

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

**Optimalizace trnu tažného zařízení za účelem odstranění nebo
snížení vlivu kontaktního napětí od působícího momentu**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

AUTOR PRÁCE: Bc. Jaroslav Krejza

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jan Krmela, Ph.D.

2009

UNIVERZITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS

**Optimization of towing bar for the purpose of removal or
decrease contact stress caused by applied moment**

DIPLOMA WORK

AUTHOR: Bc. Jaroslav Krejza

SUPERVISOR: Ing. Jan Krmela, Ph.D.

2009

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Jaroslav KREJZA

Studijní program: N3708 Dopravní inženýrství a spoje

Studijní obor: Dopravní prostředky-Silniční vozidla

Název tématu: Optimalizace trnu tažného zařízení za účelem odstranění
nebo snížení vlivu kontaktního napětí od působícího
momentu

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Literární rešerše
2. Tažné zařízení (pevnostní požadavky, legislativní opatření aj.)
3. Optimalizace trnu tažného zařízení
4. Navrhované změny geometrie ve výpočtovém modelování pomocí metody konečných prvků
5. Analýza výsledků a závěr.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Kniha: KRMELA JAN: Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I. 1. vydání, Brno, knihovnička.cz, 2008, 106 stran, ISBN 978-80-7399-365-8. [2] Kniha: KOLÁŘ VLADIMÍR, NĚMEC IVAN, KANICKÝ VIKTOR: FEM principy a praxe metody konečných prvků. 1. vydání, Praha, vydavatelství a nakladatelství Computer Press, 1997, 402 stran, ISBN 80-7226-021-9.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Použité literární prameny a informace, které jsem využil ke své práci, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že na moji práci se vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a dále s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 25. května 2009

Bc. Jaroslav Krejza

Poděkování:

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Janu Krmelovi, Ph.D., za jeho odborné vedení, motivaci a ochotu poskytovat konzultace.

Dále děkuji pracovníkům SWELL Hořice v podkrkonoší, s.r.o., jmenovitě panu Mgr. Martinovi Kopeckému za ochotně poskytnuté informace, které jsem k práci potřeboval. Panu Ing. Ivo Šefčíkovi Ph.D., za konzultace ohledně modelování v programu ProENGINEER. Rovněž děkuji všem, kteří mi při vytváření diplomové práce vyšli vstříc nebo mi pomohli svými cennými radami.

V neposlední řadě patří poděkování rodině a přátelům, kteří mě v průběhu celého studia na vysoké škole všestranně podporovali.

Abstrakt

Diplomová práce je orientovaná na konstrukční výpočty tažného zařízení pro osobní automobily. Pro výpočtové modelování trnu tažného zařízení je použit programový systém metody konečných prvků ANSYS s vytvořením geometrie v modelovém programu ProENGINEER.

Cílem práce je optimalizace geometrie trnu tažného zařízení, která by vedla k snížení nebo dokonce k odstranění vlivu kontaktního napětí od působícího momentu.

Klíčová slova

Tažné zařízení, optimalizace, výpočet, metoda konečných prvků, kontaktní tlak.

Abstract

The diploma work deals with the construction calculations of the towing bar for cars. ANSYS, the program system of the Finite Element Method is used for computational modelling of the towing bar, with its geometry made in the modelling program ProEngineer.

The aim of the diploma work is the optimization of the geometry of the towing bar that would lead to decrease or even to elimination of the influence of the effective stress from the applied moment.

