MODELOVÉ MĚŘENÍ STOJANU DVACETIVÁLCOVÉ STOLICE

Ing. Milan HUDEČEK

o.p. ŠKODA Plzeň

Souhrn

Příspěvek se zabývá řešením napjatosti stojanu a tuhosti dvacetiválcové stolice pomocí modelového měření. Pro tenzometrické měření je použit unikátní prostorový model odlitý z epoxidové pryskyřice. Pozornost je věnována metodice tenzometrického měření a způsobu zpracování naměřených hodnot. Příspěvek uvádí některé výsledky tenzometrického měření napětí modelu stojanu a naměřenou tuhost modelu stolice. Výsledky experimentu jsou porovnány s výsledky výpočtu náhradní prostorové prutové konstrukce souborem programů standartního software počítače ICL 1905.

Použitá označení

C_D	/kN/mm/	tuhost díla
C_M	/N/mm/	tuhost modelu
E_D	/MPa/	modul pružnosti materiálu díla
E_M	/MPa/	modul pružnosti materiálu modelu
h	/mm/	mezera mezi pracovními válci
Δ h	/mm/	změna mezery mezi prac. válci
P_D	/kN/	síla působící na díle
P_M	/N/	síla působící na modelu
S_L	/ 1 /	měřítko délek
S_P	/ 1 /	měřítko sil
u, v, w	/mm/	souřadnice lokálního souřadného systému
x, y, z	/mm/	souřadnice základního souřadného systému
δ	/ 1 /	přesnost
ε_D	/μm/m/	poměrná deformace na díle
ε_M	/μm/m/	poměrná deformace na modelech
σ_D	/MPa/	napětí na díle
σ_M	/MPa/	napětí na modelu
σ_X	/MPa/	napětí ve směru osy x
σ_Y	/MPa/	napětí ve směru osy y
σ_1	/MPa/	napětí na povrchu modelu, jehož směr leží v rovině symetrie kolmé na pracovní válec
σ_2	/MPa/	napětí na povrchu modelu, jehož směr je rovnoběžný s osou pracovních válců

1.0. Úvod

Tvar stojanu dvacetiválcové stolice je přímo determinován jeho funkcí a rozhodujícím způsobem ovlivňuje vlastnosti i váhu celé stolice.

Běžné způsoby vylehčování konstrukcí pomocí využití technologických vlastností materiálů, využití lepších mechanických vlastností materiálů nebo připuštění větších dovolených namahání v souladu s přesnějším výpočtem nelze použít, protože návrh stojanu musí především respektovat požadavatek tuhosti.

Pro zadaný válcovací tlak a danou geometrii válců odpadne i další možnost snížení váhy a sice vhodnější rozložení zatěžujících sil.

Změnu tvaru, snížení váhy pro danou válcovací sílu a danou geometrii válců lze dosáhnout jen vhodnou volbou průřezů, t.j. dokonalým využitím materiálu. Úspěšné řešení této úlohy vyžaduje analytický přístup. Dokonalému využití materiálu musí předcházet přesná analyza napětí pomocí experimentu a výpočtu.

2.0. Experimentální analýza napětí stojanu dvacetiválcové stolice

Řešení napjatosti stojanu a tuhosti dvacetiválcové stolice pomocí experimentální analýzy bylo v tomto případě považováno za prostorovou úlohu pružnosti. Vzhledem k vybavení a specializaci našeho pracoviště, bylo pro řešení této úlohy vybráno tenzometrické měření prostorového modelu stojanu.

2.1. Model stojanu dvacetiválcové stolice

Při návrhu a výrobě modelu bylo využito zkušeností skupiny analýzy napětí závodu Výstavba jaderných elektráren s odléváním materiálu epoxi. Ve spolupráci s touto skupinou byl zvolen materiál a měřítko modelu stojanu dvacetiválcové stolice. Hrubý tvar modelu stojanu byl odlit z materiálu epoxi ChS13 (obr. 1). Přesto, že rozvoj makromolekulární chemie umožňuje odlévání poměrně velkých odlitků z materiálu epoxi, odlitek o rozměrech 510 x 500 x 500 mm a váhy cca 80 kg, byl v ČSSR odléván pravděpodobně poprvé. Vlastní model stojanu v měřítku 1:5 je vyroben běžným třískovým obráběním. Rozměry modelu jsou patrné z obr. 2.

I když je popisován model stojanu, je nutné si uvědomit, že jde o model válcovací stolice. Zatěžování modelu stojanu bylo proto uskutečněno přes systém válců, podobně jako na díle. Pracovní válce na modelu nahrazují modelové zatěžovací zařízení s "pracovními půlválci" z materiálu epoxi ChS13. Zatěžovací zařízení jsou v podstatě 2 ocelové desky, rozdělené na 6 sekcí a odtlačované šrouby. Toto rozdělení odpovídá počtu ložisek opěrné osy a umožňuje měnit

rozložení zatěžující síly po délce pracovních válců. V každé sekci jsou pomocí tenzometrů měřena ohybová napětí. Závislost mezi měřeným ohybovým napětím a zatěžující silou byla určena cejcejchováním na trhacím stroji ZD 90. Výsledná zatěžující síla v mezeře "pracovních půlválců" odpovídá součtu sil působících v jednotlivých sekcích. Zatěžovací zařízení je spolu s pyramidou válců ukázáno na obr. 3.

První a druhé opěrné válce splňují geometrickou podobnost a jsou vyrobeny rovněž z materiálu epoxi ChSl3. Opěrné osy jsou navrženy tak, aby ohybová tuhost opěrné osy modelu odpovídala ohybové tuhosti opěrné osy na díle. Použitý materiál je opět epoxi ChSl3. Provedení opěrné osy na modelu ukazuje obr. 4.

Průměry válců a rolen opěrné osy na modelu jsou vyznačeny v obr. 2 ve stejném obrázku je okótován i vývrt modelu stojanu.

