

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Milan Satorie

Výzkum závitových spojů

Disertační práce

2006

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Disertační práce

k získání akademického titulu Doktor (Ph.D.)

ve studijním oboru

Konstrukce strojů a zařízení

Ing. Milan Satorie

Výzkum závitových spojů

Školitel: prof. Ing. Jan Honců, CSc.

Studijní program: 2302V010

Studijní obor a zaměření: Konstrukce strojů a zařízení – části a mechanismy strojů

Datum státní doktorské zkoušky: 28.4.2005

Datum odevzdání disertační práce: 20.11.2006

ANOTACE

Práce se zabývá problematikou závitových spojů. Šrouby a matice jsou opatřeny závitem, který má výrazný vrubový účinek. Vlivem profilu závitu dochází ke vzniku špiček napětí.

V první části práce jsou uvedeny možnosti nahrazení šroubového spoje. Jsou zde analyzovány tuhostní a napjatostní poměry ve spoji. Je zjišťován vliv typu řešené úlohy (2D, 3D úloha). Bylo zkoumáno rozložení síly ve šroubu na jednotlivé závity. Pro porušení šroubu je nejdůležitější napjatost v kořeni závitu. Jsou zde proto uvedeny výpočty úloh zaměřených na napjatost v závitech. Ukázalo se, že významný vliv na napjatost v prvním nosném závitu šroubu má výběh závitu matice..

V disertační práci byl sledován vliv tvaru šestihranné matice na napjatost šroubu. Tento výsledek je možné zahrnout do svých úvah při posuzování výsledků jednoduššího typu úlohy, např. 2D úlohy.

Zkoumání tuhostních a napjatostních poměrů vyvrcholilo ve vytvoření jednoúčelového programu pro výpočty napjatosti v závitu. Ten byl pro efektivnější práci přetvořen v parametrický.

V závěru práce jsou uvedeny i spojení dílů z různých materiálů. Byl řešen problém spojení ocelového a plastového dílu při zajištění specifických vlastností spoje. Byly prováděny virtuální i reálné simulace montáže spoje. V těchto výpočtech bylo nutné vzít v úvahu velké deformace, nelineární chování materiálu a kontaktní poměry ve spoji.

ANNOTATION

The submitted thesis is focused on bolted coupled joints. The bolts and nuts have outer and inner threads, which implicate the existence of shape coefficient effect. Due to the shape of the thread high stress is observed near root of the thread.

In the first part of the thesis some possibilities for a substitution of the bolted couple are shown. Stiffness and stress conditions are analyzed in the bolt. The influence of dimensionality of the problem (2D, 3D) is consequently determined. Force distribution in the bolt acting onto each thread loop was examined and documented. The most important cause of a bolt failure is stress in the root of the thread. Therefore bolt computations focused on stress were introduced and these gave rise to a finding that great influence of stress in the root of the first thread loop is caused by run out of nut's thread.

In the next part the influence of hexagonal shape onto stress in the bolt was observed. This result can be implemented into a set of results given by simpler finite element model, e.g. 2D problem.

The research of stiffness and stress terms was complemented by creation of a single-purpose program for computing stress in the thread. For better effectivity this program was upgraded into a parametric form.

At the end of the thesis, joints consisting of parts made from different material are shown. This is where a problem of joined steel and plastic parts was analyzed. Special conditions were required from the joint. Virtual and real simulations of the joint function were also made. For the computations performed, some considerably large deformations had to be assumed as well as nonlinear behavior of material and contact between parts.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na disertační práci se plně vztahuje zákon
č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o použití mé
DP a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé disertační práce (prodej,
zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své disertační práce či poskytnout licenci k jejímu
využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený
příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich
skutečné výše).

V Liberci 21.10.2006

.....
Milan Satorie

Místopřísežné prohlášení:

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně s použitím
uvedené literatury.“

V Liberci 21.10. 2006

.....
Milan Satorie

Poděkování

Rád bych poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu během mé neúnavné práce. Dále děkuji panu prof. Ing. Janu Honcům, CSc. za příkladné vedení a pomoc během mého počínání. Též bych rád poděkoval všem členům Katedry částí a mechanismů strojů, především doc. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za ochotné poskytnutí nutných podmínek pro vypracování disertační práce.

Zvláštní poděkování patří doc. Ing. Antonínu Potěšilovi, CSc. z firmy Lenam s.r.o. v Liberci za jeho laskavou pomoc při řešení této práce.

Tato doktorandská práce vznikla s podporou výzkumného záměru MSM 4674788501.



OBSAH

1	Úvod	- 9 -
2	O závitových spojích.....	- 10 -
2.1	Základní vlastnosti a rozdělení závitových dvojic.....	- 10 -
3	Použité postupy MKP	- 12 -
3.1	Rovnice rovnováhy	- 12 -
3.2	Rovnice geometrické	- 12 -
3.3	Konstitutivní vztahy.....	- 13 -
3.3.1	Lineárně elastický Hookeovský materiálový model.....	- 13 -
3.3.2	Pružně plastický materiálový model.....	- 14 -
3.4	Postup při řešení okrajové úlohy pružnosti pomocí MKP	- 21 -
3.4.1	Matice tuhosti prvku	- 22 -
3.5	Zavedení kontaktních poměrů do výpočtu.....	- 24 -
3.6	Typy použitých konečných prků.....	- 26 -
3.6.1	Element typu Solid 45.....	- 26 -
3.6.2	Element typu Solid 95.....	- 27 -
3.6.3	Element typu Solid 92.....	- 28 -
3.6.4	Kontaktní elementy typu Conta 174 a Targe 170	- 29 -
3.6.5	Element typu Plane 183	- 30 -
3.6.6	Kontaktní elementy typu Conta 172 a Targe 169	- 31 -
4	Možnosti modelování šroubového spojení.....	- 32 -
4.1	Bez vlivu šroubu a matice.....	- 33 -
4.2	Spárování přírub s reálným dřikem	- 34 -
4.3	Dokonale tuhá hlava šroubu a matice	- 34 -
4.4	Hlava šroubu a matice ve tvaru „hvězdice“	- 35 -
4.5	Smíšený model spoje	- 35 -
4.6	Objemový model spoje	- 36 -
5	Rozložení zatížení na jednotlivé závity a napjatost v závitech	- 37 -
5.1	Výpočet podle Maduschky	- 37 -
5.2	Výpočet zatížení závitů s využitím MKP	- 40 -
5.2.1	Osově souměrný model závitového spoje	- 41 -
5.2.2	Trojrozměrný model závitového spoje	- 42 -



5.3	Porovnání výsledků analytických a numerických výpočtů.....	- 47 -
5.4	Vliv šestihranné matice na napjatost šroubu.....	- 50 -
6	Únavová pevnost	- 53 -
6.1	Určení tvarového součinitele z diagramu	- 54 -
6.2	Výpočet tvarových součinitelů pomocí MKP	- 56 -
6.2.1	Popis fungování programu pro výpočet součinitelů tvaru	- 58 -
6.2.2	Vyhodnocení získaných veličin	- 59 -
7	Vliv závitu na tuhost spoje	- 68 -
8	Spoje s dodržáním specifických vlastností.....	- 73 -
8.1	Varianta „s kuželovou plochou“	- 74 -
8.1.1	Vliv utahovacího momentu na deformace matice	- 75 -
8.1.2	Výpočtový model pro užití MKP pro variantu „s kuželovou plochou“ ...	- 77 -
8.1.3	Výsledek výpočtu varianty „s kuželovou plochou“	- 79 -
8.2	Varianta „s ostruhou“	- 80 -
8.2.1	Výpočtový model varianty „s ostruhou“	- 80 -
8.2.2	Výsledky výpočtu varianty „s ostruhou“	- 82 -
8.2.3	Výsledné deformace na prototypu matice	- 86 -
8.3	Varianta matice „s kleštinou“	- 89 -
8.3.1	Výpočtový model varianty s kleštinou	- 89 -
8.3.2	Výsledky výpočtu matice s kleštinou	- 90 -
8.3.3	Výsledné deformace na prototypu matice	- 92 -
9	Závěr	- 94 -
10	Použitá literatura	- 96 -
11	Seznam autorových publikací souvisejících s tématem DP	- 98 -



VYBRANÉ SYMBOLY a ZKRATKY

OZNAČENÍ	JEDNOTKY	NÁZEV VELIČINY
c_m	mm/N	pružná poddajnost matice
c_s	mm/N	pružná poddajnost šroubu
d, D	mm	velký průměr závitu šroubu, matice
d_2, D_2	mm	střední průměr závitu šroubu, matice
d_3, D_1	mm	malý průměr závitu šroubu, matice
E_s	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu šroubu
E_m	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu matice
E_p	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu příruby
E_{ple}	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu plechu
E_{pla}	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu plastu
F_a	N	amplitudová složka osově síly ve šroubu
F_m	N	střední složka osově síly ve šroubu
F_s	N	osová síla ve šroubu
F_o	N	síla montážního předpětí ve šroubu
F_n	N	osová síla působící na n -tý závit
$F_{hor,n}$	N	vodorovná síla působící na n -tý závit
MKP (FEM)	-	metoda konečných prvků
M_u	Nm	utahovací moment
P	mm	rozteč závitu
$\Delta P_{n-1,n}$	mm	změna výšky závitu od vodorovné síly
R_s	mm	vnější poloměr matice
s	mm	stoupání závitu
S_m	mm ²	plocha průřezu matice
S_3	mm ²	plocha průřezu jádra šroubu
a	-	součinitel tvaru
a_t	-	součinitel tvaru v tahu



a_o	-	součinitel tvaru v ohybu
a_1	°	úhel boku závitu
b	-	součinitel vrubu
$d_{n-1,n}$	mm	stlačení prstence matice
$l_{n-1,n}$	mm	prodloužení kroužku šroubu
k	-	měrná velikost síly na 1. závit
m_{ple}	-	Poissonovo číslo plechu
m_{pla}	-	Poissonovo číslo plastového dílu
m_s	-	Poissonovo číslo šroubu
m_m	-	Poissonovo číslo matice
m_p	-	Poissonovo číslo příruby
$r_{m,n}$	mm	změna poloměru matice
r_n	mm	celková změna vlivem vodorovné síly
$r_{s,n}$	mm	změna poloměru šroubu
σ_{ekv}	MPa	ekvivalentní napětí podle hypotézy HMH
s_o	MPa	osové napětí
s_1	MPa	první hlavní napětí
s_{jmen}	MPa	jmenovité napětí
s_r	MPa	radiální napětí
s_t	MPa	tečné napětí
s_a	MPa	amplitudová složka napětí
s_m	MPa	střední složka napětí
s_{max}	MPa	maximální napětí
$s_{t,n}^{max}$	MPa	max. tahové napětí na $n - \text{tém}$ závitu
$s_{t,n}^j$	MPa	jmenovité tahové napětí na $n - \text{tém}$ závitu
s_{Fo}	MPa	stav montážního předpětí
s_{Pt}	MPa	mez pevnosti materiálu

1 ÚVOD

Šrouby patří mezi dlouhodobě a masově používané součásti. Klasický návrh šroubového spojení je značně zjednodušený. Spojovací šrouby zatížené klidnou silou se kontrolují na tah v jádře šroubu. U šroubů zatížených proměnnou silou je nutné vzít v úvahu vliv vrubu v závitu. Účinek tvaru závitu vyjadřuje tvarový součinitel, jehož běžně užívaná hodnota platí pouze pro závity spojovacích šroubů s největším stoupáním. To často u závitů jiných užívaných druhů vede k zbytečnému předimenzování spoje. Působením vrubu se mění rozložení napětí a deformací po průřezu. U průřezů ležících vedle sebe se mění příčné pružné deformace tak, že se musí přizpůsobit podélným.

Šroubová spojení jsou často používaná i ke spojení dílů z různých materiálů. Mohou být kladeny i požadavky na dodržení specifických vlastností, jako je např. posuv v žádaném směru apod. Tím je typická např. konstrukce některých automobilových součástí. K tomuto účelu jsou vyvíjeny speciální spojovací prvky a postupy montáže takové, aby spoj byl schopen obstát nejen z pohledu spolehlivosti (která je považována za samozřejmou), ale i z hlediska přijatelné ceny, která je často rozhodující při výběru použité varianty.

K řešení této disertační práce je využito moderních metod navrhování žádaných tvarů konstrukce, simulování funkčnosti pomocí metody konečných prvků, tak i ověřování poznatků na prototypch spojovacích dílů.

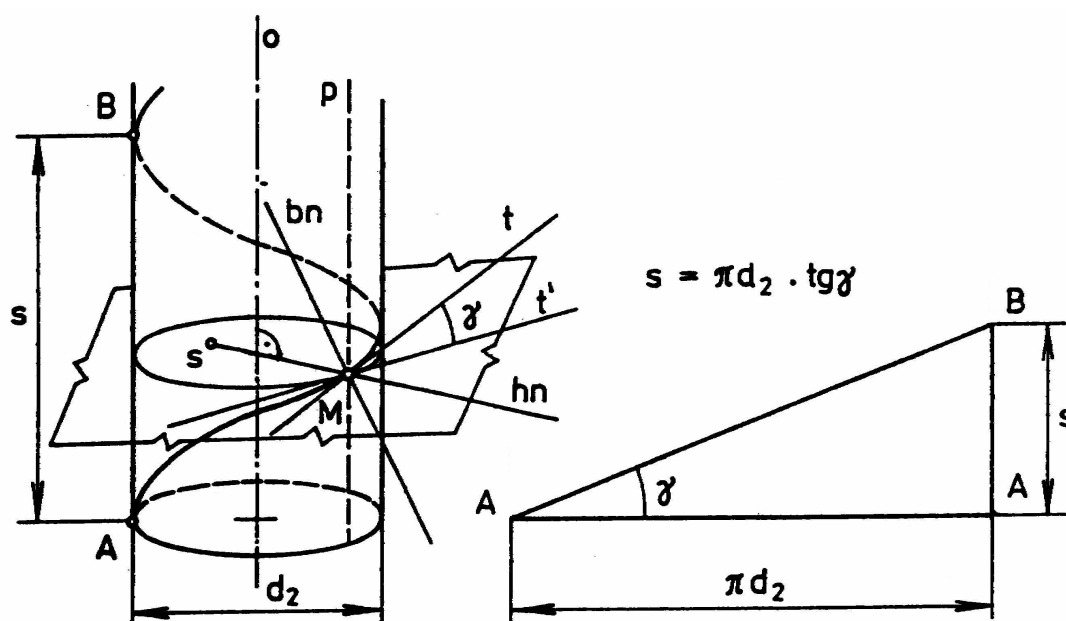
Cíl práce

Práce si klade za cíl prozkoumat možnosti použití metody konečných prvků při výpočtech silových, napěťových a deformačních poměrů ve spoji se závitovou dvojicí. Tedy nejprve možnosti určení rozložení napětí po průřezu závitu, tak i rozložení sil po jednotlivých závitech. Tato situace byla ještě před masivním nástupem MKP početně nezvládnutelná. Záměrem je též určení vlivu „kvality“ modelování závitu (2D, 3D úloha, vliv výběhu apod.) na výsledky výpočtů. Jako praktický případ vyplývající z provedených výpočtů je konstrukce šroubového spojení kovového a plastového dílu při zajištění specifických vlastností spoje.

2 O ZÁVITOVÝCH SPOJÍCH

2.1 ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI A ROZDĚLENÍ ZÁVITOVÝCH DVOJIC

Základem závitu je šroubovice, kterou teoreticky vytvoří přepona pravoúhlého trojúhelníka navinutého na rotační válec, tzv. základní válec, jehož površkou je odvěsna tohoto trojúhelníka, viz obr. 2.1. Pohybem tvořící plochy daného tvaru, který leží v rovině procházející osou základního válce, po vodící křivce (šroubovici) vznikne útvar nazývané šroubový závit.



Obr. 2.1 Vznik šroubovice

Je-li tvořící plocha jednobílková, vytvoří se otáčením kolem osy základního válce za současného pohybu po šroubovici závit *jednochodý*. Je-li vícebílková, vytvoří se závit *vícechodý*. Z hlediska samosvornosti závitu se pro spojovací šrouby používá závit jednochodý, tedy rozteč závitu je rovna jeho stoupání.

Teoretický profil závitu, je myšlený rovinný geometrický obrazec, který je buď tvořící plochou anebo její částí, proto leží v rovině procházející osou závitu.

Jmenovitý profil závitu vznikne z teoretického tzv. krácením profilu, tj. zaoblením nebo zkosením hran a závitového žlábků. Jmenovitý profil je dán jmenovitými

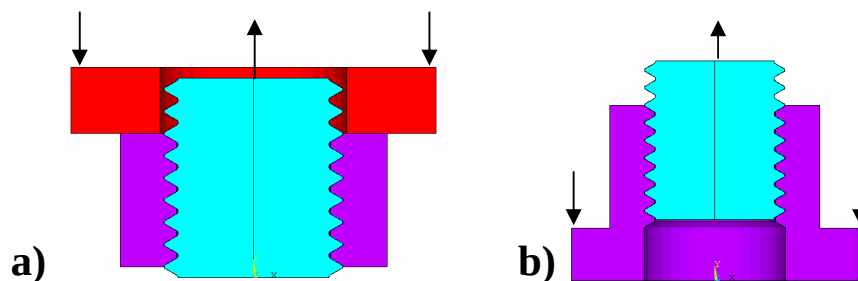
rozměry závitu. Zatím co teoretický profil závitu je pro šroub i matici shodný, jmenovité profily závitu šroubu a matice jsou rozdílné.

Součásti z nichž jedna je opatřena vnějším závitem a druhá otvorem s vnitřním závitem vytvářejí závitovou dvojici, které lze rozdělit do třech základních skupin:

- 1) šroubové a závitové spoje – umožňují pevné rozebíratelné spojení, které lze dále rozdělit na:
 - a) spojení za použití spojovacích elementů – spojovacích šroubů, nazývají se *spoje šroubové*,
 - b) bezprostředním spojením – sešroubováním jedné součásti do druhé, nazývají se *spoje závitové*,
- 2) závitové převodové mechanismy – pohybové šrouby
patří do skupiny mechanických převodů, slouží k přeměně rotačního pohybu v posuvný a tomu odpovídajícímu krouticímu momentu v sílu,
- 3) závitové dvojice pro speciální použití – do této skupiny jsou zařazeny závitové dvojice, které nelze začlenit ani do jedné z předešlých skupin.

Spojení šroubu s maticí může být takové, že při zatížení vzniknou tři různé druhy namáhání matic:

- Ø Šroub je namáhán tahem a matice tlakem nebo naopak. Namáhání obou součástí je různorodé (obr. 2.2a)).
- Ø Šroub i matice jsou namáhány tahem nebo tlakem. Namáhání obou částí (šroubu i matice) je stejnorodé (obr. 2.2b)).
- Ø Šroub je namáhán tahem nebo tlakem a matice je namáhána tahem i tlakem. Namáhání matice je v jedné části se šroubem stejnorodé, ve druhé různorodé.



Obr. 2.2 Schématicky naznačen případ tlačené a tažené matice

3 POUŽITÉ POSTUPY MKP

Určení deformace a napjatosti, stručněji označované jako napěťová a deformační analýza, je předpokladem k následnému hodnocení mezních stavů konstrukce. Pojmy napjatost a deformace jsou obecně známi z Pružnosti. Víme tedy, že v obecné prostorové statické úloze představují celkem 15 neznámých funkcí proměnných x, y, z . Jedná se o:

- Ø tři posuvy u, v, w ,
- Ø šest přetvoření $e_x, e_y, e_z, g_{xy}, g_{yz}, g_{zx}$,
- Ø a šest napětí $s_x, s_y, s_z, t_{xy}, t_{yz}, t_{zx}$.

Tyto funkce jsou navzájem vázány systémem obecných rovnic pružnosti, které musí být splněny uvnitř řešené oblasti. Jsou to rovnice rovnováhy, rovnice fyzikální neboli konstitutivní a rovnice geometrické. Na hranici řešené oblasti musí pak být splněny předepsané okrajové podmínky.

3.1 ROVNICE ROVNOVÁHY

Tyto rovnice jsou podmínkami rovnováhy elementárního vnitřního prvku, na který kromě složek napětí působí vnější objemová síla (např. gravitační) o složkách $o_x, o_y, o_z [N \cdot m^{-3}]$. Představují vzájemnou vazbu mezi složkami napětí, která musí být splněna vždy bez ohledu na typ materiálu, velikost deformací apod. Uvádíme je pro případ statického zatěžování:

$$\frac{s_x}{dx} + \frac{t_{xy}}{dy} + \frac{t_{xz}}{dz} + o_x = 0, \quad (3.1)$$

$$\frac{t_{xy}}{dx} + \frac{s_y}{dy} + \frac{t_{yz}}{dz} + o_y = 0, \quad (3.2)$$

$$\frac{t_{xz}}{dx} + \frac{t_{yz}}{dy} + \frac{s_z}{dz} + o_z = 0. \quad (3.3)$$

3.2 ROVNICE GEOMETRICKÉ

Jedná se o vztahy vytvářející vazbu mezi složkami posuvů a přetvoření a uvedeme je ve tvaru, použitelném v případě malých přetvoření (řádu 10^{-2} a menším):

$$e_x = \frac{du}{dx}, \quad (3.4)$$

$$e_y = \frac{dv}{dy}, \quad (3.5)$$

$$e_z = \frac{dw}{dz}, \quad (3.6)$$

$$g_{xy} = \frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy}, \quad (3.7)$$

$$g_{xz} = \frac{dw}{dx} + \frac{dv}{dz}, \quad (3.8)$$

$$g_{yz} = \frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz}. \quad (3.9)$$

3.3 KONSTITUTIVNÍ VZTAHY

Představují vztah mezi deformací a napjatostí. V této práci jsou použity dva různé materiálové modely. První z nich je lineárně pružný, izotropní Hookeovský materiál, jehož vlastnosti jsou určeny dvěma nezávislými materiálovými konstantami - modulem pružnosti v tahu E a Poissonovým číslem m . Druhý materiálový model je pružně plastický.

3.3.1 LINEÁRNĚ ELASTICKÝ HOOKEOVSKÝ MATERIÁLOVÝ MODEL

Lineárně elastický Hookeovský izotropní materiál je nejjednodušší materiálový model. Vztah mezi napjatostí a deformací se běžně uvádí v následujícím tvaru:

$$e_x = \frac{1}{E} \cdot [s_x - m \cdot (s_y + s_z)], \quad (3.10)$$

$$e_y = \frac{1}{E} \cdot [s_y - m \cdot (s_x + s_z)], \quad (3.11)$$

$$e_z = \frac{1}{E} \cdot [s_z - m \cdot (s_x + s_y)], \quad (3.12)$$

$$g_{xy} = \frac{1}{G} \cdot t_{xy}, \quad (3.13)$$

$$g_{xz} = \frac{1}{G} \cdot t_{xz}, \quad (3.14)$$

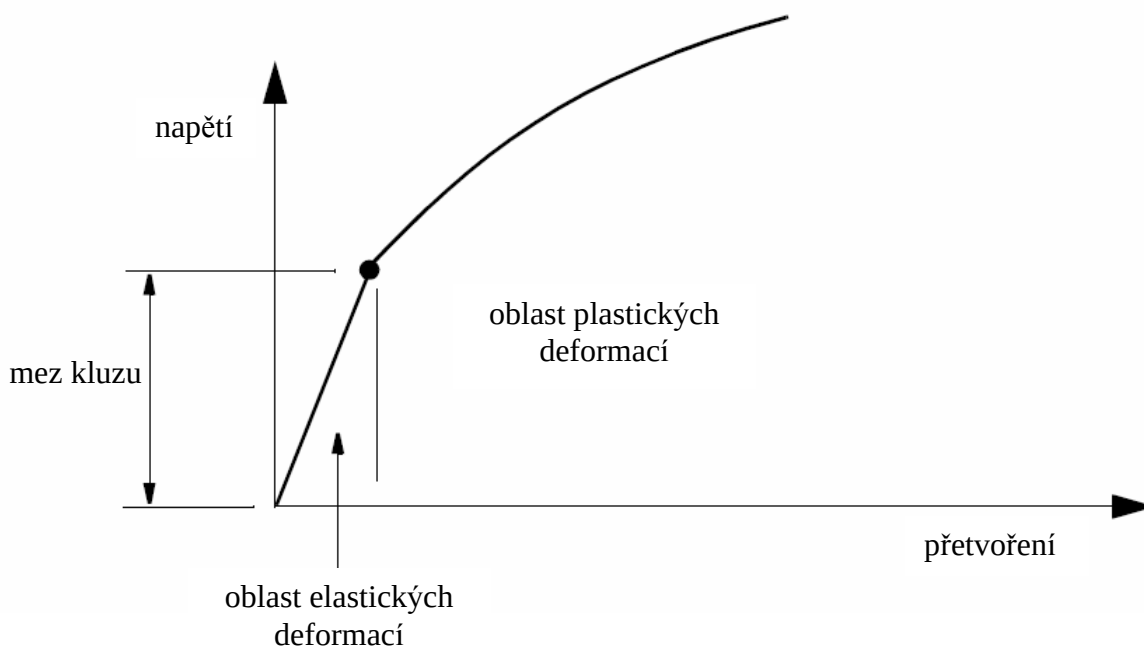
$$g_{yz} = \frac{1}{G} \cdot t_{yz}, \quad (3.15)$$

příčemž modul pružnosti ve smyku G není nezávislou materiálovou veličinou a můžeme jej určit ze vztahu

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + m)}. \quad (3.16)$$

3.3.2 PRUŽNĚ PLASTICKÝ MATERIÁLOVÝ MODEL

Model pružně plastického materiálu vychází z představy, že deformace lze rozdělit na elastickou a plastickou část. Část elastická se řídí Hookeovým zákonem. Plastické deformace vznikají pohybem dislokací ve skluzových rovinách. To má za následek nelineární charakteristiku materiálu.



Obr. 3.1 Typický průběh tahové zkoušky

Při řešení úloh plasticity již nevystačíme se dvěma konstantami, které charakterizují chování materiálu jako v lineární teorii pružnosti. Je nutné znát závislost napětí na deformaci, kterou nejčastěji zjišťujeme statickou zkouškou v tahu. Podmínky pro její provádění jsou normalizované. Musí být provedeny na přesně

definovaném vzorku a za přesně daných podmínek. Obecně lze říci, že závislost napětí na deformaci je ovlivněna:

- Ø teplotou, při které je test proveden,
- Ø rychlostí zatěžování,
- Ø tvarem zkušební tělesa,
- Ø velikostí zkušební vzorku.

Při řešení problémů plasticity je definována tzv. přirozená (někdy též logaritmická) deformace

$$de = \frac{dl}{l}. \quad (3.17)$$

Přičemž l je okamžitá délka zkušební tyče. Pak po integraci dostaneme

$$e = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln \frac{l}{l_0} = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0}. \quad (3.18)$$

Jak je známo, inženýrské prodloužení je definováno vztahem

$$e = \frac{\Delta l}{l_0}. \quad (3.19)$$

Pak lze vyjádřit vztah mezi přirozenou a inženýrskou deformací závislostí

$$e = \ln(1 + e). \quad (3.20)$$

Protože vznik a rozvoj plastických deformací v materiálu neovlivní změna objemu, je tedy vznik plastického stavu nezávislý na hodnotě středního napětí. Střední napětí je dáno vztahem

$$s_s = \frac{1}{3} \cdot (s_x + s_y + s_z). \quad (3.21)$$

Potom je vhodné definovat tzv. deviator napětí

$$D_s = \begin{pmatrix} s_x - s_s & t_{xy} & t_{xz} \\ t_{xy} & s_y - s_s & t_{yz} \\ t_{xz} & t_{yz} & s_z - s_s \end{pmatrix}. \quad (3.22)$$

Analogicky ke střednímu napětí lze definovat střední hodnotu deformace

$$e_s = \frac{1}{3} \cdot (e_x + e_y + e_z). \quad (3.23)$$

Pak lze také vypočítat deviator deformace

$$D_e = \begin{pmatrix} e_x - e_s & g_{xy}/2 & g_{xz}/2 \\ g_{xy}/2 & e_y - e_s & g_{yz}/2 \\ g_{xz}/2 & g_{yz}/2 & e_z - e_s \end{pmatrix}. \quad (3.24)$$

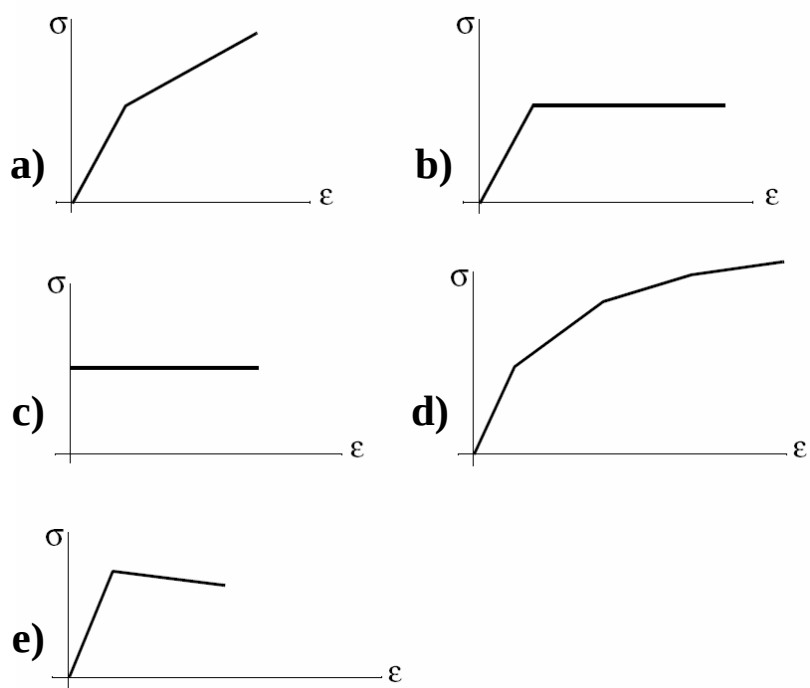
V teorii plasticity má význam tzv. zobecněné (efektivní) napětí vyjádřené pomocí druhého invariantu deviatoru napětí

$$s_i = \sqrt{3} \cdot \sqrt{I_2(D_s)}. \quad (3.25)$$

Analogicky pak lze vyjádřit i zobecněnou deformaci pomocí druhého invariantu deviatoru deformace

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{I_2(D_e)}. \quad (3.26)$$

Potom lze snadno vyjádřit pracovní diagram v souřadných osách s_i , e_i .



Obr. 3.2 Chování materiálu pod zatížením

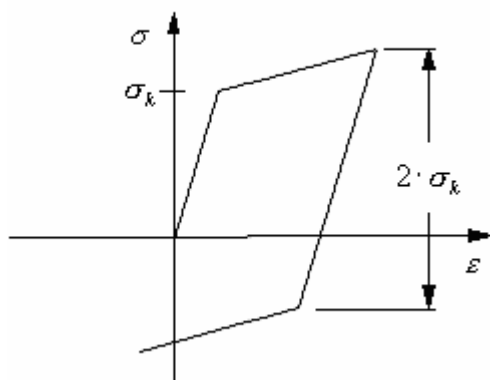
V průběhu doby se vyvinula celá řada náhradních modelů složité tahové křivky. Pro úplnost jsou uvedeny alespoň nejběžnější, které jsou:

- Ø pružně plastický a tuho plastický materiál bez zpevnění - - obr. 3.2b) a c),
- Ø pružně plastický materiál s lineárním zpevněním - obr. 3.2a),
- Ø materiál s obecným zpevněním – např. multilineární materiálový model uvedený na obr. 3.2d).

Důležitým pojmem v teorii plasticity je tzv. Druckerův postulát stability

$$ds \cdot de^p \geq 0, \quad (3.27)$$

který říká, že kladný přírůstek plastické deformace nesmí způsobit pokles napětí. Materiály které to splňují se nazývají stabilní. U některých kovových materiálů je tzv. výrazná mez kluzu, kdy může dokonce napětí se vzrůstající deformací klesat. Tento jev Druckerův postulát vylučuje z našich úvah. Na obr. 3.2e) je uveden příklad nestabilního materiálu.



Obr. 3.3 Bauschingerův jev

Při postupném zatěžování nad mez kluzu lze vždy hodnotu maximálního dosaženého napětí považovat za novou mez kluzu. Tedy hodnota meze kluzu se při jednoosém zatěžování stejným směrem zvětšuje. Ovšem pokud odlehčíme vzorek až na nulové zatížení, zůstane v materiálu zbytková deformace. Pokud budeme vzorek zatěžovat v opačném směru, pak dosáhneme meze kluzu při menší hodnotě zatížení než byla původní. Protože původní hodnota

meze kluzu v tahu a v tlaku je považována v absolutní hodnotě za stejně velkou, lze tento jev zapsat do jednoduché rovnice

$$s_{K_t} + s_{K_d} = 2 \cdot s_K. \quad (3.28)$$

Tento fenomén se nazývá Bauschingerův jev.

Funkce vyjadřující závislost $s = s(e)$ při jednoosé napjatosti, kterou lze chápat jako zvláštní případ napjatosti prostorové, vyjádřené pomocí hlavních napětí, je charakteristikou při jeho zatěžování a deformaci. Tu lze na základě tzv. „Teorie jediné

křivky“ $s_i = f(e_i)$ použít i pro obecnou napjatost prostorovou. Existence meze plasticity s mezí kluzu s_K vede k zavedení tzv. počáteční plochy plasticity. Počáteční plocha plasticity rozděluje prostor napětí na pružnou a plastickou oblast. Počáteční plocha plasticity je pak množinou pružných stavů ohraničujících pružnou oblast. Při libovolném monotónním zatěžování z nezatíženého stavu dosáhneme nejprve počáteční meze plasticity. U materiálu s deformačním zpevněním musí pro další rozvoj plastické deformace růst i napětí. Na toto napětí lze pohlížet jako na proměnnou mez kluzu, která je funkcí stupně deformace $s_K = s(e)$. Tím se plocha plasticity mění. Takové nové plochy plasticity se nazývají následné plochy plasticity. Pokud budeme vzorek odlehčovat až na nulové zatížení a následně jej zatížíme v opačném směru, může se projevit tzv. Bauschingerův jev. Potom se následné plochy plasticity mohou zvětšovat či posouvat.

V lineárně pružném stavu platí Hookeův zákon, složky tenzoru napětí jsou jednoznačně dány složkami tenzoru deformace. Podmínku pružného stavu při jednoosé napjatosti lze vyjádřit vztahem

$$|s| - s_K < 0. \quad (3.29)$$

Přechod do plastického stavu lze potom vyjádřit podmínkou plasticity ve tvaru

$$f(s, s_K) = |s| - s_K = 0. \quad (3.30)$$

Analogicky lze podmínku plasticity vyjádřit pro prostorovou napjatost pomocí složek hlavních napětí ve tvaru

$$f(s_1, s_2, s_3, m_j) = 0, \quad (3.31)$$

kde m_j je potřebný počet konstant.

V tomto okamžiku je již plocha plasticity dostatečně určena, zbývá pouze určit její rozměry. Běžně se lze setkat se dvěma podmínkami plasticity:

Ø Trescova podmínka plasticity,

Ø von Misesova podmínka plasticity (někdy též nazývána energetická).

Trescova podmínka plasticity vychází z předpokladu, že o vzniku a rozvoji plastického stavu rozhoduje maximální smykové napětí. Potom lze tuto podmínku zapsat ve tvaru

$$t_{\max} = t_K, \quad (3.32)$$

kde t_K je kritická hodnota tohoto maximálního napětí. K určení této hodnoty lze využít Mohrova diagramu pro jednoosou napjatost. Pak platí rovnice

$$t_K = \frac{s_K}{2}. \quad (3.33)$$

Potom lze podmínku plasticity zapsat ve tvaru

$$t_{\max} = \frac{s_K}{2}. \quad (3.34)$$

Von Misesova podmínka plasticity vychází z předpokladu, že kulový tenzor, tedy napjatost na změnu objemu má zanedbatelný vliv na vznik a rozvoj plastického stavu. Tedy plastického stavu je dosaženo, jestliže měrná deformační energie na změnu tvaru dosáhne kritické hodnoty. To lze zapsat

$$l_{tv} = l_{tv_K}. \quad (3.35)$$

Výpočtem měrné energie z deviátoru napětí a porovnáním mezní energie určené z efektivního napětí po dosazení meze kluzu v tahu (jednoosá napjatost je zvláštní případ prostorové), získáme von Misesovu podmínku plasticity vyjádřenou pomocí hlavních napětí ve tvaru

$$s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 - (s_1 \cdot s_2 + s_2 \cdot s_3 + s_1 \cdot s_3) = s_K^2. \quad (3.36)$$

Z rozboru mezních křivek získaných Trescovou a von Misesovou podmínkou plasticity je zřejmé, že nedávají stejné numerické výsledky. Při uvážení napjatosti prostého smyku zjistíme, že výpočtem podle Tresci získáme $t_{K_1} = 0,5s_K$ a podle von Mises $t_{K_2} = \frac{s_K}{\sqrt{3}}$. Experimentálně získané výsledky ukazují, že hodnota skutečné meze kluzu leží mezi těmito hodnotami

$$0,5s_K < t_K < \frac{s_K}{\sqrt{3}}. \quad (3.37)$$

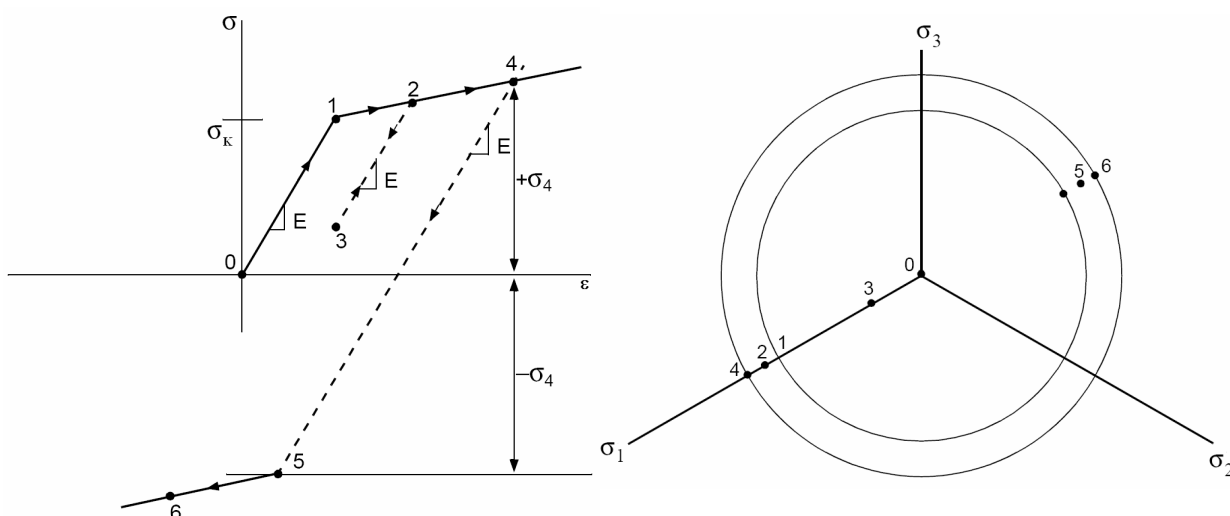
Jak bylo již naznačeno, při opakovaném zatěžování nad mez kluzu může docházet ke změně velikosti a polohy mezní plochy plasticity. Z tohoto pohledu lze rozdělit chování materiálu na materiál s:

- Ø izotropním zpevněním,
- Ø kinematickým zpevněním,
- Ø izotropně kinematickým zpevněním.