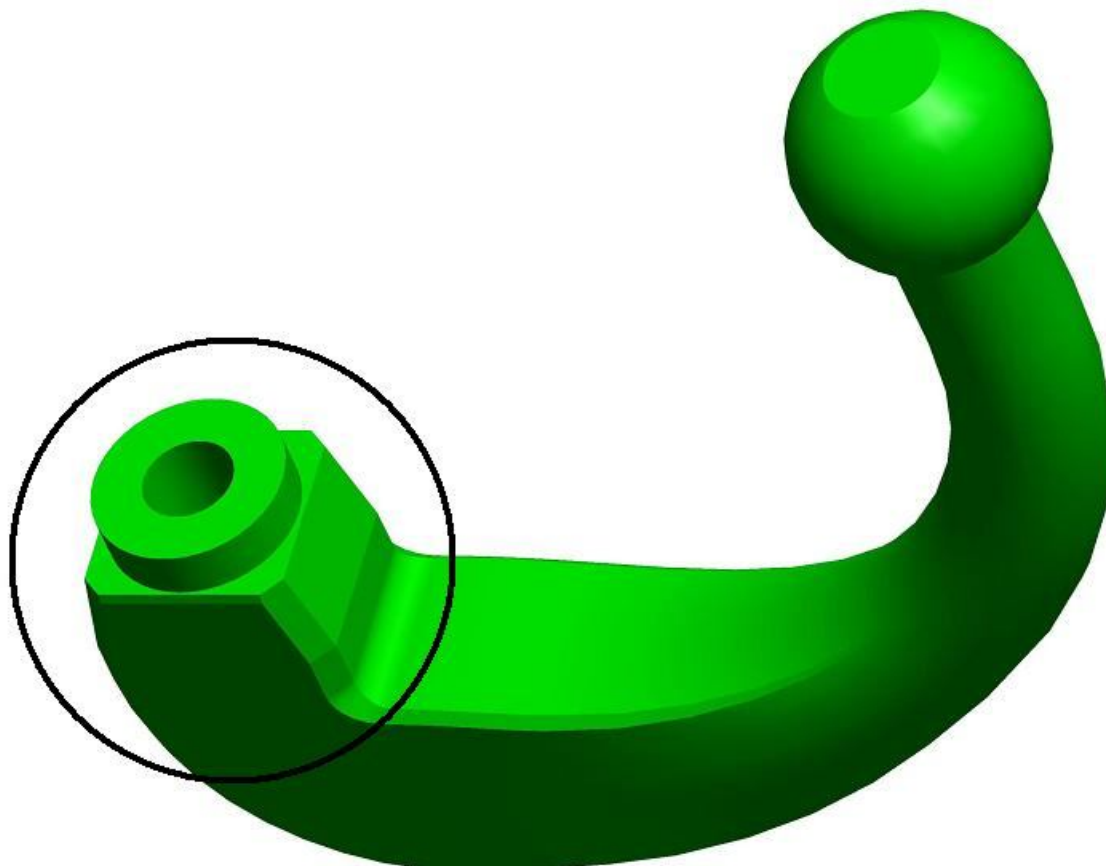
Keywords

Towing bar, optimization, solution, Finite Element Method, contact pressure.

Obsah:	str.
1. ÚVOD.....	10
2. CÍL PRÁCE	12
3. VÝPOČTOVÉ METODY V AUTOMOBILOVÉM PRŮMYSLU	13
3.1. Základní charakteristika metody MKP	13
3.2. Diskretizace modelu	15
3.3. Základní typy konečných prvků	15
3.4. Programové systémy.....	16
4. TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ Z HLEDISKA LEGISLATIVY A POŽADAVKŮ	19
4.1. Definice tažného zařízení.....	19
4.2. Směrnice pro tažné zařízení	24
4.3. EHS schválení typu konstrukční části	25
4.4. EHS schválení typu vozidla	26
4.5. Požadavky na tažná zařízení	26
4.6. Zkoušení mechanických spojovacích zařízení	27
4.7. Požadavky na schválení typu vozidla z hlediska volitelné montáže mechanických spojovacích zařízení	31
5. OPTIMALIZACE TRNU TAŽNÉHO ZAŘÍZENÍ	33
5.1. Účel optimalizace	33
5.2. Hlediska optimalizace.....	36
5.3. Způsob optimalizace.....	36
6. NAVRHOVANÉ ZMĚNY GEOMETRIE VE VÝPOČTOVÉM MODELOVÁNÍ	38
7. ANALÝZA VÝSLEDKŮ	43
7.1. Typ 01 – „Default“	48
7.2. Typ 02 – „Default modify“	53
7.3. Typ 03 – „Elipsa“	57
7.4. Typ 04 – „Elipsa modify“	61
7.5. Typ 05 – „Osmička“	64
7.6. Typ 06 – „Čtyřlístek“	68
7.7. Typ 07 – „Trojúhelník“	72
7.8. Typ 08 – „Komolý jehlan“	76
7.9. Typ 09 – „Parabola“	80
7.10. Ověření výsledků – analytické řešení vs. numerický výpočet.....	81
8. ANALÝZA DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍCH VARIANT ..	87
9. ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI.....	91
LITERATURA:	93
PŘÍLOHY:.....	94

1. ÚVOD

Diplomová práce vznikla na základě požadavku firmy SWELL, s.r.o. se sídlem v Hořicích v Podkrkonoší. Konkrétně se jedná o problematiku optimalizace trnu tažného zařízení pro osobní automobily (viz. **obr. 1.1**), který je namáhán kontaktním napětím od působících momentů.



Obr. 1.1: *Trn tažného zařízení .*

Vlivem ohybových momentů se deformují hrany trnu tažného zařízení, který je standardně řešen jako čtyřhran. Tyto deformace mají za následek vznik nepřijatelných vůlí v uložení: hák tažného zařízení – příčný nosník karoserie vozidla, které se projevují nežádoucími vibracemi tažného háku vedoucí ke snížení pohodlí jízdy automobilu.