2.2. Tenzometrické měření na modelu

Vyšetření napjatosti bylo provedeno pomocí elektrických odporových tenzometrů. Na model stojanu, vyrobeném v měřítku 1:5 z materiálu epoxi ChSl3, byly instalovány tenzometry M 120 a dvojice MU 120 fy Mikrotechna. Tenzometry byly lepeny tenzometrickým tmelem TM 3.

Na obr. 3 je celkový pohled na model dvacetiválcové stolice s instalovanými tenzometry a s elektrickou instalací. Uváděné výsledky měření jsou pro případ zatížení rovnoměrně rozděleného po délce

pracovních válců. Zatížení modelu, které musí odpovídat válcovacímu tlaku na díle P_D = 3500 kN, bylo voleno P_M = 4500 N. Měřítko sil je tedy S_p = 778. Model je vyroben v měřítku 1:5, t.zn. měřítko délek je S_L = 5. Materiál epoxi ChSl3 má hodnotu modulu pružnosti E = 3 . 10^3 MPa. Z podmínek podobnosti pro přepočet napětí platí tedy vztah $\sigma_D = 31{,}1\ \sigma_M$ a pro poměrné deformace $\sigma_D = 0{,}459 \cdot \sigma_M$.

Při měření bylo využito zkušeností dalších pracovišť podniku Škoda /7/. Popisovaná měření byla provedena měřící ústřednou Solartron. Metodika modelových měření byla přizpůsobena pro měření a vycházela ze závěrů /6/, /7/.

Při měření modelu pomocí měřící ústředny Solartron 1031 bylo zapojeno 50 tenzometrů. Tenzometry byly zapojeny do 1/2 mostu. Ke každému aktivnímu snímači byl přiřazen kompenzační snímač.

Měření se provádělo rychlostí 1 kanál/sec, tedy interval měření byl cca 2 min. Tenzometry byly napájeny napětím 2 V cca 10 min. před zahájením měření tak, aby se jejich signál stabilizoval. V této době se provádělo vyvažování měřících mostů.

Při prvních měřeních, které sloužily k ověření metodiky, byly naměřeny malé poměrné deformace na stojanu cca 200 . 10^{-6} μm/m. Na základě počtu pravděpodobností pro t - rozdělení (Studentovo rozdělení) bylo tedy zvoleno 10 opakovaných měření pro přesnost, resp. směrodatnou odchylku jednotlivých měření S = 15 μm/m známou z dřívějších měření.

Uvedená hodnota poměrné deformace 200 x 10^{-6} μm/m je skutečnou hodnotou měřené poměrné deformace určenou s přesností 5 %, t.j. δ = 10 . 10^{-6} μm/m s pravděpodobností 0,95. Odečítání hodnot poměrných deformací bylo prováděno 5 minut od okamžiku zatížení modelu, kdy se pokles modulu pružnosti materiálu modelu projevuje jen velmi málo.

Vliv náhodných chyb, které zatěžují každé měření, lze vyloučit pouze provedením většího počtu měření a jeho statistickým vyhodnocením. Při větším počtu měření lze toto provést jen pomocí počítače a příslušného programu.

Tenzometrické měření na modelu dvacetiválcové stolice bylo vyhodnoceno počítačem ICL 1905 pomocí programu KVEO. Program je určen pro vyhodnocování jednoosé i rovinné napjatosti z naměřených poměrných deformací. Výpočet podle programu KVEO určuje rozptyl, směrodatnou odchylku a konečně přesnost naměřených hodnot poměrných deformací.

V programu KVEO je počet měření pro požadovanou přesnost stanoven na základě Studentova rozdělení. Aby bylo možné měření vyhodnotit statisticky pomocí programu KVEO, musí být splněna podmínka

POČET ZATĚŽOVÁNÍ x POČET OPAKOVÁNÍ > 3

Měření se provádí tak, že se nejprve odečítají n-krát údaje tenzometrů při nulovém zatížení, po zatížení se n-krát odečítají údaje tenzometrů při zatížení. Tento postup se opakuje m-krát. Počet opakování = n a počet zatěžování = m. V případě měření na modelu bylo n = 2, m = 5; n x m = 10.

Výsledkem výpočtu jsou hlavní napětí a jejich směry, redukovaná napětí podle hypotéz Qustovy, deformační práce a přetvárné práce.

2.3. Výsledky tenzometrického měření

Jako první bylo provedeno měření původního navrhovaného stojanu (tvar A), jehož rozměry jsou uvedeny v obr. 2, dále pak v obr. 4 a obr. 7. Umístění tenzometrů na modelu stojanu je naznačeno rovněž na obr. 5 a obr. 7.

Model byl zatížení silou P_M = 4500 N. Údaje tenzometrů byly odečítány po 5 minut od okamžiku zatížení, jak už bylo uvedeno v části 2.2. Výsledkem tohoto měření jsou napětí vynesené na obr. 6 a obr. 7 pro navržený stojan - dále označovaného ve všech obrázcích jako stojan tvaru A.

2.3.1 Úpravy modelu

Z rozboru výsledků měření původního tvaru (A) a podle výpočtu byl tvar stojanu upraven tak, aby výsledkem úprav bylo snížení špičky napětí na vnitřní straně sloupu při snížení váhy stojanu a zachování tuhosti stojanu. Na obr. 5 je náčrt upraveného stojanu tvaru B a jsou zde uvedeny rovněž jeho rozměry.

Vážením modelu před a po úpravě bylo stanoveno snížení váhy modelu o 3,500 kg, což představuje snížení váhy stojanu o 2,60 t. Uvedenou úpravou bylo dosaženo snížení váhy stojanu o 5,4 % v porovnání s původním tvarem stojanu.