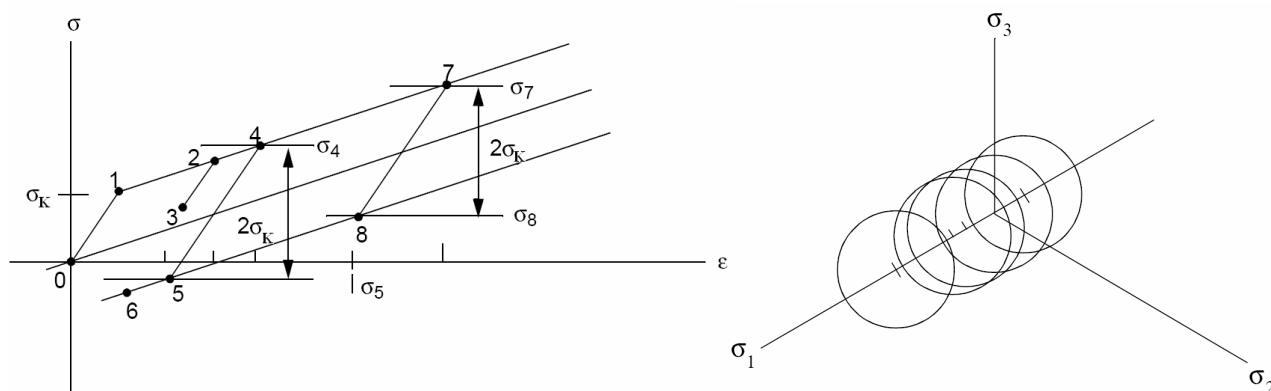
Z hlediska přístupu k řešení problému teorie plasticity lze rozdělit na dvě skupiny:

- 1) Teorie deformační, kdy napětí a deformace jsou vázány závislostmi analogickými s Hookeovým zákonem pro lineárně pružný stav. Nejznámější v této oblasti je tzv. Teorie malých pružně plastických deformací.
- 2) Teorie plastického tečení, kde je proces plastické deformace považován za analogický s tečením viskózní kapaliny. Fyzikální rovnice pak vyjadřují závislost napětí a jejich rychlostí na deformacích a jejich rychlostech.

Lze říci, že obě uvedené teorie dávají stejný výsledek pouze při prostém zatěžování.



Obr. 3.4 Schéma izotropního zpevnění materiálu



Obr. 3.5 Schéma kinematického zpevnění materiálu

Při použití teorie plasticity v metodě konečných prvků lze uvést, že se v průběhu doby vyvinula řada přístupů jak zahrnout chování materiálu do výpočtového modelu MKP. Pro úplnost jsou zde uvedeny alespoň nejznámější:

- Ø iterační metoda s postupnou změnou tuhosti prvku,
- Ø přírůstkové metody - metoda postupné změny tuhosti,
- Ø metoda počáteční deformace,
- Ø metoda počátečních napětí.

3.4 POSTUP PŘI ŘEŠENÍ OKRAJOVÉ ÚLOHY PRUŽNOSTI POMOCÍ MKP

Analytické řešení soustavy rovnic (3.1) až (3.15) s použitím integrálního a diferenciálního počtu, je možné pouze pro geometricky jednoduché tvary. Výsledek pak dostaneme ve tvaru spojitých funkcí. Další možnost je řešení diskrétní, které převádí problém hledání spojitých funkcí na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů, pomocí nichž se hledané funkce přibližně aproximují. Diskrétní problém je pak řešitelný algebraickými prostředky v konečném počtu kroků na počítači. Výhoda analytického řešení je zřejmá. V případě nalezení takového řešení máme přímou funkční závislost mezi vstupními hodnotami (např. rozměry, materiálovými moduly) a výstupními veličinami (např. posuvy, deformace, napjatost). Nalézt takové řešení je ovšem obtížné. Naproti tomu řešení pomocí diskrétního modelu je možné prakticky pro libovolně tvarově i jinak komplikovanou úlohu, ovšem řešení se vztahuje právě jen k jednomu zadání. Jakákoliv změna vstupu má za následek opakování celého řešení.

Jak již název napovídá, metoda konečných prvků spočívá v rozdělení spojitě oblasti na konečný počet podoblastí (prvků), které ji spojitě a jednoznačně vyplňují. Pro každý typ prvku je kromě dimenze a tvaru charakteristický počet a poloha jeho uzlů. To jsou body, v nichž hledáme neznámé hodnoty řešení.

Typy konečných prvků lze rozdělit podle dimenze na

- Ø jednorozměrné prvky,
 - o příhradový prvek,
 - o nosníkový prvek,
 - o rámový prvek,

- Ø dvojrozměrné prvky,
 - o stěnové (membránové) prvky,
 - o deskové prvky,
 - o obecná skořepina,
- Ø trojrozměrné prvky (tělesové prvky).

Variační metody v mechanice vycházejí z variačních principů. V případě deformační varianty MKP se vychází **Lagrangeova variačního principu**, který lze formulovat následovně: „Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se uskuteční ty, které udílejí celkové potenciální energii Π stacionární hodnotu.“

Celková potenciální energii Π je součtem vnitřní energie napjatosti a potenciálu vnějšího zatížení

$$\Pi = W - P. \quad (3.38)$$

Energie od napjatosti tělesa Ω je

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma}^T \cdot \boldsymbol{\varepsilon} dV. \quad (3.39)$$

Potenciál vnějšího zatížení lze vyjádřit jako součet povrchového a tělesového (někdy též objemového) potenciálu

$$P = \int_{\Omega} \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{o} dV + \int_{\Gamma_p} \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{p} dS. \quad (3.40)$$

Ve výše uvedených vztazích vystupují sloupcové matice

- Ø posuvů $\mathbf{u}^T = [u, v, w],$
- Ø přetvoření $\boldsymbol{\varepsilon}^T = [e_x, e_y, e_z, g_{xy}, g_{yz}, g_{zx}],$
- Ø napětí $\boldsymbol{\sigma}^T = [s_x, s_y, s_z, t_{xy}, t_{yz}, t_{zx}],$
- Ø objemového zatížení $\mathbf{o}^T = [o_x, o_y, o_z],$
- Ø plošného zatížení $\mathbf{p}^T = [p_x, p_y, p_z].$

3.4.1 MATICE TUHOSTI PRVKU

Celková potenciální energie Π je integrální veličina, její výslednou hodnotu můžeme tedy získat jako součet příspěvků od jednotlivých prvků

$$\Pi = \sum_{i=1}^N \Pi_i . \quad (3.41)$$

V prvním prvku bude tedy akumulována energie

$$\Pi_1 = W_1 - P_1 . \quad (3.42)$$

Posuv nad konečným prvkem je určen

$$u(x) = \mathbf{N}.d , \quad (3.43)$$

kde $\mathbf{N}$ je matice bázových funkcí a d je sloupcová matice deformačních parametrů koncových bodů (uzlů) elementu.

Přetvoření nad konečným prvkem je dáno

$$e = \frac{d}{dx}(\mathbf{N}.d) = \mathbf{B}.d , \quad (3.44)$$

$$\text{kde} \quad \mathbf{B} = \frac{d\mathbf{N}}{dx} \quad (3.45)$$

je matice udávající tvar funkce přetvoření nad prvkem. Protože matice $\mathbf{B}$ vznikla derivací $\mathbf{N}$, je při lineární aproximaci posuvů průběh přetvoření nad prvkem konstantní. Totéž platí i pro napětí.

Napětí nad konečným prvkem je

$$s = E.e = E.\mathbf{B}.d = d^T.\mathbf{B}^T.E . \quad (3.46)$$

Energii napjatosti prvku lze tedy vyjádřit ve tvaru

$$W_1 = \frac{1}{2} d^T . \left(E \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{B} dV \right) . d = \frac{1}{2} d^T . \mathbf{k} . d . \quad (3.47)$$

kde $\mathbf{k}$ je matice tuhosti prvku

$$\mathbf{k} = E \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{B} dV . \quad (3.48)$$

Celková energie napjatosti je pak součtem prvkových příspěvků

$$W = \sum_{i=1}^N W_i = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T . \sum_{i=1}^N \mathbf{K}_i . \mathbf{U} = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T . \mathbf{K} . \mathbf{U} , \quad (3.49)$$

kde $\mathbf{U}^T$ je sloupcová matice deformačních parametrů soustavy sdružených do celkové matice a $\mathbf{K}$ je celková matice tuhosti.

Potenciál vnějšího zatížení prvku je

$$P_1 = d^T . \mathbf{f} . \quad (3.50)$$

Potenciál vnějšího zatížení lze také vyjádřit pomocí celkové matice posuvu a zatížení ve tvaru

$$P = \sum_{i=1}^N P_i = \mathbf{U}^T \cdot \sum_{i=1}^N \mathbf{F}_i = \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{F}. \quad (3.51)$$

Potom celkovou potenciální energii v závislosti na konečném počtu deformačních parametrů vyjadřuje vztah

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{F}. \quad (3.52)$$

Podle Lagrangeova variačního principu má Π nabývat stacionární hodnoty, což vede na podmínku

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{U}} = \mathbf{0}. \quad (3.53)$$

Z parciálních derivací podle posuvů získáme soustavu N lineárních algebraických rovnic, které lze vyjádřit v maticovém zápisu

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F}. \quad (3.54)$$

Matice soustavy $\mathbf{K}$ je singulární (tj. determinant $\mathbf{K}$ je nulový) a soustava nemá jednoznačné řešení. K tomu aby soustava měla řešení, je nutné předepsat okrajové podmínky. A to alespoň takové, aby se zabránilo posuvu tělesa jako celku.

3.5 ZAVEDENÍ KONTAKTNÍCH POMĚRŮ DO VÝPOČTU

V této práci jsou provedeny výpočty z nichž naprostá většina uvažuje kontaktní poměry mezi objekty soustavy. Takové výpočty jsou značně nelineární a jsou v porovnání s lineárními mnohonásobně delší na výpočet.

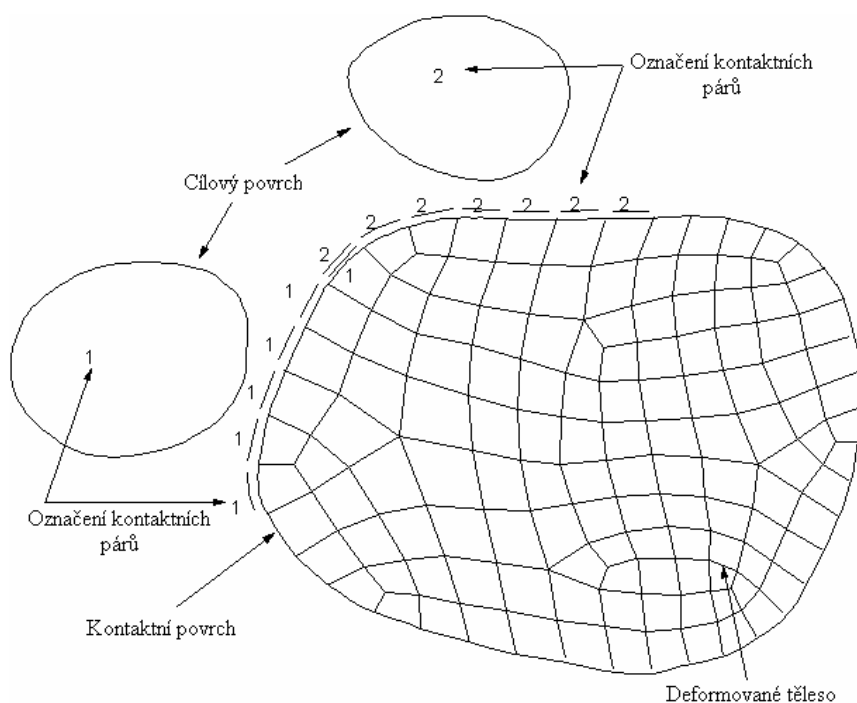
Kontaktní poměry mohou být uvažovány mezi tělesy, která mohou být buď dokonale tuhá nebo poddajná. Z tohoto hlediska lze rozdělit kontaktní páry na dvě skupiny:

- Ø kontakt mezi dokonale tuhým a poddajným tělesem,
- Ø kontakt mezi dvěma poddajnými tělesy.

Povrchy těles soustavy se rozdělují do kontaktních párů pomocí např. kontaktních tabulek nebo identifikačních čísel. Přístup k definování kontaktu tří těles soustavy je naznačen obr. 3.6.

Pro řešení kontaktních problémů existuje několik základních metod:

- Ø metoda pokutové funkce (penalty method),
- Ø metoda Lagrangeových multiplikátorů,
- Ø rozšířená metoda Lagrangeových multiplikátorů,
- Ø semianalytická metoda.



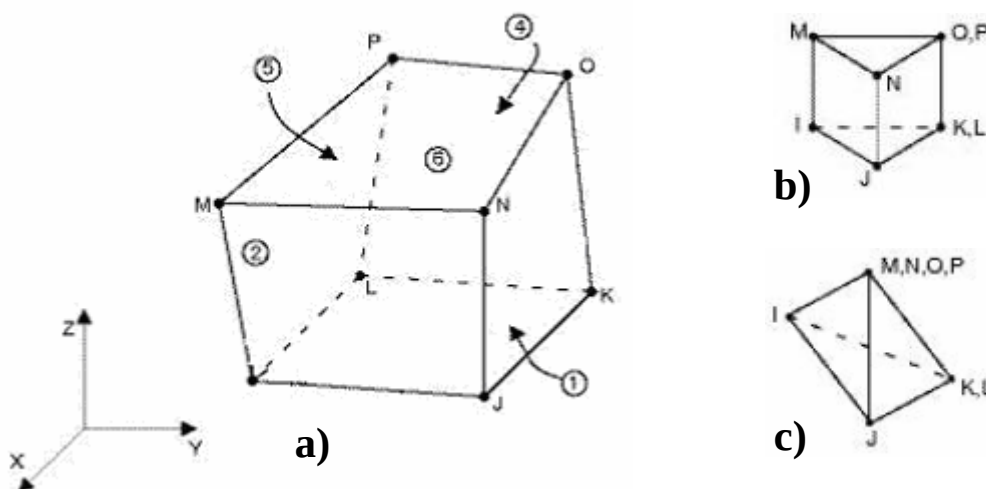
Obr. 3.6 Rozdělení těles na kontaktní oblasti

3.6 TYPY POUŽITÝCH KONEČNÝCH PRKŮ

3.6.1 ELEMENT TYPU SOLID 45

Element typu Solid 45¹ je historicky nejpoužívanější objemový konečný prvek v systému Ansys. V podstatě každý komerčně nabízený systém užívající MKP obsahuje tento typ prvku. Např. MSC MARC 2001 nazývá tento prvek typ 7.

Solid 45 je tvořen šesti stěnami s jedním uzlem v každém rohu. Každý z osmi uzlů má tři stupně volnosti. Tedy možnost pohybu ve směru x , y a z souřadného systému.



Obr. 3.7 a) Základní tvar elementu Solid 45 v šestistěnné konfiguraci
b) Zkolabovaný typ elementu Solid 45 do podoby pětistěnu
c) Zkolabovaný typ elementu Solid 45 do podoby čtyřstěnu

Na obr. 3.7 je vyobrazen tento element v jeho třech konfiguracích. Základní je šestistěnná, která je vytvářena pomocí tzv. mapovaných sítí. Zbylé dvě konfigurace nejsou pro tento typ prvku doporučené, protože vykazují nepřírozeně vysokou tuhost, viz např. [32].

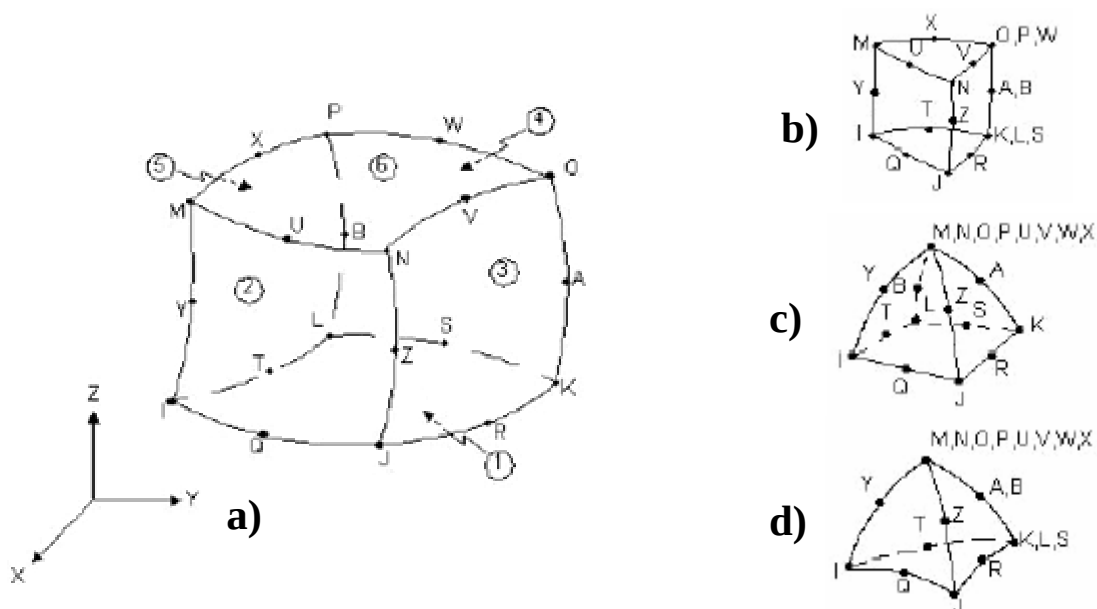
¹ Není-li uvedeno jinak, jsou elementy popsány v kap. 3.6 součástí knihovny prvků systému Ansys.

Výhodou elementu Solid 45, proti Solid 95 uvedeného v 3.6.2, je jeho malý počet uzlů, tedy i menší náročnost na užitý hardware a výpočetní čas. Přičemž v šestistěnné konfiguraci vykazuje poměrně dobrou přesnost. To ovšem omezuje uživatele na tvorbu mapovaných sítí.

3.6.2 ELEMENT TYPU SOLID 95

Prvek typu Solid 95 v současné době již často nahrazuje Solid 45 a v budoucnu jistě i převáží četností použití.

Solid 95 je vytvořen šesti stěnami a jedním uzlem v každém rohu jako Solid 45. Tento prvek však má navíc ještě po jednom uzlu na každé hraně. Tedy celkem 20 uzlů. Protože je to opět objemový prostorový prvek, má každý z těchto uzlů možnost pohybu ve třech směrech os souřadného systému.



Obr. 3.8 a) Základní tvar elementu Solid 95, šestistěnná konfigurace
b) Kolabovaný tvar prvku Solid 95 do tvaru klínu
c) Kolabovaný tvar prvku Solid 95 do tvaru jehlanu
d) Kolabovaný tvar prvku Solid 95 do tvaru čtyřstěnu

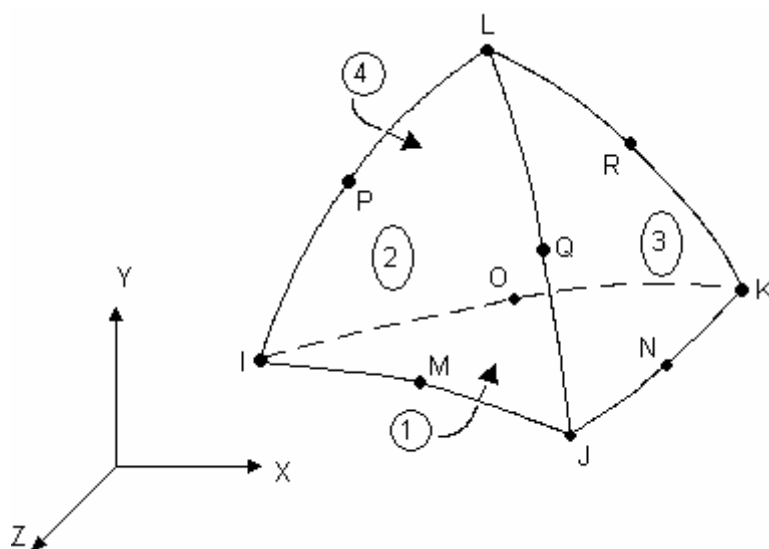
Střední uzly bývají umístěny ve středu hrany konečného prvku. Hrany spojující rohové uzly nemusejí být vždy přímé jako je tomu u elementu typu Solid 45.

Umístěním středního uzlu mimo spojnici rohových uzlů mohou vytvořit i složitější tvar. Tedy tyto prvky lépe nahrazují tvarově komplikovaná tělesa.

Výhodou tohoto typu prvku je, že i jeho kolabované tvary vykazují poměrně dobrou přesnost. Jsou proto vhodné pro tvorbu mapovaných i kombinovaných sítí (částečně mapované, zbytek volně). Nevýhoda těchto elementů je vzhledem k počtu jejich uzlů, že jsou náročné na hardware a výpočetní čas.

3.6.3 ELEMENT TYPU SOLID 92

Typ prvku Solid 92 je tvořen čtyřmi stěnami. V každém vrcholu a na každé hraně je umístěn jeden uzel. Jde tedy o deseti uzlový element. I v tomto případě nemusí střední uzel ležet na rovné hraně elementu, čímž dobře vyplní tvar zkoumaného tělesa. Tento prvek se užívá výhradně pro tvorbu volných, případně kombinovaných sítí.



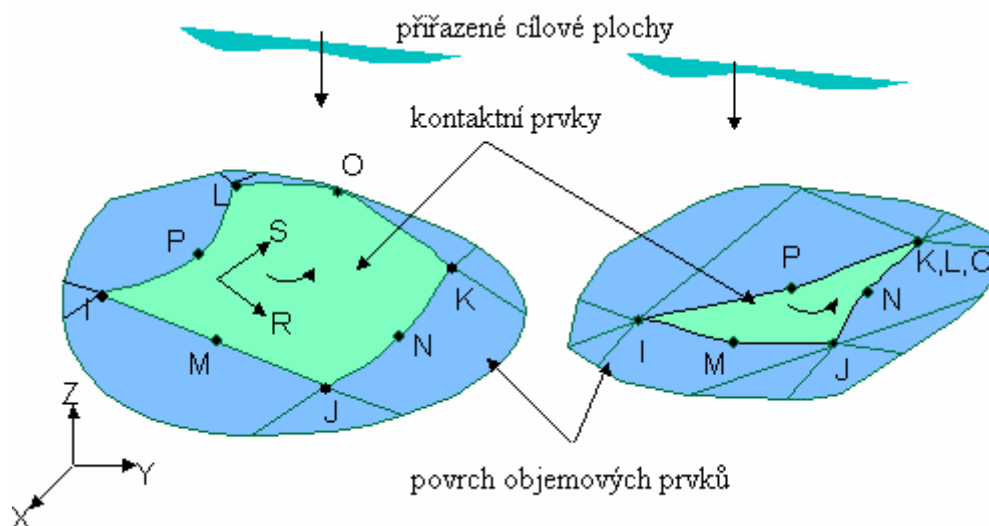
Obr. 3.9 Čtyřstěnný prvek typu Solid 92

Tohoto prvku bylo v práci využito v případě kombinovaných sítí. Solid 92 vznikl odebráním přebytečných uzlů zkolabovaného tvaru elementu Solid 95 uvedeného na obr. 3.8d). Tím je dosaženo zmenšení matice tuhosti, viz [1].

Výhodou elementu Solid 92 je jeho přesnost a rychlá příprava výpočtového modelu, ovšem za cenu prodloužení výpočtového času ve srovnání s prvkem Solid 45.

3.6.4 KONTAKTNÍ ELEMENTY TYPU CONTA 174 A TARGE 170

Conta 174 a Targe 170 jsou prvky, které nám zprostředkovávají kontakt mezi objekty soustavy. Patří do skupiny kontaktních prvků zprostředkovávající interakci těles pomocí kontaktních ploch, jde o plošné kontaktní prvky typu plocha-plocha (existuje i typ plocha-bod, bod-bod).



Obr. 3.10 Umístění kontaktních a cílových prvků na povrchu tělesa

Prvek Conta 174 je definovaný čtyřmi rohovými uzly a čtyřmi uzly na hranách, jak je patrné z obr. 3.10. V kombinaci s použitím s objemovými prvky Solid 95 se může vyskytnout ve dvou konfiguracích, čtyřúhelníkové a trojúhelníkové. Je-li tento prvek užit k zprostředkování kontaktu mezi objekty tvořenými elementy bez středních uzlů, v našem případě z prvků Solid 45, je nutné odebrat střední uzly. Conta 174 je kontaktní prvek pro objemové síť, proto má každý jeho uzel také tři stupně volnosti ve směru souřadných os x , y , z .

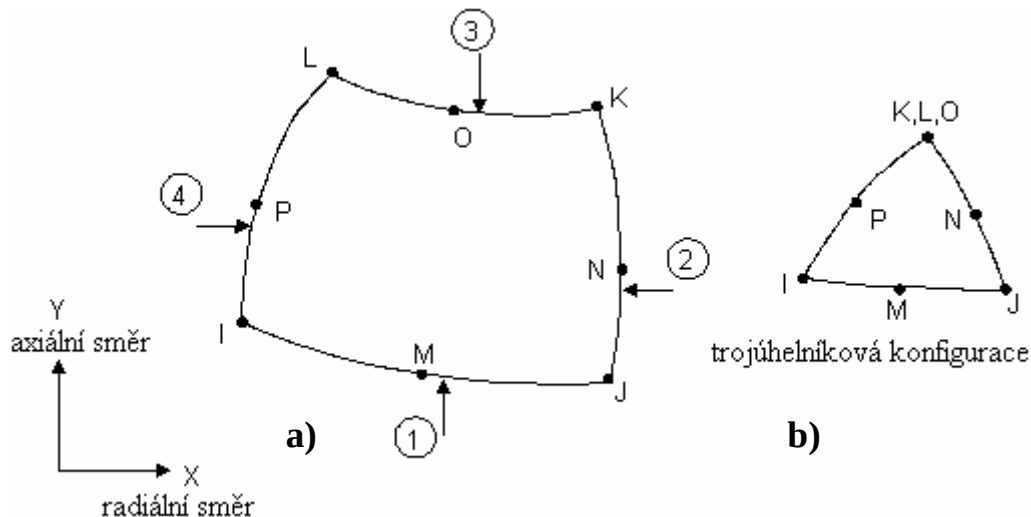
Element Targe 170 je určený čtyřmi rohovými a čtyřmi hranovými uzly. Používá se vždy v kombinaci s kontaktními prvky. Targe 170 je cílový prvek pro objemové síť, proto má i každý jeho uzel tři stupně volnosti ve směru os x , y , z souřadného systému.

Pro výběr cílové a kontaktní plochy platí několik zásad, které je vhodné dodržovat:

- Ø Jsou-li elementy jedné z kontaktních ploch větší než druhé, pak by plocha s rozměrnějšími prvky měla být zvolena za cílovou.
- Ø Je-li jedna z ploch tužší, pak by měla být pokryta cílovými prvky.
- Ø Plocha s menší křivostí je vhodnější pro pokrytí cílovými elementy.
- Ø Rozlehlejší plocha se většinou volí za cílovou.
- Ø Je-li zprostředkovan kontakt konvexní plochy s rovinou, případně konkávní, je vhodné ji zvolit za cílovou.

3.6.5 ELEMENT TYPU PLANE 183

Prvek Plane 183 je tvořen ve své základní konfiguraci čtyřmi hranami. V každém rohu a na hranách je po jednom uzlu, je tedy definován celkem osmi uzly. Tento typ elementu je v systému MSC MARC 2001 označován jako typ 72.



Obr. 3.11 a) Základní, čtyřhranná konfigurace prvku Plane 183

b) Kolabovaná, tříhranná konfigurace prvku Plane 183

Každý z uzlů má dva stupně volnosti. První ve směru souřadné osy x (radiální směr pro osově souměrnou úlohu) a druhý ve směru y (axiální směr pro osově souměrnou úlohu).

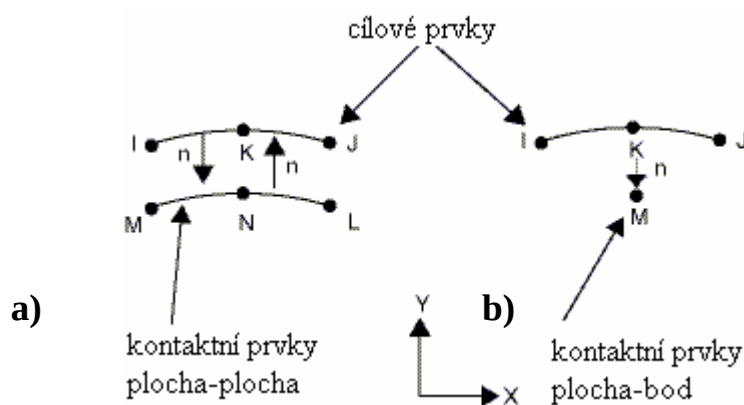
Plane 183 je možné použít pro tři základní úlohy (předpoklady):

1. Určení rovinné napjatosti.
2. Výpočet rovinného přetvoření.
3. Pro osově souměrnou úlohu.

Výhoda tohoto typu prvku je jeho dobrá přesnost ve všech konfiguracích, nenáročnost na užitý hardware a krátký výpočetní čas. Nevýhodou ovšem je jeho samotná formulace, která nás omezuje na řešení úloh s předpokladem rovinné napjatosti či deformace nebo osově souměrný tvar těles, okrajových podmínek a zatížení.

3.6.6 KONTAKTNÍ ELEMENTY TYPU CONTA 172 A TARGE 169

Tyto elementy umožňují zavedení kontaktních poměrů, při použití prvků Plane 183. Jsou to křivkové elementy určené třemi uzly, dvěma na koncích a jedním na hraně elementu.



Obr. 3.12 a) Kontaktní prvky typu kontaktu plocha-plocha

b) Kontaktní prvky typu kontaktu plocha-bod

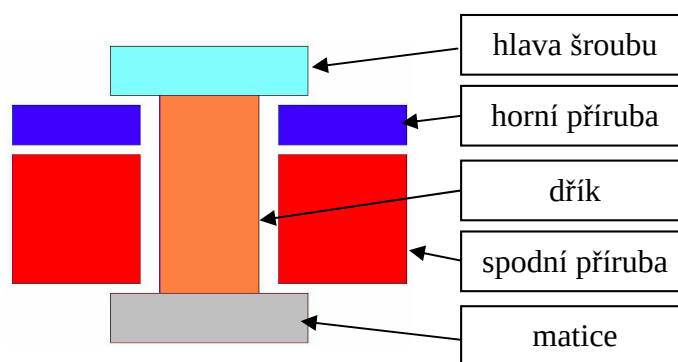
Každý z uzlů má dva stupně volnosti, posuv ve směru osy x a y souřadného systému.

4 MOŽNOSTI MODELOVÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ

Způsoby modelování chování šroubového spojení v trojrozměrných úlohách metodou konečných prvků je problém, kterým se bude zabývat tato kapitola. Otázka vhodného zvolení výpočtového modelu je úzce spjata s tím, jaké jsou sledované veličiny a jak „precizní“ model zamýšlíme vytvořit. V podstatě je vždy snahou zhotovit co nejjednodušší výpočtový model, přičemž musí podat dobrou představu o sledovaných veličinách.

Z hlediska tvorby výpočtového modelu se běžný šroubový spoj skládá:

1. z hlavy šroubu,
2. dříku,
3. matice,
4. horní příruby,
5. spodní příruby.



Obr. 4.1 Schéma běžného šroubového spoje

Schématicky jsou tyto části vyjádřené na obr. 4.1, které jsou pro názornost opatřeny různými barvami, přestože třeba hlava tvoří s dříkem jeden celek.

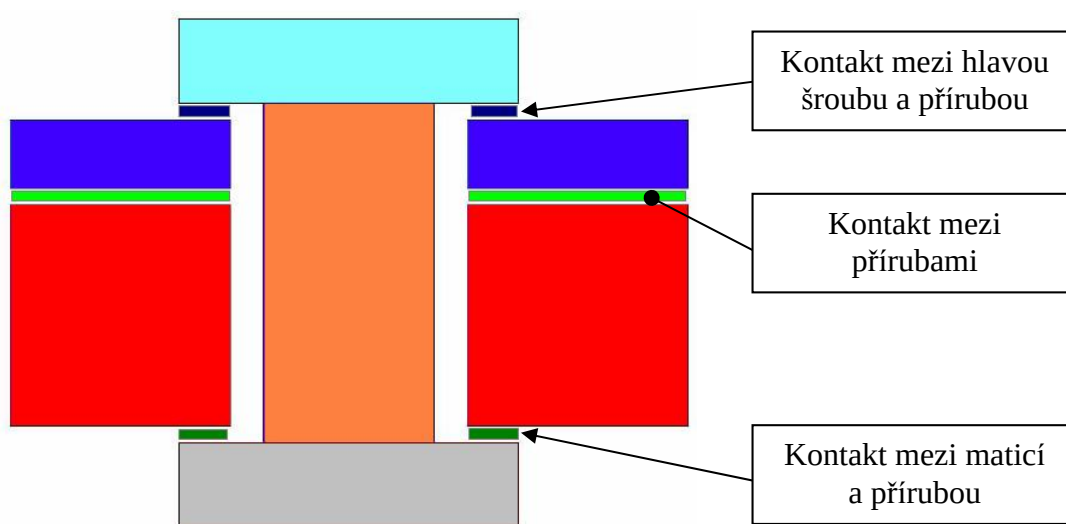
Zjednodušení šroubového spoje lze rozdělit na problém modelování kontaktních poměrů mezi členy soustavy a na samotné nahrazení hlavy a dříku šroubu a matice.

Kontaktní poměry mezi objekty soustavy lze zprostředkovat následujícími způsoby:

- Ø členy soustavy jsou uvažovány jako jedno těleso (tzv. srostlé sítě),
- Ø kontakt je zprostředkován tzv. spárováním posuvů uzlů v kontaktní rovině v normálovém směru (tzv. *coupling*),
- Ø vytvoření běžného kontaktního páru, někdy s výhodou použití tzv. „lepeného kontaktu“.

Při velkém tahovém zatížení šroubu dochází k jeho prodloužení. Vlivem toho se uvolňuje deformace přírub, mezi kterými by nikdy neměla vzniknout vůle. To zajišťuje přepětí ve šroubu vytvořené utažením šroubu. Do výpočtového modelu lze tuto okolnost zahrnout např. následujícími způsoby:

- Ø ochlazením dříku šroubu o hodnotu, která způsobí právě žádané předpětí,
- Ø předepsáním počáteční deformace (*initial strain*),
- Ø použití speciálních prvků, které jsou součástí prakticky každého komerčního softwaru MKP (často nazývané *pretension elements*).

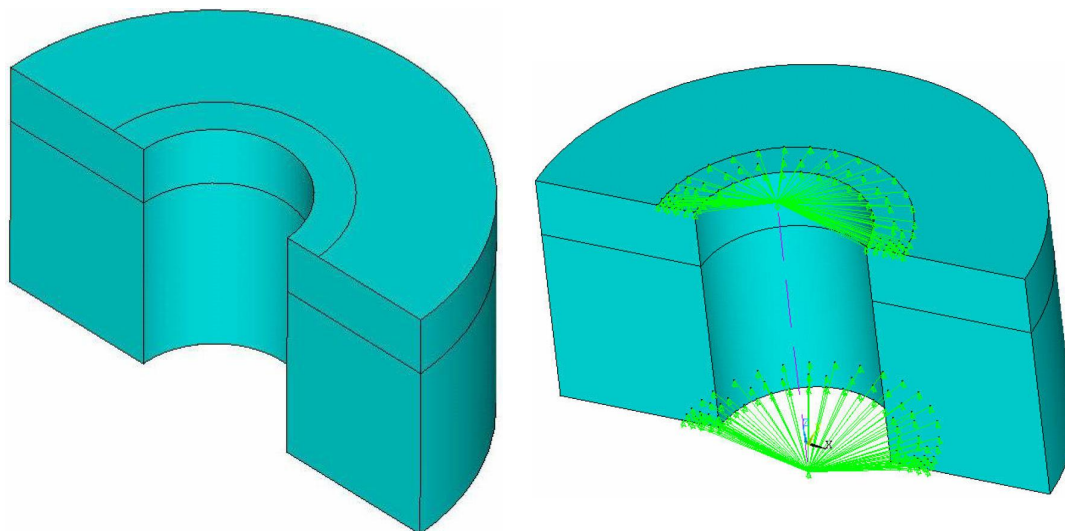


Obr. 4.2 Schématické rozložení kontaktů mezi členy šroubového spoje

4.1 BEZ Vlivu ŠROUBU A MATICE

Model spoje bez šroubu a matice je nejjednodušší způsob jak zprostředkovat spojení přírub, kde předpětí je vyvozeno předepsáním příslušného tlaku v místě dosednutí hlavy šroubu a matice na příruby.

Takový způsob modelování spoje neumožňuje vznik vůle mezi přírubami a nezahrnuje vliv tuhosti šroubu na deformace. Zásadní výhoda tohoto postupu je jeho jednoduchost a nenáročnost na výpočet.



Obr. 4.3 a) Model bez šroubu a matice

b) Model se spárovanými posuvy přírub

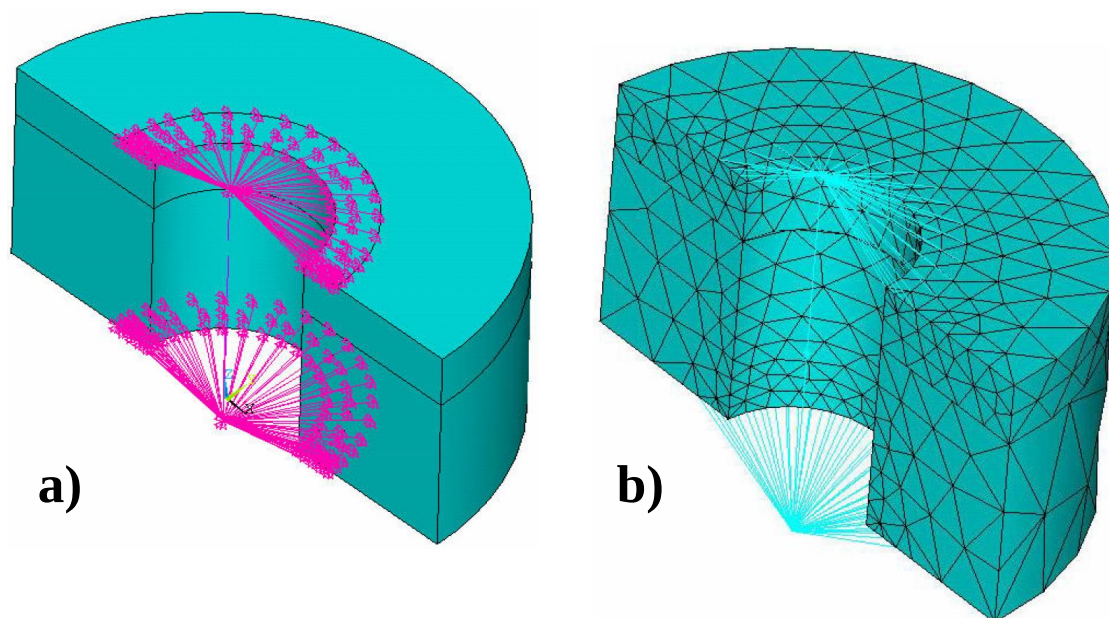
4.2 SPÁROVÁNÍ PŘÍRUB S REÁLNÝM DŘÍKEM

Při metodě spárovaných posuvů přírub jsou spárovány posuvy v místě dosednutí hlavy šroubu a matice na osu šroubu. Samotný dřík je simulován prostřednictvím příhradových prvků (přenášejí pouze tahové a tlakové namáhání). S výhodou lze předepsat do dříku předpětí pomocí některého s dříve uvedených způsobů.

Pro tento způsob modelování spoje je zapotřebí jen o málo více elementů než při předchozí metodě simulace spoje.

4.3 DOKONALE TUHÁ HLAVA ŠROUBU A MATICE

Hlava šroubu a matice jsou simulovány jako dokonale tuhá tělesa (vyztužují i příruby v místě dosednutí). Spojení těchto dvou tuhých těles je vytvořeno pomocí rámových prvků, které simulují dřík šroubu. Použití rámových prvků umožňuje i přenos ohybového namáhání.