Cílem diplomové práce je navrhnout takovou geometrii trnu tažného zařízení, která by vedla ke snížení nepříznivých efektů od kontaktních napětí, případně je téměř odstranila. Návrh geometrie musí v sobě zahrnovat konstrukční numerické výpočty založené na metodě konečných prvků.

V úvodní, teoretické, části diplomové práce bude popsán princip metody konečných prvků (dále jen MKP) se základními typy konečných prvků. Dále bude uveden přehled

vybraných výpočtových MKP systémů používaných v automobilovém průmyslu s orientací na tažná zařízení. Pozornost bude věnována legislativním požadavkům, tj. definici tažných zařízení, jejich klasifikaci, schvalování, požadavkům na zkoušení.

Druhá část práce se bude zabývat praktickým řešením konkrétního trnu tažného zařízení osobního automobilu. Nejdříve bude důležité stanovit účel optimalizace a možné způsoby jejího provedení. Dále bude třeba navrhnout varianty změn geometrie trnu tažného zařízení pro zlepšení odolnosti proti kontaktnímu napětí.

To si vyžaduje vytvoření takového výpočtového modelu trnu tažného zařízení, který by v sobě zahrnoval všechny podstatné údaje. Za účelem částečné verifikace je nezbytné provést analytické výpočty. Výpočtová část práce bude zobrazena přehledem dosažených výsledků z numerických výpočtů.

Analýza dosažených výsledků bude uvedena v závěrečné části práce. Navržené varianty změn geometrie trnu tažného zařízení budou zhodnoceny i z pohledu vyrobitelnosti trnu a ekonomické náročnosti. Diplomovou práci bude uzavírat výběr vhodné varianty trnu tažného zařízení a doporučení pro praxi.

2. CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce je:

1. *Vytvořit výpočtový model trnu tažného zařízení pro osobní automobily.*
2. *Navrhnout konstrukční úpravy trnu (resp. „konce“) tažného zařízení.*
3. *Provést výpočet jednotlivých variant řešení trnu s analýzou dosažených výsledků.*
4. *Vybrat optimální variantu geometrie trnu tažného zařízení z hlediska minimalizace kontaktního napětí s ohledem na vyrobiteľnosť a ekonomické náklady.*
5. *Závěry a doporučení pro praxi.*

3. VÝPOČTOVÉ METODY V AUTOMOBILOVÉM PRŮMYSLU

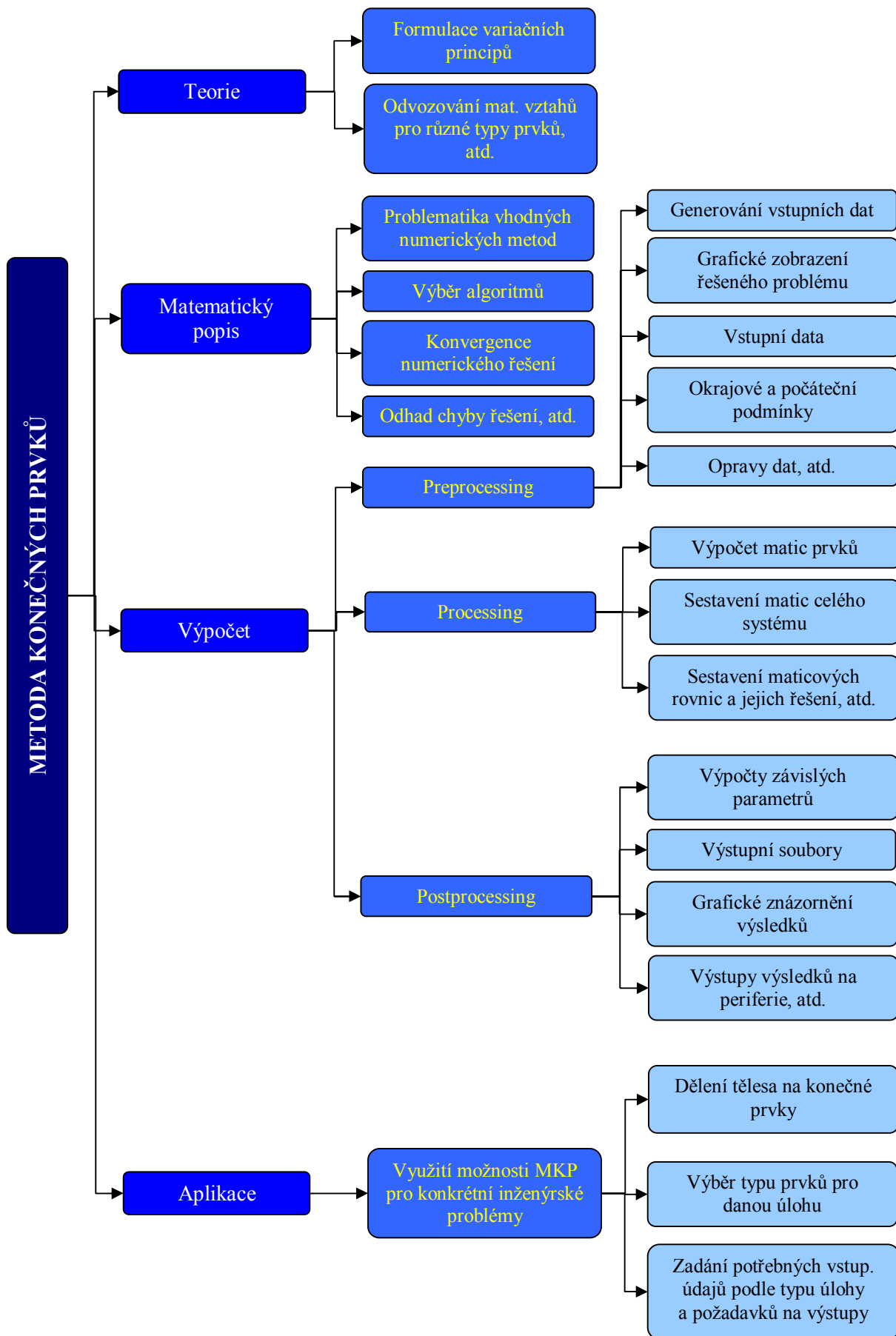
V současnosti se využívá pro řešení konstrukčních problémů v technické praxi výpočtové modelování v kombinaci s klasickým experimentálním přístupem. V automobilovém průmyslu se stále více upřednostňují numerické přístupy před analytickými metodami, které neposkytují detailní informace o deformačně-napěťových stavech. Nejpoužívanějším numerickým přístupem je metoda konečných prvků.