Další úpravy modelu, jejichž výsledkem je model stojanu označován jako tvar C, byly prováděny s cí-

lem upravit tvar stojanu tak, aby byl symetrický vzhledem k rovině válcování (viz obr. 5). Úpravou tvaru modelu bylo dosaženo dalšího snížení váhy modelu o 0,608 kg, což představuje další snížení váhy stojanu o 0,48 t. To představuje cca 1 % snížení váhy v porovnání s původním tvarem stojanu. V tomto případě není jako snížení váhy uvažováno odlehčení způsobené otvory pro stavění. Toto vychází z předpokladu, že stojan tvaru A a jeho váha musí být uvažováno rovněž s těmito otvory. Celkové snížení váhy, dosažené popsanými 2 úpravami, představuje 6,4 % snížení váhy stojanu, které rozhodně není zanedbatelné, u skutečného stojanu to představuje snížení váhy cca o 3 t.

Při úpravě modelu musí nutně dojít k poškození tenzometrů, proto byly před každým měřením upraveného modelu instalovány nové tenzometry. Nové tenzometry "dědily" označení pokud byly ve stejných místech - jak je naznačeno na obr. 6.

Umístění tenzometrů na upraveném modelu stojanu ukazuje v řezu C-C opět obr. 5 pro tvar B, C. Zatěžování upraveného modelu stojanu bylo stejné jako v předešlém případě. Model byl zatížen silou P_M = 4500 N. Údaje tenzometrů byly odečítány 5 minut po zatížení. Počet opakování a počet zatížení byl stejný - n x m = 10.

Jakým způsobem se projeví popisované úpravy modelu je souhrnně naznačeno na obr. 6, kde jsou naměřená napětí všech tří tvarů stojanu. Další ilustrací vlivu úprav modelu je obr. 7a a obr. 7b, kde jsou vyneseny hodnoty napětí na sloupu (řez B-B) pro tvar A a tvar B, C. Z obrázku

je vidět, do jaké míry se podařilo upravit stojan tak, aby špička napětí na vnitřní straně sloupu původního tvaru (tvar A) byla odstraněna.

2.4. Měření absolutních deformací a tuhost stojanu

Současně s tenzometrickým měřením bylo provedeno měření absolutních deformací modelu stojanu t. zn.při zatížení 4500 N na vnější straně modelu v řezu A-A a v řezu C-C pomocí tisícinových indikátorových hodinek. Výsledky měření deformací v řezu C-C jsou na obr. 8 porovnány s vypočtenou deformací podle souboru programu označeného SFA.

Tuhost stolice je dána poměrem přírůstku válcovací síly a zvětšením mezery mezi pracovními válci. Tuhost modelu je tedy dána poměrem přírůstku zatěžující síly a zvětšení mezery mezi "pracovními půlválci", čili :

$$C_M = \frac{\Delta P_M}{\Delta h} \qquad (1)$$

Zatěžující síla byla měřena pomocí tenzometrů instalovaných na zatěžovacím zařízení, mezera mezi pracovními válci byla měřena pomocí měrek. Na obr. 9 je měřením zjištěná závislost $P_M = f / \Delta h /$. Tuhost modelu podle tohoto diagramu naměřených hodnot je C_M = 11030 N/mm. Na základě dimenzionální analýzy vychází pro stolici /dílo/ tuhost

$$C_D = S_L \cdot \frac{E_D}{E_M} \cdot C_M \qquad (2)$$

V uvedeném případě $S_L = 5$, $E_D = 2 \cdot 10^5$ MPa $E_M = 3 \cdot 10^3$ MPa je tuhost stolice určena vztahem $C_D = 333\ C_M$ t.zn. pro C_M = 11030 N/mm vychází C_D = 3670 kN/mm.

Pro upravený model platí stejná elastická křivka modelu stolice, t.j. závislost $P_M = f(\Delta h)$ (viz obr. 9). Potom můžeme říci, že pro upravený model vychází i stejná tuhost modelu. Na obr. 9 je i další křivka - opět elastická křivka modelu stolice - tentokrát určená výpočtem podle programu, který je popisován v příspěvku Ing. Majera "Tuhost dvacetiválcové stolice".

Obr. 8 a obr. 9 si vzájemně korespondují. Výpočet tuhosti modelu stolice uveden v tomto citovaném příspěvku vychází z výpočtu stojanu podle programu pro výpočet prostorové prutové konstrukce označovaného SPACE FRAME ANALYSIS tedy SFA. Deformace této konstrukce nebo prostě výpočet deformace modelu stojanu SFA jsou větší v porovnání s měřením (viz obr. 8). Potom elastická křivka modelu stolice vychází s menším stoupáním. Vypočtená tuhost modelu stolice je menší než tuhost měřená na modelu. I tak bychom mohli výpočet prohlásit za postačující. Ukázal se však jiný závažnější rozpor.

Další výpočet a rozbor ukázaly, že určení tuhosti z modelového měření neodpovídá skutečnosti. Přepočet z modelu na dílo pro tuhost (2) dává hodnotu tuhosti přibližně o 40 % vyšší, než je měřená tuhost na stolici. Tato disproporce vznikla zjednodušením modelu. Opěrné osy modelu neodpovídají přesně opěrným osám na skutečné stolici. Valivá ložiska opěrné osy stolice jsou na modelu nahražena rolnami (viz obr. 4). Deformace opěrné osy na modelu neodpovídají deformacím opěrné osy na stolici. Toto sice nemá vliv na deformaci a napětí modelu stojanu, ale má velký vliv na hodnotu tuhosti modelu stolice.

Ložiska opěrné osy stolice vykazují poměrně větší deformace, než naše náhrada opěrné osy na modelu. Deformuje se jeho vnější kroužek a valivé elementy. Řešení opěrné osy modelu vlastně vylučuje dva styky valivého tělesa s vnitřním a vnějším kroužkem ložiska a průhyb vnějšího kroužku.