Obr. 4.4 a) Tuhá hlava šroubu a matice

b) Hlava šroubu a matice ve tvaru „hvězdice“

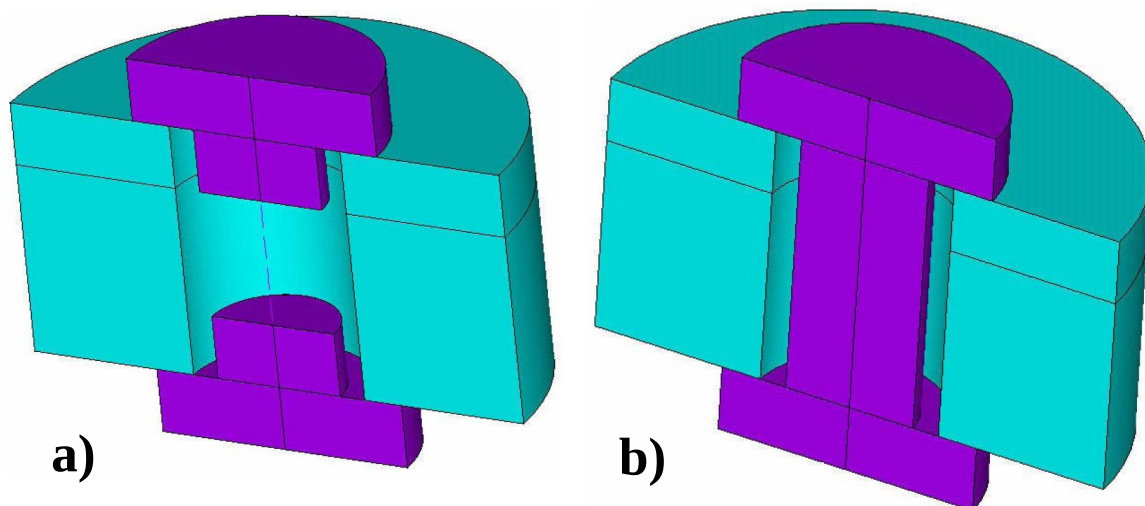
4.4 HLAVA ŠROUBU A MATICE VE TVARU „HVĚZDICE“

Pro vytvoření modelu hlavy šroubu a matice jsou použity rámové prvky, které jsou vytvořeny mezi přírubami a osou šroubu do tvaru připomínajícího „hvězdici“. Tyto středy jsou spojeny pomocí rámových prvků jejichž prostřednictvím se přenáší i ohybové namáhání. Přirozeně i v této variantě modelu spoje je možné zavést do výpočtu předpětí spoje jedním z dříve uvedených způsobů.

4.5 SMÍŠENÝ MODEL SPOJE

Smíšený model spoje spojuje výhody objemového a zjednodušeného modelu dříku modelovaného pomocí rámových prvků.

Je vhodné připojení rámových prvků k objemovým vytvořit přibližně ve vzdálenosti jedné poloviny průměru dříku od hlavy šroubu resp. matice. Pro samotné propojení mezi objemovými a rámovými prvky je vhodné vytvořit „spárování“ posuvů v osovém směru.



Obr. 4.5 a) Smíšený model spoje

b) Objemový model spoje

4.6 OBJEMOVÝ MODEL SPOJE

Vytvoření objemového modelu spoje je nejpřesnější přiblížení simulace šroubového spoje k realitě. Jsou použity objemové prvky, mezi kterými je vhodné použití kontaktních elementů. Předepnutí spoje (stav po montáži) je zajištěn pomocí speciálních prvků *pretension elements*. Takový model je přirozeně nejpřesnější, ovšem za cenu větší náročnosti na výpočet (především výpočetní čas).

5 ROZLOŽENÍ ZATÍŽENÍ NA JEDNOTLIVÉ ZÁVITY A NAPJATOST V ZÁVITECH

K určení rozložení celkového osového zatížení šroubu, osově síly, po jednotlivých závitech a z toho vzniklé napjatosti ve spojovacích dílech můžeme určit v podstatě dvojím způsobem, a to výpočtem nebo experimentem. Z praktického hlediska je ovšem nejlépe tyto dva přístupy kombinovat, tj. experimentem podpořit výpočet. Samotný výpočet lze provést buď analyticky nebo dnes již běžně používanými numerickými metodami (MKP). Experiment není součástí této práce, proto je vhodné následný výpočet pomocí MKP porovnat alespoň s jinou metodou výpočtu (třeba patrně i méně přesnou), která byla podrobena srovnání s experimentem.

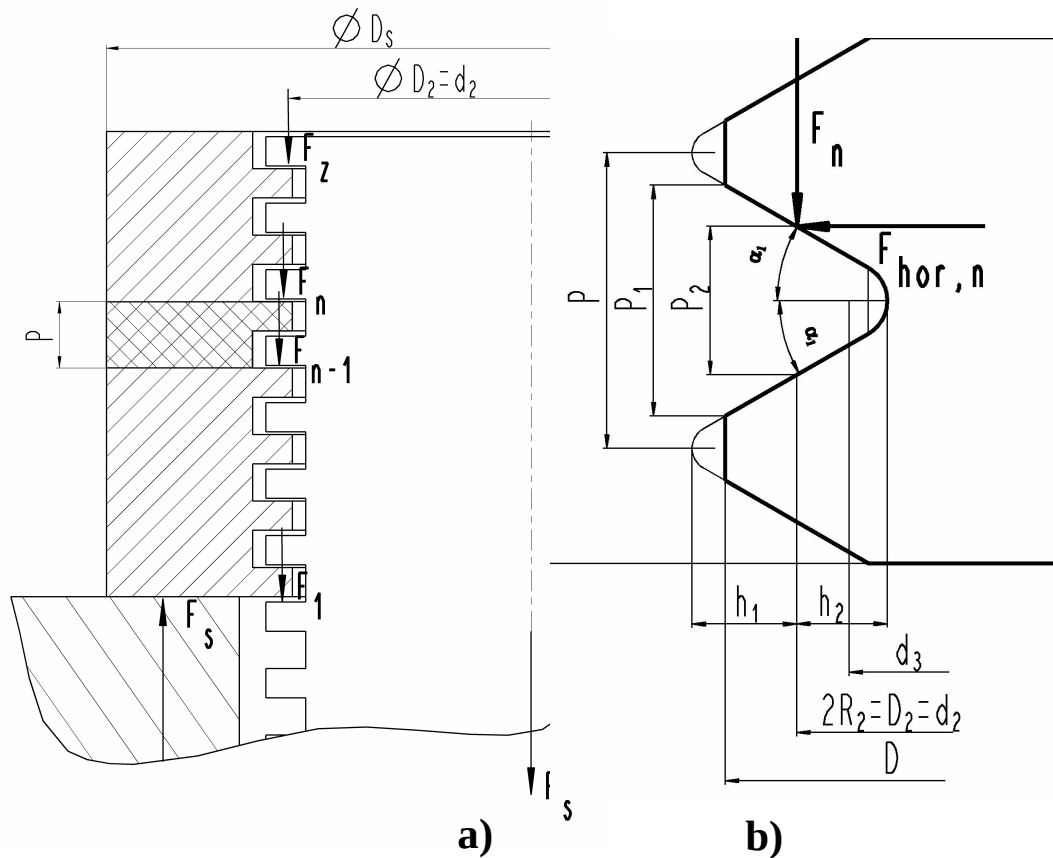
5.1 VÝPOČET PODLE MADUSCHKY

Výpočet rozložení zatížení podle Maduschky je založen na následujících zjednodušujících předpokladech:

- Ø pomineme stoupání závitu, nahradí se každý chod závitu matice kruhovým prstencem, u šroubu kruhovým kotoučem (odpovídá osově souměrné úloze),
- Ø je zanedbáno tření v závitech,
- Ø vnější síly působí pouze v ose spoje (osově souměrné zatížení),
- Ø síly na závit působí pouze na středním průměru D_2 .

Vyjmeme-li ze staticky neurčité soustavy (obr. 5.1a)) jeden kroužek, např. mezi závity $n-1$ a n , na obrázku hustěji šrafovaný, potom je prstenec matice stlačován silou F_n o d_n a kroužek na šroubu je prodlužován stejnou silou F_n o l_n . Rozdíl který tím vzniká se musí vyrovnat ohybem závitu šroubu i matice. Vzhledem k tomu, že se jedná o ostrý závit, je nutné vzít v úvahu ještě rozšíření matice respektive stlačení šroubu vlivem vodorovné složky síly na závit obr. 5.1b). Horizontální složka síly je

$$F_{hor,n} = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \quad (5.1)$$



Obr. 5.1

Změna výšky závitu P vlivem rozšíření matice, resp. zúžení šroubu, mezi $n-1$ a n -tým závitem s uvažováním různého zatížení $n-1$ a n -tého závitu bude

$$\Delta P_{n-1,n} = (r_{n-1} - r_n) \cdot \tan \alpha_1 \quad (5.2)$$

přičemž platí $r_n = r_{s,n} + r_{m,n}$.

Pro samu staticky neurčitou soustavu „kotoučů“ a „prstenců“ platí deformační podmínka

$$y_n = y_{n-1} - (l_{n-1,n} + d_{n-1,n}) + \Delta P_{n-1,n} \quad (5.3)$$

Samotné zvětšení poloměru matice vlivem vodorovné síly, pokud je R_s vnější poloměr matice, bude

$$r_{m,n} = \frac{0,048 \cdot R_2^2}{p \cdot E_m \cdot (R_s^2 - R_2^2)} \cdot [2,33 + 4,33 \cdot (\frac{R_s}{R_2})^2] \cdot F_{hor,n} \quad (5.4)$$

$$\text{neboli} \quad r_{m,n} = k_{m1} \cdot F_{hor,n} \quad (5.5)$$

$$\text{kde} \quad k_{m1} = \frac{0,048 \cdot R_2^2}{P \cdot E_m \cdot (R_s^2 - R_2^2)} \cdot [2,33 + 4,33 \cdot (\frac{R_s}{R_2})^2]. \quad (5.6)$$

Pro šroub platí analogicky

$$r_{s,n} = \frac{0,048 \cdot R_2^2}{P \cdot E_s \cdot (R_2^2 - r_i^2)} \cdot [2,33 + 4,33 \cdot (\frac{r_i}{R_2})^2] \cdot F_{hor,n} \quad (5.7)$$

$$\text{neboli} \quad r_{s,n} = k_{s1} \cdot F_{hor,n}, \quad (5.8)$$

$$\text{kde} \quad k_{s1} = \frac{0,048 \cdot R_2^2}{P \cdot E_s \cdot (R_2^2 - r_i^2)} \cdot [2,33 + 4,33 \cdot (\frac{r_i}{R_2})^2]. \quad (5.9)$$

Pokud je $R_s \gg R_2$ a $r_i = 0$, lze výrazy značně zjednodušit na

$$r_{m,n} \mathbf{B} \frac{0,208}{P \cdot E_m} \cdot F_{hor,n} = k_m \cdot F_{hor,n} \quad (5.10)$$

a

$$r_{s,n} \mathbf{B} \frac{0,112}{P \cdot E_s} \cdot F_{hor,n} = k_s \cdot F_{hor,n} \quad (5.11)$$

Průhyb n -tého závitu je při stejném modulu pružnosti matice i šroubu ($E_m = E_s = E$) roven

$$y_n = \frac{3}{E \cdot p \cdot D_2} \cdot \{ [-1,5 + 2 \cdot \frac{P_2}{P_1} - \frac{1}{2} \cdot (\frac{P_2}{P_1})^2 + \\ + (1 + tg^2 a_1) \ln \frac{P_1}{P_2}] \cdot \cot g^3 a_1 - 4 \cdot (\frac{h_1}{P_1})^2 \cdot tg a_1 \} \cdot F_n = c_g \cdot F_n \quad (5.12)$$

$$\text{tedy} \quad c_g = \frac{3}{E \cdot p \cdot D_2} \cdot \{ [-1,5 + 2 \cdot \frac{P_2}{P_1} - \frac{1}{2} \cdot (\frac{P_2}{P_1})^2 + \\ + (1 + tg^2 a_1) \ln \frac{P_1}{P_2}] \cdot \cot g^3 a_1 - 4 \cdot (\frac{h_1}{P_1})^2 \cdot tg a_1 \} \quad (5.13)$$

Dosazením těchto hodnot do rovnice (5.3) dostaneme soustavu rovnic

$$\begin{aligned} F_2 &= F_1 - C \cdot [F_s - F_1] \\ F_3 &= F_2 - C \cdot [F_s - (F_1 + F_2)] \\ F_4 &= F_3 - C \cdot [F_s - (F_1 + F_2 + F_3)] \\ &\dots \\ F_n &= F_{n-1} - C \cdot [F_s - (F_1 + F_2 + \dots + F_{n-1})] \\ F_s &= \sum_{i=1}^n F_i \end{aligned} \quad (5.14)$$

příčemž je

$$C = \frac{c_s + c_m}{c_g + (k_s + k_m) \cdot \operatorname{tg}^2 a_1} \quad (5.15)$$

$$c_s = \frac{P}{E_s \cdot S_3} \quad S_3 = \frac{p \cdot d_3^2}{4}. \quad (5.16)$$

$$c_m = \frac{P}{E_m \cdot S_m} \quad S_m = \frac{p \cdot (4 \cdot R_s^2 - D^2)}{4} \quad (5.17)$$

Výše uveden výpočet rozložení zatížení po závitech platí pro ostrý závit. Podobnou soustavu rovnic (5.14) bychom ovšem mohli sestavit i pro závit tupý [19].

Soustavu rovnic (5.14) lze jednoduše vyřešit pomocí některého z běžně nabízených komerčních produktů, např. MAPLE, Mathcad apod. Výsledky porovnávacího výpočtu budou uvedeny v kapitole 5.3.

5.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ ZÁVITŮ S VYUŽITÍM MKP

Metoda konečných prvků nám dává na výběr několik přístupů jak určit žádané veličiny v závitě. Např. lze ustoupit od třírozměrné úlohy a řešit problém jako osově souměrný, a to pomocí speciálních rovinných prvků, které jsou nazývány axisymetrickými prvky nebo tvorbou libovolně velkého segmentu a vhodně upravenými okrajovými podmínkami, přičemž jsou použity prostorové prvky. Další možností je vytvoření plně prostorového modelu. Použití plošného modelu (případně segmentu) nebo prostorového modelu přináší samozřejmě své výhody a nevýhody.

Výhody trojrozměrného modelu:

- Ø lze simulovat i jiné typy zatížení než osově souměrné,
- Ø model je schopen postihnout vzájemné posouvání závitu matice a šroubu po šroubovici,
- Ø je možné počítat i závislost utahovacího momentu při utahování na síle sevření,
- Ø lze lépe postihnout skutečný tvar závitu včetně šroubovitého tvaru a výběhu, z čehož vyplývá i pravděpodobně vyšší přesnost vypočtených veličin.

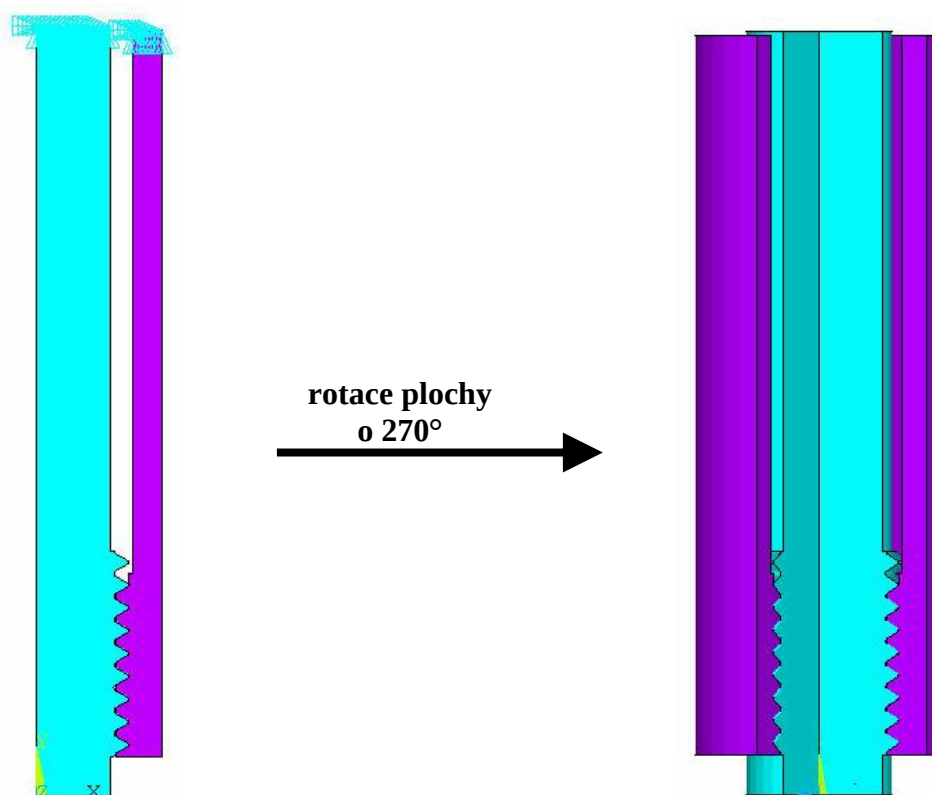
Nevýhody trojrozměrného modelu:

- Ø čas potřebný pro přípravu výpočtového modelu je mnohonásobně delší,
- Ø jakákoliv změna ve výpočtovém modelu je obtížná,
- Ø výpočetní čas je mnohonásobně delší.

Lze říci, že výhoda trojrozměrného modelu je nevýhodou rovinného a naopak.

5.2.1 OSOVĚ SOUMĚRNÝ MODEL ZÁVITOVÉHO SPOJE

Osově souměrný model vznikne rotací plochy vzniklé řezem spoje rovinou, ve které leží osa souměrnosti spoje. Tento tvar je tedy v porovnání s trojrozměrným modelem značně jednodušší z hlediska přípravy výpočtového modelu, tak především i následný výpočet je mnohonásobně rychlejší. Na obr. 5.2 je vykreslen



Obr. 5.2 Náhled na 2D výpočtový model s označením okrajových podmínek

výpočtový model spoje, a to vlevo zjednodušeně a vpravo, pro názornost osově souměrné úlohy, je plocha rotována okolo osy souměrnosti o 270° . Horní část šroubu

i matice byla prodloužena dostatečně dlouhým válcem (u matice dutým), aby nedocházelo k ovlivňování rozložení napětí vlivem okrajových podmínek a zatížení.

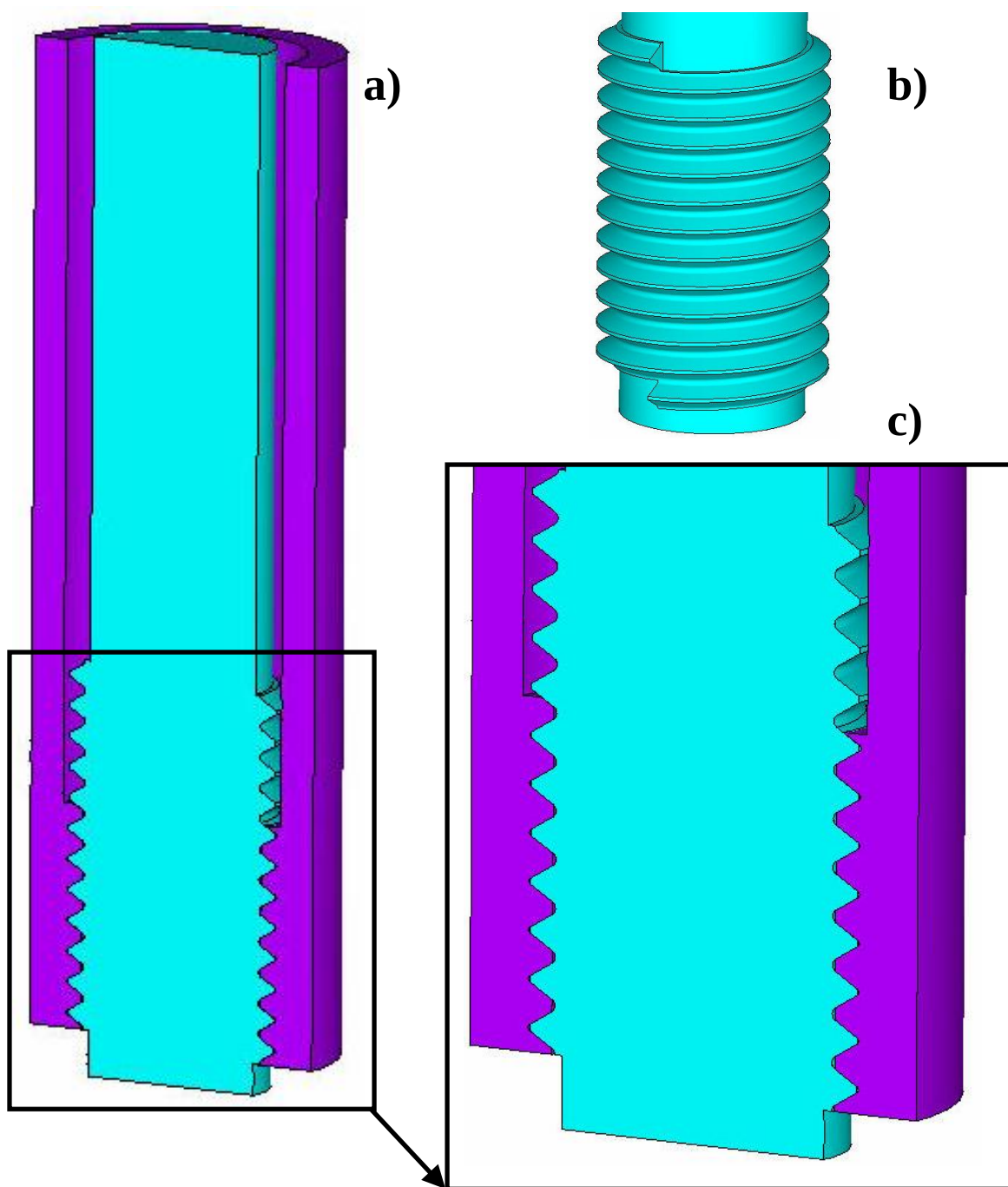
Pro výpočet byl zvolen závitový spoj M20 s hrubou roztečí, tedy se stoupáním 2,5 mm. Namáhání šroubu je tahové a matice tlakové. V záběru je 7 činných závitů. První nosný závit v matici byl vytvořen s plným nosným profilem, protože se z předchozích výpočtů ukázalo, že takový výpočet podá ve srovnání s trojrozměrným modelem nejlepší výsledek [20]. Šroub i matice jsou ocelové s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E_S = E_M = 210\text{GPa}$ a Poissonovým číslem $m_S = m_M = 0.3$. Model materiálu byl zvolen jako lineárně izotropní. Kontakt těles byl uvažován jak na přitěžované, tak odlehčované straně profilu závitu. Okrajové podmínky byly předepsané na horní ploše prodloužené matice, a to předepsáním nulového posuvu ve všech směrech. Zatížení spoje bylo provedeno nuceným posuvem na horní ploše prodlouženého válce šroubu. Z hlediska konvergence řešení je tento způsob zatěžování schopen poskytnout výsledky rychleji než při zatížení silami.

5.2.2 TROJROZMĚRNÝ MODEL ZÁVITOVÉHO SPOJE

Plošný model spoje skrývá řadu omezení, která lze překonat pouze tvorbou plnohodnotného prostorového výpočtového modelu. Rozměr závitu M20 s hrubou roztečí byl kvůli pozdějšímu srovnání zachován. Výpočet měl především určit vliv šroubovitého tvaru závitu. Modelování závitu ve tvaru šroubovice však přináší nový problém, a to vliv jeho výběhu. U šroubu lze tuto potíž v podstatě obejít, protože ve šroubovém spoji zpravidla zůstává několik jeho závitů mimo matici. Případné nepřesnosti modelování výběhu závitu šroubu jsou tedy daleko od vyšetřovaného místa, a proto bez podstatného vlivu.

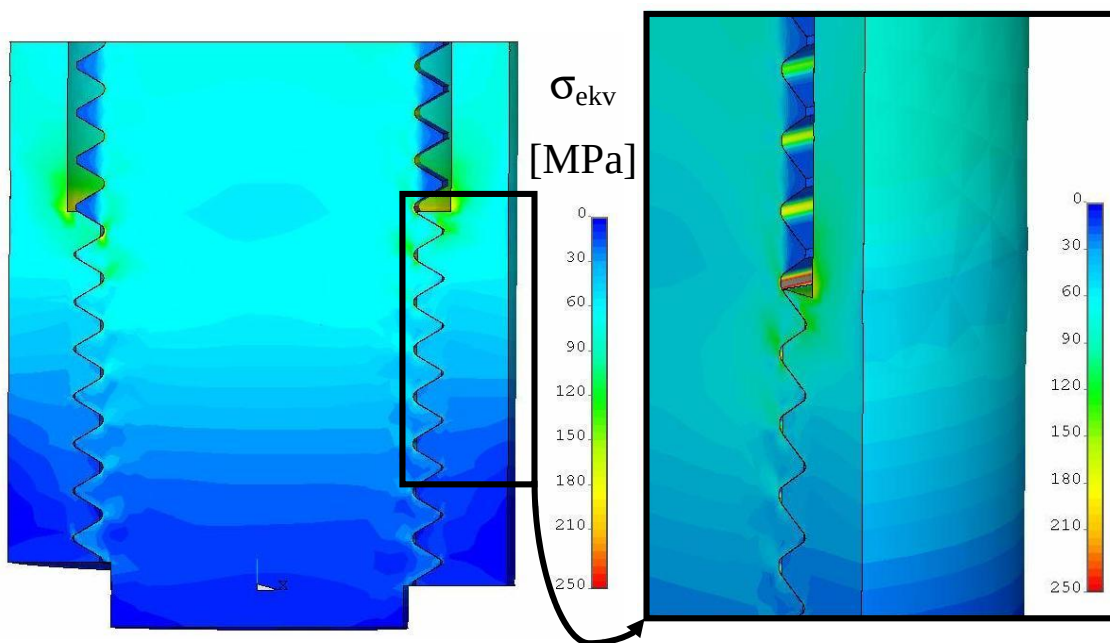
Lze předpokládat, že výběh v matici může výrazně ovlivnit napjatost šroubu v jeho prvním a zpravidla nejzatíženějším závitu. Pokud by nebyl brán zřetel na výběh závitu matice, docházelo by k ovlivnění napjatosti šroubu náhlou změnou tuhosti závitu matice, což by ani neodpovídalo skutečnosti. Celkem bylo vytvořeno na šroubu sedm závitů v záběru s maticí (plus výběh) a čtyři volné. Výběh závitu na šroubu i matici na odlehčených stranách (dále od hlavy šroubu) nebyl modelován důsledně, protože lze předpokládat, že tím nebude zásadně ovlivněna přesnost v prvních záběrných závitech šroubu. Materiál obou spojovacích dílů zůstal stejný, tak

i okrajové podmínky a zatížení zůstaly kvůli porovnání zachovány. Model řešeného spoje je zobrazen na obr. 5.3.

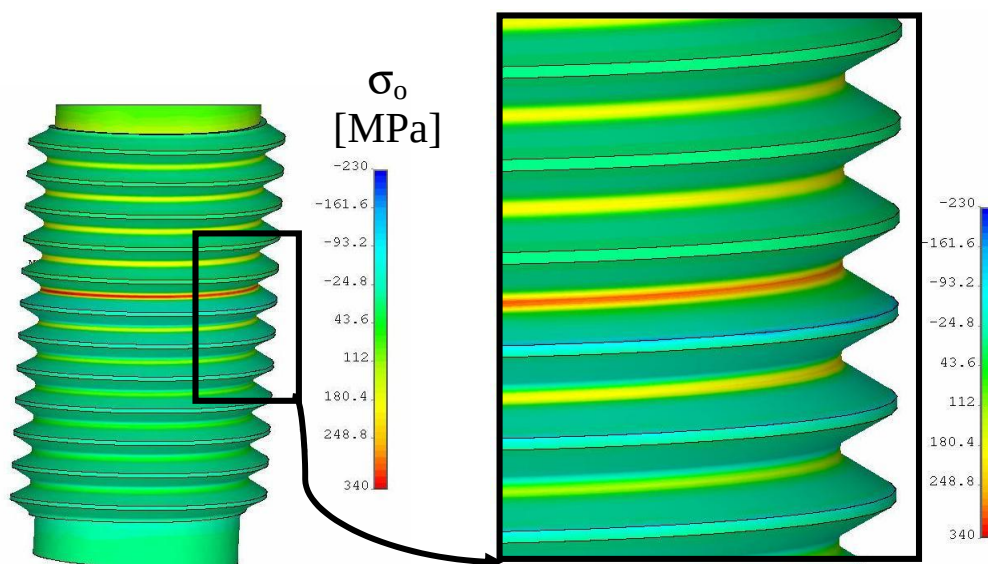


Obr. 5.3 a) Řez výpočtovým modelem spoje
b) Model závitu šroubu
c) Detail spodní části spoje

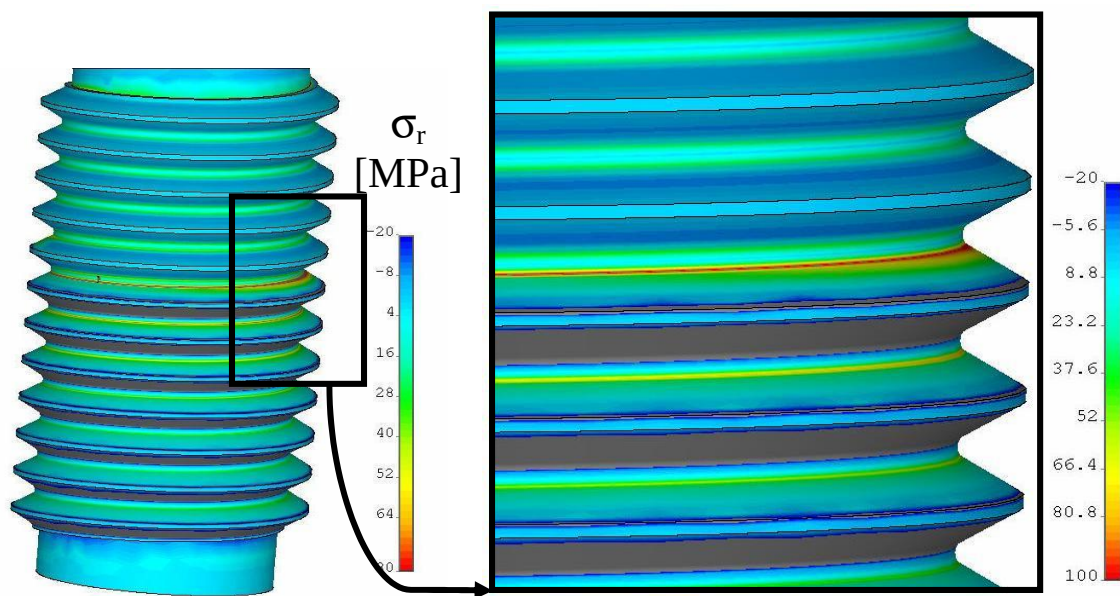
Při výpočtu šroubového spoje se šroubem namáhaným na tah a maticí namáhanou na tlak je nejdůležitější sledovat napětí v prvním záběrném závitu šroubu, protože je obecně známo, že přenáší největší díl zatížení. Proto je vhodné sledovat i rozložení zatížení podél jednotlivých závitů, což pak ovlivňuje rozložení napjatosti.



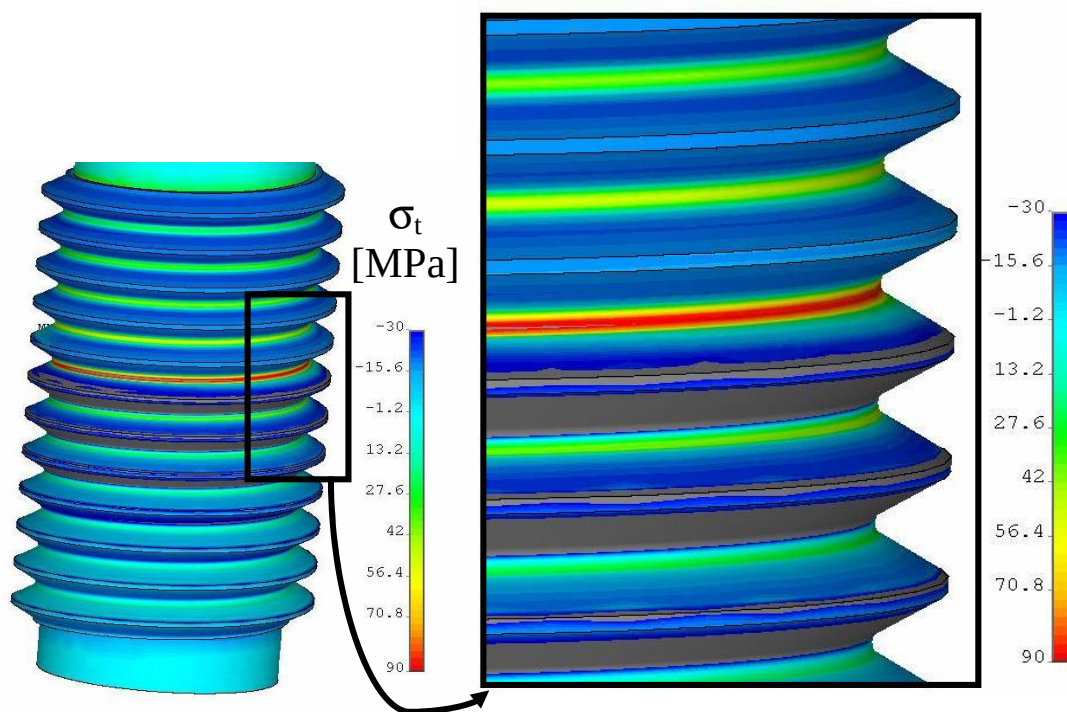
Obr. 5.4 Průběh ekvivalentního napětí podle hypotézy HMH v průřezu spoje



Obr. 5.5 Průběh osového napětí na šroubu

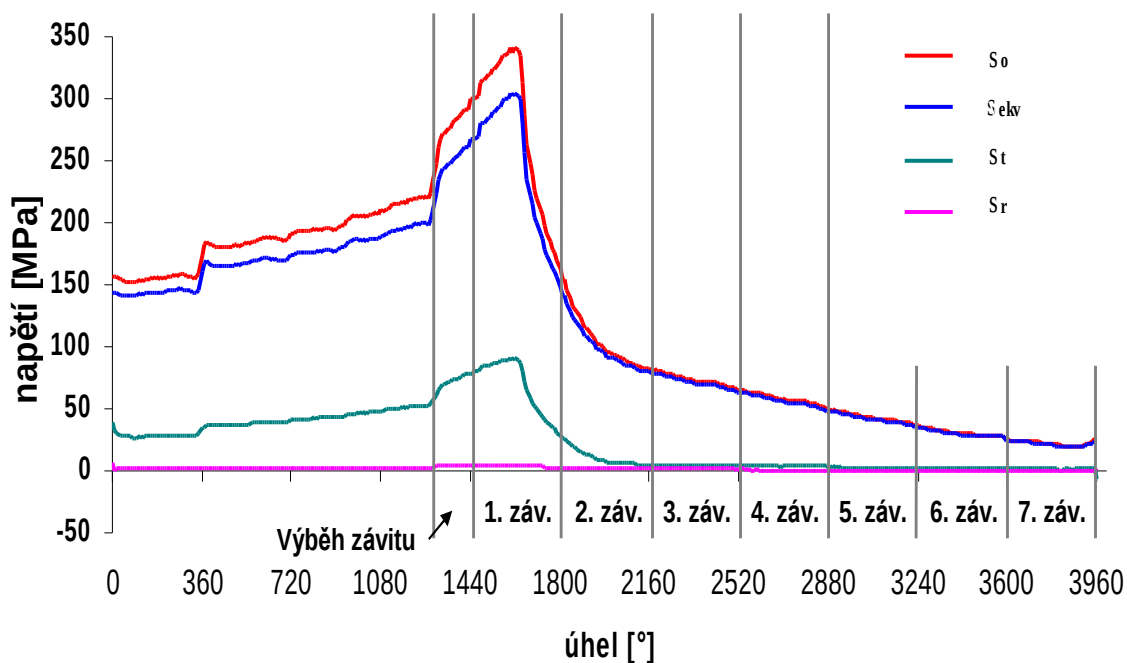


Obr. 5.6 Průběh radiálního napětí na šroubu



Obr. 5.7 Průběh tečného napětí na šroubu

Na obrázcích obr. 5.4 až obr. 5.7 jsou vyobrazeny stavy napjatosti v prvním záběrném závitu šroubu a v jeho nejbližším okolí. Tento napjatostní stav odpovídá zatížení osovou silou 16,38kN, což při jednoduchém výpočtu vyvolá osově tahové napětí cca 73MPa.



Obr. 5.8 Průběh napětí v kořeni závitu šroubu

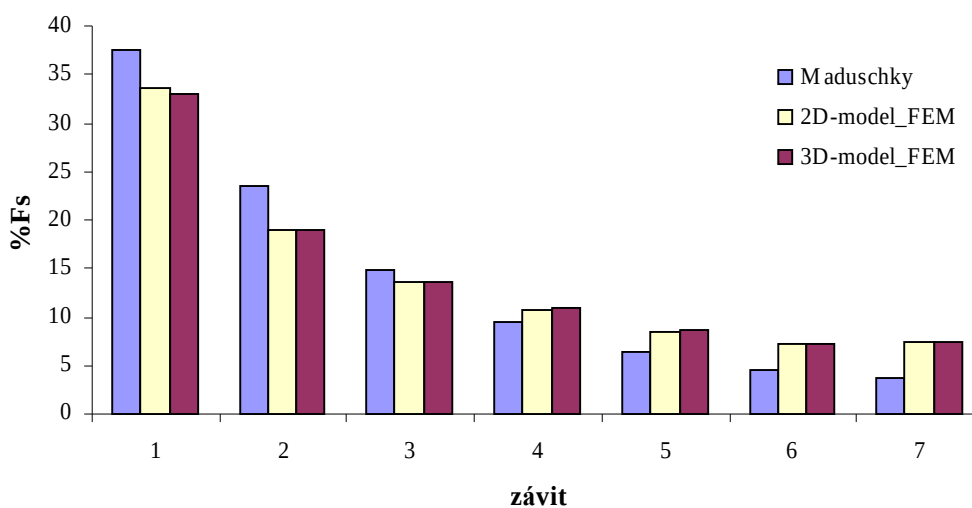
Na obr. 5.8 je vykreslen průběh napětí v kořeni závitu šroubu. Bylo odečítáno ze směru od hlavy šroubu (odpovídá 0°) po deseti úhlových stupních. Nejdůležitějšími křivkami jsou průběhy napětí osového a ekvivalentního podle hypotézy HMH, které se po prvním záběrném závitu téměř kryjí. Účinek výše uvedeného výběhu závitu matice je patrný právě na tomto obrázku. Vidíme, že účinek nedokonalého modelování výběhu šroubu odezní již po prvním volném závitu šroubu. Je evidentní, že by v krajním případě stačilo vytvořit pouze jeden volný závit šroubu.

5.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ ANALYTICKÝCH A NUMERICKÝCH VÝPOČTŮ

Jak bylo řečeno výše, nebyl proveden experiment pro určení rozložení zatížení na jednotlivé závity a určení napjatosti především v prvním záběrném závitu šroubu. Srovnání bylo provedeno na metrickém závitu M20 s využitím výpočtu podle Maduschky a metodou konečných prvků jak pomocí rovinného tak prostorového modelu.

nosný závit	síla v závitech [%] při zatížení osovou silou 16,53kN		
	Maduschky	3D - model FEM	2D - model FEM
1	37.5	33	33.7
2	23.6	18.9	18.9
3	14.9	13.7	13.6
4	9.5	10.9	10.7
5	6.3	8.7	8.5
6	4.5	7.3	7.2
7	3.7	7.5	7.4
součet	100	100	100

ZATÍŽENÍ - $F_0=16,53\text{kN}$

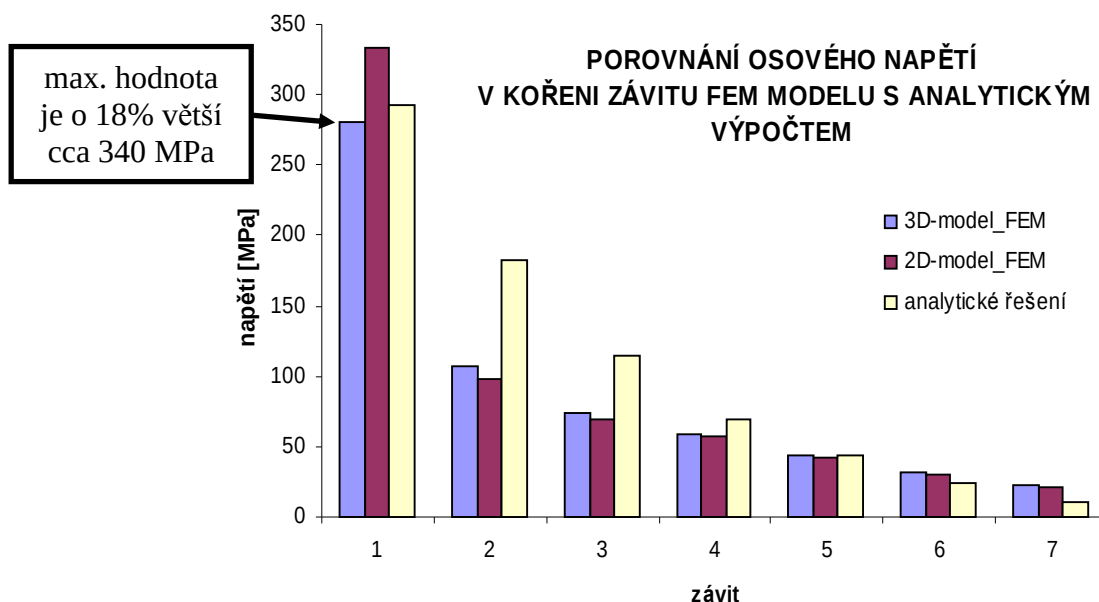


Obr. 5.9 Porovnání rozložení zatížení po závitech

Při vynášení hodnot z trojrozměrného modelu pro výpočet MKP do grafu (obr. 5.9) byla reakce na výběhu závitu matice u prvního záběrného závitu šroubu prostě přičtena k účinku tohoto závitu, protože velikost této reakce je řádově menší než na

ostatních závitech spoje. Lze předpokládat, že tím přesnost srovnání nikterak neutrpí. Na obr. 5.9 lze vidět, že síla na první záběrný závit šroubu je u trojrozměrného výpočtového modelu menší než u dvourozměrného. Příčina může spočívat ve skutečnosti, že závit uspořádaný ve šroubovici je zjevně tužší než soustava samostatných kroužků, takže dojde k příznivějšímu rozložení zatížení na další závity.