Vznik metody konečných prvků se udává kolem roku 1956 ve výzkumném ústavu aeronautické a kosmické mechaniky v Ohio, USA (Wright Paterson Air Force Base). Výzkumný tým vedl prof. R.W. Clough a spolupracoval především s R.L. Melosh, H.C. Martin, J.L. Tocher. Výzkum a vývoj MKP vyvolal striktní požadavek programu Apollo v oblasti vývoje a konstrukce nosných raket. V daném čase a při známém objemu financí (tři miliardy) se po rozboru zjistilo, že se pomocí experimentu nedá úkol splnit. Tím stoupla důležitost vývoje numerických metod, které by výpočty potřebné pro projekty zvládly v kratším čase a za nižších finančních nákladů. Zajímavostí je, že inženýři s metodou dlouhé roky úspěšně počítali, než matematikové dokázali konvergenci metody a vlastně „posvětili“ desetileté výpočtářské úspěchy. Kolem roku 1968 byla podána přesná matematická definice MKP: „*FEM je zobecněná Ritz-Galerkinova variační metoda, užívající bázových funkcí s malým kompaktním nosičem, úzce spjatým se zvoleným rozdělením řešené oblasti na konečné prvky.*“ [1]

3.1. Základní charakteristika metody MKP

Pro MKP je charakteristické získání přibližného řešení široké škály inženýrských úloh. Výpočty zpravidla obsahují odhady chyb řešení a podobně jako u metody sítí, je řešení přibližných hodnot neznámých veličin pomocí konečného počtu neznámých parametrů. Postup, při němž se vybere jistý počet těchto parametrů, se nazývá diskretizace. Těleso nebo soustava těles se nahrazuje odpovídající soustavou menších částí – prvků. Namísto řešení problému celého tělesa je problém formulován pro jeho jednotlivé části, v nichž jsou neznámé funkce (např. deformace) přibližně popsány pouze malým počtem parametrů ve zvolených uzlech (bodech). Dále se systematicky zkompletuje řešení pro celé těleso.

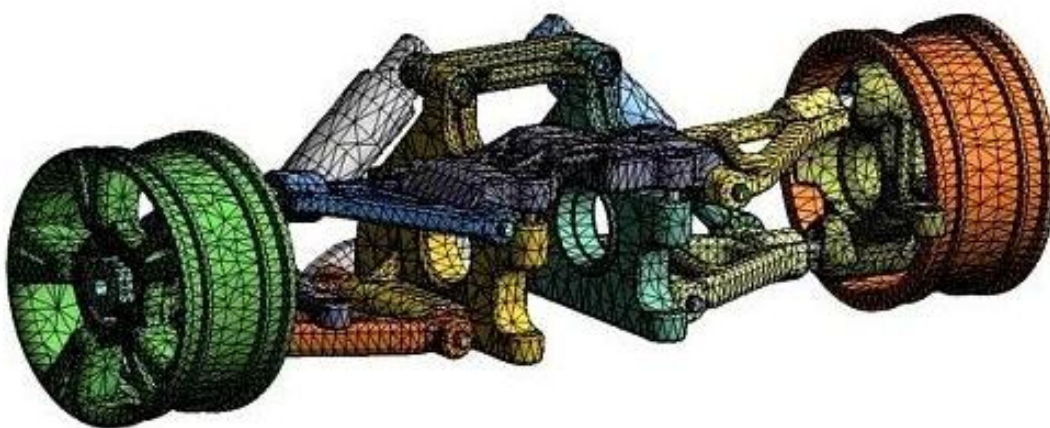
V současnosti se považuje MKP jako široce a podrobně rozpracovávaný vědní obor obsahující teorii, matematický popis přístup k výpočtům a aplikační výstupy, viz **obr. 3.1**.