Z podobných úvah vyšel pak rozbor problému tuhosti stolice tak, jak je naznačen již v zmíněném příspěvku Ing. Majera "Tuhost dvacetiválcové stolice".

3.0. Výpočet

Výsledky modelového měření jsou v diagramech porovnány s výsledky výpočtu a sice s výpočtem pomocí metody konečných prvků (výpočet MKP) a s výpočtem náhradní prostorové prutové konstrukce (výpočet SFA).

Tyto dva způsoby výpočtu vyšly z rozboru v současné době použitelných metod schopných numerického řešení této úlohy. Buď je možné úlohu zjednodušit a formulovat ji jako rovinnou a použít odladěných programů pro řešení úlohy metodou konečných prvků. Nebo při formulaci úlohy bude respektován charakter tělesa i zatížení - pro řešení prostorové úlohy lze použít soubor programů standartního software počítače ICL 1905 značených Space Frame Analysis.

3.1. Výpočet pomocí metody konečných prvků

Výpočet byl proveden stejně jako měření pro model z materiálu epoxi ($E = 3 \cdot 10^3$ MPa) v měřítku 1:5. Pro výpočet byl model zjednodušen.

Obecně výpočet MKP je schopen řešit i prostorovou úlohu. V současné době je k dispozici pouze program pro výpočet rovinné úlohy. Omezení je dáno kapacitou počítače.

Výpočtem je řešen rovinný řez stojanem kolmý na osu válců o jednotkové tloušťce.

Protože řez je symetrický podle horizontální a vertikální osy, byla počítána jeho čtvrtina. Tato část (viz obr. 8) byla pokryta trojúhelníkovou sítí s počtem uzlů 106. Souřadný systém je totožný s osami

symetrie. Okrajové podmínky výpočtu omezují na ose x posuv ve směru y a na ose y posuv ve směru osy x - respektují symetrii zatížení.

Zatěžovací síla stejná jako při měření 4500 N je systémem válců rozložena tak, že na horní opěrný válec působí síla 1700 N, na dolní opěrný válec 2800 N. Síla byla přepočtena na jednotkovou tloušťku řezu. Potom v místě horního opěrného válce působí síla 6,07 N, v místě dolního opěrného válce působí síla 10 N. V místech styku segmentů opěrné osy se stojanem jsou tyto síly rovnoměrně rozloženy a působí ve vrcholech triangulační sítě.

Na obr. 8 jsou vyneseny vypočtené hodnoty σ_x a σ_y v řezu vertikálním a horizontálním. V obr. 8 jsou hodnoty σ_x porovnány s měřením na modelu. Hodnoty σ_y vypočtené podle MKP jsou s měřením na modelu porovnány v obr. 7a.

Výpočet stojanu pomocí MKP, který řeší rovinný řez stojanem, bude vhodný pouze pro řešení dvacetiválcových stolic pro válcování pásů malé šířky, pro stolice s krátkými válci. Pro většinu stojanů tento výpočet není vhodný, jak je zřejmé z porovnání výsledků výpočtu s měřením. Stojan s větší šířkou pásu, jako je případ našeho stojanu je nutné uvažovat jako klasickou prostorovou úlohu a tak ji také řešit. Výpočet MKP, jak již bylo uvedeno, je kapacitou počítače omezen jen na řešení rovinné úlohy, proto byl hledán jiný způsob výpočtu.

4.2. Výpočet pomocí prostorové prutové konstrukce

Pro numerické řešení prostorových rámů, prostorových prutových konstrukcí lze využít soubor programů Space Frame Analysis standartního software počítače ICL 1905.

Při návrhu náhradního modelu pro výpočet je stojan uvažován jako dokonale symetrické těleso. S ohledem na symetrii může být prostorová prutová konstrukce navržena pro 1/8 tělesa stojanu.

Byl proveden výpočet náhradní prostorové prutové konstrukce. Návrh obsahující 72 prutů a 43 styčníků uvádí Ing. Majer ve svém referátu. Náhradní prutová konstrukce stejného typu byla použita i pro výpočet modelu stojanu - pruty mají $E = 3 \cdot 10^3$ MPa, $\nu = 0{,}35$. Zatížení náhradní prutové konstrukce odpovídá zatížení modelu $P_M = 4500$ N. Průřezy prutů jsou v měřítku 1:5.

Výpočet podle programu dává axiální a posouvající sílu, kroutící moment a ohybové momenty v lokálních souřadnicích v prutu. Z těchto hodnot vypočteme napětí. V diagramu na obr. 7c jsou hodnoty napětí určené superpozicí axiálního a ohybového napětí. Špičku napětí určenou měřením na modelu, nemůže výpočet pomocí prostorové prutové konstrukce zachytit, protože tato špička napětí je způsobena koncentrací napětí v místě otvoru pro vstup válcovaného materiálu.

Vypočtená deformace náhradní prutové konstrukce je na obr. 8 porovnána s deformací naměřenou na modelu.

Výsledek výpočtu podle prostorové prutové konstrukce je pochopitelně závislý na vytvoření náhrady. Je tedy nutné "citlivě" postupovat při návrhu náhrady a konečně i při interpretaci výsledků. Výpočet pomocí prostorové prutové konstrukce vykazuje totiž přibližnou shodu s měřením na modelu a lze jej tedy z tohoto hlediska doporučit pro výpočet stojanu

4.0. Závěr

Jak bylo ukázáno z hlediska pružnosti je možné tvar stojanu ovlivnit na základě experimentální analýzy napětí. Vedle experimentu byla provedena i teoretická analyza. Obě metody předpokládají využití výpočetní techniky, která je v podniku Škoda reprezentována instalovanými počítači ICL 1905 a ODRA 1300.

Podle výsledků měření na modelu byla vybrána výpočtová metoda vhodná pro řešení napjatosti stojanu a také pro výpočet tuhosti stolice.