Pro porovnání napětí u kořene závitu byl z hodnot trojrozměrného modelu pro výpočet MKP po šroubovici vždy vytvořen aritmetický průměr v příslušném závitu, jak naznačuje obr. 5.10. Takto bylo postupováno jen proto, aby bylo možné příslušné hodnoty porovnat, ovšem z hlediska porušení je samozřejmě nejdůležitější odečíst maximální hodnotu napětí. To je jeden z mnoha přínosů trojrozměrného modelu. Osově souměrný model už ve své podstatě má vlastnost průměrování této hodnoty. Pokud bychom se chtěli nadále zajímat o napjatostní stavy závitu šroubu, pak by tato okolnost měla zásadní význam v dalším postupu. Jak bylo řečeno výše, trojrozměrný model je časově náročný jak z pohledu přípravy a výpočtu, ale také z hlediska



Obr. 5.10 Porovnání osového napětí v kořeni závitu

zpracování a posouzení výsledků (*postprocessing*). To samo nás omezuje na tvorbu malého množství modelu. Obtíže tohoto druhu vedou při nutnosti zkoumání velkého množství různých návrhů zpět k modelu dvourozměrnému. Dvourozměrné modely nám umožní vytvořit velké množství kombinací (různé velikosti profilu závitů, různý počet činných závitů, materiálů apod.).

Hodnoty napětí analytického výpočtu jsou spíše informativního charakteru, protože výpočet je velmi zjednodušený. Osová síla působící ve vyšetřovaném průřezu byla převzata z výpočtu podle Maduschky, přičemž šlo samozřejmě vždy o součet příspěvků sil působících na jednotlivé závity z části oddělené myšleným řezem. Hodnota jmenovitého tahového napětí byla určena z dobře známého vzorce upraveného pro náš případ

$$s_{t,n}^j = \frac{F_S - \sum_{n=1}^i F_n}{S_3}, \quad (5.18)$$

kde i je počet oddělených závitů, přičemž číslování bylo zachováno. Toto napětí nebere v úvahu účinek vrubu, takže je nutné násobit tvarovým součinitelem a . Hodnoty tohoto součinitele se v různých pramenech liší. Byla tedy v tomto případě vzata hodnota $a = 4$ z [19]. Tedy maximální osově napětí u kořene závitu je rovno

$$s_{t,n}^{\max} = s_{t,n}^j \cdot a. \quad (5.19)$$

Na obr. 5.10 je možné vidět, že jsou (s výjimkou prvního záběrného závitu) hodnoty napětí závitu šroubu u dvourozměrného i trojrozměrného modelu MKP podobné. Ovšem, jak bylo zmíněno výše, hodnota napětí u trojrozměrného modelu byla získána jako aritmetický průměr hodnot po závitech, přičemž právě u prvního závitu je rozdíl maxima a minima největší. Pokud bychom v tomto závitu provedli porovnání s maximem, byl by rozdíl hodnot menší než 2,5%. Tato skutečnost je využitelná právě k již zmiňovanému použití dvourozměrného modelu pro další výpočty. Prostorový model by mohl posloužit jako porovnávací.

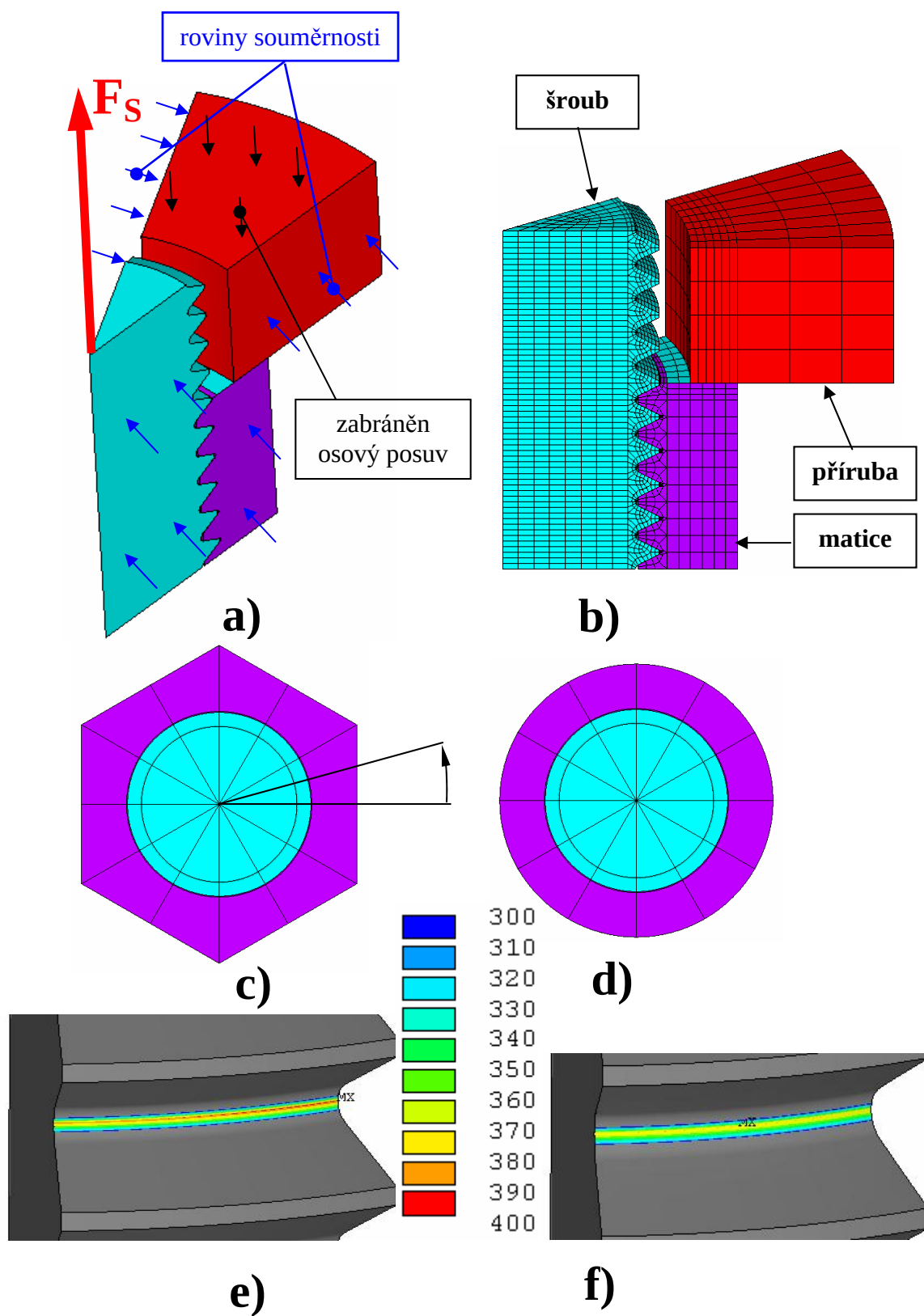
5.4 VLIV ŠESTIHRANNÉ MATICE NA NAPJATOST ŠROUBU

Snahou každého výpočtu, ať již pomocí MKP nebo jiných metod, je vždy vytvořit co nejjednodušší výpočtový model s postačující přesností. To nás vždy nutí k přijmutí zjednodušujících předpokladů. U závitových spojů lze např. ustoupit od šroubovitého tvaru závitu k představě rotačních prstenců. To nás vede ke snaze použít osově souměrný model. Ovšem většina šroubových spojů je opatřena šestihrannou maticí. Při použití osově souměrného výpočtového modelu si pak sama formulace úlohy vyžaduje použití válcového tvaru matice. Rozdíl napjatosti v závitu šroubu, v důsledku rozdílného tvaru matic, je tedy nutné zjistit. K tomu účelu byly vytvořeny dva prostorové modely, první s šestihrannou maticí, druhý s válcovou. Protože má šestihranná matice dvanáct rovin souměrnosti a válcová dokonce nekonečně mnoho, pak nám stačí vytvořit pouze segment o 30° vzniklý řezem těmito rovinami.

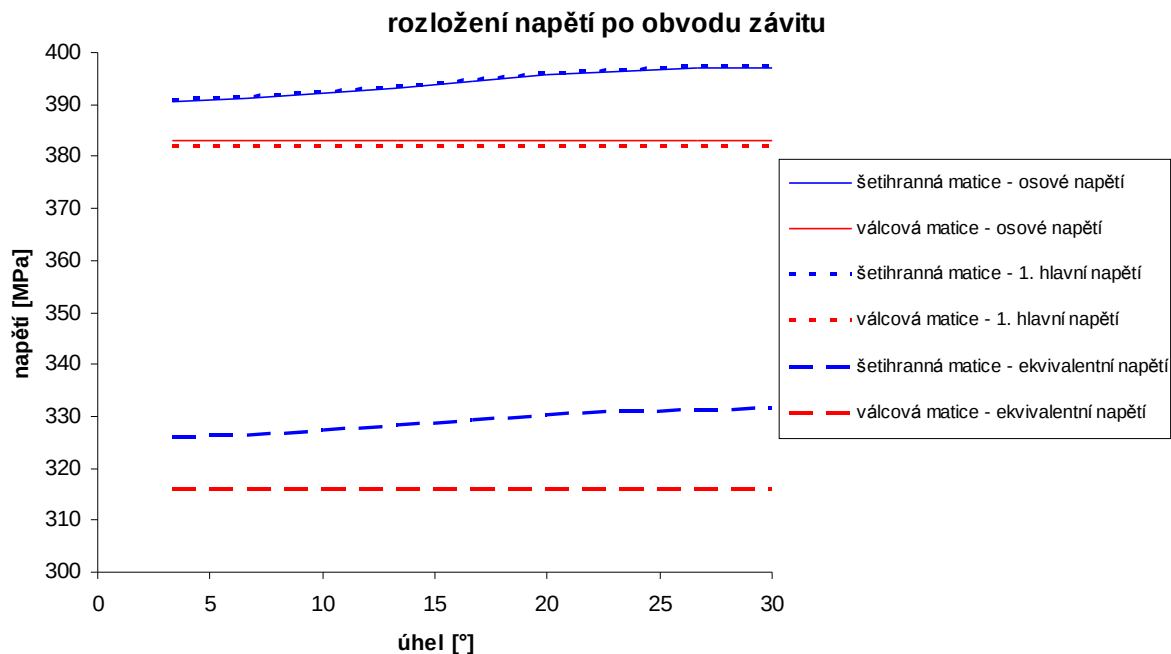
Tento vliv byl zkoumán na závitu M20 s hrubou roztečí. Celkem bylo na šroubu vytvořeno pět závitů v záběru s maticí a pět mimo matici. Šroub, matice i příruba jsou ocelové s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E_s = E_m = E_p = 210\text{GPa}$ a Poissonovým číslem $m_s = m_m = m_p = 0.3$. Model materiálu byl zvolen jako lineárně izotropní. Byly vzaty v úvahu kontaktní poměry jak na závitových plochách, tak i mezi přírubou a maticí. Okrajové podmínky a zatížení jsou zobrazeny na obr. 5.11a). Bylo zbráněno posuvu uzlům v rovinách symetrie ve směru kolmém na tyto roviny. Přírubě bylo zabráněno v osovém posuvu na horní ploše. Zatížení spoje bylo provedeno předepsáním normálového napětí na horní ploše šroubu o velikosti 100MPa^2 . Samotný výpočtový model je zobrazen na obr. 5.11b).

Na obr. 5.11c) a obr. 5.11e) je model s šestihrannou a na obr. 5.11d) a obr. 5.11f) s válcovou maticí. Obr. 5.11e) a obr. 5.11f) zobrazuje osová napětí v kořeni prvního záběrného závitu šroubu s maticí. Na obr. 5.12 je vynesena průběh napětí u kořene prvního nosného závitu šroubu. Byl sledován průběh osového, prvního hlavního a ekvivalentního napětí podle hypotézy HMM. Počátek odečítání je naznačen na obr. 5.11c).

² Jde o jmenovitou hodnotu osového napětí v jádře šroubu.



Obr. 5.11



Obr. 5.12 Průběh napětí u kořene prvního nosného závitu šroubu

Z výpočtů vyplynulo, že maximální rozdíl napětí u kořene prvního záběrného závitu, tj. při 30°, je pro:

- Ø osové napětí 3,6%,
- Ø první hlavní napětí 3,9%,
- Ø ekvivalentní napětí podle hypotézy HMH 4,7%,

přičemž 100% odpovídá napětí na modelu s šestihránnou maticí.

Tento rozdíl je možné zahrnout do zjednodušeného výpočtu formou opravného součinitele.

6 ÚNAVOVÁ PEVNOST

Za mezní stav považujeme únavový lom, který vzniká u součástí namáhaných proměnlivým zatížením zpravidla v místech koncentrace napětí, v místech vrubu, přestože hodnota jmenovitého napětí je hluboko pod mezí pevnosti. K únavovému lomu dochází vždy až po absolvování velkého počtu cyklů. Pak dojde k náhlé poruše součásti.

Ze statistik vyplývá, že k porušení dochází ve třech místech:

- Ø 65% porušení nastává v místě prvního nosného závitu šroubu,
- Ø 20% porušení nastává v místě přechodu závitové části do hladkého dříku šroubu,
- Ø 15% porušení nastává v místě přechodu dříku do hlavy šroubu.

Pečlivým konstrukčním a technologickým zpracováním v přechodu, jak závitové části do hladkého dříku šroubu, tak i dříku do hlavy, lze porušení předejít. Pak je přirozené se zaměřit na poměry v místě prvního nosného závitu šroubu.

Je potřeba znát silové účinky působící na šroub. Ty je možné získat silovým rozborem z trojúhelníkového diagramu předepjatého spoje. Cyklus je definovaný hodnotami střední síly F_m a amplitudy F_a podle známých vztahů. Přičemž je též známá hodnota montážního předpětí F_o .

Tyto síly nám určují dva napěťové stavy:

- Ø stav montážního přepětí daný vztahem

$$s_{F_o} = \frac{F_o}{S_3} \quad (6.1)$$

- Ø a stav provozní daný vztahy

$$s_m = \frac{F_m}{S_3}, \quad (6.2)$$

$$s_a = \frac{F_a}{S_3}. \quad (6.3)$$

Hodnoty s_m a s_a definují napěťový cyklus. Avšak je nutné do výpočtu zavést účinek vrubu závitu.

6.1 URČENÍ TVAROVÉHO SOUČiniteLE Z DIAGRAMU

V místě vrubu vzniká lokální změna napjatosti, která se vyznačuje prudkým vzrůstem napětí u kořene vrubu, kde nastává zvýšení napětí s charakteristickou špičkou s tzv. „špičkovým napětím“ $s_{\max}$. Se vzdáleností od kořene vrubu rychle doznívá. Závitová část je vlastně řada vedle sebe ležících vrubů. Ze zkušenosti je známo, že řada vrubů zmenšuje vliv osamělého vrubu, tedy součinitel tvaru a a součinitel vrubu b je u tyčí s řadou vrubů menší než u tyčí s jedním vrubem. Místní zvýšení napětí, vyvolané vrubem, má za následek pokles napětí v sousední oblasti. Největší napětí je u kořene prvního nosného závitu matice. Otázka proč právě tento řez je tak mimořádně nebezpečný má dvě vysvětlující odpovědi:

1. Průřezem S_3 zde „protéká“ ještě plná osová síla F_s . Maximální hodnotu tady má nejen jmenovité tahové napětí

$$s_{jmen} = \frac{F_s}{S_3}, \quad (6.4)$$

ale i příslušná špička napětí u kořene vrubu

$$s_{t,max} = a_t \cdot s_{jmen}, \quad (6.5)$$

kde a_t je součinitel tvaru vrubu v tahu.

2. První nosný závit přenáší největší část celkového zatížení, sílu

$$F_1 = k \cdot F_s \quad (6.6)$$

působící na první závit určenou např. výpočtu pomocí Maduschky. Tato síla vyvolává v prvním nosném závitu přídavné ohybové napětí o maximální hodnotě

$$s_{o,max} = a_o \cdot s_{jmen}, \quad (6.7)$$

kde a_o je tvaru v ohybu.

Za pevnostně nepříznivého předpokladu, že se obě špičky napětí sčítají, dostaneme vztah

$$s_{\max} = s_{t,max} + s_{o,max} = (a_t + a_o) \cdot s_{jmen} = a \cdot s_{jmen} \quad (6.8)$$

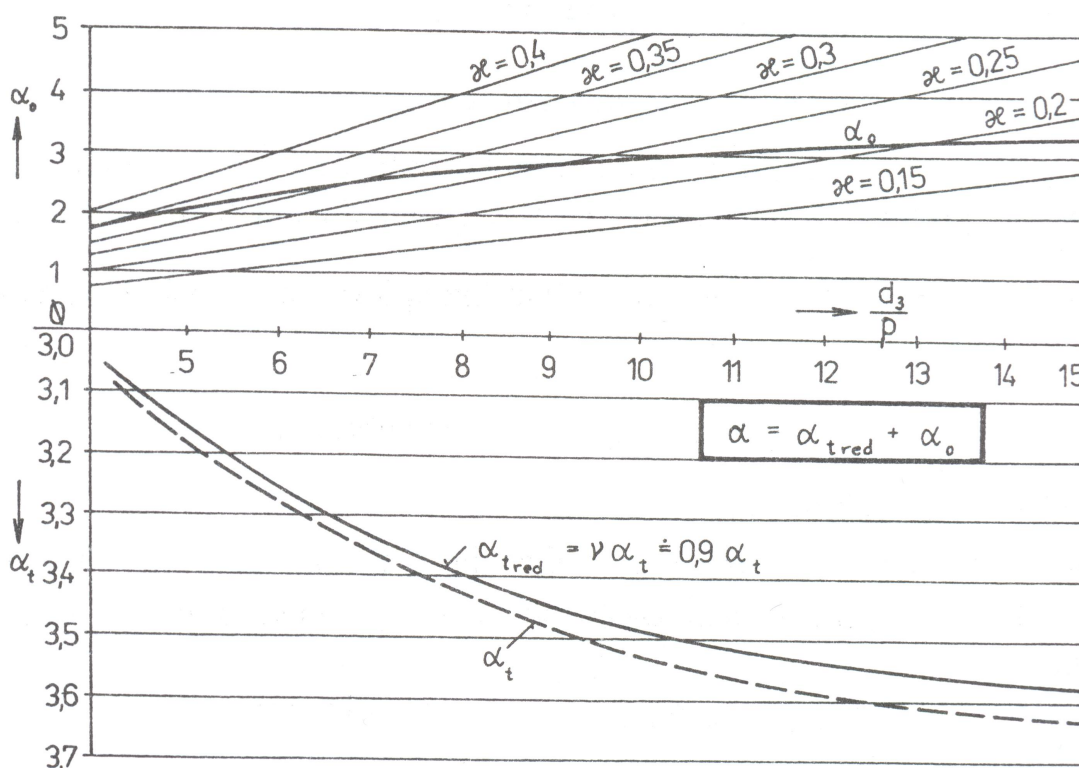
kde a je výsledný součinitel tvaru vrubu.

Součinitel a lze získat z určení jeho složek a_t a a_o z diagramu uvedeném na obr. 6.1. V tomto diagramu jsou vyneseny závislosti součinitelů a_t a a_o na poměru

$\frac{d_3}{P}$. Pro řešení je vhodné použít korigovanou verzi součinitele a_t , tedy křivku silněji vynesenu $a_{t,red} = 0,9 \cdot a_t$, která respektuje dvouosou napjatost na povrchu dna vrubu.

Součinitel tvaru a , teoretický součinitel koncentrace napětí, je potřeba pro další výpočty převést na součinitel vrubu b , což je efektivní součinitel koncentrace napětí. Součinitel vrubu b zohledňuje kromě tvaru vrubu navíc i očekávanou odezvu konkrétní součásti na koncentraci napětí. Lze jej vypočítat např. z Heywoodova vztahu

$$b = \frac{a}{1 + \frac{a-1}{a} \cdot \frac{220}{s_{Pt} \cdot \sqrt{0,144 \cdot P}}} \quad (6.9)$$



Obr. 6.1 Diagram tvarových součinitelů

Výpočet uvedený ve vzorci (6.8) je dosti zjednodušený. Bere v úvahu pouze poměr malého průměru k rozteči $\frac{d_3}{P}$ a rozložení zatížení po závitu (pokud je vůbec

k dispozici). Přitom lze předpokládat, že špička napětí v závitě šroubu je ovlivněna i dalšími faktory např.:

- Ø vnějším průměrem matice, resp. rozměrem pro klíč (s tím související rozložení zatížení po závitech),
- Ø materiálem šroubu i matice,
- Ø průměrem díry v přírubě,
- Ø tření mezi závity i mezi maticí a přírubou brání příznivému roztahování matice.

Určení tvarového činitele, ať už z diagramů nebo předvedeným výpočtem metodou konečných prvků, není schopné postihnout vliv výroby na skutečnou špičku napětí. Obecně lze říci, že postupy výroby, které mají za následek tlakové povrchové napětí (např. válcování) jsou příznivější. Napětí zbylé po výrobě se superponuje s napětím od vnějšího zatížení a tím snižuje hodnotu nebezpečného tahového napětí.

6.2 VÝPOČET TVAROVÝCH SOUČINITELŮ POMOCÍ MKP

V kapitole 5 byl naznačen postup jak vhodně odečíst hodnoty napětí v prvním záběrném závitě šroubu. Především ze srovnávacích výpočtů vyplynulo, že není vhodné tvořit výběh závitu matice plošného výpočtového modelu snížením výšky profilu závitu jak je tomu např. [9]. Tento postup dává zavádějící výsledky. Při tvorbě plošného modelu závitového spoje je vhodnější vytvořit přímo první záběrný závit matice, tím získáme shodné výsledky jako při plně prostorovém modelu.

Tvarový součinitel je definovaný podílem maximální hodnoty napětí ve vrubu (závitě) k jmenovité hodnotě

$$\alpha = \frac{s_{\max}}{s_{jmen}}, \quad (6.10)$$

přičemž hodnota jmenovitého napětí je určena v jádře závitu³.

$$s_{jmen} = \frac{F_o}{S_3} \quad (6.11)$$

³ Běžně se jmenovité napětí, které je srovnáváno s maximálním, určuje v průřezu bez vrubu viz [8], ale u závitů je běžnější zjišťovat napětí podle vzorce (6.11). Pokud by nebyl použit tento vzorec získáme zavádějící výsledky.



Byly vytvořeny programy pro výpočty tvarových součinitelů, které pracují v softwaru Ansys. To nám umožňuje vytvořit velké množství případů. Především různé velikosti velkého průměru závitu d , roztečí P (hrubá, jemná), materiálů spojovacích případně i spojovaných dílů. Dále lze uvážit možnost tlačené nebo tažené matice. Vnější průměr součásti s vnitřním závitem je volen u konstrukce s tlačnou maticí o velikosti otvoru pro klíč. Vstupní hodnoty jsou do programu načítány ze souboru dat, který musí mít přirozeně žádaný formát. Celý program včetně příkladu načítaných dat je uveden jako *příloha 1 až příloha 5*.

U varianty s tlačnou maticí jsou načtena data:

- Ø velký průměr závitu d – dáno normou,
- Ø rozteč závitu P – dáno normou (hrubá, jemná řada...),
- Ø průměr díry – dáno normou (hrubá, střední, jemná),
- Ø rozměr pro klíč,
- Ø materiálová data (E , m),
- Ø postupně je v cyklu měněn počet činných závitů.

Je zřejmé, že počet činných závitů je dán velikostí rozteče a výškou matice. Ovšem pro zjednodušení programu byl počet měněn od jednoho závitu v matici (což ani nemůže u správného spoje nastat) po 12 závitů v matici. Tento postup nám také umožní určit vliv počtu závitů na tvarový součinitel, případně i určit vhodnou výšku matice. Přiřazení normalizovaného počtu závitu je až součástí vyhodnocení výsledků.

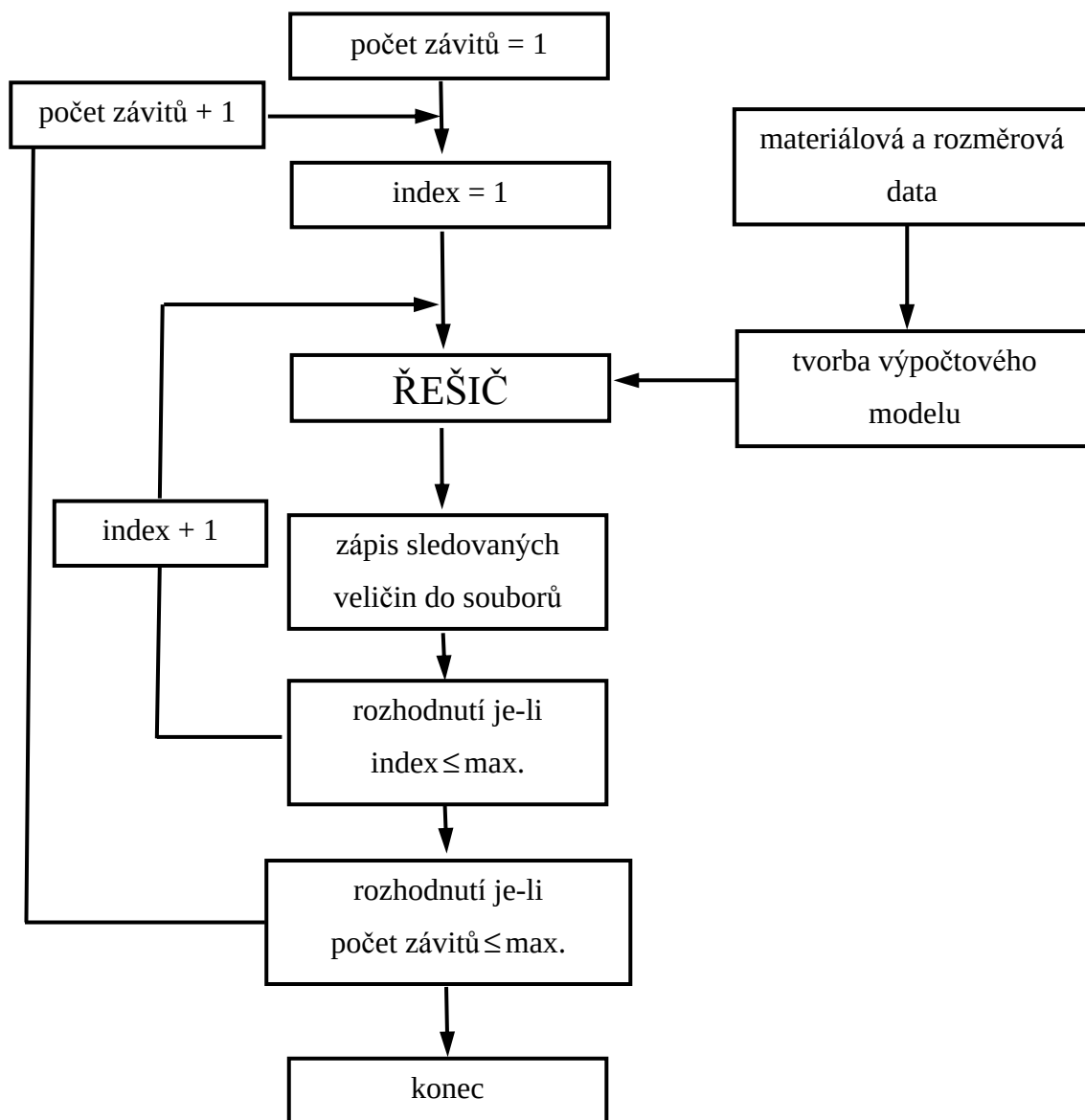
U varianty s taženou maticí jsou načtena data:

- Ø velký průměr závitu d – dáno normou,
- Ø rozteč závitu P – dáno normou (hrubá, jemná řada...),
- Ø vnější průměr součásti s vnitřním závitem,
- Ø materiálová data (E , m),
- Ø postupně je v cyklu měněn počet činných závitů.

Tímto způsobem získáme velké množství dat, které je možné dále zpracovat do tabulek či grafů.

6.2.1 POPIS FUNGOVÁNÍ PROGRAMU PRO VÝPOČET SOUČINITELŮ TVARU

Celý program, ať pro výpočet varianty s tlačenu tak taženou maticí, lze shrnout do schématu obr. 6.2. Jak je zřejmé z uvedeného schématu, program probíhá ve dvou



Obr. 6.2 Schéma programu pro výpočty tvarových součinitelů

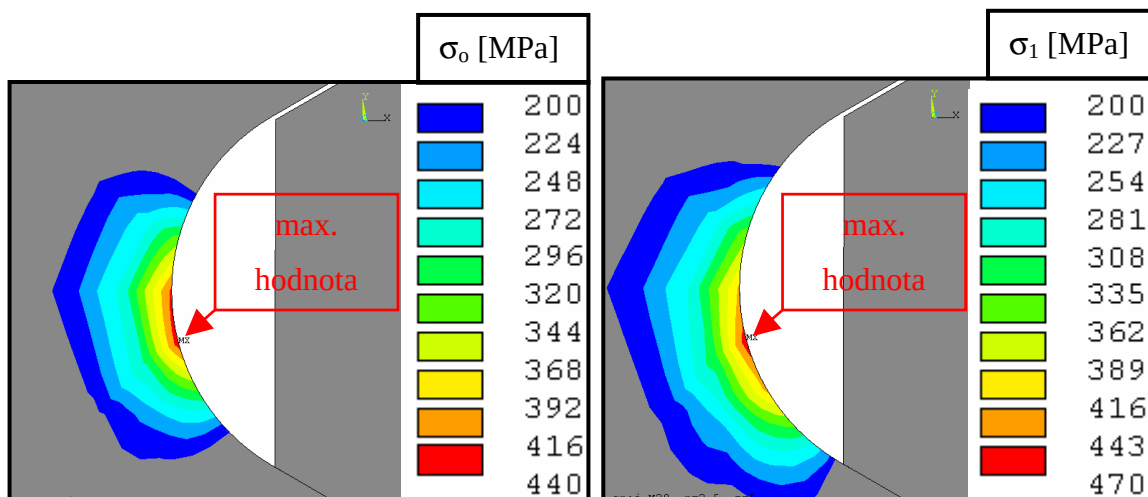
do sebe vnořených smyček. Vnitřní z nich zajišťuje načtení správných rozměrových údajů, které jsou součástí vstupních datových souborů viz příloha 5. Hodnoty velkého průměru d , rozteče P , rozměru pro klíč (průměr vnějšího válce), průměru díry jsou

označeny indexem, pomocí něhož dojde k jednoznačnému přiřazení. Vnější smyčka pak provádí změnu počtu činných závitů od 1 do 12.

Výsledkem nejsou pouze vytvořené obrázky zobrazující napjatost po průřezu, ale především hodnoty maximálních hodnot osového napětí σ_o , prvního hlavního napětí σ_1 a ekvivalentního napětí podle hypotézy HMH s_{ekv} u kořene prvního nosného závitu šroubu.

6.2.2 VYHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH VELIČIN

V předcházejících kapitolách bylo již uvedeno, že účinek tvaru je sledován v prvním nosném závitu. Ovšem právě vlivem tvaru vznikne v této oblasti víceosá napjatost, potom již ztrácí smysl porovnávat jmenovitou hodnotu osového napětí s maximálním osovým napětím. Za další důvod, proč nepoužít tuto hodnotu lze považovat skutečnost, že vlivem ohybového namáhání závitu, se toto maximum přesune mírně pod místo středu kořene závitu, jak ukazuje obr. 6.3.



Obr. 6.3 Výskyt maximálního napětí u kořene prvního nosného závitu šroubu

Z hlediska porušení při proměnlivém zatížení má nejpodstatnější vliv pro vznik a následný rozvoj trhliny první hlavní napětí. Proto se zdá být přirozené vztahovat hodnotu jmenovitého napětí právě k hodnotě prvního hlavního napětí.

V následujících tabulkách jsou uvedeny výsledky výpočtů tvarových součinitelů pro některé normalizované kombinace.



Tlačená matice, ocel - ocel																
velký průměr d [mm]	rozeč P [mm]	počet závitů v matici	hrubá			průměr díry			střední			průměr díry			jenná	
			průměr díry [mm]	součinitel tvaru		průměr díry [mm]	součinitel tvaru		průměr díry [mm]	součinitel tvaru		průměr díry [mm]	součinitel tvaru			
				α _o	a ₁		α _{ex}	α _o		a ₁	α _{ex}		α _o	a ₁	α _{ex}	
1.6	0.35	4	2	3.25	3.44	3.08	1.8	3.31	3.52	3.14	1.7	3.35	3.57	3.19		
2	0.4	4	2.6	3.36	3.56	3.18	2.4	3.41	3.62	3.24	2.2	3.47	3.70	3.31		
2.5	0.45	4	3.1	3.55	3.80	3.40	2.9	3.62	3.87	3.47	2.7	3.71	3.97	3.55		
3	0.5	5	3.6	3.55	3.80	3.39	3.4	3.62	3.89	3.47	3.2	3.72	4.00	3.56		
3.5	0.6	5	4.3	3.48	3.68	3.30	4	3.56	3.79	3.39	3.7	3.67	3.93	3.51		
4	0.7	5	4.8	3.48	3.69	3.31	4.5	3.56	3.79	3.39	4.3	3.62	3.86	3.45		
5	0.8	6	5.8	3.55	3.76	3.37	5.5	3.63	3.87	3.46	5.3	3.70	3.95	3.53		
6	1	5	7	3.56	3.78	3.39	6.6	3.64	3.89	3.48	6.4	3.69	3.95	3.53		
8	1.25	5	10	3.53	3.74	3.36	9	3.70	3.95	3.54	8.4	3.84	4.11	3.68		
8	1	7	10	3.62	3.86	3.46	9	3.85	4.14	3.70	8.4	4.07	4.38	3.90		
10	1.5	6	12	3.54	3.80	3.39	11	3.71	4.00	3.56	10.5	3.83	4.12	3.66		
10	1.25	7	12	3.69	3.92	3.53	11	3.91	4.18	3.76	10.5	4.06	4.35	3.90		
10	1	8	12	3.84	4.11	3.69	11	4.15	4.46	3.99	10.5	4.37	4.70	4.18		
12	1.75	6	15	3.43	3.66	3.29	14	3.58	3.85	3.44	13	3.77	4.06	3.62		
12	1.5	7	15	3.52	3.71	3.34	14	3.70	3.93	3.53	13	3.92	4.20	3.76		
12	1.25	9	15	3.55	3.75	3.37	14	3.76	4.02	3.60	13	4.05	4.36	3.90		
14	2	6	17	3.52	3.75	3.36	16	3.65	3.91	3.50	15	3.83	4.11	3.67		
14	1.5	9	17	3.62	3.81	3.43	16	3.81	4.04	3.64	15	4.06	4.35	3.90		
16	2	7	19	3.64	3.89	3.49	18	3.79	4.08	3.65	17	4.00	4.30	3.84		
16	1.5	10	19	3.72	3.96	3.56	18	3.93	4.22	3.79	17	4.24	4.55	4.07		
18	2.5	6	21	3.65	3.88	3.48	20	3.77	4.02	3.61	18	4.07	4.36	3.90		
18	2	8	21	3.76	3.99	3.59	20	3.92	4.18	3.76	18	4.37	4.68	4.19		
18	1.5	11	21	3.83	4.08	3.67	20	4.05	4.35	3.90	18	4.79	5.15	4.57		

Obr. 6.4 Tabulka normalizovaných kombinací tlačená matice,
ocel-ocel, průměr závitů od 1,6mm do 18mm.