Obr. 3.1: Princip metody konečných prvků.

3.2. Diskretizace modelu

Základním krokem metody konečných prvků je rozdělit – diskretizovat (tzv. meshovat), libovolný mechanický systém (nosník, rám, desku, apod.) na konečný počet prvků zpravidla geometricky jednoduchých (úsečka, trojúhelník, obdélník, hranol, apod.). Dělení na prvky není jednoznačné, je dáno typem řešené úlohy, zkušenostmi a znalostmi výpočtáře, hardwarovým vybavením počítače (**obr. 3.2**).



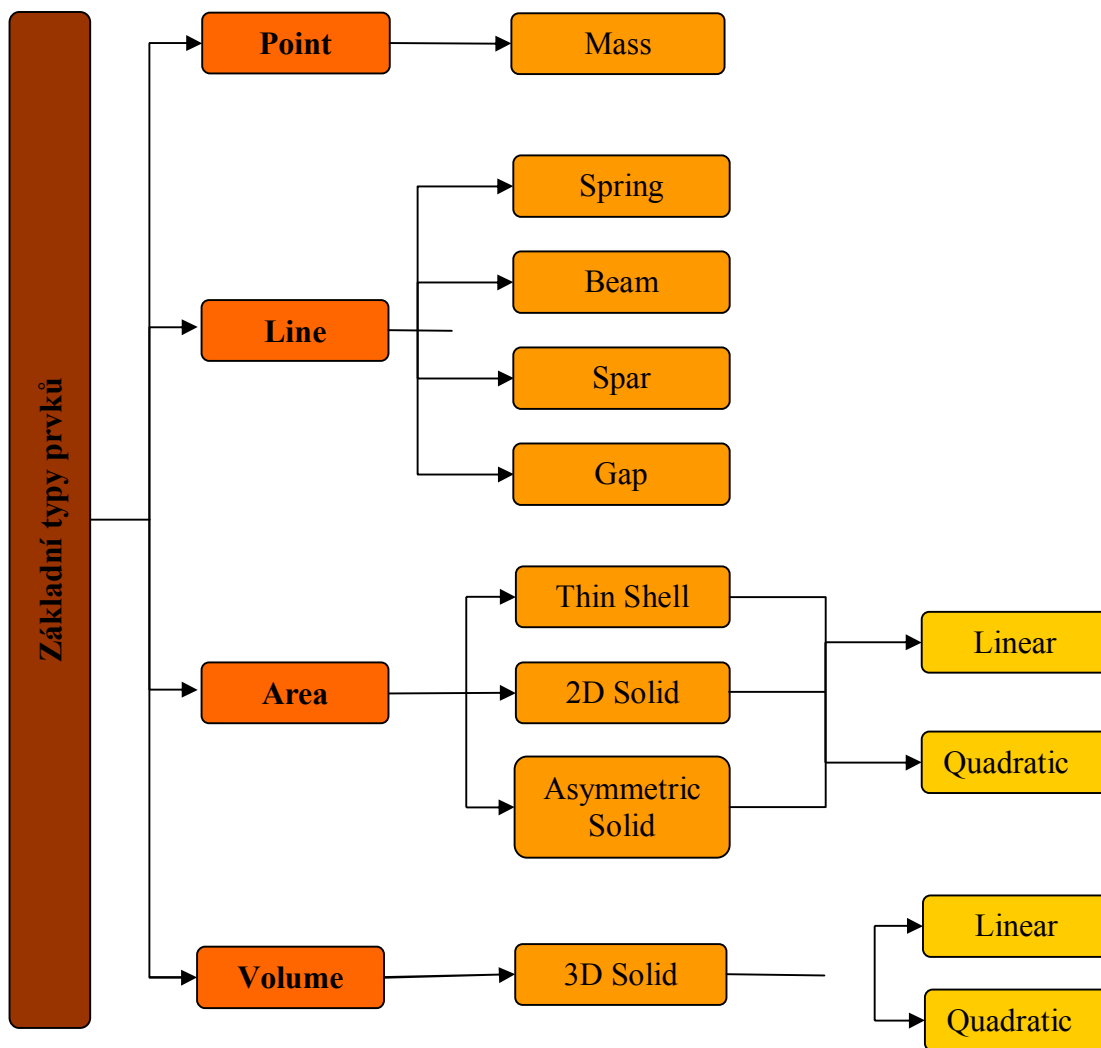
Obr. 3.2: *Příklad diskretizace nápravy automobilu.* [6]

V současnosti existují automatické generátory sítí konečných prvků především u rovinných úloh, ale ve většině případů, kdy se jedná o složitou geometrii, je třeba síť upravit ručně, a to zejména v kritických částech konstrukce, která je pro výsledky podstatná.