Je třeba zdůraznit, že uvedený výpočet stojanu vychází ze současných možností. Přesné řešení tvaru stojanu je spojeno s výpočtem pomocí MKP programu, řešícího prostorovou úlohu, který není realizovatelný s ohledem na kapacitu instalovaných počítačů.

Literatura :

/1/ Jiří Brabec
Dvacetiválcové tratě Škoda pro přesné válcování pásů
Hutnické listy č. 1, 1973, str. 23-31

/2/ Jiří Brabec
20-Rollen Gerüste zur Erzielung ebener Transformatorenbleche
Neue Hütte 1973/2

/3/ Helmut Reihlen, Berlín
Tuhost stolice a spotřeba práce při válcování širokých pásů z nerezavějících ocelí za studena na 20ti válcových stolicích
Stahl und Eisen č. 5, 1972, str.195-203

/4/ Jaroslav Truhlář
Fotoelasticimetrické měření tělesa dvacetiválcové válcovací stolice 1200
Výzkumná zpráva SVÚSS

/5/ Hetényi
Příručka experimentální pružnosti
SVTL, Bratislava 1961

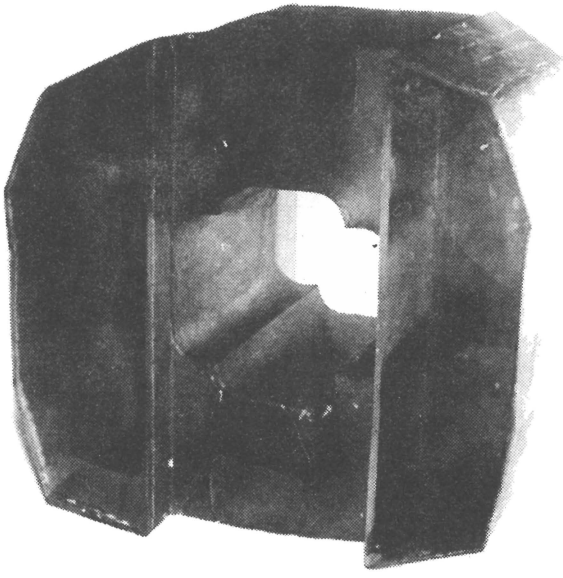
/6/ M. Prokopec CSc
K metodice tenzometrických měření na modelech z plastických hmot
Sborník ref. ICEM 72 Praha

/7/ I. Folk, R. Zimmerhakl
Metodika tenzometrického měření na modelech z umělé hmoty pomocí měřicí ústředny
Interní zpráva o.p.ŠKODA

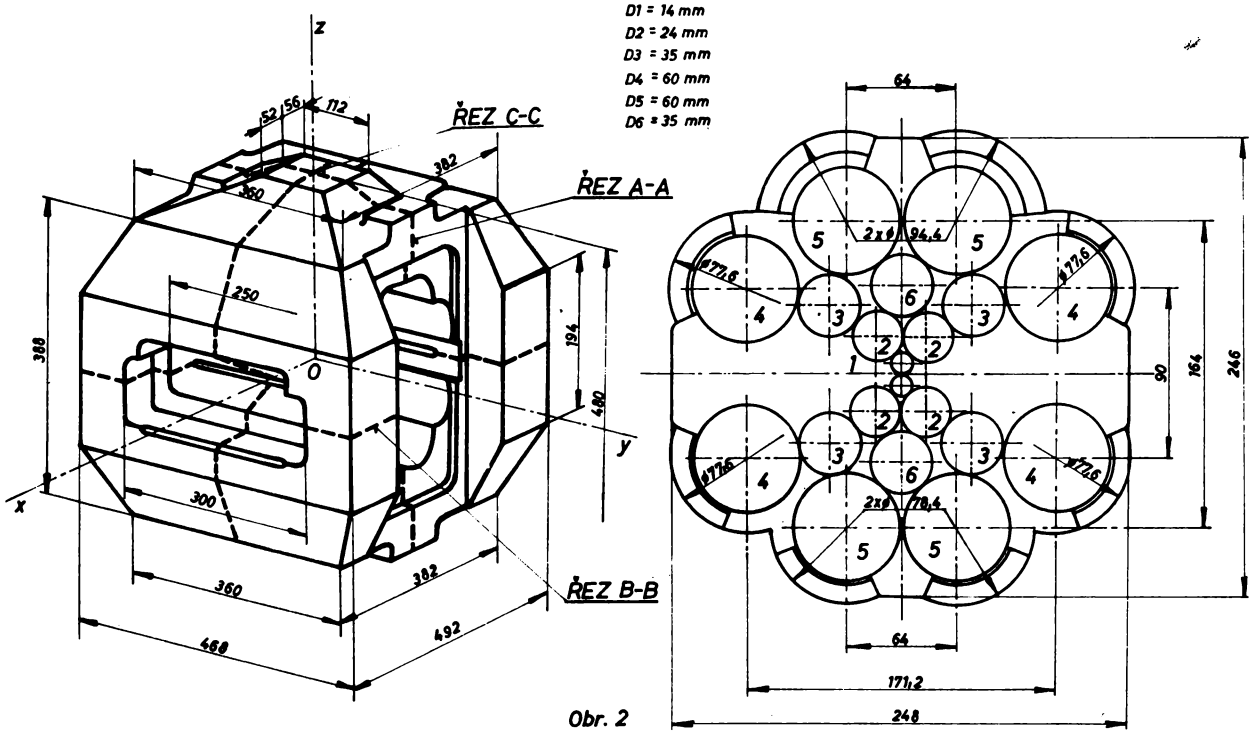
/8/ O. Kropáč
Statistické vyhodnocování experimentálních podkladů
Dům techniky ČVTS Praha 1973