Tlačená matice, ocel - ocel													
velký průměr d [mm]	rozeč P [mm]	počet závitů v matici	hrubá			průměr díry							
			průměr díry [mm]	součinitel tvaru		průměr díry [mm]	střední		průměr díry [mm]	jemná			
				α_0	a_1		α_{exod}	α_0		a_1	α_{exod}	α_0	a_1
20	2,5	7	3,62	3,84	3,46	22	3,86	4,14	3,72	21	4,03	4,32	3,87
20	2	9	3,70	3,94	3,54	22	4,03	4,33	3,88	21	4,27	4,59	4,10
20	1,5	12	3,73	3,97	3,58	22	4,17	4,49	4,02	21	4,52	4,87	4,34
22	2,5	8	3,73	3,96	3,57	24	3,98	4,26	3,83	23	4,15	4,45	3,99
22	2	10	3,81	4,07	3,66	24	4,15	4,47	3,99	23	4,38	4,71	4,20
24	3	7	3,70	3,93	3,53	26	3,92	4,20	3,76	25	4,06	4,35	3,89
24	2	11	3,82	4,10	3,68	26	4,22	4,54	4,06	25	4,48	4,81	4,29
27	3	8	3,71	3,98	3,57	30	3,94	4,24	3,79	28	4,24	4,56	4,06
27	2	12	3,81	4,07	3,67	30	4,13	4,44	3,99	28	4,66	5,01	4,47
30	3,5	7	3,79	4,04	3,63	33	3,97	4,25	3,82	31	4,23	4,53	4,06
30	3	9	3,82	4,07	3,66	33	4,04	4,32	3,88	31	4,36	4,67	4,18
36	4	8	3,77	4,04	3,62	39	4,04	4,34	3,88	37	4,28	4,60	4,09
36	3	10	3,91	4,15	3,74	39	4,19	4,51	4,03	37	4,64	4,97	4,45
42	4,5	8	3,88	4,14	3,70	45	4,10	4,42	3,95	43	4,32	4,65	4,14
42	4	9	3,95	4,23	3,80	45	4,26	4,56	4,09	43	4,52	4,84	4,32
42	3	11	4,08	4,39	3,93	45	4,49	4,83	4,32	43	4,90	5,26	4,68
48	5	8	3,86	4,12	3,70	52	4,14	4,43	3,98	50	4,33	4,63	4,15
48	4	10	3,94	4,20	3,78	52	4,29	4,60	4,13	50	4,55	4,88	4,37
56	5,5	8	3,85	4,10	3,69	62	4,10	4,39	3,94	58	4,46	4,77	4,27
56	4	11	3,90	4,14	3,73	62	4,22	4,52	4,07	58	4,77	5,10	4,57
64	6	9	3,84	4,13	3,71	70	4,11	4,42	3,96	66	4,48	4,81	4,29

Obr. 6.5 Tabulka normalizovaných kombinací tlačená matice,
ocel-ocel, průměr závitu od 20mm do 64mm



Tlačená matice, ocel - litina						
velký průměr d [mm]	rozteč P [mm]	počet závitů v matici	průměr díry [mm]	průměr díry		α_{ext}
				α_o	a_1	
1.6	0.35	4	2	3.15	3.33	2.99
2	0.4	4	2.6	3.24	3.42	3.07
2.5	0.45	4	3.1	3.43	3.67	3.30
3	0.5	5	3.6	3.43	3.69	3.30
3.5	0.6	5	4.3	3.36	3.56	3.19
4	0.7	5	4.8	3.38	3.58	3.22
5	0.8	6	5.8	3.45	3.67	3.29
6	1	5	7	3.46	3.69	3.32
8	1.25	5	10	3.40	3.60	3.24
10	1.5	6	12	3.42	3.67	3.30
12	1.75	6	15	3.31	3.52	3.17
14	2	6	17	3.41	3.63	3.26
16	2	7	19	3.53	3.77	3.39
18	2.5	6	21	3.56	3.79	3.40
20	2.5	7	24	3.50	3.70	3.34
22	2.5	8	26	3.60	3.82	3.44
24	3	7	28	3.59	3.82	3.44
27	3	8	32	3.58	3.83	3.45
30	3.5	7	35	3.67	3.92	3.53
36	4	8	42	3.65	3.91	3.52
42	4.5	8	48	3.77	4.03	3.61
48	5	8	56	3.72	3.97	3.58
56	5.5	8	66	3.71	3.94	3.54
64	6	9	74	3.72	3.99	3.59

Obr. 6.6 Tabulka hodnot tvarových součinitelů, tlačená matice, ocel-litina

Tažená matice, ocel - ocel					
velký průměr d [mm]	rozteč P [mm]	počet závitů v matici	α_o	a_1	α_{ext}
1.6	0.35	4	2.67	2.81	2.51
2	0.4	4	2.83	2.99	2.67
2.5	0.45	4	3.02	3.21	2.87
3	0.5	5	3.04	3.21	2.86
3.5	0.6	5	2.97	3.14	2.81
4	0.7	5	2.95	3.11	2.79
5	0.8	6	2.99	3.14	2.82
6	1	5	3.02	3.18	2.84
8	1.25	5	3.10	3.30	2.95
10	1.5	6	3.07	3.25	2.91
12	1.75	6	3.09	3.25	2.92
14	2	6	3.11	3.30	2.95
16	2	7	3.02	3.19	2.85
18	2.5	6	3.15	3.35	2.99
20	2.5	7	3.20	3.40	3.05
22	2.5	8	3.27	3.44	3.10
24	3	7	3.21	3.38	3.04
27	3	8	3.26	3.49	3.12
30	3.5	7	3.29	3.49	3.14
36	4	8	3.29	3.46	3.12
42	4.5	8	3.32	3.49	3.14
48	5	8	3.34	3.57	3.21
56	5.5	8	3.40	3.62	3.25
64	6	9	3.36	3.59	3.22

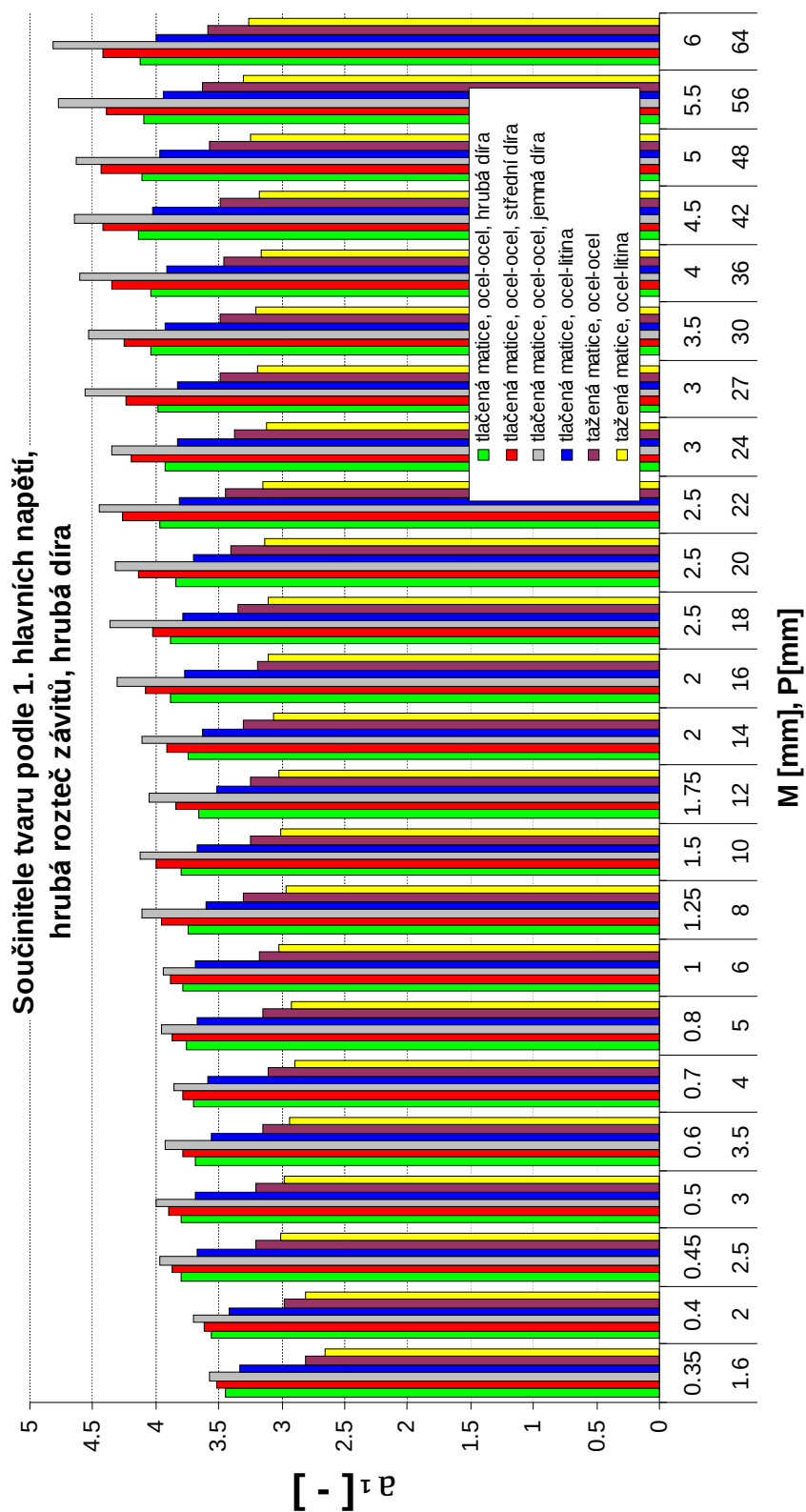
Obr. 6.7 Tabulka hodnot tvarových součinitelů, tažená matice, ocel-ocel

Tažená matice, ocel - litina					
velký průměr d [mm]	rozteč P [mm]	počet závitů v matici	α_o	a_1	α_{ekv}
1.6	0.35	4	2.55	2.65	2.38
2	0.4	4	2.69	2.81	2.52
2.5	0.45	4	2.85	3.01	2.70
3	0.5	5	2.85	2.98	2.68
3.5	0.6	5	2.80	2.93	2.63
4	0.7	5	2.78	2.90	2.61
5	0.8	6	2.81	2.92	2.63
6	1	5	2.89	3.02	2.72
8	1.25	5	2.84	2.97	2.67
10	1.5	6	2.87	3.01	2.71
12	1.75	6	2.90	3.02	2.73
14	2	6	2.92	3.07	2.76
16	2	7	2.99	3.11	2.81
18	2.5	6	2.95	3.11	2.79
20	2.5	7	2.98	3.13	2.82
22	2.5	8	3.02	3.14	2.84
24	3	7	2.99	3.12	2.81
27	3	8	3.02	3.19	2.87
30	3.5	7	3.05	3.20	2.89
36	4	8	3.04	3.16	2.86
42	4.5	8	3.06	3.18	2.88
48	5	8	3.08	3.25	2.94
56	5.5	8	3.13	3.30	2.98
64	6	9	3.09	3.26	2.95

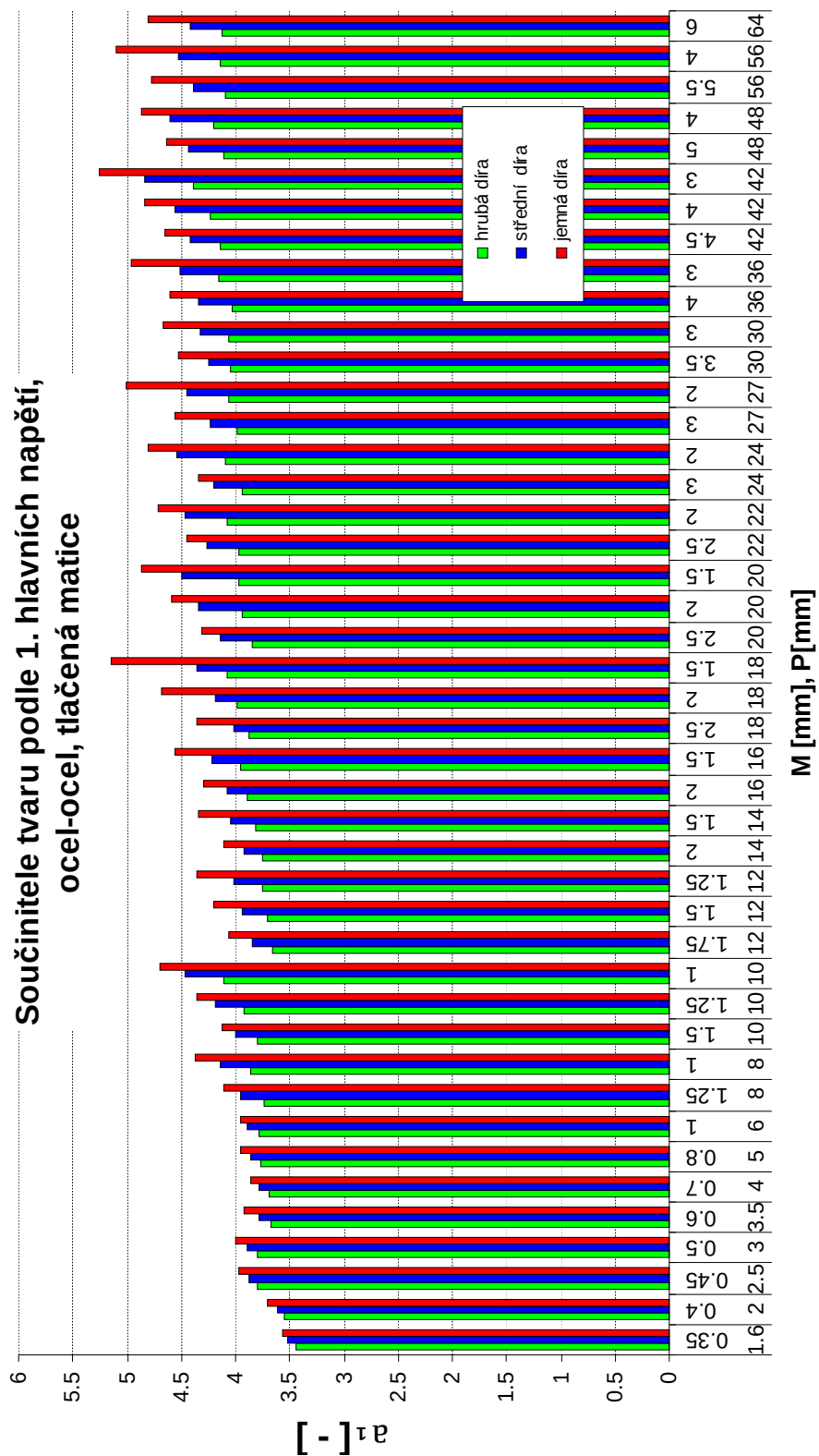
Obr. 6.8 Tabulka hodnot tvarových součinitelů,
tažená matice, ocel-litina

V tabulkách je pro úplnost a srovnání uveden i třetí „druh“ součinitele tvaru. V inženýrské praxi je oblíbené zkoumat ekvivalentní napětí podle HMH, ovšem tato veličina nám nic neříká o způsobu namáhání zkoumaného místa. Proto je informace o „součiniteli tvaru podle HMH“ uvedena červeně. Do grafů byly vynášeny už jen součinitele tvaru určené z prvního hlavního napětí.

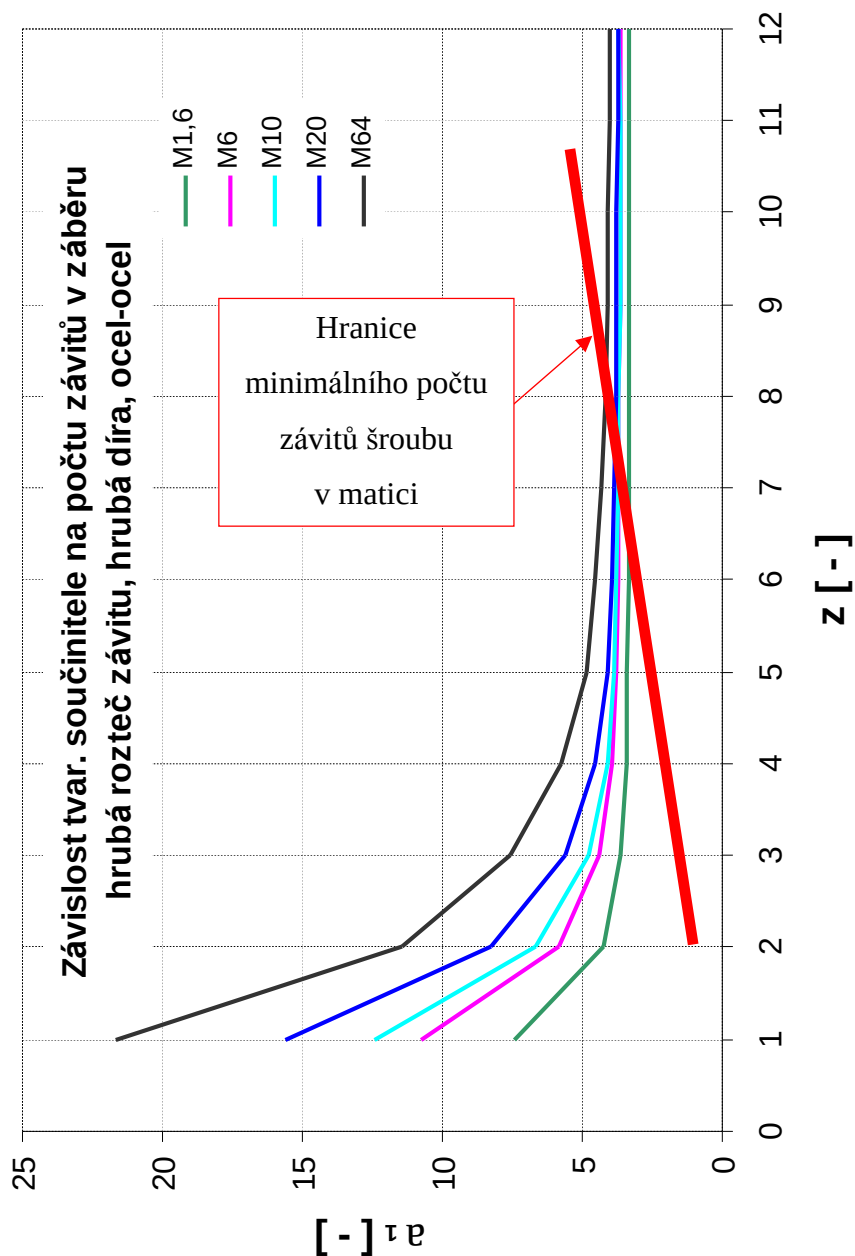
Z uvedených tabulek a především grafů je patrné, že příznivější situace rozložení napětí po průřezu je pro uspořádání s taženou maticí. Tuto skutečnost předpovídá i analýza rozložení zatížení po závitech. Nižší součinitel tvaru lze obecně předpokládat pro hrubou díru. Součinitel tvaru též vzroste s použitím jemné rozteče závitu.



Obr. 6.9 Graf zobrazující vliv uspořádání šroubového spoje



Obr. 6.10 Graf zobrazující vliv „hrubosti“ díry šroubového spoje



Obr. 6.11 Vliv součinitele tvaru na počtu závitů

Z grafu uvedeném na obr. 6.11 je možné určit teoreticky nejmenší počet záběrných závitů šroubu v matici. V tomto grafu je taková hranice naznačena. Byla proložena body, kde již s rostoucím počtem závitů v záběru dále neklesá součinitel tvaru. Je vidět, že minimální počet záběrných závitů roste s velkým průměrem.

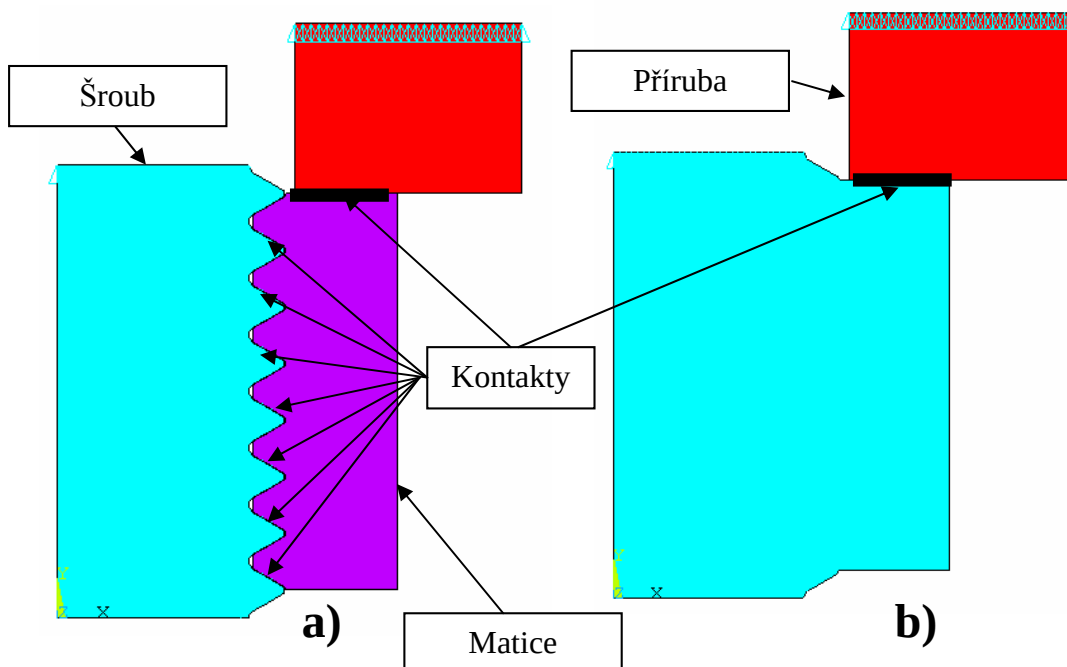


V kapitole 5.3 a kapitole 5.4 jsou uvedeny výsledky výpočtů srovnávající vliv dílčích zjednodušení na výsledek napětí v prvním záběrném závitu. Z kapitoly 5.3 vyplývá, že rozdíl mezi výsledky modelu závitu ve šroubovici a rotačních prstenců se v maximální hodnotě osového napětí liší méně než ve 3%. V kapitole 5.4 je pak určen vliv šestihranné matice, který byl vyjádřen pro osově i první hlavní napětí pod 4%. Uvedené rozdíly nebyly v této kapitole nikterak započítány a záleží pouze na názoru čtenáře, jak přistoupí k případnému dopočítání pomocí opravných koeficientů.

7 VLIV ZÁVITU NA TUHOST SPOJE

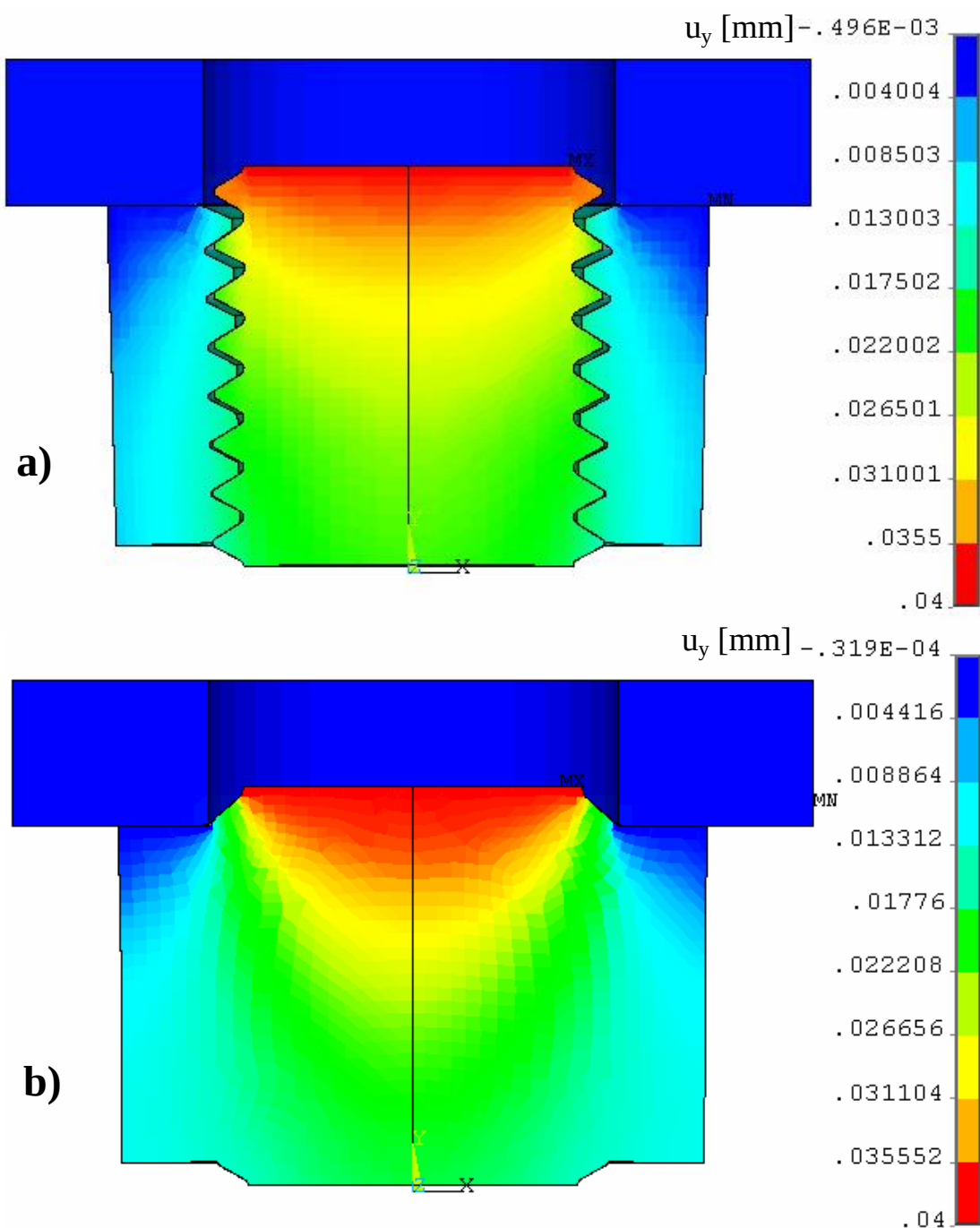
Na závit se lze také dívat jako na skupinu vysunutých nosníků z jádra šroubu či matice spojených pomocí kontaktů umožňujících jistý posuv. V inženýrských problémech se často setkáme s úlohou výpočtu tvarově komplikované úlohy, často i materiálově či jinak nelineární. Potom je přirozené se snažit šroubová spojení nahradit co nejjednodušším způsobem (viz kap 4). Stále tu ovšem zůstává nezodpovězena otázka, jakou odchylku v tuhosti spoje způsobíme pokud závitovou dvojici (šroub a matici) nahradíme jedním celistvým dílem tvořeným obálkou této dvojice.

Pro výpočet byl zvolen spoj M20 s hrubou roztečí. Oba díly spojovací členy jsou ocelové s Youngovým modulem $E_S = E_M = 210\text{GPa}$ a Poissonovým číslem $m_S = m_M = 0,3$. Pro minimalizaci vlivu příruby, byl materiál tohoto dílu vzat s tuhostí cca o dva řády vyšší, tzn. $E_p = 210 \cdot 10^2\text{GPa}$ a $m_p = 0,3$.



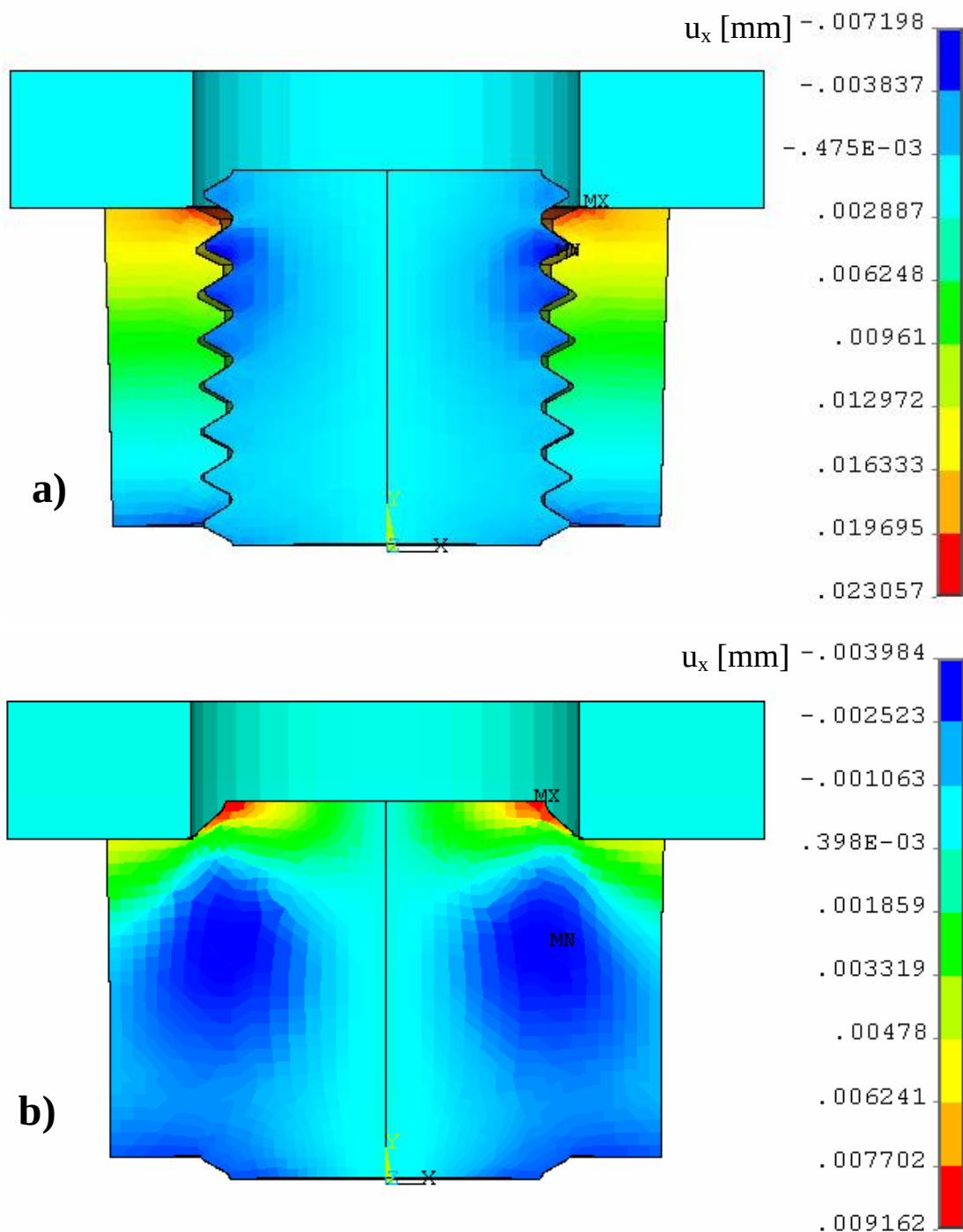
Obr. 7.1 Výpočtové modely pro srovnání tuhosti

Kontaktní poměry byly uvažovány předně mezi maticí a přírubou, přičemž u varianty obr. 7.1a) i mezi závity šroubu a matice. Tření mezi objekty soustavy bylo zanedbáno.



Obr. 7.2 Osový posuv uzlů (posuvy jsou pro názornost dvacetkrát zvětšeny)

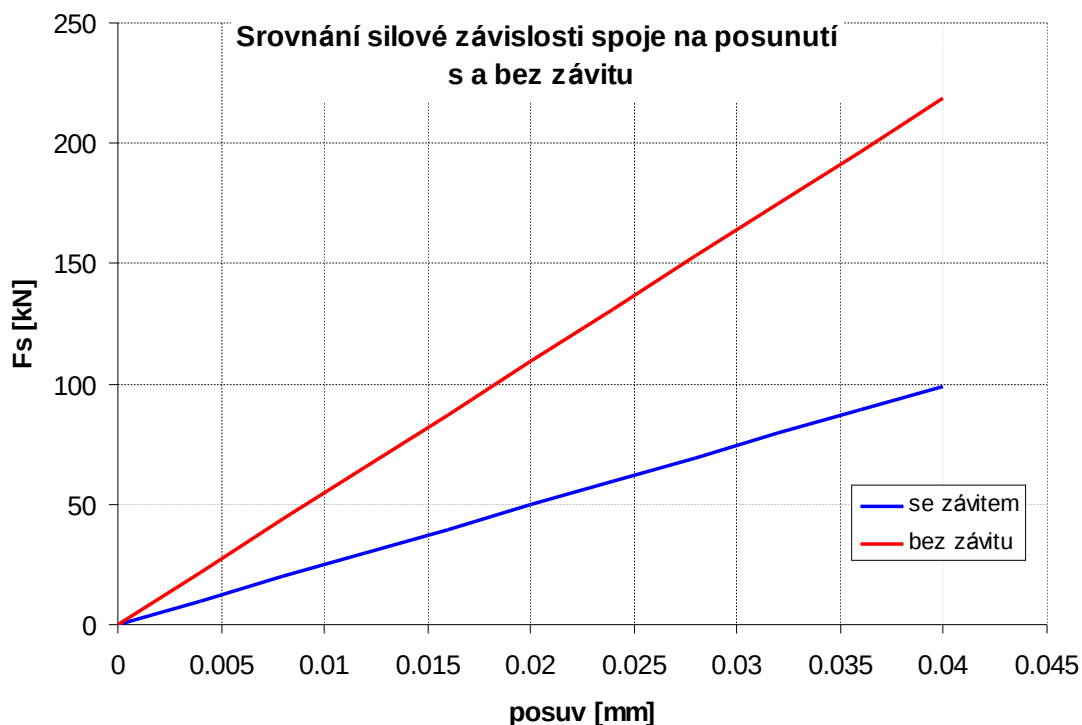
Okrajová podmínka byla předepsána na horní plochu příruby zamezením osového posuvu. Samotné zatížení bylo zprostředkováno nuceným posuvem horní části šroubu o 0,04mm v osové směru, přičemž bylo rozděleno do deseti kroků.



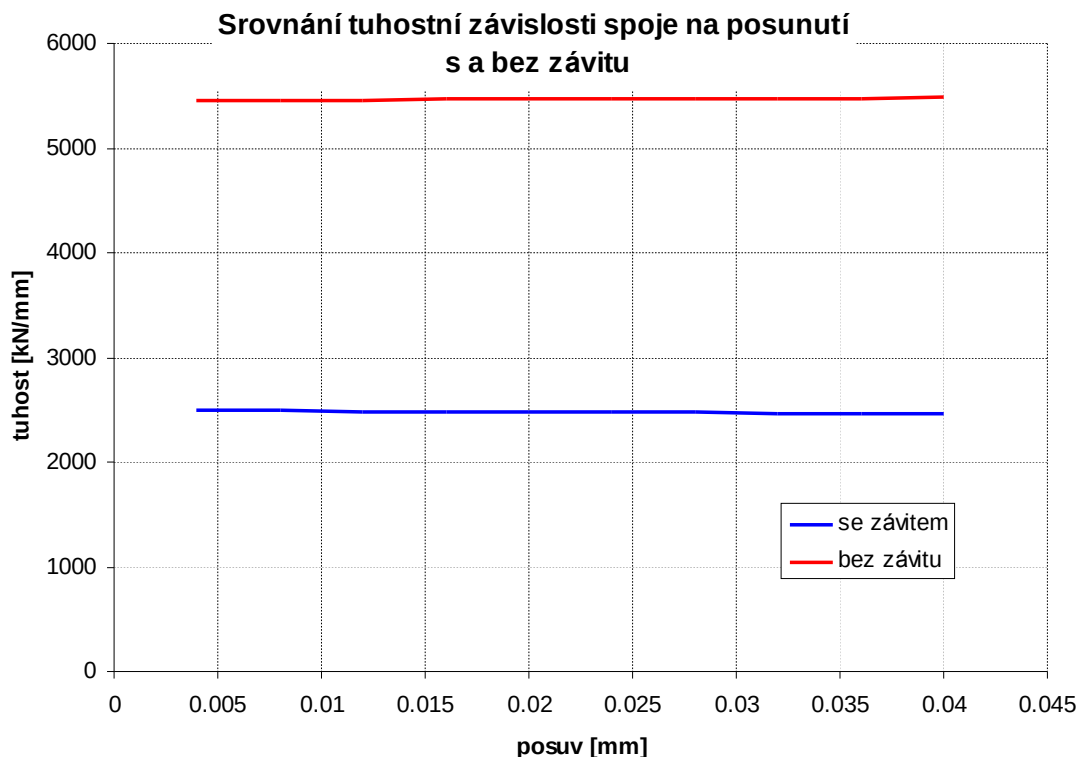
Obr. 7.3 Radiální posuv uzlů (posuvy jsou pro názornost 20x zvětšeny)

posuv [mm]	osová síla F_s [kN]		posuv [mm]	tuhost spoje [kN/mm]	
	se závitem	bez závitu		se závitem	bez závitu
0	0	0	0	-	-
0.004	10.0	21.8	0.004	2492	5457
0.008	19.9	43.7	0.008	2489	5459
0.012	29.9	65.5	0.012	2486	5462
0.016	39.8	87.4	0.016	2483	5464
0.02	49.7	109.2	0.02	2480	5466
0.024	59.6	131.1	0.024	2476	5470
0.028	69.5	153.0	0.028	2473	5470
0.032	79.4	174.9	0.032	2470	5475
0.036	89.3	196.8	0.036	2466	5475
0.04	99.1	218.7	0.04	2463	5480

Obr. 7.4 Tabulky závislostí sil a tuhosti na posuvu horní části šroubu



Obr. 7.5 Závislost osové síly na posunutí jádra šroubu



Obr. 7.6 Závislost tuhosti spoje na posunutí jádra šroubu

Z grafů uvedených na obr. 7.5 a obr. 7.6 je zřejmé, že je pro sledovaný spoj tuhost spojení cca 2,2x větší při zanedbaném vlivu závitů. Výpočet byl proveden bez uvážení vlivu výrobních nepřesností. Bylo uvažováno, že všechny závity jsou již v plném kontaktu. Pokud by tak ve skutečnosti nebylo, byl by rozdíl v tuhosti ještě větší, pravděpodobně s progresivní charakteristikou (vliv dosedání závitů).

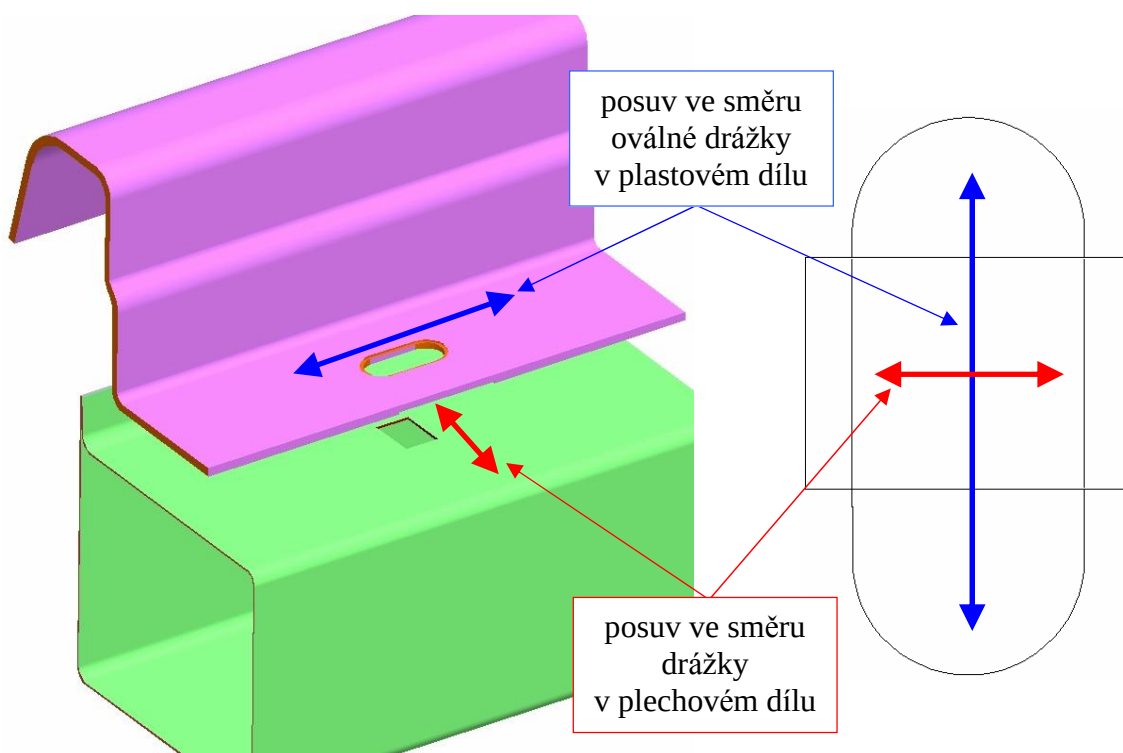
Otázkou zůstává, jaká je tato hodnota tuhosti k tuhosti celého spoje. Např. dřík šroubu o délce jeho průměru má tuhost cca 3300kN/mm. Tato hodnota je řádově stejná jako vypočítané hodnoty v uvedených grafech.

Lze říci, že vliv tuhosti samotné závitové dvojice je vždy individuální k typu řešeného problému a zůstane vždy na rozhodnutí výpočtáře. Např. při řešení napjatosti převodové skříně, je problém tuhosti závitové dvojice šroubových spojení jednotlivých částí skříně poměrně nezajímavý a lze jej jednoduše nahradit pomocí spárování přírub s reálným dříkem a použitím předepjatých „*pretension*“ prvků (viz kap. 4.2). Na druhou stranu při předpovídání těsnosti skříní bude mít tuhost závitové dvojice poměrně důležitou úlohu a je proto nutné ji věnovat patřičnou pozornost.

8 SPOJE S DODRŽENÍM SPECIFICKÝCH VLASTNOSTÍ

Při konstrukci šroubových spojů se lze setkat s kombinací spojení dílů z různých materiálů, např. ocel-plast. Mohou být kladeny i další požadavky na funkci spojení jako jsou např. vyrovnání výrobních nepřesností, jednoznačná montáž apod. Cílem řešeného problému je najít konstrukční uspořádání rozebíratelného spoje plastového a plechového dílu splňující následující kritéria:

- Ø spoj musí před utažením umožnit posuv jak v plechu tak v plastovém dílu,
- Ø po utažení zaručit pevné spojení s plechem, přičemž musí být umožněn do jisté míry omezený posuv plastového dílu ve směru oválné drážky z důvodu teplotní roztažnosti.