3.3. Základní typy konečných prvků

Typy prvků konečných jsou voleny i podle toho, co je cílem řešení daného problému, či bude-li se jednat o výpočty deformačně-napěťových stavů, teplotních polí, dynamiky, proudění, hlučnosti, jejich kombinace apod.

Základní rozdělení prvků pro programové výpočetní systémy ukazuje **obr. 3.3**.



Obr. 3.3: Základní rozdělení prvků pro metodu konečných prvků.

3.4. Programové systémy

Metody výpočtu u jednotlivých programových systémů se od sebe příliš neliší. Hlavním rozlišujícím kritériem bývá přesnost výpočtu (dána maximálním počtem elementů) a možnosti výstupů (např. statické, dynamické výpočty, stabilita, proudění apod.). Dále se liší pracovním (grafickým) prostředím a způsobem zadávání geometrických a fyzikálních okrajových podmínek (tj. zadáním podpor, vetknutí apod. – geometrické okrajové podmínky; zavedením sil, momentů, tlaků apod. – fyzikální okrajové podmínky).

Přehled nejpoužívanějších programových systémů z oblasti automobilového průmyslu ukazuje **tab. 3.1**. K řešení problematiky trnu tažného zařízení a za účelem porovnání různých programových systémů jsem vybral ANSYS a COSMOS z důvodu jejich dostupnosti na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice.

Tabulka 3.1: Přehled nejpoužívanějších programových systémů v automobilovém průmyslu.

ANSYS	Možnosti výpočtu		
	Výpočetní modely	Statika	Dynamika
	<ul style="list-style-type: none"> • Rovinná úloha (stěna) s možností kombinace s pruty • 2D-ohyb (deska) s možností kombinace s pruty • Skořepina s možností kombinace s pruty • 3D-těleso s možností kombinace s pruty • Coupling („vazbení“) • Kontakt těles • Multiphysics 	<ul style="list-style-type: none"> • Statika lineární • Statika nelineární • Účinek počátečního napětí • Stabilita (boulení) • Velké posuvy • Plasticita 	<ul style="list-style-type: none"> • Vlastní kmitání • Vliv počátečního napětí • Odezva na dynam. zátěž větrem • Odezva na dynam. účinky strojů • Odezva na seismická zatížení • Nelineární dynamika
	Kapacita	Preprocessing	Postprocessing
	<ul style="list-style-type: none"> • Max. počet uzlů i prvků je prakticky neomezen 	<ul style="list-style-type: none"> • Grafický výstup • Nezávislost zadání na dělení • Automatizované generování sítě • Automatické výpočty průniků 	<ul style="list-style-type: none"> • Zobrazení výsledků formou izolinií nebo barevných ploch • Zobrazení výsledků v řezu • Grafické výstupy
	Typy úloh		
	<ul style="list-style-type: none"> • <i>geometrické</i> – lineární, nelineární • <i>materiálové</i> – lineární, nelineární 		
	Výhody		Nevýhody
	<ul style="list-style-type: none"> • Možnost integrace speciálních solverů (řešičů) pro proudění, proudění s teplem, rychlé dynamické děje, spojené s velkými deformacemi, jako crash, tváření apod. • Obsahuje únavu a životnost. 		<ul style="list-style-type: none"> • Neumožňuje automatické přesítování (tzv. remesh) během výpočtu.

Pokračování tabulky 3.1:

COSMOS	Možnosti výpočtu		
	Výpočetní modely	Statika	Dynamika
	<ul style="list-style-type: none"> • Rovinná úloha (stěna) s možností kombinace s pruty a iterace s podložím • 2D-ohyb (deska) s možností kombinace s pruty a iterace s podložím • Skořepina s možností kombinace s pruty a iterace s podložím • 3D-těleso s možností kombinace s pruty a iterace s podložím 	<ul style="list-style-type: none"> • Statika lineární • Statika nelineární • Účinek počátečního napětí • Stabilita (boulení) • Velké posuvy • Plasticita 	<ul style="list-style-type: none"> • Vlastní kmitání • Vliv počátečního napětí • Odezva na dynam. zátěž větrem • Odezva na dynam. účinky strojů • Odezva na seismická zatížení • Nelineární dynamika
	Kapacita	Preprocessing	Postprocessing
	<ul style="list-style-type: none"> • Max. počet uzlů i prvků je prakticky neomezen 	<ul style="list-style-type: none"> • Grafický výstup • Nezávislost zadání na dělení • Automatizované generování sítě • Automatické výpočty průniků 	<ul style="list-style-type: none"> • Zobrazení výsledků formou izolinií nebo barevných ploch • Zobrazení výsledků v řezu • Grafické výstupy
	Typy úloh		
	<ul style="list-style-type: none"> • <i>geometrické</i> – lineární, nelineární • <i>materiálové</i> – lineární, nelineární 		
	Výhody		Nevýhody
	<ul style="list-style-type: none"> • Umožňuje řešení stlačitelné turbulentní 3D proudění, elektromagnetismus. • Nejmodernější algoritmy a technologie – FFE (Fast Finite Element). • Řeší úlohy o statisících stupních volnosti. 		<ul style="list-style-type: none"> • Neumožňuje např. odečítání dvou objemů od sebe – Booleans operace.

4. TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ Z HLEDISKA LEGISLATIVY A POŽADAVKŮ

Legislativní požadavky v ČR a dalších členských státech EU na mechanická spojovací zařízení, jejich druhy, způsoby spojení s motorovým vozidlem a další požadavky jsou dány směrnicí evropského parlamentu a rady 94/20/ES ze dne 30. května 1994 o mechanických spojovacích zařízeních motorových vozidel a přípojných vozidel a jejich připevnění na tato vozidla.

Členské státy nesmějí odmítnout udělit EHS schválení:

- typu nebo vnitrostátní schválení typu pro určitý typ vozidla nebo odmítnout nebo zakázat prodej, registraci, uvedení do provozu nebo používání určitého vozidla z důvodů týkajících se jeho volitelných mechanických spojovacích zařízení,
- typu konstrukční části nebo vnitrostátní schválení typu konstrukční části pro typ mechanického spojovacího zařízení nebo zakázat prodej nebo používání mechanického spojovacího zařízení, pokud toto zařízení splňuje požadavky příloh této směrnice.

Dále členské státy přijmou a zveřejní právní a správní předpisy nezbytné pro dosažení souladu s touto směrnicí do 18 měsíců od jejího přijetí. Neprodleně o nich uvědomí Komisi. Tato opatření přijatá členskými státy musí obsahovat odkaz na tuto směrnici nebo musí být takový odkaz učiněn při jejich úředním vyhlášení. Způsob odkazu si stanoví členské státy. Použijí tyto předpisy po 18 měsících ode dne přijetí této směrnice.

4.1. Definice tažného zařízení

Mechanickými spojovacími zařízeními mezi motorovými vozidly a přípojnými vozidly se rozumějí všechny části a zařízení na rámech, nosných částech karoserie a podvozku vozidel, pomocí kterých jsou navzájem spojena tažná a tažená vozidla. Patří mezi ně též připevněné nebo snímatelné části, které slouží k připevnění, seřízení nebo obsluze spojovacích zařízení, které lze členit podle **tab. 4.1**.

Typem mechanického spojovacího zařízení se rozumějí zařízení, která se podstatně neliší, pokud se týkají:

- třídy spojovacího zařízení,
- výrobní značky nebo obchodního názvu,
- vnějšího tvaru nebo hlavních rozměrů nebo jiných zásadních rozdílů v konstrukci,
- charakteristických hodnot D , S , V a U .

Hodnotou D se rozumí teoretická referenční síla pro vodorovnou sílu mezi tažným a přípojným vozidlem. Hodnota D se bere za základ pro vodorovné zatížení při dynamických zkouškách.

U mechanických spojovacích zařízení, která nejsou schopna nést svislé zatížení, je tato hodnota:

$$D = g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R} \quad (kN) \quad [4],$$

u mechanických spojovacích zařízení vhodných pro přívěsy s nápravami uprostřed je tato hodnota:

$$D_c = g \cdot \frac{T \cdot C}{T + C} \quad (kN) \quad [4],$$

u točnic na tahačích a na vozidlech srovnatelného druhu je tato hodnota:

$$D = g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R} \quad (kN) \quad [4],$$

kde:

T ... maximální technicky přípustná hmotnost tažného vozidla, ale také i tahačů (v tunách);

popřípadě včetně svislého zatížení vyvozovaného přívěsem s nápravami uprostřed,

R ... maximální technicky přípustná hmotnost přívěsu s ojí volně výkyvnou ve svislé rovině nebo návěsu (v tunách),

C ... součet hmotností na nápravy přívěsu s nápravami uprostřed s nákladem maximální přípustné hmotnosti (v tunách),

U ... svislé zatížení působící na točnici tažného vozidla (v tunách),

S ... statické svislé zatížení (v kg); podíl hmotnosti přívěsu s nápravami uprostřed působící v bodě spojení za statického stavu,

g ... gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m.s}^{-2}$).