Seznam obrázků

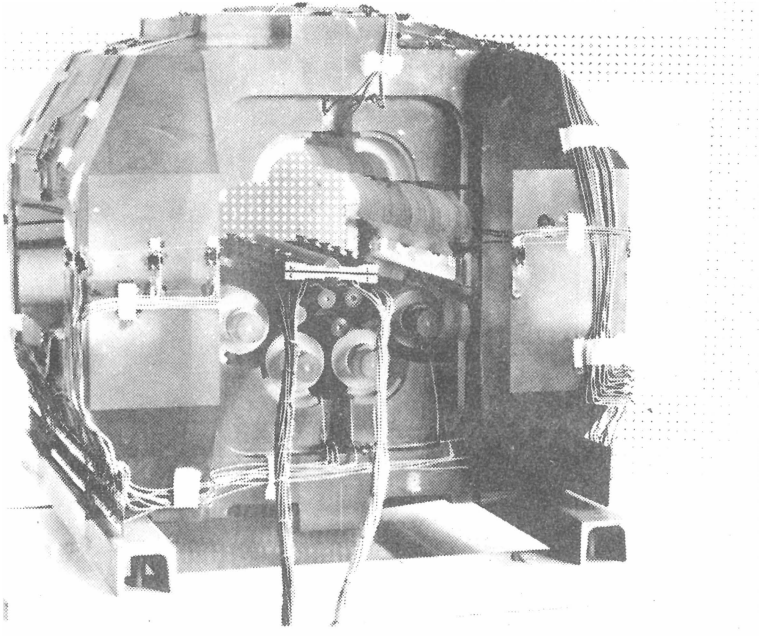
Obr. 1		Odlitek z materiálu epoxi ChSl3
Obr. 2		Rozměry modelu a geometrie soustavy válců
Obr. 3		Model dvacetiválcové stolice se spodní pyramidou válců a mechanickým zatěžovacím zařízením
Obr. 4		Řešení opěrné osy modelu
Obr. 5		Úpravy modelu
Obr. 6		Porovnání průběhu napětí σ_1, σ_2 v řezu C-C
Obr. 7	a)	Hodnoty napětí naměřené na sloupu tvar A
	b)	Hodnoty napětí naměřené na sloupu tvar B, C
	c)	Hodnoty napětí vypočtené
Obr. 8		Deformace modelu měřená a vypočtená průběh napětí σ_x, σ_y podle MKP
Obr. 9		Elastická křivka modelu



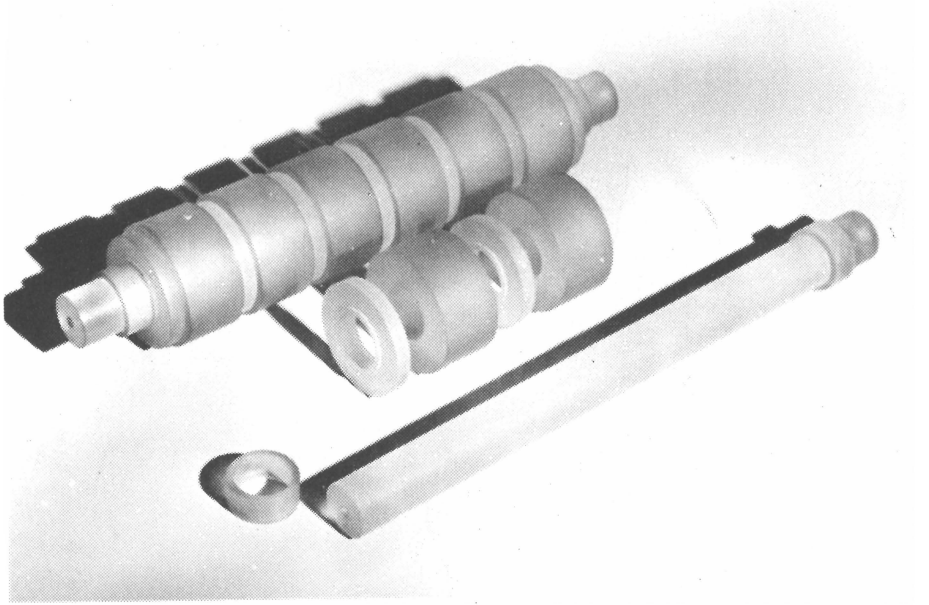
Obr. 1


D1 = 14 mm
D2 = 24 mm
D3 = 35 mm
D4 = 60 mm
D5 = 60 mm
D6 = 35 mm
ŘEZ C-C
ŘEZ A-A
ŘEZ B-B
z
y
x
O
52
56
112
382
360
250
300
388
194
480
360
382
460
492
64
2x8
94,4
78,4
ø77,6
90
164
246
171,2
248
1
2
3
4
5
6

