jako konstruktér a výpočtář v automobilce Praga v Praze. Od 1. dubna 1946 působil až do svého odchodu do "aktivního důchodu" v roce 1977 jako vysokoškolský učitel: do 30.dubna 1951 byl asistentem Ústavu technické mechaniky, 1.května 1951 je jmenován docentem a 1. dubna 1956 profesorem technické mechaniky. Od 1.října 1950 až do roku 1977 vyučoval na Strojní fakultě Vysoké školy strojní a elektrotechnické v Plzni, pak ještě přednášel mechaniku v dálkovém studiu na Strojní fakultě Vysoké školy báňské v Ostravě.

Hlavní pracovní zaměření prof. Šejvla je v technické mechanice, tj. statice, kinematice a dynamice s jejich aplikacemi. Teorie výpočtu a výroby ozubených kol je založena na aplikaci kinematiky a geometrie, jak také tuto aplikaci mechaniky vždy prof. Šejvl prosazoval do výuky. Proto si také velmi váží praxe, kterou získal v automobilce Praga a kterou považuje za potřebnou pro učitele na vysoké škole technické.

Za své dosavadní činnosti napsal prof. Šejvl půl stovky vědeckých odborných článků. Je autorem knihy "Teorie a výpočty ozubených kol", Praha, SNTL 1957, ve které zdařile spojil teorii s praktickými výpočty. Do 2.dílu učebnice prof. Bolka "Části strojů", Praha, ČSAV 1963 napsal kapitoly týkající se ozubených kol čelních, spirálních kuželových, hypoidních, šroubových a šnekových soukolích.

Na vysoké škole přednášel prof. Šejvl statiku, kinematiku, dynamiku, technickou mechaniku, převodová ústrojí automobilů, mechaniku jeřábových konstrukcí a mechaniku obráběcích strojů. Příprava těchto přednášek vyžadovala studium vývoje daných oborů a pečlivý výběr látky tak, aby posluchači viděli užitečnost a význam mechaniky. Proto se tyto jeho přednášky staly také dobrým podkladem výpočtových částí jejich diplomových prací. Učitelský projev prof. Šejvla byl vždy živý a názorný, přičemž upoutával studenty právě svými bohatými zkušenostmi z praxe. Proto také získal v anketě roku 1967 cenu Zlatý šroubek nejoblíbenějšího učitele VŠSE v Plzni.

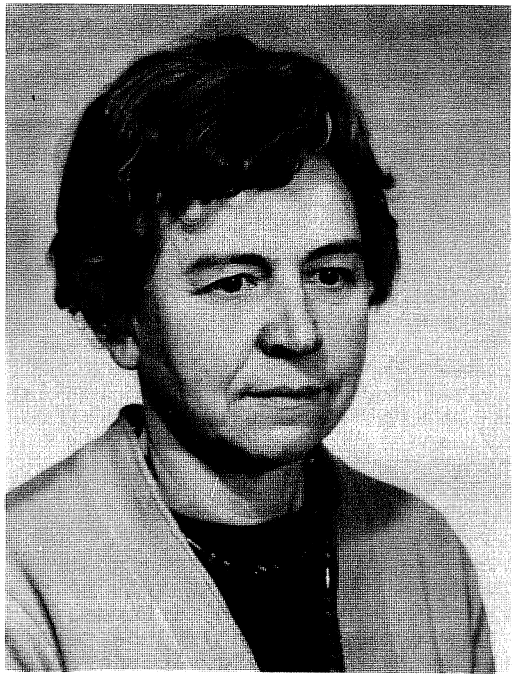
Prof. Šejvl svou celou životní prací dokazuje, že všechny stroje, bagry, automaty, běžící pásy, stavební konstrukce atd. jsou hmotou realizované geometrické útvary a že základem všech konstrukcí, výpočtů jejich tvarů, deformací a sil je geometrie. Proto si vždycky přál, aby výuce této základní matematické disciplíny byla i nadále věnována taková pozornost, jaká jí skutečně právem náleží.

Přejeme prof. Šejvlovi dobrého zdraví a spokojenosti, aby jeho dosavadní svěžest mu zůstala zachována do dalších let.

Doc.RNDr. Karel Drábek, CSc.

Prof.RNDr. Jozef Kováč, DrSc.

ŽIVOTNÍ JUBILEUM ING. MARIE KLEČKOVÉ, CSc.



V tomto roce se dožívá v plné svěžesti sedmdesáti let naše přední pracovnice v oboru analytických výpočtových metod pružnosti a zejména termoelasticity, Ing. Marie Klečková, CSc. Narodila se v Praze jako druhé z pěti dětí prostého úředníka. Maturovala v roce 1935 na reálném gymnáziu v Praze, o dvě léta později složila jako jedna z prvých žen I. státní zkoušku na fakultě strojního inženýrství ČVUT v Praze, po 17. listopadu 1939 byla nucena studium těsně před ukončením přerušit. Po počátečních potížích, spojených se zákazem zaměstnávat bývalé vysokoškoláky, nastoupila jako korektorka v tiskárně Impressa v Praze. V létech 1940-45 byla zaměstnána u firmy Letov (později Junkers), nejprve v konstrukci, pak v oddělení pevnostních výpočtů. To podstatně ovlivnilo celé její další základní zaměření.