Obr. 8.1 Možnosti pohybu spojovaných dílů

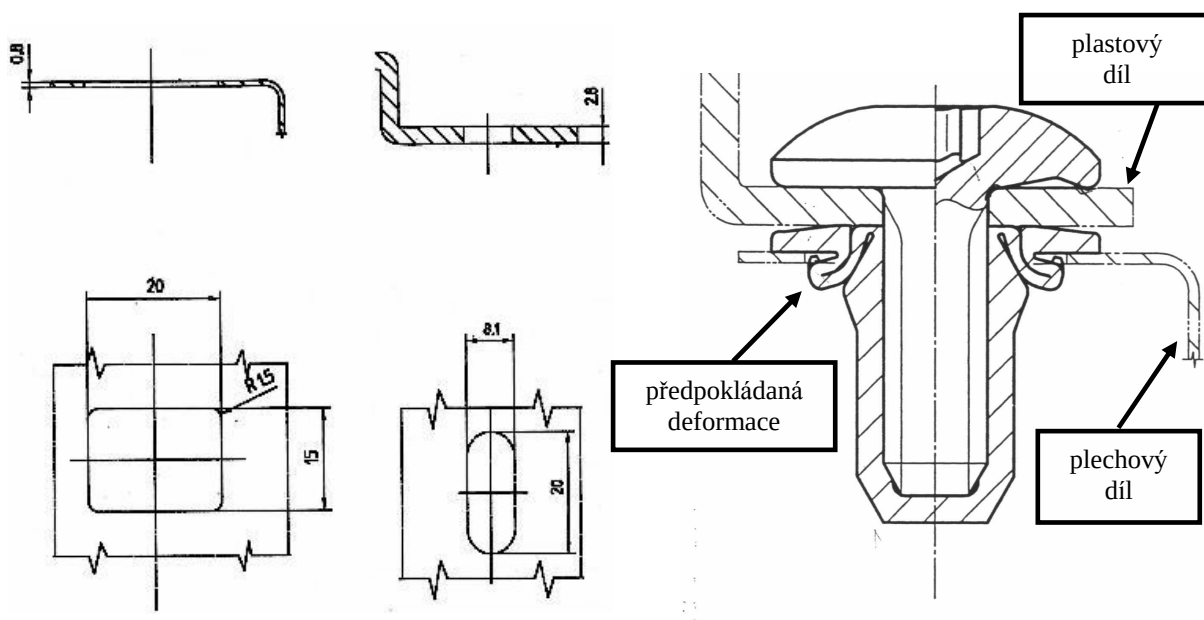
Vzájemné pohyby těles jsou vyznačeny na obr. 8.1. Pohyb v plechovém dílu je možný pouze při montáži. Po utažení spoje musí zůstat poloha v tomto směru zajištěna. Toho lze dosáhnout vytvořením nečtvercové drážky. Po utažení spoje lze zabránit posuvu např. vytvořením „rýh“ nebo nějakým jiným způsobem zdrsňeným

povrchem spojovaných dílu. Ovšem z hlediska spolehlivosti by takové spojení nebylo pravděpodobně vhodné, protože na plechový díl musí být nanesen barevný povrch. Takový zásah by mohl způsobit poškození povrchu, což je nepřijatelné. Proto je vhodnější spíše navrhnout takový tvar spojovacích dílu, které by po utažení byly schopny vyplnit přebytečný prostor v plechu.

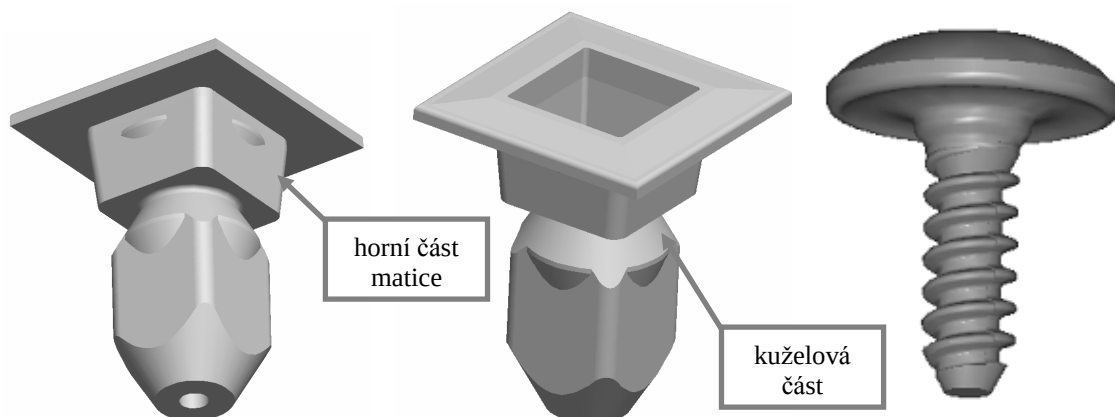
Posuv ve směru oválné drážky v plastovém dílu musí být do jisté míry možný i po utažení spoje. Toho je přirozeně dosaženo utažením na žádané předpětí. Samozřejmě velikost předpětí a tření mezi díly jednoznačně zajistí velikost síly potřebnou k posunutí dílů.

8.1 VARIANTA „S KUŽELOVOU PLOCHOU“

První představa řešení spojení spočívala v domněnce, že dojde k navléknutí horní části matice přes kužel a tím k následnému vymezení vŕle v plechovém dílu. Tato situace je uvedena na obr. 8.2. Na obr. 8.3 je zobrazen model matice a šroubu.



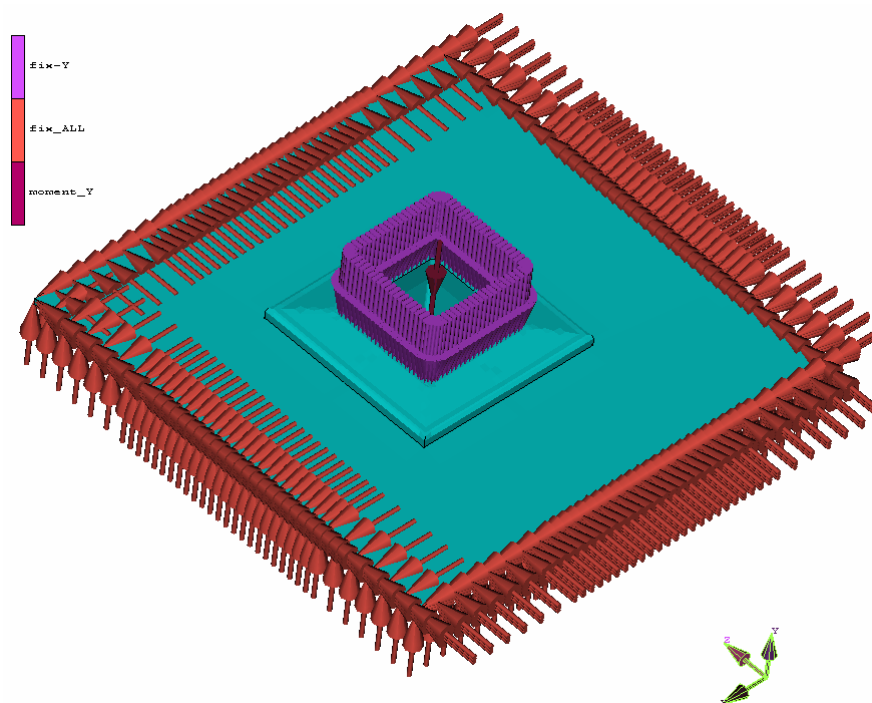
Obr. 8.2 Spojované díly a představa funkce spoje



Obr. 8.3 Modely matice a šroubu

8.1.1 VLIV UTAHOVACÍHO MOMENTU NA DEFORMACE MATICE

Vzhledem k tomu, že matice má dvě roviny souměrnosti tvaru, je výhodné pro budoucí simulace montáže použít pouze čtvrtinový výpočtový model. Ovšem použití takového zjednodušení je možné pouze pokud jsou souměrné i okrajové podmínky a zatížení. V případě okrajových podmínek je tento předpoklad splněn. Ovšem

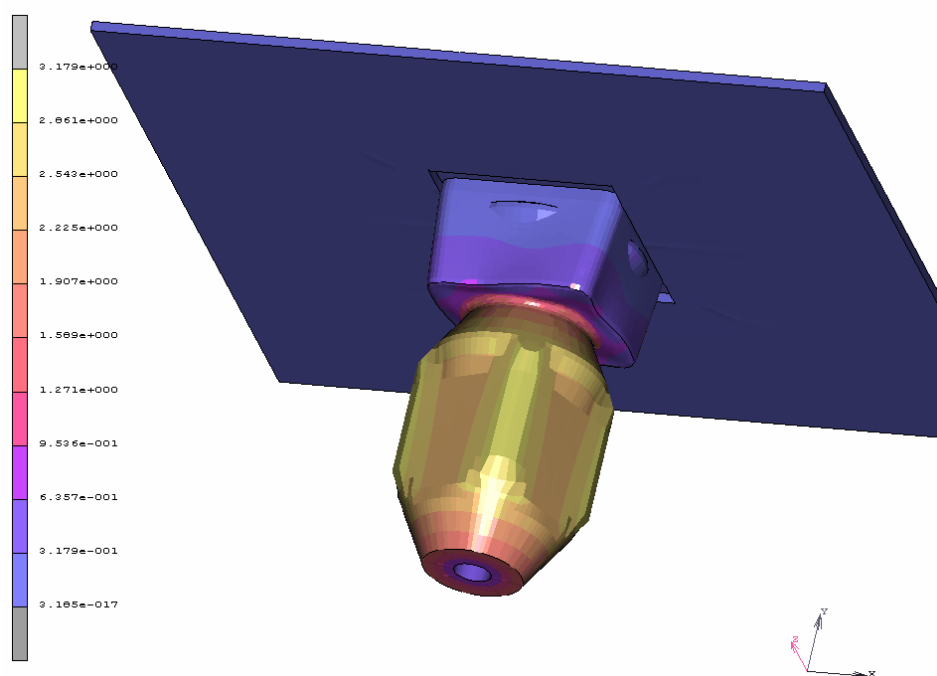


Obr. 8.4 Okrajové podmínky a zatížení výpočtu ověřující vliv utahovacího momentu

zatížení matice při utahování je realizováno v postatě dvěma vektory. První z nich je osová síla, která způsobuje předeptnutí spoje. Je souměrná a pro výpočet nezbytná. Druhým vektorem je utahovací moment, který způsobuje zkroucení matice. Ten nelze zahrnout do výpočtu segmentu. Potom máme na výběr v podstatě dvě možnosti. První je vytvoření plně prostorového modelu, který je výrazně časově náročnější na výpočet, nebo zanedbání vlivu utahovacího momentu a tvorba pouze segmentu spoje. Ovšem předpoklad zanedbatelného utahovacího momentu je nutné nejprve ověřit. V našem případě je ověření provedeno pouze výpočtově.

Byl vytvořen plnohodnotný prostorový výpočtový model, který byl opatřen vhodnými okrajovými podmínkami, tj. zabránění posuvu dosedací části matice na plastový díl v osovém směru a vetknutím okraje výřezu plechu. Zatížení spoje je provedeno zavedením kroucího momentu na závitovou část. Jeho hodnota je $M_u=5\text{Nm}$, což je největší používaná hodnota pro tento typ matice. Způsob zatížení s okrajovými podmínkami je vyobrazen na obr. 8.4.

V tomto výpočtu není nutné brát v úvahu kontaktní poměry v řešené soustavě. Materiálový model je samozřejmě stejný jako při simulaci montáže a je uveden v kap. 8.1.2.



Obr. 8.5 Celkové posuvy při zatížení maximálním utahovacím momentem

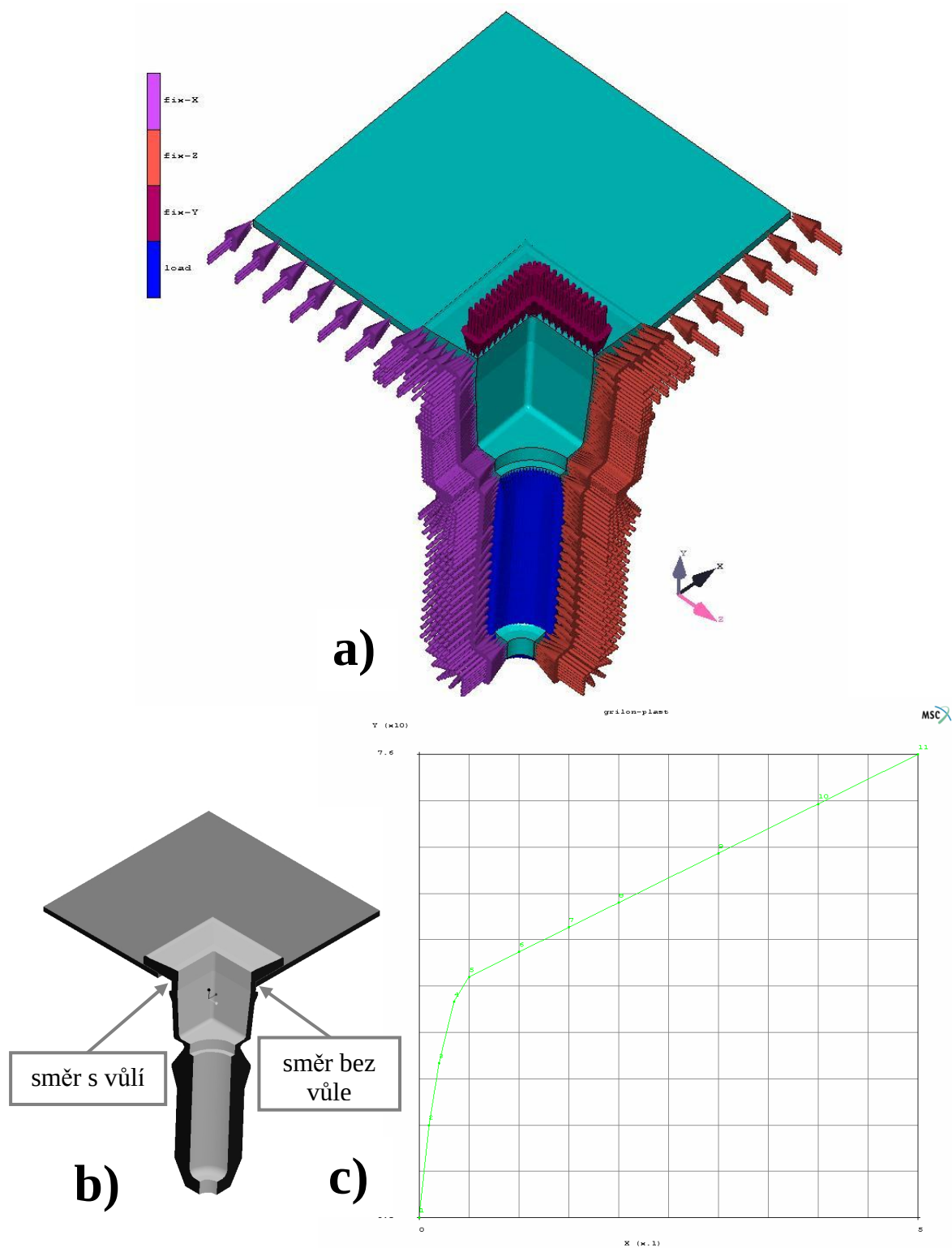
Na obr. 8.5 je uveden celkový posuv při maximálním utahovacím momentu. Již z tohoto obrázku je patrné, že nedošlo k zásadnímu natočení. Hodnota natočení závitové části je maximálně $9,5^\circ$, což je přijatelné, vzhledem k tomu, že takto velký předepsaný zatěžující moment ve skutečnosti působí až při úplném dotažení spoje a jím vzniklé deformace jsou mnohonásobně menší než předpokládané deformace od osově síly.

8.1.2 VÝPOČTOVÝ MODEL PRO UŽITÍ MKP PRO VARIANTU „S KUŽELOVOU PLOCHOU“

Jak bylo řečeno v předcházející kapitole, spoj má dvě roviny souměrnosti a je uvažováno pouze osově zatížení, proto byl za účelem budoucí simulace procesu montáže sestaven jen čtvrtinový výpočtový model části spoje, který obsahoval matici a výřez plechu. V podstatě jde o zjištění zda dojde k vyplnění otvoru v plechu. K tomu účelu není nutné brát v úvahu vliv poddajnosti šroubu a jen vhodně zavést do výpočtu zatížení. Totéž lze říci o vlivu poddajnosti plastového dílu, lze ho též z modelu vypustit a použít pouze vhodné okrajové podmínky.

Materiálový model plechu byl lineárně elastický s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E_{ple} = 210GPa$ a Poissonovým číslem $m_{ple} = 0,3$. Materiálový model plastové matice byl zvolen jako elasto-plastický s počátečním modulem pružnosti v tahu $E_{pla} = 1700MPa$, Poissonovým číslem $m_{pla} = 0,49$ a multilineárním diagramem pracovní křivky na obr. 8.6c).

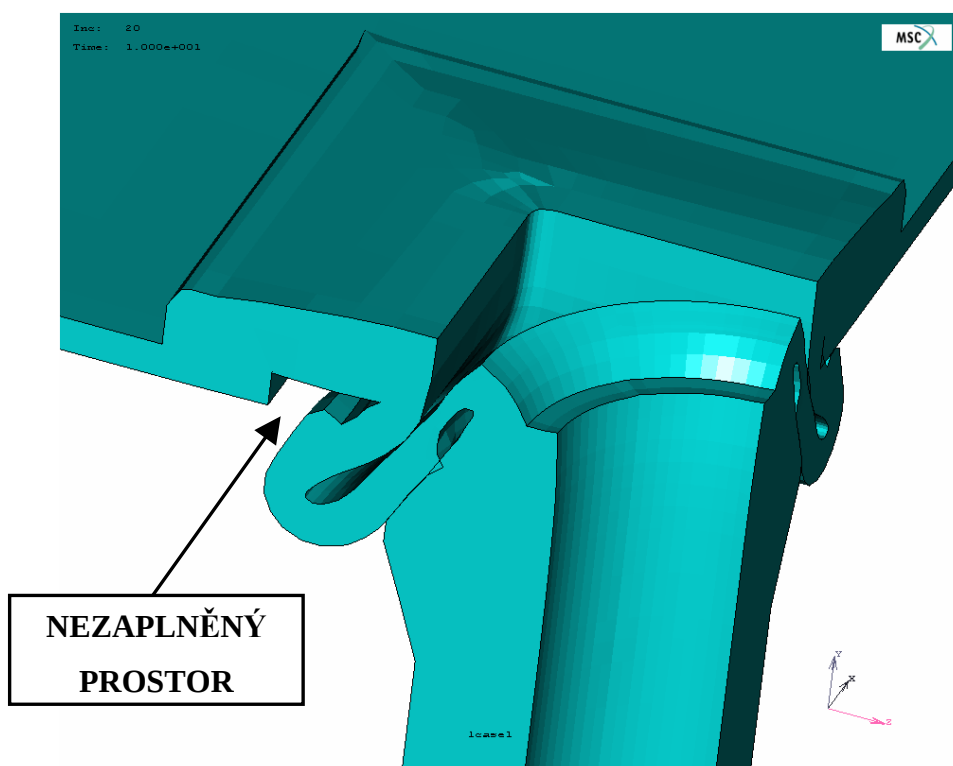
Model byl opatřen vhodnými okrajovými podmínkami, tedy zabránění posuvu uzlům v rovinách symetrie kolmo k těmto rovinám, dále posuvu uzlů dosedajících na plastový díl v osovém směru. Model byl postupně zatěžován osovými posuvy předepsanými v závitové části matice. Při výpočtu bylo nutné vzít do úvahy velké deformace a kontaktní poměry mezi objekty soustavy. Z obr. 8.2 je zřejmé, že u matice docházelo i ke kontaktu sám na sebe (self contact).



Obr. 8.6 a) Okrajové podmínky a zatížení
b) Vyznačení sledovaných směrů
c) Diagram tahové zkoušky materiálu matice

8.1.3 VÝSLEDEK VÝPOČTU VARIANTY „S KUŽELOVOU PLOCHOU“

Jak bylo již řečeno, správná konstrukce spojovacích prvků musí být schopna vyplnit otvor v plechovém dílu. Tedy je přirozené sledovat tuto skutečnost při plně utaženém šroubu. Na obr. 8.7 je vyobrazen konečný tvar matice v plechu při úplném utažení šroubu, který jak je patrné nebude schopen splnit žádanou funkci, protože nedošlo k vyplnění otvoru v plechu a tím ani zabránit posuvu v drážce na něm vytvořené.

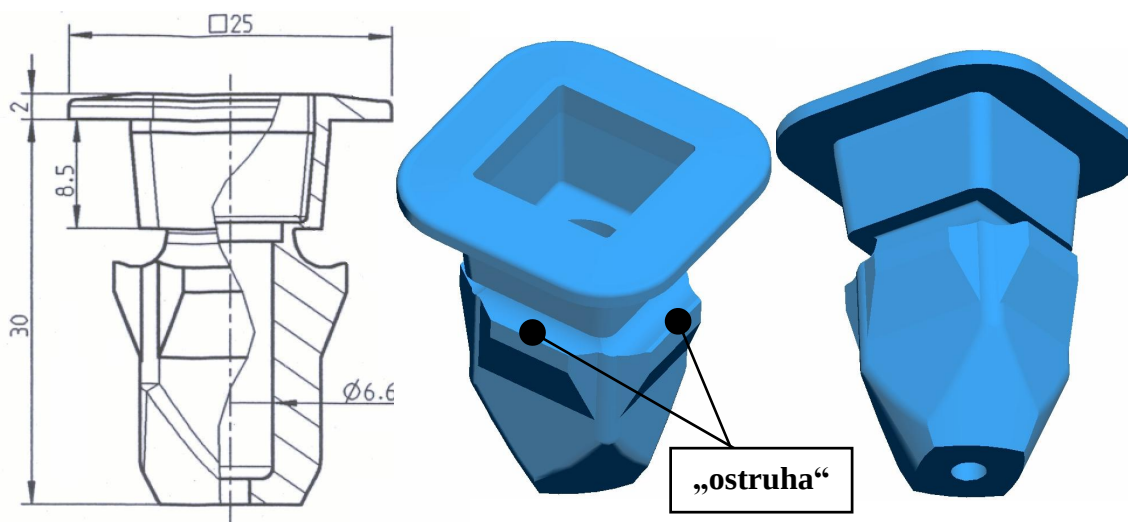


Obr. 8.7 Zdeformovaný tvar matice s kuželovou plochou

Souběžně s výpočty byl vyroben prototyp spojovacích částí a vyzkoušen na výřezu spojovaných dílů. V porovnání s výpočty lze říci, že bylo dosaženo obdobného výsledku testu na fyzickém spoji jako při simulaci.

8.2 VARIANTA „S OSTRUHOU“

Z výše uvedených důvodů bylo proto nutné matici vhodně pozměnit. Zásadní změna byla v nahrazení kužele „ostruhou“ vyznačenou na obr. 8.8. Ostruha se svým tvarem vrací zpět k horní části matice. K této úpravě posloužila právě předchozí simulace montáže. V předcházející kapitole je uveden pouze konečný tvar matice,



Obr. 8.8 Model varianty s ostruhou

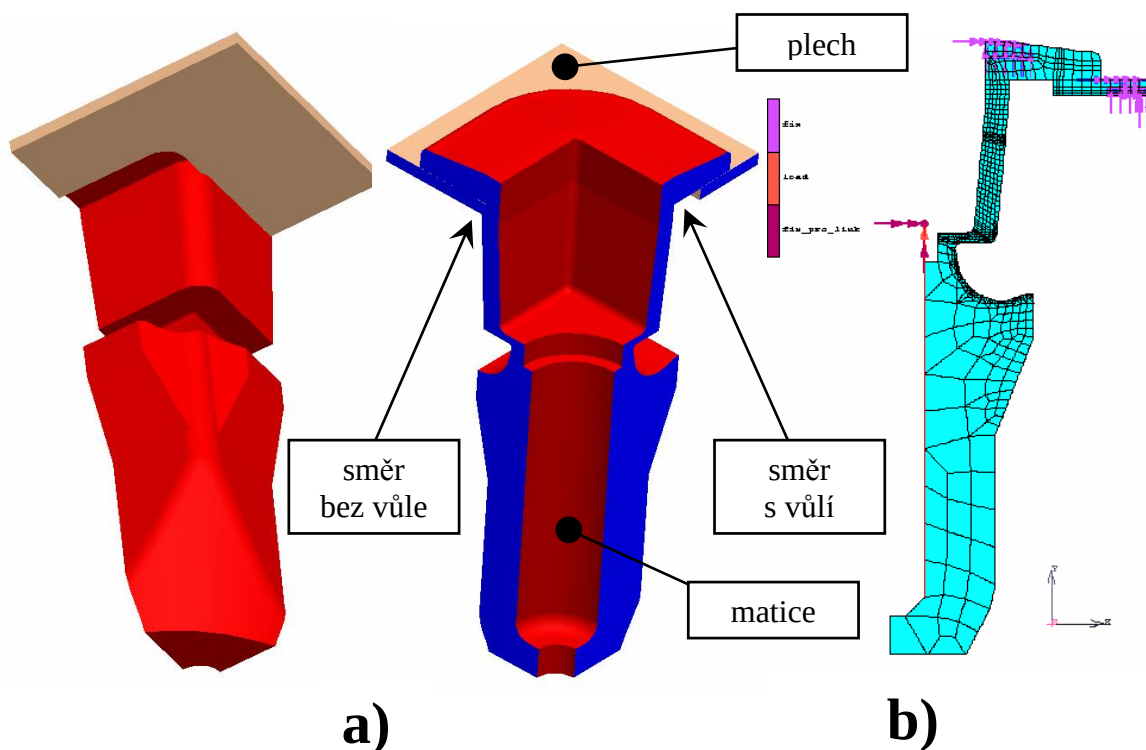
ovšem při sledování deformací během utahování bylo zřejmé, že kuželová část není schopna dostatečně vytlačit materiál v radiálním směru a tím vyplnit prostor v plechu. Z této úvahy vznikla nová varianta matice, kde byla kuželová část nahrazena již zmíněnou ostruhou.

8.2.1 VÝPOČTOVÝ MODEL VARIANTY „S OSTRUHOU“

Při montáži dochází k velkým deformacím matice, což přináší řadu obtíží při simulaci. Dochází ke značné deformaci elementů. Pokud deformace překročí známá kritéria na tvar elementu, dojde k tomu, že získané výsledky mohou být buď zcela nesmyslné nebo řešení vůbec není schopné konvergence. Což je mimochodem vlastností všech nelineárních výpočtů pomocí MKP. Je nutné vždy mít tuto vlastnost na mysli. Lze tomuto efektu předcházet tvorbou vhodné počáteční sítě elementů, která předpokládá deformace (což vyžaduje značné zkušenosti výpočtáře) nebo využít tzv. adaptavitu (přizpůsobování) sítě během výpočtu. Přizpůsobování sítě je v současné

době při výpočtu takto složité úlohy možné využít pouze u rovinné úlohy, protože automaticky lze úspěšně vyplnit prostorový model pouze čtyřstěny, které jsou pro tuto nelineární úlohu nevhodné (z hlediska náročnosti na hardware počítače a z toho vyplývající doby výpočtu). Z tohoto důvodu byl nejprve použit způsob „předvídání“ deformace. To bylo u varianty s kuželovou plochou úspěšné. Ovšem tento způsob může být značně zdlouhavý. Při simulaci varianty s ostruhou se nedařilo žádaného výsledku dosáhnout v přijatelném čase. Bylo proto využito dvou rovin souměrnosti a skutečnosti, že žádáme pouze osově zatížení (zanedbán vliv utahovacího momentu). Potom lze říci, že v rovinách souměrnosti dochází k rovinné deformaci a lze pak s výhodou využít úlohu, která je takto formulována.

Montáž spoje byla simulována ve dvou vzájemně kolmých směrech, rovinách souměrnosti, označené jako směr s vůlí a směr bez vůle. Tyto směry jsou pro



Obr. 8.9 a) Vyznačení sledovaných směrů

b) Rovinný výpočtový model ve směru s vůlí,
okrajové podmínky a zatížení

názornost vyznačeny na obr. 8.9a). Na obr. 8.9b) je zobrazen rovinný výpočtový model s vyznačením okrajových podmínek a zatížení ve směru s vůlí. Okrajové podmínky byly předepsány části výřezu plechu a dosedací ploše matice na plastový díl

ve svislém i vodorovném směru nulovým posuvem. Zatížení spoje bylo provedeno postupným posuvem v závitové části spoje, která byla pro budoucí vyhodnocení spojena pomocí tzv. rigid region do jednoho bodu. Okrajové podmínky i zatížení v obou směrech byly stejné.

Materiál matice s kuzelem a s ostruhou je stejný, se stejnou tahovou křivkou uvedenou na obr. 8.6c).

8.2.2 VÝSLEDKY VÝPOČTU VARIANTY „S OSTRUHOU“

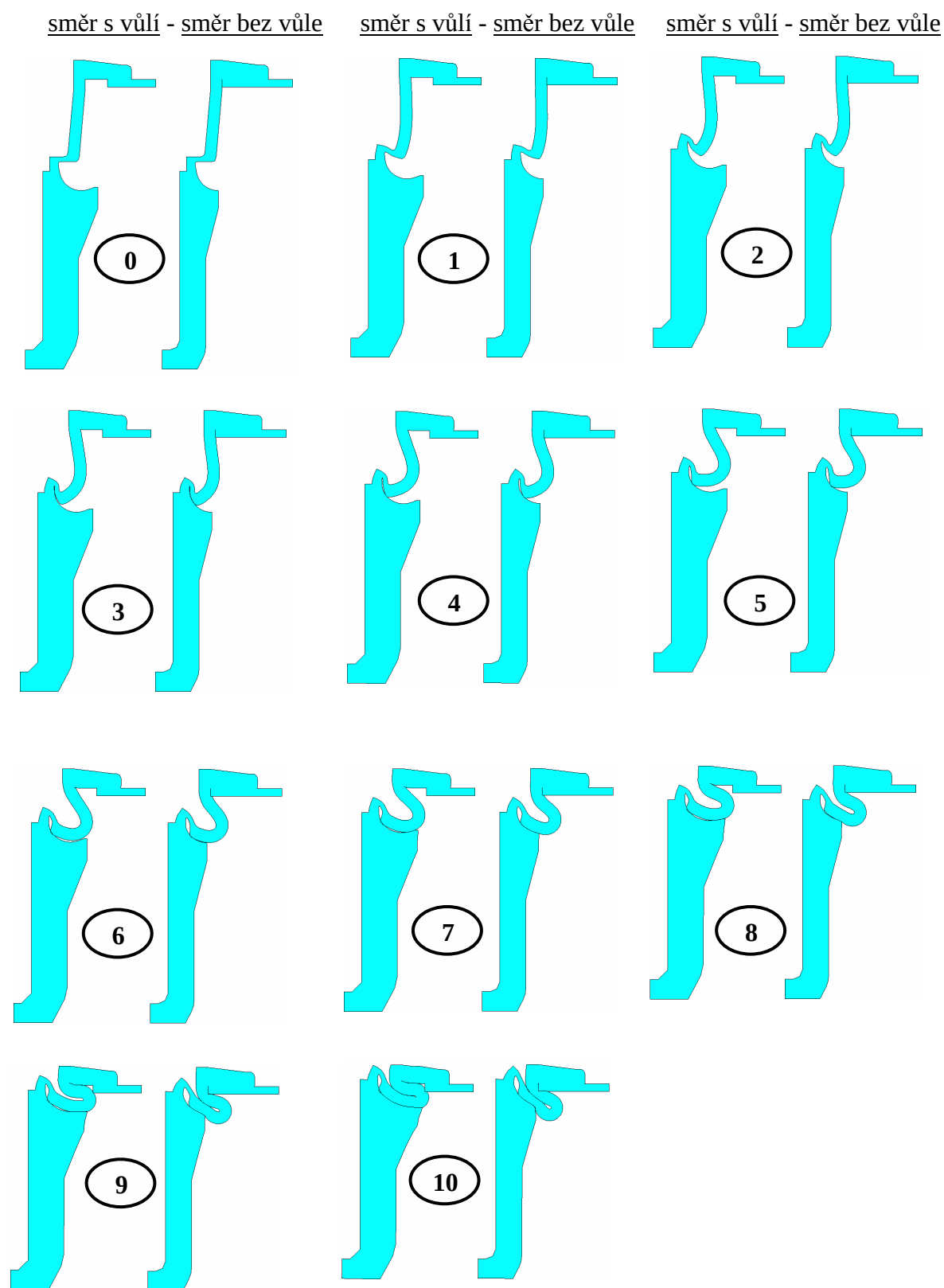
Z následujících obrázků a grafů bude patrné, že nová konstrukce matice je schopná svoji horní částí vyplnit přebytečný otvor v plechu, a z toho vyvozený předpoklad, že zamezí posuvu plechu.

Zatížení modelu bylo rozděleno do padesáti kroků. Postup deformace po pěti krocích je zobrazen na obr. 8.10. Pro názornost je každý krok označen číslem, přičemž krok nula označuje stav bez zatížení a krok 10 plně zamontovaný stav.

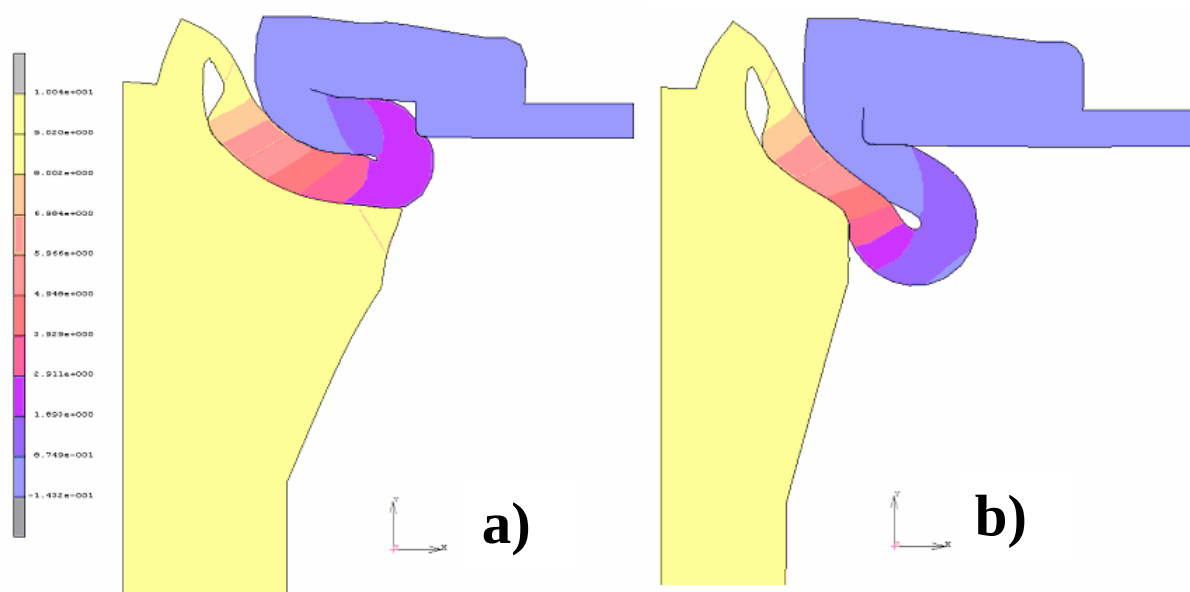
Na obr. 8.11 jsou zobrazeny posuvy matice v osovém směru v rovinách označených ve směru s vůlí i bez vůle. Jde o plně utažený stav. Obr. 8.12 ukazuje přetvoření materiálu matice, což je důležité z hlediska pevnosti spoje. Tyto hodnoty lze pak porovnat s maximálním přetvořením, které je plast schopen ještě snést.

Vzájemné silové působení kontaktních párů je uvedeno na obr. 8.13. Jde o graf, ve kterém jsou závislosti složek sil působících mezi členy soustavy v závislosti na posuvu závitové části matice. Protože úloha byla řešena za předpokladu rovinné souměrnosti s tloušťkou rovnou jedné, je nutné, pro případné srovnání s měřením, uvedené hodnoty vynásobit příslušnou šířkou matice a sečíst dvojnásobky získaných hodnot.

Pro představu, kde již dochází ke kontaktu objektů soustavy, jsou na obr. 8.14 zobrazeny i normálové kontaktní síly mezi členy simulované sestavy. Ovšem jejich velikosti je nutné brát s ohledem na to, že jde o hodnoty v uzlech. Tedy záleží na hustotě sítě elementů. Z praktického hlediska je důležité znát výsledné síly působící mezi objekty soustavy, především na plech, což jsou součty složek těchto hodnot.