Obr. 2

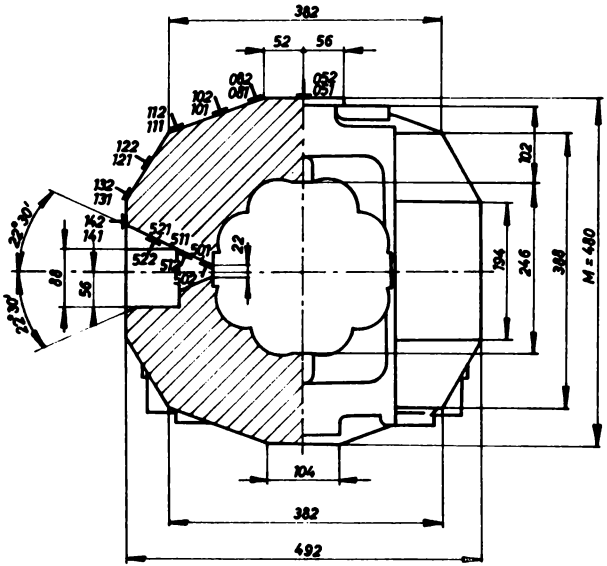


Obr. 3

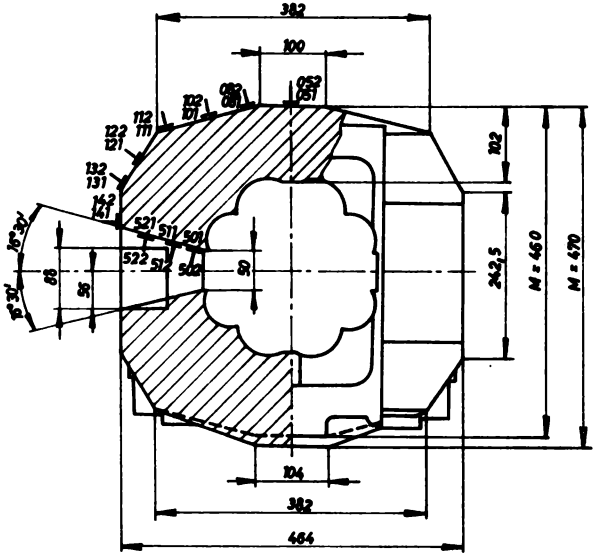


Obr. 4

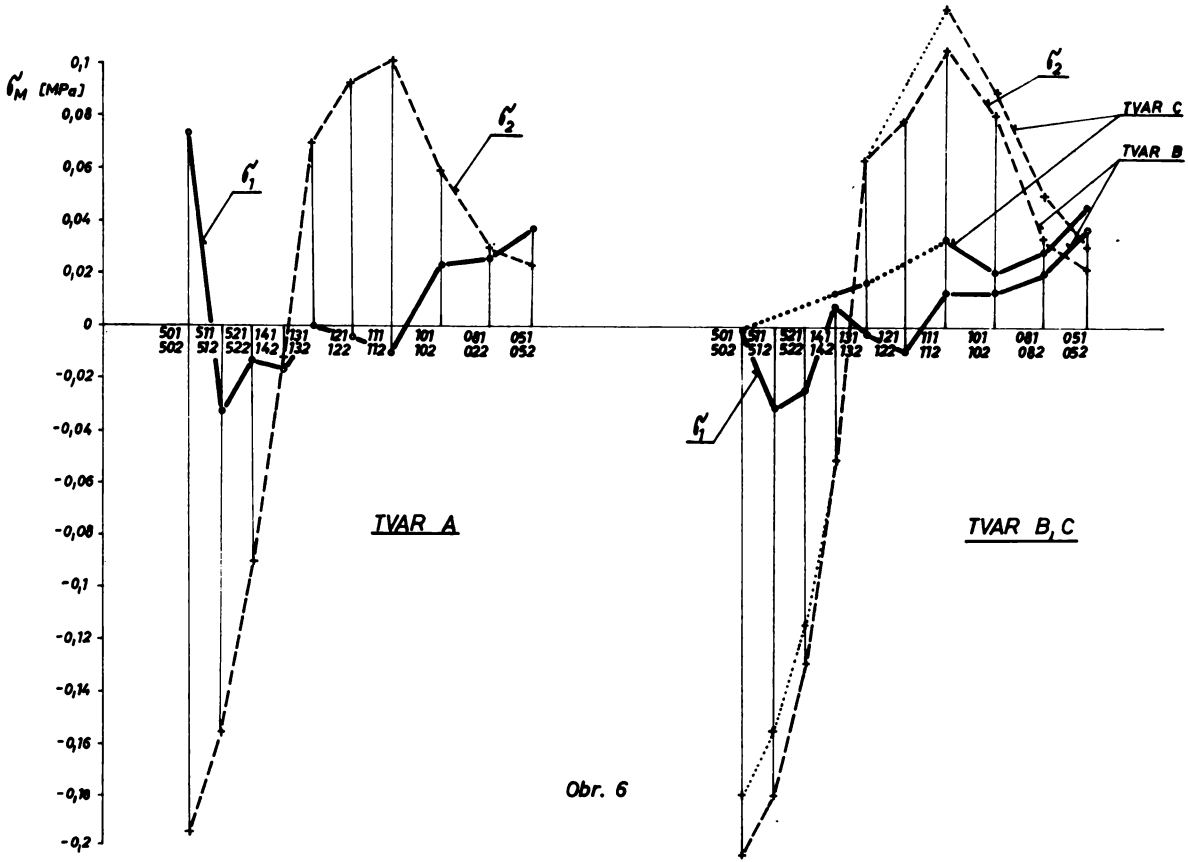
TVAR A



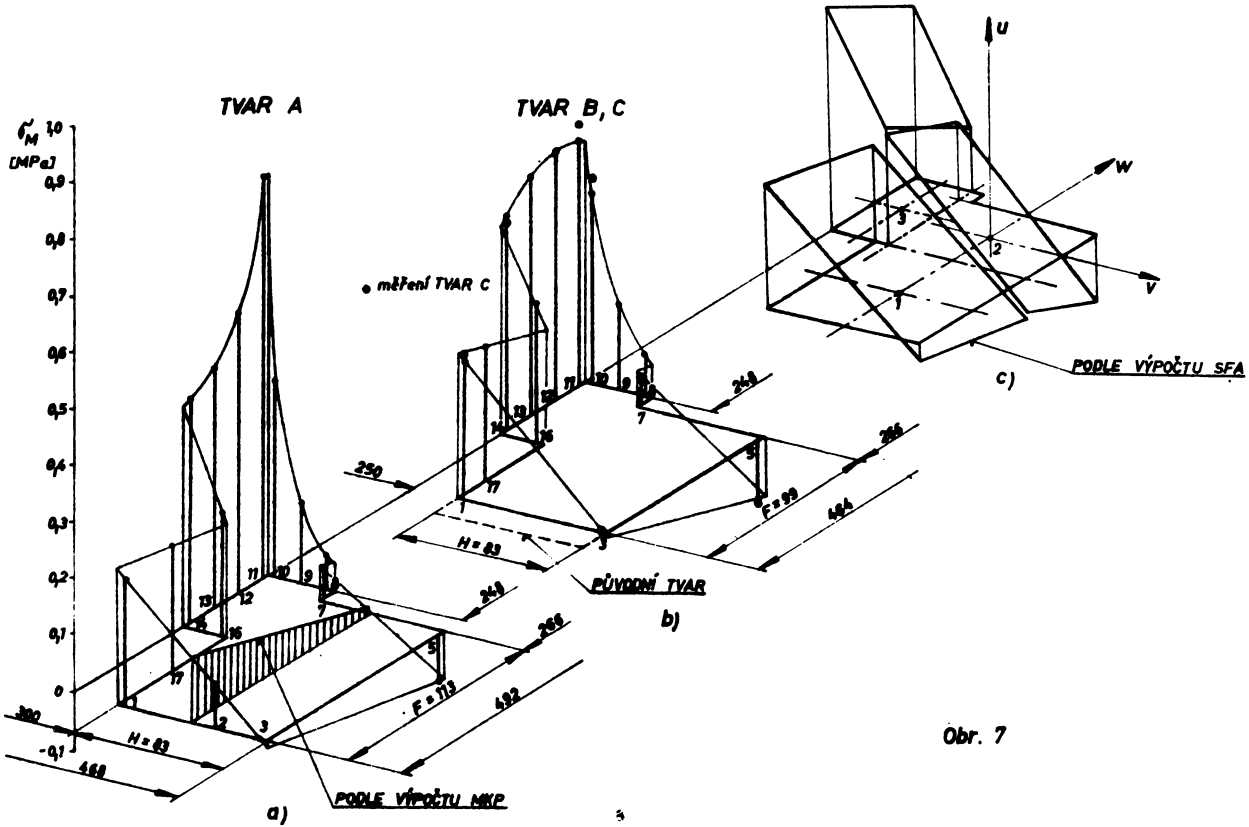
TVAR B, C



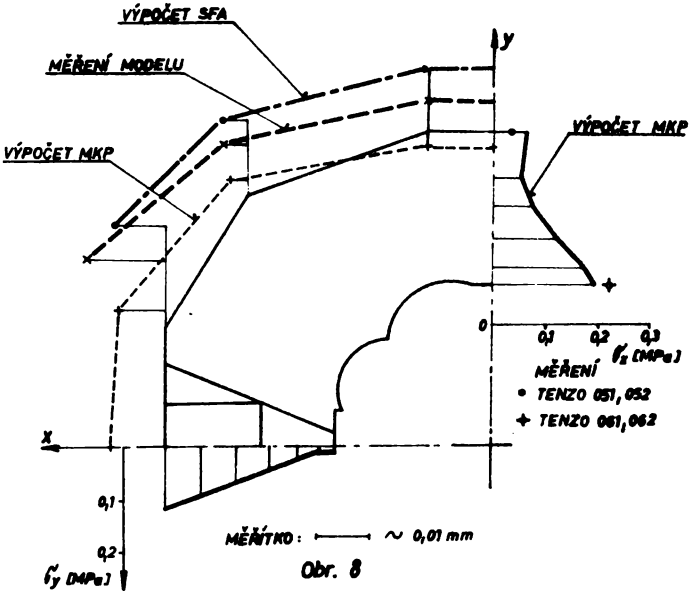
Obr. 5


σM [MPa]
0,1
0,08
0,06
0,04
0,02
0
-0,02
-0,04
-0,06
-0,08
-0,1
-0,12
-0,14
-0,16
-0,18
-0,2
σ1
σ2
501 502
511 512
521 522
141 142
131 132
121 122
111 112
101 102
081 022
051 052
TVAR A
TVAR B, C
TVAR C
TVAR B

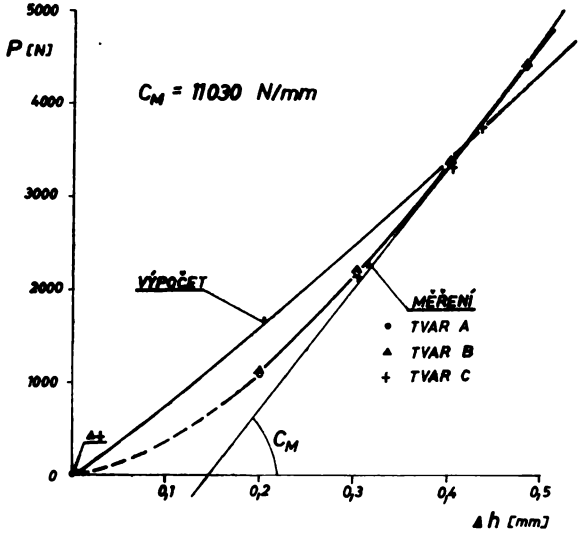
Obr. 6


TVAR A
TVAR B, C
σM
[MPa]
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
měření TVAR C
250
H = 83
468
F = 113
492
265
243
F = 99
494
PODLE VÝPOČTU MKP
PŮVODNÍ TVAR
PODLE VÝPOČTU SFA
a)
b)
c)
u
w
v

Obr. 7


VÝPOČET SFA
MĚŘENÍ MODELU
VÝPOČET MKP
VÝPOČET MKP
y
x
0
0,1
0,2
0,3
σ_z [MPa]
MĚŘENÍ
• TENZO 051, 052
+ TENZO 061, 062
0,1
0,2
σ_y [MPa]
MĚŘÍTKO: ~ 0,01 mm

Obr. 8


5000
P [N]
4000
3000
2000
1000
0
C_M = 11030 N/mm
VÝPOČET
MĚŘENÍ
• TVAR A
▲ TVAR B
+ TVAR C
C_M
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
Δh [mm]

Obr. 9