Po skončení války se vrátila ke studiu a ještě v roce 1945 je zakončila II. státní zkouškou. V létech 1945-47 učila na průmyslové škole ve Zlíně (pozdějším Gottwaldově), odkud se v roce 1948 vrátila do Prahy, kde nastoupila jako odborná asistentka do Ústavu pružnosti a pevnosti strojní fakulty ČVUT, vedeného prof. Ing. Ferdinandem Budínským. Zde přednášela pružnost jednak v základním studiu, jednak ve specializaci Parní turbíny. Od r. 1953 až do svého odchodu do důchodu v r. 1976 pracovala v nynějším Státním výzkumném ústavu pro stavbu strojů v Praze 9 - Běchovicích (který ovšem v době jejího nástupu nesl název Výzkumný ústav tepelné techniky). Pro jeden z prvých úkolů, jímž zde byla pověřena, byla zvlášť kvalifikována díky své dřívější spolupráci s prof. Budínským: zpracovala totiž přehledně celý tehdejší rozsah tzv. tvarové pevnosti do tří, ve své době nejžádanějších, zpráv ústavu. O tomto tématu také - - v tehdejší době chudé na odborné semináře a konference - - přednášela na týdenním internátním školení, pořádaném pro technické kádry plzeňské Škodovky. K pedagogické práci se ještě vrátila v létech 1967-9, kdy přednášela plasticitu

na fakultě jaderné a fyzikálně inženýrské ČVUT.

V roce 1963 obhájila kandidátskou dizertační práci v Ústavu teoretické a aplikované mechaniky ČSAV v Praze, v r. 1968 pak habilitační práci na pražském ČVUT. Obě tyto práce, stejně jako většina publikací jubilantky asi do r. 1957, jsou věnovány teoretickým metodám výpočtu (časově) nestacionárních polí teplot a napětí ve strojních částech těmto účinkům vystaveným, jako potrubí, tlakové nádoby, armatury atd. Požadavky na řešení těchto úkolů vycházely vesměs z naléhavých potřeb průmyslu, zejména energetiky a těžké chemie, vyplývajících jak z růstu parametrů strojů, tak z náročnějších provozních režimů. Díky tomu měly práce Ing. Klečkové vždy okamžité uplatnění a odezvu v praxi. Tomu napomáhalo i to, že výsledky řešení byly vždy zpracovány do názorných pracovních diagramů, umožňujících rychlou orientaci a kvalitativní i kvantitativní zhodnocení daného technického problému, včetně podrobného posouzení vlivu jednotlivých faktorů na teplotní namáhání. Přitom je třeba si uvědomit, že v době téměř před třiceti lety nebylo prakticky z čeho vyjít, i známá kniha akademika A.V. Lykova (1953) pojednávala jen o nestacionárních polích teplot, nikoliv napětí. Právě ve zpracování této nedotčené oblasti, výběru efektivních výpočtových metod, shrnutí výsledků do bezprostředně použitelných forem tkví hlavní přínos celoživotní práce Ing. Marie Klečkové, CSc. Své výsledky publikovala v odborných periodikách, především ve Strojníckém časopise ČSAV a SAV. Z těchto prací vyšla při psaní svého stěžejního díla "Nestacionární teplotní pole a napjatost ve strojních částech", vydaného SNTL v Teoretické knižnici inženýra v r. 1979.

Zásluhy jubilantky nezmenšuje ani to, že s rozvojem počítačové techniky se dnes orientace termoelastických výpočtů přesunula na univerzálněji použitelné numerické metody, neboť při ladění programů i při testovacích výpočtech je vždy užitečná možnost porovnání výsledků s hodnotami, získanými nezávislou cestou.

Přátelé a spolupracovníci si cení - kromě výsledků - i jejího životního rozhledu, upřímné povahy a ochoty poskytnout každému v případě potřeby radu i pomoc.

K významnému životnímu jubileu přejeme Ing. Marii Klečkové, CSc. jménem všech členů Společnosti mnoho dalších úspěchů v její práci, pevné zdraví a osobní pohodu.

Předsednictvo Čs. společnosti
pro mechaniku při ČSAV

OSMDESÁTPĚT LET Prof. Ing. Dr. FRANTIŠKA FALTUSE, DrSc.

ČLENA KORESPONDENTA ČSAV

Dne 5. ledna 1986 se dožil 85 let jeden z nejvýznamnějších odborníků v oboru kovových konstrukcí v ČSSR i v zahraničí, Prof. Ing. Dr. František Faltus, DrSc., člen korespondent ČSAV, laureát Státní ceny Klementa Gottwalda, čestný doktor Technické university v Drážďanech, čestný člen Mezinárodního sdružení pro mosty a konstrukce IABSE-AIPC-IVBH v Curychu, atd.
Přejeme co nejsrdečněji našemu jubilantovi ještě mnoho dalších let v dobré duševní i tělesné svěžesti, další vědecké i odborné úspěchy a především ničím nekalenou pohodu jak v rodinném kruhu, tak mezi svými spolupracovníky a žáky.

Prof.Ing. Antonín Schindler,DrSc.

Podrobný článek k osmdesátinám Prof. Faltuse byl uveden v Bulletinu 1/81.

INFORMACE

Druhé číslo ročníku 1984 Revue Francaise de Mécanique přináší m.j. článek "Vliv variace dimensí strukturního prvku automobilu" autora R. Le Salvera (str. 93-103), který sleduje důsledky konstrukčních změn, např. výztužných prvků, na dynamickém chování osobního vozu. Obvykle k tomu dochází během konstrukčních a vývojových fází nového návrhu za účelem dosažení optimálních vztahů mezi cenou, vahou a vlastnostmi vozu. Proto je užitečná znalost relativního vlivu rozměrových variací každého prvku proti původnímu návrhu na statické, dynamické a akustické chování celé konstrukce. Práce ukazuje postup vedoucí k takové znalosti, prakticky získané užitím minipočítače a umožňující výpočet výsledných variant v důsledku modifikací provedených při výpočtu nebo na základě zkoušek.