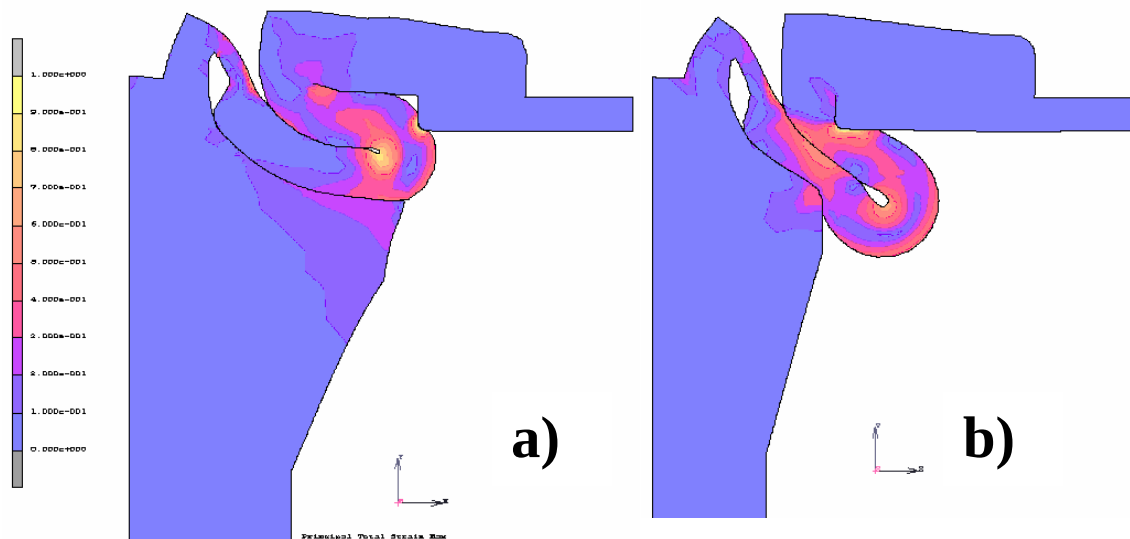


Obr. 8.10 Postup deformace matice



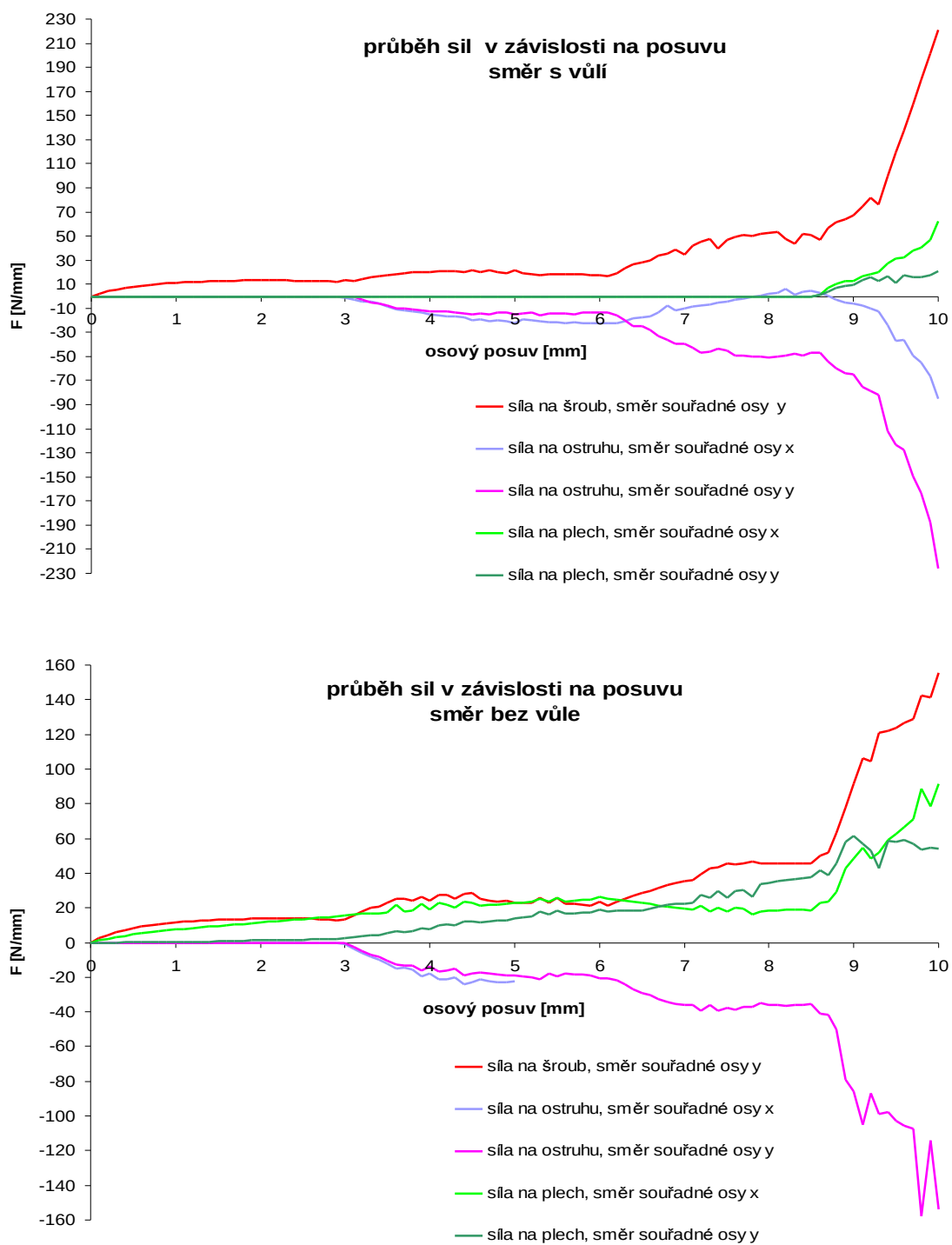
Obr. 8.11 a) Osový posuv (do směru souřadné osy y) ve výpočtové rovině s vřlí

b) Osový posuv (do směru souřadné osy y) ve výpočtové rovině bez vřle

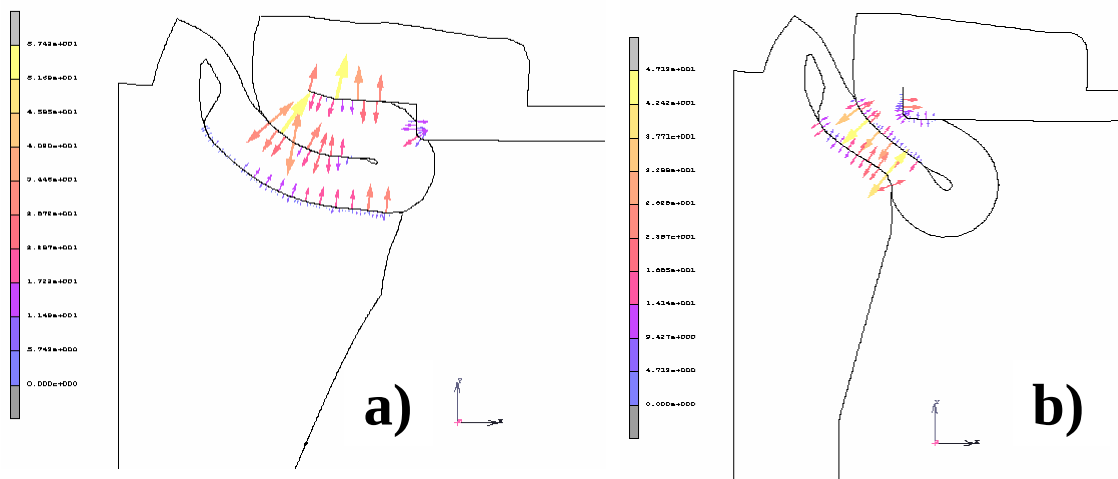


Obr. 8.12 a) První hlavní přetvoření ve směru s vřlí

b) První hlavní přetvoření ve směru bez vřle



Obr. 8.13 Průběhy sil působících v řešené soustavě v závislosti na posuvu závitové části



Obr. 8.14 a) Kontaktní normálové síly ve směru s vřtí

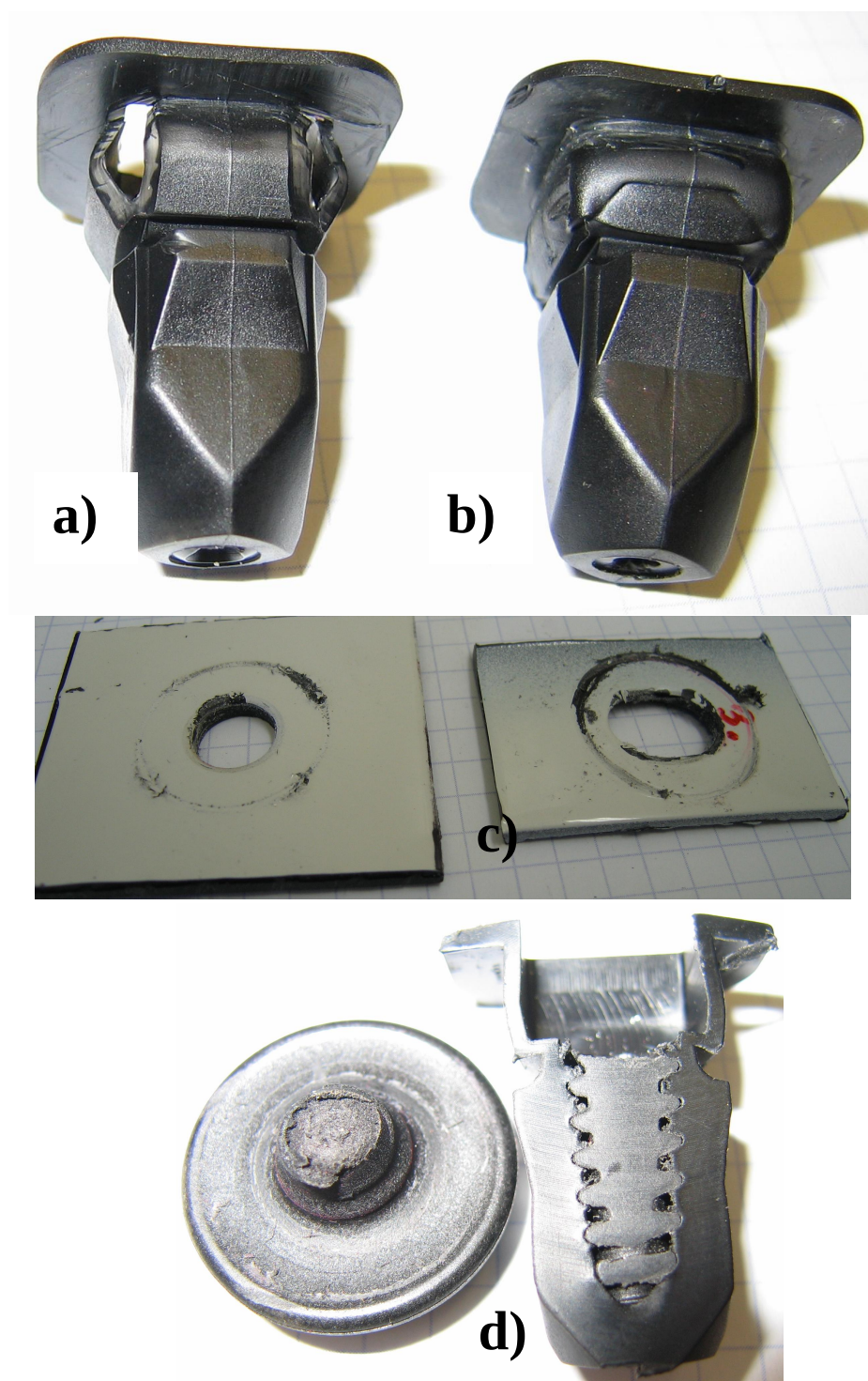
b) Kontaktní normálové síly ve směru bez vřtí

Z grafů uvedených na obr. 8.13 je vidět, že k dosednutí horní části matice na plech dojde při zašroubování, resp. posuvu závitové části o 8,6mm. Tato skutečnost nám dává naději na správnou funkci zvolené konstrukce. Ovšem žádná simulace není schopna, už pro všechna nutně přijatá zjednodušení, s jistotou potvrdit správnost funkce konstrukce. To lze pouze provést na reálném prototypu spoje.

8.2.3 VÝSLEDNÉ DEFORMACE NA PROTOTYPU MATICE

Ve spolupráci s průmyslem byl vyroben prototyp spojovacích součástí. Správnost funkce byla také zkoušena na výřezu plechu a plastového dílu. Na obr. 8.16 je uvedena fotografie z jedné testovací montáže. V tomto případě byla montáž, resp. funkce spoje úspěšná. Ovšem při testech se ukázalo, že úspěšná montáž je závislá na řadě vlivů. Nejvýznamnější z nich je rychlost utahování. Otáčky šroubu mají být 1000min^{-1} , přičemž při dlouhodobějším použití elektrického šroubováku nebylo této rychlosti dosahováno. Úspěšnost montáže nebyla zaručena.

Obr. 8.15c) zobrazuje poškození barveného povrchu plastového dílu hlavou šroubu, ke kterému docházelo při utahování. To je z hlediska vzhledu nežádoucí.



Obr. 8.15 Fyzické díly pro testy montáže spoje

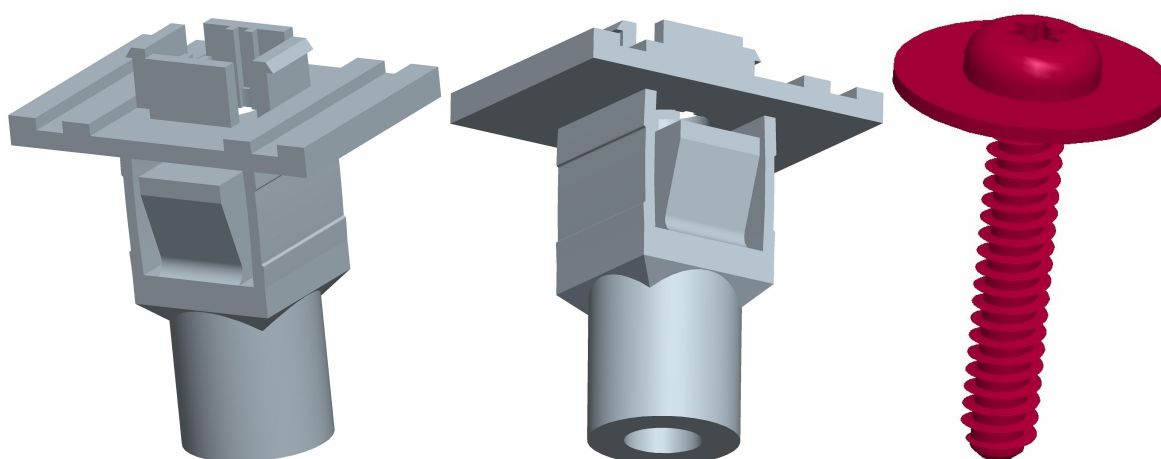
- a) příklad pokusu o optimalizaci matice
- b) optimalizovaná varianta matice s ostruhou použitá v simulacích
- c) poškození povrchu plastového dílu hlavou šroubu
- d) porušení šroubu nadměrným krutem, řez spojovacími díly



Obr. 8.16 Výsledná deformace na prototypu spoje

8.3 VARIANTA MATICE „S KLEŠTINOU“

V této kapitole bude uvedena jiná varianta matice, která v porovnání s předchozími funguje jinak. Nesnaží se vyplnit přebytečný otvor v plechu. Polohu plechového dílu má zajistit přitlačení spodní části matice k plechu. Potom zajištění polohy je zprostředkováno třením mezi členy soustavy. Taková matice i se šroubem jsou uvedeny na obr. 8.17. V porovnání s předchozími variantami jsou tyto spojovací prvky menší, šroub je vyroben z ocele.



Obr. 8.17 Modely matice a šroubu

8.3.1 VÝPOČTOVÝ MODEL VARIANTY S KLEŠTINOU

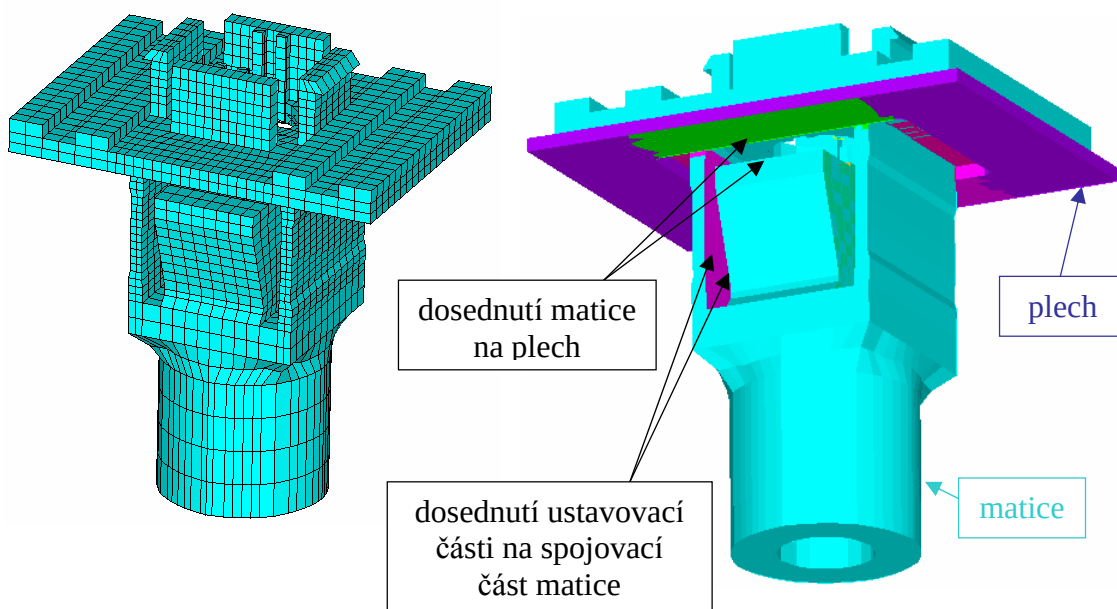
Již z prostého úsudku je zřejmé, že taková konstrukce matice je poměrně málo torzně tuhá (otevřený profil, menší rozměry). Proto není možné v tomto případě zanedbat účinek utahovacího momentu a ustoupit k řešení segmentu o velikosti 90° , přestože je úloha geometricky dvakrát souměrná.

Na obr. 8.18 vlevo je uvedena síť elementů matice použitá při výpočtu. Vpravo jsou znázorněny nejvýznamnější kontaktní páry. Vzhledem k souměrnosti modelu je na obrázku uveden vždy pouze jeden. Síť elementů matice a plechu je pro zjednodušení spojena v jeden celek (odpovídá dokonalému slepení).

Materiálový model plechu byl zvolen jako lineárně elastický s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E_{ple} = 210\text{GPa}$ a Poissonovým číslem $m_{ple} = 0,3$.

Materiálový model plastového dílu byl elasto-plastický s počátečním modulem pružnosti v tahu $E_{pla} = 1700 \text{ MPa}$, Poissonovým číslem $m_{pla} = 0,49$ a multilineárním diagramem pracovní křivky na obr. 8.6c).

Okrajové podmínky byly předepsané na obvodové části výřezu plechu nulovým posuvem uzlům ve všech směrech (vetknuto). Zatížení modelu bylo vyvozeno souběžným zvětšováním kroutícího (utahovacího) momentu a osového posuvu závitové části.

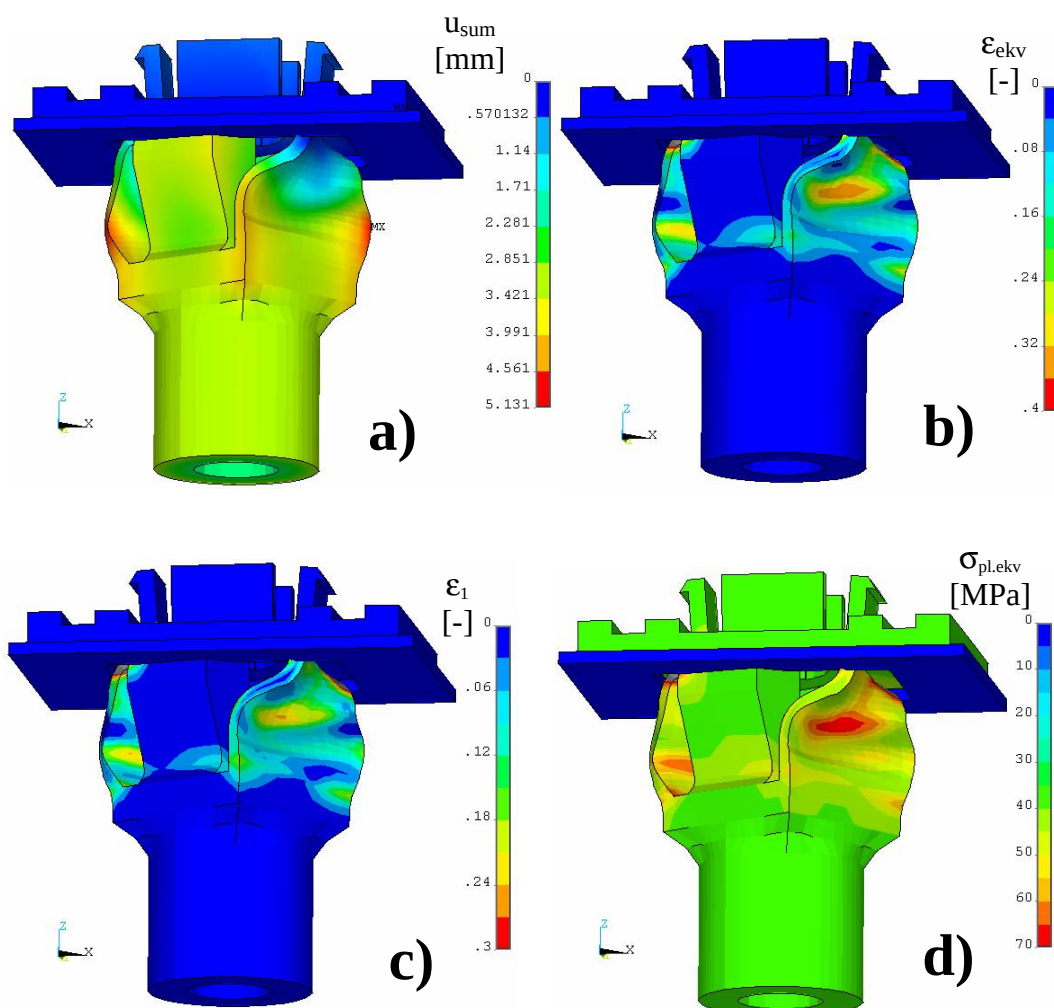


Obr. 8.18 Síť elementů matice a vyznačení důležitých kontaktních párů

8.3.2 VÝSLEDKY VÝPOČTU MATICE S KLEŠTINOU

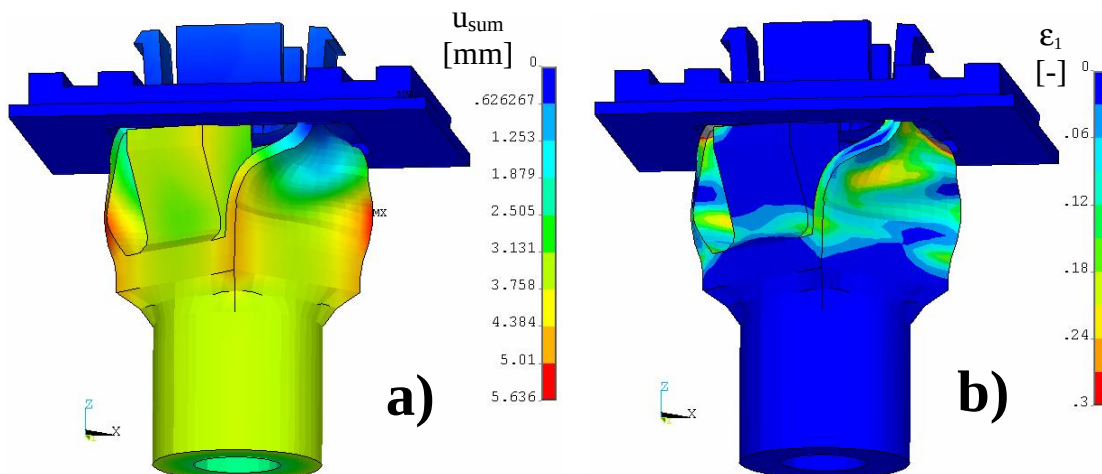
Výpočty byly provedeny pro různé velikosti utahovacího momentu. První hodnota utahovacího momentu byla $M_u = 1,7 \text{ Nm}$. Tomu také odpovídají výsledky uvedené na obr. 8.19. Další výpočty měly podat představu o vzrůstu deformací při zvětšování utahovacího momentu. Ten byl měněn až do hodnoty $M_u = 3,5 \text{ Nm}$. Ovšem při takto velkém utahovacím momentu docházelo již k tak velkým deformacím, že výpočtový model nebyl již schopen konvergence řešení. Proto jsou uvedeny výsledky výpočtu jen při momentu utahování $M_u = 2,18 \text{ Nm}$. Výsledné posuvy a první hlavní přetvoření tohoto výpočtu jsou uvedeny na obr. 8.20.

Výsledné deformace spojovacích členů při extrémním utahovacím momentu jsou uvedeny až v kap. 8.3.3 formou fotografií výsledné deformace.



Obr. 8.19 Výsledný tvar varianty s kleštinou při $M_u=1,7\text{Nm}$

- a) celkový posuv
- b) ekvivalentní přetvoření
- c) první hlavní přetvoření
- d) ekvivalentní plastické napětí



Obr. 8.20 Výsledný tvar varianty s kleštinou při $M_u=2,18\text{Nm}$

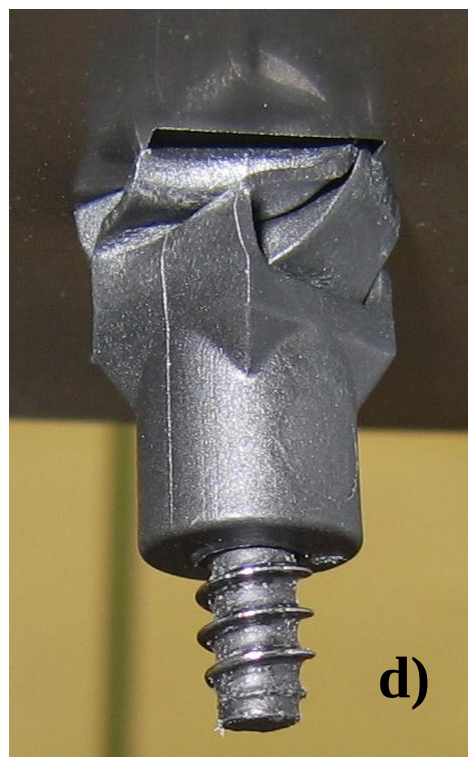
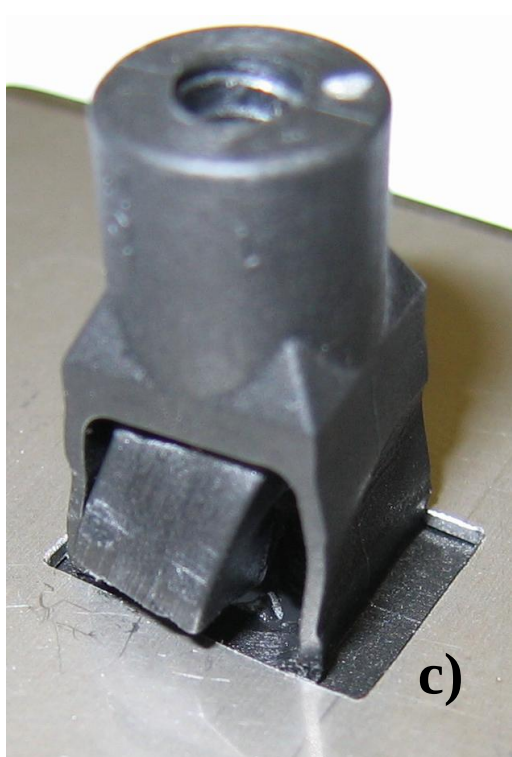
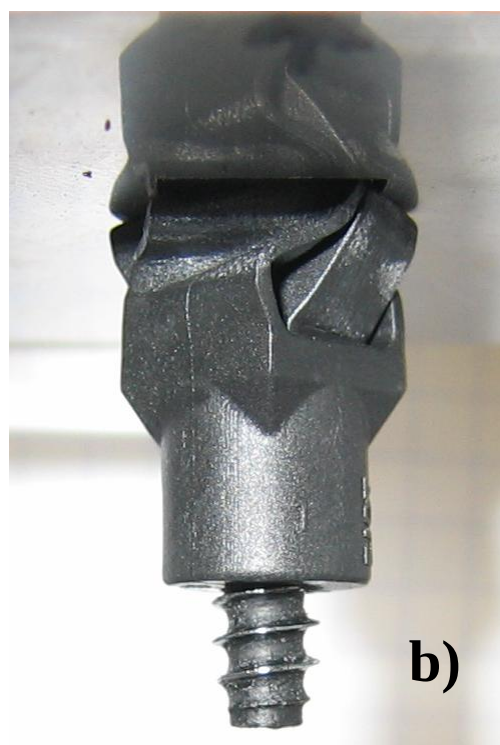
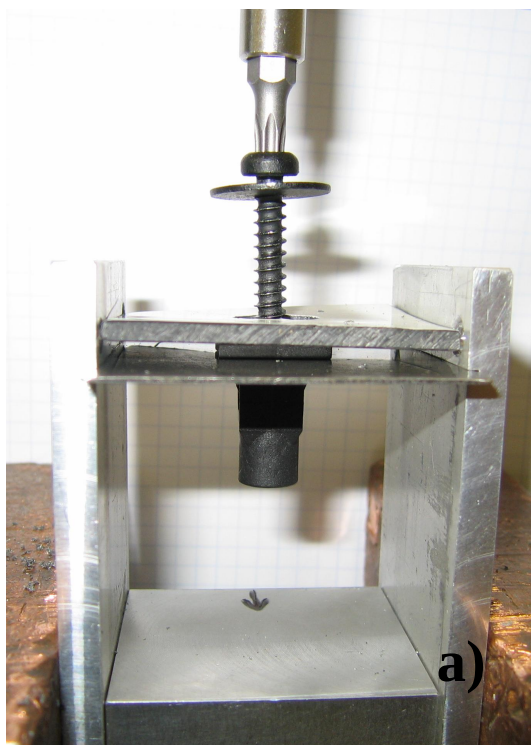
- a) celkový posuv
- b) první hlavní přetvoření

8.3.3 VÝSLEDNÉ DEFORMACE NA PROTOTYPU MATICE

Byl vyroben prototyp spojovacích součástí, ocelový šroub a plastová matice. Funkce spoje byla testována vždy na výřezu spojovaných dílů pro různě velké utahovací momenty. Na obr. 8.21 jsou uvedeny fotografie z některých testovacích montáží. Lze vidět, že výsledný tvar matice při utahovacím momentu $M_u=2,18\text{Nm}$ je obdobný jako při simulaci montáže s použitím metody konečných prvků.

Z provedených testů se ukázalo, že tato varianta není příliš vhodná, protože dochází k poškozování spojovacích dílů o plech. To vede k tomu, že spojení je nespolehlivé, a proto jen stěží použitelné. Tato skutečnost, vzhledem k přijatým zjednodušením⁴, nebyla výpočtově předpovězena.

⁴ Ve výpočtovém modelu byly pro zjednodušení plech s maticí dokonale slepeny, což přirozeně ve skutečnosti tak není. K tomuto zjednodušení bylo přistoupeno z důvodu rychlejší konvergence řešení.



Obr. 8.21 Zkušební montáž matice s kleštinou

- a) ukázka provádění testu
- b) deformace při $M_u=2,18\text{Nm}$
- c) deformace po uvolnění při užití utahovacího momentu $M_u=2,18\text{Nm}$
- d) deformace při extrémním utahovacím momentu $M_u=3,5\text{Nm}$

9 ZÁVĚR

Předložená práce se zabývá v první části problematikou způsobu modelování závitového spoje (určení dimenze spoje apod.), vlivy jednotlivých zjednodušení na napjatostní (někdy i tuhostní) poměry ve spoji.

Kontakt závitu šroubu a matice směřuje při výpočtu vždy na nelineární typ úlohy. To vede při velkém počtu konečných prvků k neúměrně dlouhému výpočtu. Proto bylo snahou najít co nejjednodušší výpočtový model závitových spojů při dodržení přijatelné přesnosti výpočtu. Řešením bylo vytváření osově souměrných modelů (jsou jednodušší při samotné tvorbě i výpočetně méně náročné), což umožňuje vytvořit velké množství kombinací rozměrů a materiálů závitu. Prostorový model potom slouží k ověření jednoduššího osově symetrického modelu (kap. 5.2.2, kap. 5.3, kap. 5.4). V uvedených kapitolách je možno vyčíst, že tento postup je přijatelný, případně s jakou odchylkou.

Tyto snahy vyústily ve vytvoření programů pro výpočet součinitelů tvaru v prvním záběrném závitu šroubu a to jak pro tlačení, tak tažený případ matice. Touto problematikou se podrobně zabývá kapitola 6.2. Pro efektivnější práci byl jednoúčelový program přetvořen v parametrický, který výsledné hodnoty zapisuje do souboru čitelný tabulkovým editorem. Úplné programy jsou součástí příloh.

Trojrozměrný model lze využít pro zkoumání namáhání od nesouměrného zatížení spoje. Takový model, doplněn o šroubový tvar závitu, by mohl být použit i pro výpočet namáhání šroubu při utahování.

Ve druhé části se práce zaměřuje na konstrukci a následné simulace funkce konkrétního spoje, kde bylo bohatě využito poznatků z tvorby výpočtových modelů spojů rozšířeno o nelineární chování materiálu. Je zde představeno několik možností spojení. Přestože výpočty neuvažovaly odlišné chování při dynamickém namáhání, byla zde pozorována dobrá shoda s testy prováděnými na prototypch spoje vyrobených komerčními firmami.

Metoda konečných prvků je schopna nám přiblížit napěťové charakteristiky a zkontrolovat dříve zjednodušeně popsané silové poměry v závitech. Ovšem ověření správnosti výpočtových modelů měřením je do značné míry problematické.

Případným rozšířením předložené disertační práce by mohlo být zaměření na vliv vůlí a tolerancí závitu na rozložení osově síly na jednotlivé závity a na napjatost



v závitech. Také výpočtové zjištění vlivu technologického zpracování na výslednou napjatost spoje je jistě zajímavý úkol.

V poslední kapitole byl předveden postup určení funkce plastových spojovacích dílů. Tato část byla řešena současně s několika komerčními firmami, proto bylo nutností získávat žádané výsledky v co nejkratším čase. Důsledkem toho bylo přijetí řady výrazných zjednodušujících předpokladů. Např. nebyl uvažován vliv vlastností materiálu na rychlosti deformace a teplotě, přičemž je u použitých materiálů tento vliv zřejmý. Z uvedených informací je zřejmé, že by bylo jistě zajímavým úkolem se v budoucnu zaměřit na výpočet těchto spojovacích členů v reálném čase (uvážení vlivu rychlosti deformace) s různými materiálovými vlastnostmi při rozdílných teplotách a rychlostech deformací.



10 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Ansys, Inc.: ANSYS 5.5 Manuals, USA, 1999
- [2] Běťák, V.: Podklady pro návrh a výpočet předepjatých šroubových spojení strojních součástí a konstrukcí, Praha, 1969
- [3] ČSN ISO 68-1: Závity ISO pro všeobecné použití – Základní profil – Část 1: Metrické závity, Český normalizační institut, 2000
- [4] ČSN ISO 261: Metrické závity ISO pro všeobecné použití – Přehled, Český normalizační institut, 2000
- [5] ČSN ISO 262: Metrické závity ISO pro všeobecné použití – Výběr rozměrů pro šrouby a matice, Český normalizační institut, 2000
- [6] ČSN EN 20898-1: Mechanické vlastnosti spojovacích součástí, Část 1: šrouby, Český normalizační institut, 1994
- [7] Drastík, F.: Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu, 2. vid, Ostrava 1999
- [8] Höschl, C.: Pružnost a pevnost II, 1.vyd., Liberec, 1992
- [9] Johnson, D., Englund, R., McAnlis, B., Sari, K., Colombet, D.:
Three-dimensional modeling of a bolted connection
- [10] Johnson, W., Mellor, P. B.: Engineering Plasticity, London, 1973
- [11] Kanócz, A.- Španiel, M.: Metoda konečných prvků v mechanice poddajných těles, 1.vyd., Praha, 1998
- [12] Michalec, J.: Pružnost a pevnost 1, 1. vyd., Praha, 1998
- [13] Michalec, J.: Pružnost a pevnost 2, 1. vyd., Praha, 1994
- [14] Montgomery, J.: Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint, Siemens
Westinghouse Power Corporation, Orlando, Florida
- [15] Němec, J., Puchner, O.: Tvarová pevnost kovových těles, Praha, 1971
- [16] Okrouhlík, M.: Mechanika poddajných těles, numerická matematika
a superpočítače, Praha, 1997
- [17] Petruška, J.: Počítačové metody mechaniky II, Brno, 2003
- [18] Plánička, F., Kuliš, Z.: Základy teorie plasticity, Praha, 2004
- [19] Pospíšil, F.: Závitová a šroubová spojení, 1. vyd., Praha, 1967
- [20] Satorie, M.: Srovnání výpočtu šroubového spoje pomocí MKP 2D a 3D modelu,
Sborník I. Konference PhD studentů konstrukčních oborů s mezinárodní účastí,
Srní, Česká republika, 2003



- [21] Satorie, M.: Konstrukce a výpočet šroubového spoje plastového a plechového dílu, Sborník 45. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Blansko, Česká republika, 2004
- [22] Satorie, M.: Výpočet vlivu šestihranného tvaru matice na napjatost šroubu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005
- [23] Satorie, M.: Simulace mechanických vlastností plastového spojovacího členu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005
- [24] Satorie, M.: Použití APDL při výpočtech součinitele tvaru v Ansysu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005
- [25] Strizhak, V., Arjassov, G., Penkov, I.: Making more precise of strength calculations of critical threaded joints, Oulu Finland, 1999
- [26] Stříž, B.: Mechanika textilií, 1. vyd., Liberec, 2001
- [27] Švec, V.: Spoje a části spojovací, Praha, 2002
- [28] Technical Data Sheet, General produkt description, Grilon TSZ 3
- [29] Vaverka, M., Vrbka, M.: Řešení kontaktních úloh pomocí MKP a jejich aplikace v biomechanice, Sborník z mezinárodní konference Aplikovaná mechanika, Ostrava, 2002
- [30] Vávra, P., Řasa, J., Leinveber, J.: Strojnické tabulky, 3. vyd., Praha, 1999
- [31] Wang, E.: Ansys Contact, Ansys users meeting pro Českou republiku a Slovensko, Hrubá skála, 2004
- [32] Wang, E.: Back to Elements, Ansys users meeting pro Českou republiku a Slovensko, Hrubá skála, 2004



11 SEZNAM AUTOROVÝCH PUBLIKACÍ SOUVISEJÍCÍCH S TÉMATEM DP

- [1] Satorie, M.: Výpočet napětí v závitu šroubu pomocí MKP, Sborník XLIV. konference Kateder částí a mechanismů strojů s mezinárodní účastí, Praha, 2003
- [2] Satorie, M.: Srovnání výpočtu šroubového spoje pomocí MKP 2D a 3D modelu, Sborník I. Konference PhD studentů konstrukčních oborů s mezinárodní účastí, Srní, Česká republika, 2003
- [3] Satorie, M.: Konstrukce a výpočet šroubového spoje plastového a plechového dílu, Sborník 45. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Blansko, Česká republika, 2004
- [4] Satorie, M.: Výpočet vlivu šestihranného tvaru matice na napjatost šroubu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005
- [5] Satorie, M.: Simulace mechanických vlastností plastového spojovacího členu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005
- [6] Satorie, M.: Použití APDL při výpočtech součinitele tvaru v Ansysu, Sborník 46. mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky, Česká republika, 2005

Přiloha 1

Soubor **program_zavitu_norma-obecny_tlacena_matice.mac**

```

!!!!!!!!!! PROGRAM PRO TVOTBU METRICKEHO SROUBOVEHO SPOJE !!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!          S TLACENOU MATICI          !!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!! slouzi jako podprogram pro vypocty !!!!!!!!!!!!!!!!!!

finish
! /CLEAR,START
/PREP7

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! PARAMETRY SPOJE !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!!!!! nezavisle parametry
!! geometrie

! sd - velky prumer sroubu
! pp - roztec, resp. stoupani, protoze funguje pouze pro jednochode zavity

! nn - pocet cinnych zavitu
volnezavity=3 !! Lze MENIT !! pocet volnych zavitu mimo matici

! ddiry - prumer diry
! mdvne - rozmer pro klic na matici

/TITLE,Sroubovy spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn%
!! material

!Sroub
! Esroub - Younguv modul pruznosti v tahu sroubu
! musroub - Poissonova cislo sroubu

!matice
! Ematice - Younguv modul pruznosti v tahu matice
! mumatice - Poissonova cislo matice

! priruba
! Epriruba - Younguv modul pruznosti v tahu priruby
! mupriruba - Poissonova cislo priruby

!!!!!! zavisle parametry viz prislusne normy

sr=pp/(8*0.8660254038)
hh=0.8660254038*pp
d2=2*(sd/2-3/8*hh)
md1=2*(sd/2-5/8*hh)
sd3=2*(sd/2-(0.07216878365*pp+5/8*hh))
mr=0.07216878365*pp

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

ET,1,PLANE183          ! typ elementu sroubu
KEYOPT,1,3,1
KEYOPT,1,6,0
KEYOPT,1,10,0

ET,2,PLANE183          ! typ elementu matice

```

```

KEYOPT,2,3,1
KEYOPT,2,6,0
KEYOPT,2,10,0

ET,3,PLANE183          ! typ elementu priruby
KEYOPT,3,3,1
KEYOPT,3,6,0
KEYOPT,3,10,0

MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0             ! material sroubu
MPDATA,EX,1,,Esroub
MPDATA,PRXY,1,,musroub
MPDATA,EX,2,,Ematice    ! material matice
MPDATA,PRXY,2,,mumatice
MPDATA,EX,3,,Epriruba   ! material priruby
MPDATA,PRXY,3,,mupriruba

!!!!!!!!!!!!!! geometrie prvnioho nosneho zavitu sroubu !!!!!!!!!!!

k,1,sd3/2-sr,0,0
k,2,sd3/2+sr,0,0
CIRCLE,2,sr, ,1,60, ,
LWPL,-1,1,1
wpro,,90.000000,
csys,4
k,5,0,sd,0
WPCSYS,-1,0
csys,0
l,4,5
k,6,sd/2,-sd,0
k,7,sd/2,sd,0
l,6,7
LSBL,2,3
LDELE,5, , ,1
LOCAL,101,0,0,-pp/2,0, , , ,1,1,
CSYS,101,
LSYMM,Y,all, , , ,0,0
csys,0
l,7,8
k,9,sd3/2-sr,0,0
k,10,sd3/2-sr,-pp,0
l,9,10
l,3,9
l,5,10
al,all
k,11,0,0,0
k,12,0,-pp,0
l,11,12
l,10,12
l,9,11
ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE
LSEL,A, , ,6
al,all
allsel,all

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie prvního volného závitu sroubu !!!!!!!!!

```
AGEN,2,all, , , ,pp, , ,0
NUMMRG,KP, , , ,LOW
WPSTYLE,,,,,,,,,0
```

```
ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE
```

```
KSEL,S, , , 3
CM,prvni_zlabek_K,KP
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie jednoho závitu matice !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
k,51,sd/2-5/8*hh,-pp/8,0
k,52,sd/2-0.03608439182*pp,-pp/2,0
CIRCLE,52,mr, , ,60, ,
l,18,51
LSYMM,Y,all, , , ,0,0
l,23,51
k,53,mdvne/2,pp/2,0
k,54,mdvne/2,-pp/2,0
l,53,54
l,19,53
l,9,54
al,all
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie příruby !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE
```

```
k,75,ddiry/2,pp/2,0
k,76,ddiry/2,pp/2+3*pp,0
k,77,ddiry/2+sd/2,pp/2,0
k,78,ddiry/2+sd/2,pp/2+3*pp,0
l,75,76
l,76,78
l,77,78
l,75,77
al,all
allsel,ALL
LOCAL,102,0,0,-nn*pp,0,0,0,0,1,1,
ATRAN,0,all, , ,0,0,1
csys,0
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! deleni příruby !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
ASEL,S, , ,6, , ,1
LESIZE,all, , ,14, , , ,1
allsel,ALL
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! deleni závitu sroubu !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
ASEL,S, , ,1, , ,
ASEL,a, , ,2, , ,
```



```

ASEL,a, , ,3, , ,
ASEL,a, , ,4, , ,
allsel,BELOW,AREA

LESIZE,4, , ,6, , , ,1
LESIZE,3, , ,6, , , ,1
LESIZE,15, , ,6, , , ,1
LESIZE,13, , ,6, , , ,1

LESIZE,1, , ,4, , , ,1
LESIZE,2, , ,4, , , ,1
LESIZE,12, , ,4, , , ,1
LESIZE,16, , ,4, , , ,1

LESIZE,5, , ,2, , , ,1
LESIZE,14, , ,2, , , ,1

LESIZE,7, , ,4, , , ,1
LESIZE,8, , ,4, , , ,1
LESIZE,19, , ,4, , , ,1

LESIZE,6, , ,5, , , ,1
LESIZE,18, , ,5, , , ,1
LESIZE,9, , ,5, , , ,1
LESIZE,21, , ,5, , , ,1
LESIZE,22, , ,10, , , ,1
LESIZE,11, , ,10, , , ,1
LESIZE,10, , ,10, , , ,1

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! deleni zavitu matice !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

allsel,ALL
ASEL,S, , ,5, , ,1
LESIZE,20, , ,6, , , ,1
LESIZE,24, , ,6, , , ,1
LESIZE,25, , ,2, , , ,1
LESIZE,27, , ,10, , , ,1
LESIZE,28, , ,10, , , ,1
LESIZE,26, , ,4, , , ,1
allsel,ALL

!!!! Volne zavity sroubu !!!!!!!

ASEL,s, , ,3, , ,
ASEL,a, , ,4, , ,
allsel,BELOW,AREA
AGEN,2,all, , , , (volnezavity-1)*pp, , ,0
ASEL,U, , ,3
ASEL,U, , ,4
AGEN,(volnezavity-1),all, , , , -pp, , ,0
NUMMRG,KP, , , ,LOW
LSEL,S, , ,40
LSEL,a, , ,43
CM,zatezova_plocha_L,LINE
allsel,ALL

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! Tvorba site !!!!!!!!!!!!!!!

!!!!!! Zavit sroubu !!!!!!!!!!!!!!!

```



```

ASEL,u, , ,6, , ,
ASEL,u, , ,5, , ,
allsel,BELOW,AREA
TYPE,1
MAT,1
REAL,
ESYS,0
SECNUM,

AMESH,all

CMSEL,S,PRVNI_ZLABEK_K
NSLK,S
CM,prvni_zlabek_N,NODE

!!!!!! Zavít matice !!!!!!!!!!!
allsel,ALL
ASEL,S, , ,5
allsel,BELOW,AREA
TYPE,2
MAT,2
REAL,
ESYS,0
SECNUM,

AMESH,all

!!!!!! Priruba !!!!!!!!!!!
allsel,ALL
ASEL,S, , ,6
allsel,BELOW,AREA
TYPE,3
MAT,3
REAL,
ESYS,0
SECNUM,

AMESH,all
allsel,ALL

!!!!!!!!!! Dulezite komponenty !!!!!!!!!!!
ASEL,S, , ,1
ASEL,a, , ,2
allsel,BELOW,AREA
CM,zavit_prvni_sroub_zatezovany_A,AREA
CM,zavit_prvni_sroub_zatezovany_E,ELEM
LSEL,R, , ,4
LSEL,a, , ,1
CM,zavit_prvni_zatezovany-CONTA_L,LINE
NSLL,S,1
CM,zavit_prvni_zatezovany-CONTA_N,NODE
allsel,all
LSEL,S, , ,30
NSLL,S,1
CM,uchyceni_priruby_N,NODE
allsel,all
LSEL,S, , ,32
NSLL,S,1

```

```
CM,priruba_conta_N,NODE
allsel,all
LSEL,S,,27
NSLL,S,1
CM,matice_targe_N,NODE
allsel,all
LSEL,S,,20
NSLL,S,1
CM,zavit_matice_matice_targe_N,NODE
allsel,all
ASEL,S,,5
allsel,BELOW,AREA
CM,zavit_prvni_zatezovany_matice_E,ELEM
allsel,all
CMSEL,S,zatezova_plocha_L
NSLL,S,1
CM,zatezova_plocha_N,NODE
allsel,all
```

!!!!!!!!! kontakty !!!!!!!!!!

```
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0
MAT,1
R,3
REAL,3
ET,4,169
ET,5,172
KEYOPT,5,5,3
KEYOPT,5,9,0
R,3,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
NSEL,S,,MATICE_TARGE_N
CM,_TARGET,NODE
TYPE,4
ESLN,S,0
ESURF,ALL
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
NSEL,S,,PRIRUBA_CONTA_N
CM,_CONTACT,NODE
TYPE,5
ESLN,S,0
ESURF,ALL
allsel
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,4
ESEL,A,TYPE,,5
ESEL,R,REAL,,3
```

```

/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPL0T
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,4
ESEL,A,TYPE,,5
ESEL,R,REAL,,3
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END

/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0
MAT,1
R,4
REAL,4
ET,6,169
ET,7,172
KEYOPT,7,5,3
KEYOPT,7,9,0
R,4,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
NSEL,S,,,ZAVIT_MATICE_MATICE_TARGE_N
CM,_TARGET,NODE
TYPE,6
ESLN,S,0
ESURF,ALL
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
NSEL,S,,,ZAVIT_PRVNI_ZATEZOVANY-CONTA_N
CM,_CONTACT,NODE
TYPE,7
ESLN,S,0
ESURF,ALL
allsel

```



```

ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,6
ESEL,A,TYPE,,7
ESEL,R,REAL,,4
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPL0T
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,6
ESEL,A,TYPE,,7
ESEL,R,REAL,,4
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END

allsel,all
MODMSH,DETACH

!!!!!!!!!!!!!! copie !!!!!!!!!!!!
!! Sroub !!
CMSEL,S,ZAVIT_PRVNI_SROUB_ZATEZOVANY_E
ESEL,a,TYPE,,7
allsel,BELOW,ELEM
EGEN,nn,50000,all, , , , , , , , -pp, ,
NUMMRG,NODE,pp/5000, , , LOW
allsel,all

!! Matice !!
CMSEL,S,ZAVIT_PRVNI_ZATEZOVANY_MATICE_E
ESEL,a,TYPE,,6
allsel,BELOW,ELEM
EGEN,nn,50000,all, , , , , , , , -pp, ,
NUMMRG,NODE,pp/5000, , , LOW
allsel,all
ADELE,all, , , 1

!!!!!!!!!!!!!! Zatizeni a OP !!!!!!!!!!!!!!!

finish

```

Příloha 2

Soubor **program_zavitu_norma-obecný_tazena_maticice.mac**

```

!!!!!!!!!! PROGRAM PRO TVOTBU METRICKEHO SROUBOVEHO SPOJE !!!!!!!!!!
!!!!!!!!!! S TAZENOU MATICI !!!!!!!!!!

finish
! /CLEAR,START
/PREP7

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! PARAMETRY SPOJE !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!!!!! nezávisle parametry
!! geometrie

! sd - velký průměr šroubu
! pp - roztec, resp. stoupaní, protože funguje pouze pro jednochode závity

! nn - počet cinných závitů
volnezavity=3 !! Lze MENIT !! počet volných závitů mimo matici

! ddiry - průměr díry
! mdvne - rozměr pro klic na matici

/TITLE,Sroubový spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn%
!! material

!Sroub
! Esroub - Younguv modul pružnosti v tahu šroubu
! musroub - Poissonova číslo šroubu

!matice
! Ematice - Younguv modul pružnosti v tahu matice
! mumatice - Poissonova číslo matice

! priruba
! Epriruba - Younguv modul pružnosti v tahu príruby
! mupriruba - Poissonova číslo príruby

!!!!!! závisle parametry viz příslušné normy

sr=pp/(8*0.8660254038)
hh=0.8660254038*pp
d2=2*(sd/2-3/8*hh)
md1=2*(sd/2-5/8*hh)
sd3=2*(sd/2-(0.07216878365*pp+5/8*hh))
mr=0.07216878365*pp

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

ET,1,PLANE183 ! typ elementu šroubu
KEYOPT,1,3,1
KEYOPT,1,6,0
KEYOPT,1,10,0

ET,2,PLANE183 ! typ elementu matice
KEYOPT,2,3,1

```



```

KEYOPT,2,6,0
KEYOPT,2,10,0

ET,3,PLANE183          ! typ elementu priruby - NAVIC
KEYOPT,3,3,1
KEYOPT,3,6,0
KEYOPT,3,10,0

MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0              ! material sroubu
MPDATA,EX,1,,Esroub
MPDATA,PRXY,1,,musroub
MPDATA,EX,2,,Ematice    ! material matice a priruby
MPDATA,PRXY,2,,mumatice

!!!!!!!!!!!!!! geometrie posledniho nosneho zavitu sroubu !!!!!!!!!!!

k,1,sd3/2-sr,0,0
k,2,sd3/2+sr,0,0
CIRCLE,2,sr, ,1,60, ,
LWPL,-1,1,1
wpro,,90.000000,
csys,4
k,5,0,sd,0
WPCSYS,-1,0
csys,0
l,4,5
k,6,sd/2,-sd,0
k,7,sd/2,sd,0
l,6,7
LSBL,2,3
LDELE,5, , ,1
LOCAL,101,0,0,-pp/2,0, , , ,1,1,
CSYS,101,
LSYMM,Y,all, , , ,0,0
csys,0
l,7,8
k,9,sd3/2-sr,0,0
k,10,sd3/2-sr,-pp,0
l,9,10
l,3,9
l,5,10
al,all
k,11,0,0,0
k,12,0,-pp,0
l,11,12
l,10,12
l,9,11
ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE
LSEL,A, , ,6
al,all
allsel,all

!!!!!!!!!!!!!! deleni zavitu sroubu !!!!!!!!!!!!!!!

```

```

LESIZE,4, , ,6, , , ,1
LESIZE,3, , ,6, , , ,1

LESIZE,1, , ,4, , , ,1
LESIZE,2, , ,4, , , ,1

LESIZE,5, , ,2, , , ,1

LESIZE,7, , ,4, , , ,1
LESIZE,8, , ,4, , , ,1

LESIZE,6, , ,5, , , ,1
LESIZE,9, , ,5, , , ,1

LESIZE,11, , ,10, , , ,1
LESIZE,10, , ,10, , , ,1

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie horniho volneho zavitu sroubu !!!!!!!

AGEN,2,all, , , ,(volnezavity+nn)*pp, , ,0
NUMMRG,KP, , , ,LOW
WPSTYLE,,,,,,,,0

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie prvnio zaberneho zavitu sroubu !!!!!!!
ASEL,S, , ,1, , ,
ASEL,a, , ,2, , ,
AGEN,2,all, , , ,nn*pp, , ,0

ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE

!!!!!!KSEL,S, , , 3
!!!!!!CM,prvni_zlabek_K,KP

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie jednoho zavitu matice !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

k,51,sd/2-5/8*hh, -pp/8,0
k,52,sd/2-0.03608439182*pp, -pp/2,0
CIRCLE,52,mr, , ,60, ,
l,33,51
LSYMM,Y,all, , , ,0,0
l,36,51
k,53,mdvne/2,pp/2,0
k,54,mdvne/2, -pp/2,0
l,53,54
l,34,53
l,32,54
al,all

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie priruby !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
ASEL,S, , ,all
allsel,BELOW,AREA
LSEL,INVE
allsel,BELOW,LINE

k,75,ddiry/2+sd/2, -pp/2,0

```

```

k,76,ddiry/2+sd/2,-pp/2-3*pp,0
KSEL,a,, ,32
KSEL,a,, ,54
KGEN,2,32,, , , -3*pp,, ,0
l,54,75
l,75,76
l,37,76
l,32,37
LSEL,A,, ,41
al,all
allsel,all
!!! deleni zavitu matice a priruby
ASEL,s,, ,7,, ,
ASEL,a,, ,8,, ,
allsel,BELOW,AREA
LESIZE,37,, ,6,, , ,1
LESIZE,35,, ,6,, , ,1
LESIZE,38,, ,2,, , ,1
LESIZE,40,, ,8,, , ,1
LESIZE,41,, ,8,, , ,1
LESIZE,39,, ,4,, , ,1
LESIZE,42,, ,5,, , ,1
LESIZE,44,, ,13,, , ,1
LESIZE,43,, ,5,, , ,1
LESIZE,45,, ,5,, , ,1

csys,0
allsel,all
ASEL,s,, ,1,, ,
ASEL,a,, ,2,, ,
ADELE,all,, ,1
allsel,all

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! geometrie horniho zavitu matice !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
ASEL,s,, ,7,, ,
AGEN,2,all,, , ,nn*pp,, ,0
allsel,all

!! geom. vybehu zavitu sroubu

ASEL,s,, ,3,, ,
ASEL,a,, ,4,, ,
AGEN,volnezavity,all,, , , -pp,, ,0
ASEL,a,, ,5,, ,
ASEL,a,, ,6,, ,
allsel,BELOW,AREA
NUMMRG,KP,, , ,LOW
allsel,all

KSEL,s,, ,9
CM,prvni_zlabek_K,KP

!!! Transformace do 1. kvadrantu
allsel,ALL
LOCAL,102,0,0,-3.5*pp,0,0,0,0,1,1,
ATRAN,0,all,, ,0,0,1
csys,0

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! Tvorba site !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```



```

!!!!!! Zavít sroubu !!!!!!!!!

ASEL,u, , ,1, , ,
ASEL,u, , ,7, , ,
ASEL,u, , ,8, , ,
allsel,BELOW,AREA
TYPE,1
MAT,1
REAL,
ESYS,0
SECNUM,

AMESH,all

CMSEL,S,PRVNI_ZLABEK_K
NSLK,S
CM,prvni_zlabek_N,NODE

!!!!!! Zavít matice a príruba !!!!!!!!!
allsel,ALL
ASEL,s, , ,1, , ,
ASEL,a, , ,7, , ,
ASEL,a, , ,8, , ,
allsel,BELOW,AREA
TYPE,2
MAT,2
REAL,
ESYS,0
SECNUM,

AMESH,all

!!!!!!!!!! Dulezite komponenty !!!!!!!!!!!
ASEL,S, , ,5
ASEL,a, , ,6
allsel,BELOW,AREA
CM,zavit_prvni_sroub_zatezovany_A,AREA
CM,zavit_prvni_sroub_zatezovany_E,ELEM
LSEL,R, , ,23
LSEL,a, , ,24
CM,zavit_prvni_zatezovany-CONTA_L,LINE
NSLL,S,1
CM,zavit_prvni_zatezovany-CONTA_N,NODE
allsel,all
LSEL,S, , ,44
NSLL,S,1
CM,uchyceni_priruby_N,NODE
allsel,all
LSEL,S, , ,2
NSLL,S,1
CM,zavit_matice_targe_N,NODE
allsel,all
ASEL,S, , ,1
allsel,BELOW,AREA
CM,zavit_prvni_zatezovany_matice_E,ELEM
allsel,all
LSEL,S, , ,22
NSLL,S,1

```

```
CM,zatezova_plocha_L,LINE
CM,zatezova_plocha_N,NODE
allsel,all
ASEL,S,,7
ASEL,a,,8
allsel,BELOW,AREA
CM,priruba_a_spodni_zavit_matice_E,ELEM
```

```
!!!!!!!!! kontakty !!!!!!!!!!
```

```
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0
MAT,1
R,4
REAL,4
ET,6,169
ET,7,172
KEYOPT,7,5,3
KEYOPT,7,9,0
R,4,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
NSEL,S,,ZAVIT_MATICE_TARGE_N
CM,_TARGET,NODE
TYPE,6
ESLN,S,0
ESURF,ALL
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
NSEL,S,,ZAVIT_PRVNI_ZATEZOVANY-CONTA_N
CM,_CONTACT,NODE
TYPE,7
ESLN,S,0
ESURF,ALL
allsel
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,6
ESEL,A,TYPE,,7
ESEL,R,REAL,,4
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,6
ESEL,A,TYPE,,7
ESEL,R,REAL,,4
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
```



```

CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END

allsel,all
MODMSH,DETACH

!!!!!!!!!!!!!! copie !!!!!!!!!!!
!! Sroub !!
CMSEL,S,ZAVIT_PRVNI_SROUB_ZATEZOVANY_E
ESEL,a,TYPE,,7
allsel,BELOW,ELEM
EGEN,nn,50000,all, , , , , , , , -pp, ,
NUMMRG,NODE,pp/5000, , , LOW
allsel,all

!! Matice !!
CMSEL,S,ZAVIT_PRVNI_ZATEZOVANY_MATICE_E
ESEL,a,TYPE,,6
allsel,BELOW,ELEM
EGEN,nn,50000,all, , , , , , , , -pp, ,
CMSEL,a,priruba_a_spodni_zavit_matice_E
allsel,BELOW,ELEM
NUMMRG,NODE,pp/5000, , , LOW
allsel,all
ADELE,all, , , 1

finish

```

Příloha 3

Soubor **vypocet_zavitu_tazena_matice.mac**

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! PROGRAM PRO VYPOCET TVAROVYCH CINITELU !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!! vyuzivajici podprogram "program_zavitu_norma-obecny_tazena_matice.mac" !!!

finish
/CLEAR,START
/output,napeti_Sy_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** napeti ve smeru y ***
/output
/output,napeti_Sl_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** prvni hlavni napeti ***
/output
/output,napeti_Sekv_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** Ekvivalentni napeti podle HMM ***
/output

!! normalizovane parametry spoje
/inp,metricke_zavity_velky_prumer,data
/inp,metricke_zavity_roztec,data
/inp,metricke_zavity_rozmer_pro_klic,data
/inp,metricke_zavity_prumer_diry,data
/inp,materialy_dilu,data

*D0,nn,2,12,1 ! nn - pocet cinnych zavitu viz "program_zavitu_norma-obecny.mac"

*D0,index,1,25,1 ! index - je identifikacni cislo pro nactena data vyse

jmen_nap=100 ! jmenovite osove napeti

sd=sd%index%
pp=pp%index%
ddiry=ddiry%index%
mdvne=mdvne%index%
/inp,program_zavitu_norma-obecny_tazena_matice,mac
/FILNAME,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,0

FINISH
/SOL
NSUBST,5,10000,5
TIME,1
NLGEOM,1

CMSEL,S,UCHYCENI_PRIRUBY_N
D,all,, , , ,UY, , , , ,
allsel,all
! CMSEL,S,zatezova_plocha_N
! D,all, ,pp/5000, , , ,UY, , , , ,
! allsel,all
! /TITLE,Sroubovy spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn% !!! PREDZATIZENI !!!
! LSWRITE,1,
CMSEL,S,zatezova_plocha_N
! DDELE,all,ALL
SF,all,PRES,-jmen_nap
allsel,all
/TITLE,Sroubovy spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn%, jmenovite_osove_napeti=jmen_nap%MPa

```

```

! LSWRITE,2,

! save
/SOL

! lssolve,1,2
solve

finish
/post1
set,1,last

/AUT0,1 ! da pohled na cely model
/inp,obrazaky_vysledku,mac

! /com,**** zavitovy spoj M=%sd%, p=%pp%, z=%nn% ***

allsel,all
CMSEL,S,PRVNI_ZLABEK_N
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM

PLNSOL,S,Y,0,1
*get,symax,plnsol,0,max
PLNSOL,S,1,0,1
*get,s1max,plnsol,0,max
PLNSOL,S,EQV,0,1
*get,sekvmax,plnsol,0,max

!*SET,symax_M_%sd%_p_%pp%_z_%nn%
!PARSAV,SCALAR,'aaa',' ',' '

/output,napeti_Sy_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %symax% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output
/output,napeti_S1_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %s1max% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output
/output,napeti_Sekv_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %sekvmax% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output

/output,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt
/com,nn=%nn%
/output

/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,full,
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,esav,
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,bcs
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,ldhi
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,mnr
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,rdb

```



```
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,r001
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,sda
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,rst
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,PVTS
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,s01
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,s02
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,osav
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,stat

finish
/CLEAR,START

/inp,metricke_zavity_velky_prumer,data
/inp,metricke_zavity_roztec,data
/inp,metricke_zavity_rozmer_pro_klic,data
/inp,metricke_zavity_prumer_diry,data
/inp,materialy_dilu,data
/inp,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt

*ENDDO

*ENDDO

/DELETE,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt
```

Příloha 4

Soubor **vypocet_zavitu_tlacena_mat.mac**

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! PROGRAM PRO VYPOCET TVAROVYCH CINITELU !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!! vyuzivajici podprogram "program_zavitu_norma-obecny_tlacena_matice.mac" !!!

finish
/CLEAR,START
/output,napeti_Sy_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty.txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** napeti ve smeru y ***
/output
/output,napeti_Sl_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty.txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** prvni hlavni napeti ***
/output
/output,napeti_Sekv_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty.txt  !! - zavede novy soubor
/com,*** Ekvivalentni napeti podle HMM ***
/output

!! normalizovane parametry spoje
/inp,metricke_zavity_velky_prumer,data
/inp,metricke_zavity_roztec,data
/inp,metricke_zavity_rozmer_pro_klic,data
/inp,metricke_zavity_prumer_diry,data
/inp,materialy_dilu,data

*D0,nn,6,12,1 ! nn - pocet cinnych zavitu viz "program_zavitu_norma-obecny.mac"

*D0,index,1,25,1 ! index - je identifikacni cislo pro nactena data vyse

jmen_nap=100 ! jmenovite osove napeti

sd=sd%index%
pp=pp%index%
ddiry=ddiry%index%
mdvne=mdvne%index%
/inp,program_zavitu_norma-obecny_tlacena_matice,mac
/FILNAME,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,0

FINISH
/SOL
NSUBST,5,10000,5
TIME,1
NLGEOM,1

CMSEL,S,UCHYCENI_PRIRUBY_N
D,all,, , , ,UY, , , , ,
allsel,all
! CMSEL,S,zatezova_plocha_N
! D,all, ,pp/5000, , , ,UY, , , , ,
! allsel,all
! /TITLE,Sroubovy spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn% !!! PREDZATIZENI !!!
! LSWRITE,1,
CMSEL,S,zatezova_plocha_N
! DDELE,all,ALL
SF,all,PRES,-jmen_nap

```

```

allsel,all
/TITLE,Sroubovy spoj M%sd%, p=%pp%, z=%nn%, jmenovite_osove_napeti=%jmen_nap%MPa
! LSWRITE,2,

! save
/SOL

! lssolve,1,2
solve

finish
/post1
set,1,last

/AUT0,1 ! pohled na cely model
/inp,obrazaky_vysledku,mac

! /com,**** zavitovy spoj M=%sd%, p=%pp%, z=%nn% ***

allsel,all
CMSEL,S,PRVNI_ZLABEK_N
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM
ESLN,S
allsel,BELOW,ELEM

PLNSOL,S,Y,0,1
*get,symax,plnsol,0,max
PLNSOL,S,1,0,1
*get,s1max,plnsol,0,max
PLNSOL,S,EQV,0,1
*get,sekvmax,plnsol,0,max

!*SET,symax_M_%sds%_p_%ppp%_z_%nn%
!PARSAV,SCALAR,'aaa',' ',' '

/output,napeti_Sy_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %symax% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output
/output,napeti_S1_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %s1max% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output
/output,napeti_Sekv_v_prvnim_zavitu-vsechny_hodnoty,txt, ,appended !! - bude to v
jednom souboru
/com, %sekvmax% M %sd% p= %pp% z= %nn% jmenovite_osove_napeti= %jmen_nap%
/output

/output,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt
/com,nn=%nn%
/output

/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,full,
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,esav,
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,bcs
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,ldhi

```




```
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,mnr  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,rdb  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,r001  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,sda  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,rst  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,PVTS  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,s01  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,s02  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,osav  
/DELETE,M_%sd%-p_%pp%-z_%nn%,stat
```

```
finish
```

```
/CLEAR,START
```

```
/inp,metricke_zavity_velky_prumer,data
```

```
/inp,metricke_zavity_roztec,data
```

```
/inp,metricke_zavity_rozmer_pro_klic,data
```

```
/inp,metricke_zavity_prumer_diry,data
```

```
/inp,materialy_dilu,data
```

```
/inp,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt
```

```
*ENDDO
```

```
*ENDDO
```

```
/DELETE,_docasna_hodnota_poctu_zavitu_SMAZAT!!,txt
```

Příloha 5

Soubor **metricke_zavity_velky_prumer.data**

```
! Velky prumer zavitu
sd1=1.6
sd2=2
sd3=2.5
sd4=3
sd5=3.5
sd6=4
sd7=4.5
sd8=5
sd9=6
sd10=8
sd11=10
sd12=12
sd13=14
sd14=16
sd15=18
sd16=20
sd17=22
sd18=24
sd19=27
sd20=30
sd21=36
sd22=42
sd23=48
sd24=56
sd25=64
```

Soubor **metricke_zavity_roztec.data**

```
! roztec zavitu
pp1=0.35
pp2=0.4
pp3=0.45
pp4=0.5
pp5=0.6
pp6=0.7
pp7=0.75
pp8=0.8
pp9=1
pp10=1.25
pp11=1.5
pp12=1.75
pp13=2
pp14=2
pp15=2.5
pp16=2.5
pp17=2.5
pp18=3
pp19=3
pp20=3.5
pp21=4
pp22=4.5
pp23=5
```

pp24=5.5
pp25=6

Soubor **metricke_zavity_rozmer_pro_klic.data**

```
! rozmer pro klic  
mdvne1=3.2  
mdvne2=4  
mdvne3=5  
mdvne4=5.5  
mdvne5=6  
mdvne6=7  
mdvne7=7.5  
mdvne8=8  
mdvne9=10  
mdvne10=13  
mdvne11=16  
mdvne12=18  
mdvne13=21  
mdvne14=24  
mdvne15=27  
mdvne16=30  
mdvne17=34  
mdvne18=36  
mdvne19=41  
mdvne20=46  
mdvne21=55  
mdvne22=65  
mdvne23=75  
mdvne24=85  
mdvne25=95
```

Soubor **metricke_zavity_prumer_diry.data**

```
! prumer diry  
ddiry1=2  
ddiry2=2.6  
ddiry3=3.1  
ddiry4=3.6  
ddiry5=4.3  
ddiry6=4.8  
ddiry7=5.3  
ddiry8=5.8  
ddiry9=7  
ddiry10=10  
ddiry11=12  
ddiry12=15  
ddiry13=17  
ddiry14=19  
ddiry15=21  
ddiry16=24  
ddiry17=26  
ddiry18=28  
ddiry19=32  
ddiry20=35  
ddiry21=42  
ddiry22=48
```



ddiry23=56
ddiry24=66
ddiry25=74

Soubor **materialy_dilu.data**

!!!! Materialy dilu !!!!!!!

!Sroub

Esroub=210000 ! - Younguv modul pružnosti v tahu sroubu
musroub=0.3 ! - Poissonova číslo sroubu

!matice

Ematice=210000 ! - Younguv modul pružnosti v tahu matice
mumatice=0.3 ! - Poissonova číslo matice

! priruba

Epriruba=210000 ! - Younguv modul pružnosti v tahu priruby
mupriruba=0.3 ! - Poissonova číslo priruby

Soubor **obrazaky_vysledku.mac**

!!! Nastavení legendy

/PLOPTS,INFO,2 ! 2- auto, 3 - multi
/PLOPTS,LEG1,on \$ /PLOPTS,LEG2,off \$ /PLOPTS,LEG3,on
/PBC,ALL, ,0 ! b. c. symbols
/PLOPTS,MINM,on ! min, max symbol
/TRIAD,RTOP

/DSCALE,1,1.0

!!! Tisk do souboru

/SHOW,JPEG,,0 \$ /CMAP,_TEMPCMAP_,CMP,,SAVE \$ /RGB,INDEX,100,100,100,0
/RGB,INDEX,0,0,0,15
/CONT,1,10,-100, ,200 \$ PLNSOL,S,Y,0,1
/CMAP,_TEMPCMAP_,CMP \$ /DELETE,_TEMPCMAP_,CMP \$ /SHOW,CLOSE

Příloha 6

TECHNICAL DATA SHEET

GRILON TSZ 3

General product description

Grilon TSZ 3 is a heat stabilised, normal viscosity, high impact modified PA66 + PA6 injection moulding grade.

Grilon TSZ 3 has the following important properties:

- Excellent toughness
- Good flow behaviour
- Easy processing

Grilon TSZ 3 is used typically for automotive and electro applications such as clips, fixing parts, and cable binders.



PROPERTIES

Mechanical Properties

		Standard	Unit	State	Grilon TSZ 3
Tensile E-Modulus	1 mm/min	ISO 527	MPa	dry cond.	1800 550
Tensile strength at yield	50 mm/min	ISO 527	MPa	dry cond.	40 [*]
Elongation at yield	50 mm/min	ISO 527	%	dry cond.	5 [*]
Tensile strength at break	50 mm/min	ISO 527	MPa	dry cond.	30 [?]
Elongation at break	50 mm/min	ISO 527	%	dry cond.	> 50 > 50
Impact strength	Charpy, 23°C	ISO 179/2-1eU	kJ/m ²	dry cond.	no break no break
Impact strength	Charpy, -30°C	ISO 179/2-1eU	kJ/m ²	dry cond.	no break no break
Notched impact strength	Charpy, 23°C	ISO 179/2-1eA	kJ/m ²	dry cond.	70 no break
Notched impact strength	Charpy, -30°C	ISO 179/2-1eA	kJ/m ²	dry cond.	15 15
Ball indentation hardness		ISO 2039-1	MPa	dry cond.	90 45

Thermal Properties

Melting point	DSC	ISO 11357	°C	dry	260
Heat deflection temperature HDT/A	1.80 MPa	ISO 75	°C	dry	55
Heat deflection temperature HDT/B	0.45 MPa	ISO 75	°C	dry	140
Thermal expansion coefficient long.	23-55°C	ISO 11359	10 ⁻⁴ /K	dry	1.2
Thermal expansion coefficient trans.	23-55°C	ISO 11359	10 ⁻⁴ /K	dry	1.5
Maximum usage temperature	long term	ISO 2578	°C	dry	80 - 100
Maximum usage temperature	short term	ISO 2578	°C	dry	180

Electrical Properties

Dielectric strength		IEC 60243-1	kV/mm	dry cond.	34 30
Comparative tracking index	CTI	IEC 60112	-	cond.	600
Specific volume resistivity		IEC 60093	Ω · m	dry cond.	10 ¹² 10 ¹⁰
Specific surface resistivity		IEC 60093	Ω	cond.	10 ¹¹

General Properties

Density		ISO 1183	g/cm ³	dry	1.07
Flammability (UL94)	0.8 mm	ISO 1210	rating	-	HB
Water absorption	23°C/sat.	ISO 62	%	-	7
Moisture absorption	23°C/50% r.h.	ISO 62	%	-	2.3
Linear mould shrinkage	long.	ISO 294	%	dry	1.65
Linear mould shrinkage	trans.	ISO 294	%	dry	1.80

Product-nomenclature acc. ISO 1874: PA66+PA6-HI, MHR, 14-020N

[?] Stress at 50% strain

Processing information for the injection moulding of Grilon TSZ 3

This technical data sheet for Grilon TSZ 3 provides you with useful information on material preparation, machine requirements, tooling and processing.

MATERIAL PREPARATION

Grilon TSZ 3 is delivered dry and ready for processing in sealed, air tight packaging. Predrying is not necessary provided the packaging is undamaged.

Storage

Sealed, undamaged bags can be kept over a long period of time in storage facilities which are dry, protected from the influence of weather and where the bags can be protected from damage.

Handling and safety

Detailed information can be obtained from the "Material Safety Data Sheet" (MSDS) which can be requested with every material order.

Drying

Grilon TSZ 3 is dried and packed with a moisture content of $\leq 0.10\%$. Should the packaging become damaged or be left open too long, then the material must be dried. A too high moisture content can be shown by a foaming melt, excessive nozzle drool and silver streaks on the moulded part.

Drying can be done as follows:

Desiccant dryer

Temperature:	max. 80°C
Time:	4 - 12 hours
Dew point of the dryer:	-25°C

Vacuum oven

Temperature:	max. 100°C
Time:	4 - 12 hours

Drying time

If there is only little evidence of foaming of the melt or just slight silver streaks on the part, then the above mentioned minimal drying time will be sufficient. If material is stored open for days, shows strong foaming, unusually easy flow, streaks or a rough surface on the moulded part, then the maximum drying time is required.



Silver streaks can also be caused by overheating of the material (over 300°C) or by too long melt residence time in the barrel.

Drying temperature

Polyamides are affected by oxidation at temperatures above 80°C in the presence of oxygen. Visible yellowing of the material is an indication of oxidation. Hence, temperatures above 80°C for desiccant dryers and temperatures above 100°C for vacuum ovens should be avoided. In order to detect oxidation it is advised to keep a small amount of granulate (light colours only!) as a comparison sample.

At longer residence times (over 1 hour) hopper heating or a hopper dryer (80°C) is useful.

Use of regrind

Grilon TSZ 3 is a thermoplastic material. Hence, incomplete mouldings as well as sprues and runners can be reprocessed. The following points should be observed:

- Moisture absorption
- Grinding: Dust particles and particle size distribution
- Contamination through foreign material, dust, oil, etc.
- Level of addition to original material
- Colour variation
- Reduction of mechanical properties

When adding regrind, special care has to be taken by the moulder.

MACHINE REQUIREMENTS

Grilon TSZ 3 can be processed economically and without problems on all machines suitable for polyamides.

Screw

Wear protected, universal screws with shut-off nozzles are recommended (3 zones).

Screw

Length:	18 D - 22 D
Compression ratio:	2 - 2.5

Shot volume

The metering stroke (less decompression distance) must be longer than the length of the non-return-valve.

Selecting the injection unit

$$\text{Shot volume} = 0.5 - 0.8 \times (\text{max. shot volume of injection unit})$$

Heating

At least three separately controllable heating zones, capable of reaching cylinder temperatures up to 350°C. Separate nozzle heating is necessary. The cylinder flange temperature must be controllable (cooling).

Nozzle

Open nozzles are simple, allow an easy melt flow and are long lasting. There is however, the danger that during retraction of the screws following injection of the melt, air may be drawn into the barrel (decompression). For this reason, needle shut-off nozzles are often used.

Clamping force

As a rule of thumb the clamping force can be estimated using the following formula:

Clamping force $7.5 \text{ kN}^{(1)} \times \text{projected area (cm}^2\text{)}$ ⁽¹⁾ for a cavity pressure of 750 bar
--

TOOLING

The design of the mould tool should follow the general rules for unreinforced thermoplastics.

For the mould cavities common mould tool steel quality (e.g. hardened steel) which has been hardened to level of 56 HRC is necessary. We recommend additional wear protection in areas of high flow rates in the tool (e.g. pin point gates, hot runner nozzles).

Demoulding / Draft angle

Asymmetric demoulding and undercuts are to be avoided if possible. Generous provision should be made for ejection with many large pins or a stripper plate. Draft angles for the inner and outer wall between 0.5 and 3° is usually sufficient. Textured surfaces require a larger draft angle (1° per 0.025 mm depth of roughness).

Gate and runner

To achieve the best mould filling and avoid sink marks, a central gate at the thickest section of the moulding is recommended. Pin point (direct) or tunnel gates are more economical and more common with technical moulding.

To avoid premature solidification of the melt and difficult mould filling, the following points should be considered:

Gate diameter
0.8 x thickest wall section of the injection moulding part

Runner diameter
1.4 x thickest wall section of the injection moulding part (but minimum 4 mm)

VENTING

In order to prevent burning marks and improve weld line strength, proper venting of the mould cavity should be provided (venting channels on the parting surface dimensions: Depth 0.02 mm, width 2 - 5 mm).

PROCESSING

Mould filling, post pressure and dosing

The best surface finish and a high weld line strength are achieved when a high injection speed and a sufficiently long post pressure time are employed.

The injection speed should be regulated so as to reduce towards the end of the filling cycle in order to avoid burning. For dosing at low screw revolutions and pressure the cooling time should be fully utilised.

Basic machine settings

In order to start up the machine for processing Grilon TSZ 3, the following basic settings can be recommended:

Temperatures	
Flange	60 - 80°C
Zone 1	275°C
Zone 2	280°C
Zone 3	285°C
Nozzle	280°C
Tool	80°C
Melt	270 - 300°C

Pressures / Speeds	
Injection speed	medium
Hold-on pressure (spec.)	300 - 800 bar
Dynamic pressure (hydr.)	5 - 15 bar
Screw speed	50 - 100 min ⁻¹



CUSTOMER SERVICES

EMS-GRIVORY is a specialist in polyamide synthesis and the processing of these materials. Our customer services are not only concerned with the manufacturing and supply of engineering thermoplastics but also provide full technical support including:

- Rheological design calculation / FEA
- Prototype tooling
- Material selection
- Processing support
- Mould and component design

We are happy to advise you. Simply call one of our sales offices.

The recommendations and data given are based on our experience to date, however, no liability can be assumed in connection with their usage and processing.

ELH/07.2002
www.emsgrivory.com

Příloha 7

BÖLLHOFF



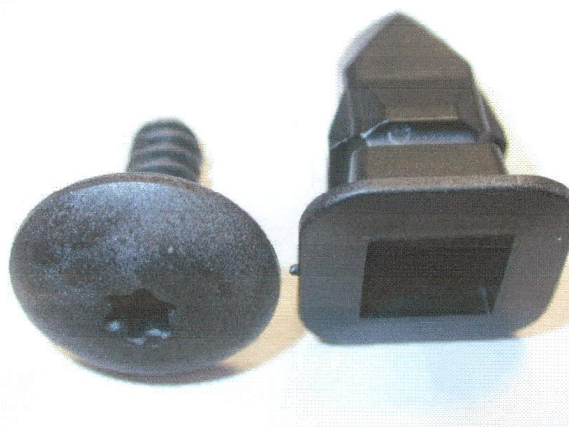
Kunde: :
Projekt-Nr.: :
Artikel-Bezeichnung: :
Artikel-Nr.: :
Kunden Artikel-Nr.: :
Zeichnungs-Nr.: :
Werkstoff Artikel: :
Werkstoff Trägermaterial: :

Versuchsbericht Nr.: :
Erstelldatum: :



Zusätzliche Angaben: : Ermittlung des Überdrehmoment
und Faltung des Schraubblindniet

Versuchsdurchführung: : SCHATZ ANALYSE-System 5413-2777/01 C
Drehmoment-/Drehwinkel-Sensor 5413-1200/10
Max. Drehzahl 1000 1/min



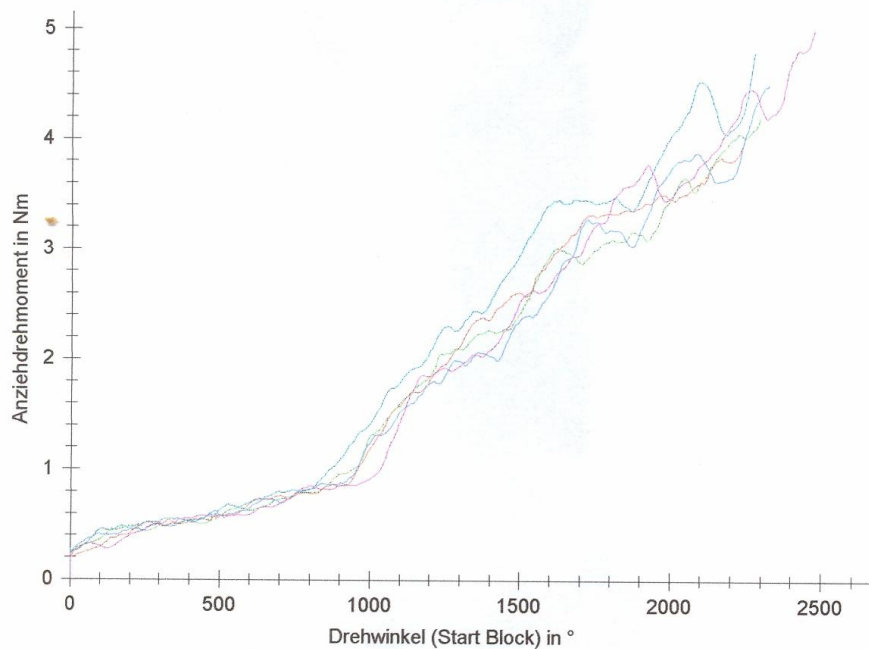
Böllhoff Produktion GmbH & Co.KG
Geschäftseinheit Kunststoff-und Schnellverschlusstechnik
Abteilung: QS-KST/Versuche

Seite 1/2

BÖLLHOFF



Legende	Nr	Drehzahl: 1/min	Max M _A Step 1 Nm
..	1	350	4,01
..	3	350	4,21
..	5	350	4,51
..	7	350	4,80
..	9	350	5,00



Bemerkung: : Der Schraubenkopf wurde an der Unterseite auf ca. 4mm plan gedreht.

Alle Proben weisen eine optimale Wulstbildung auf.

Böllhoff Produktion GmbH & Co.KG
Geschäftseinheit Kunststoff-und Schnellverschluss technik
Abteilung: QS-KST/Versuche

Seite 2/2