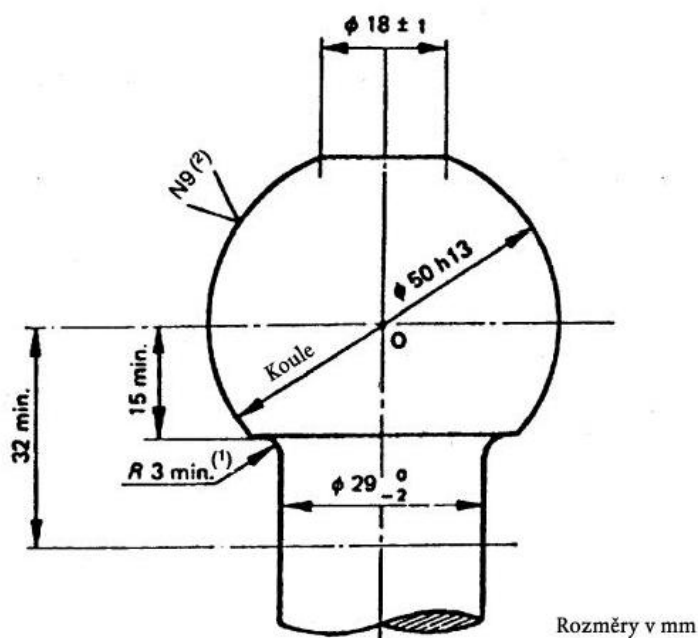
V ... teoretická referenční síla pro amplitudu svislé síly mezi tažným vozidlem a přívěsy s nápravami uprostřed o maximální hmotnosti větší než 3,5 t.

Tabulka 4.1: Klasifikace spojovacích zařízení.

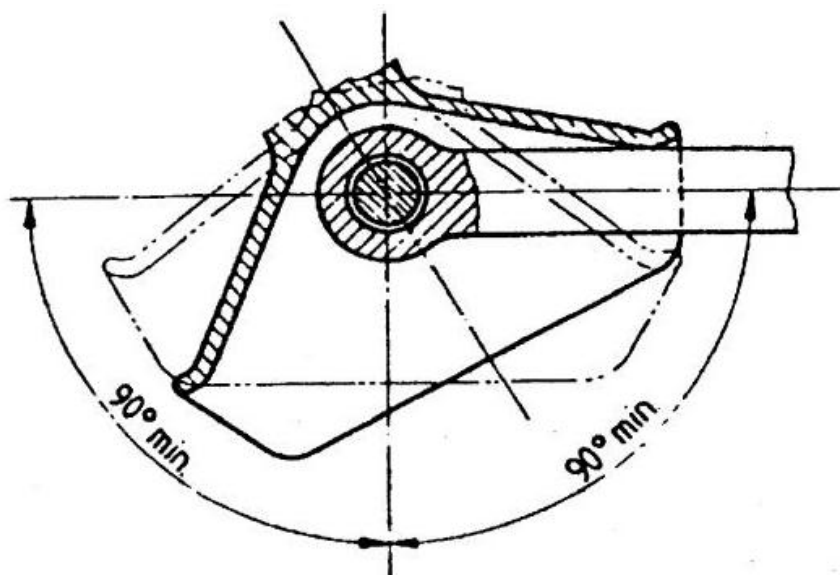
Třída	Popis	Definice	Pozn.
A	<i>Spojovací koule s držákem</i>	Mechanické spojovací zařízení s koulí na připevňovacím držáku na tažném vozidle určené ke spojení se spojovací hlavicí na přívěsu.	Viz obr. 4.1
A 50-1 až A 50-3	Normalizované spojovací koule 50 s přírubovým držákem		
A 50-X	Nenormalizované spojovací koule s držákem		
B	<i>Spojovací hlavice</i>	Mechanické spojovací zařízení na oji přívěsů určené ke spojení se spojovací koulí na tažném vozidle.	
B 50-X	Nenormalizované spojovací hlavice 50		
C	<i>Automatická spojovací zařízení s čepem</i>	Mechanické spojovací zařízení s hubicí a se samočinně se zasunujícím a zajišťujícím čepem na tažném vozidle určená ke spojení s okem oje na přívěsu.	Viz obr. 4.2
C 50	Spojovací zařízení s čepem 50		
C 50-1 až C 50-6	Normalizované spojovací zařízení s čepem 50		
C 50-X	Nenormalizovaná spojovací zařízení s čepem 50		
D	<i>Oka ojí</i>	Mechanické spojovací zařízení na oji přívěsů, která má válcový otvor a je určeno ke spojení s automatickými spojovacími zařízeními s čepem.	Viz obr. 4.3
D 50	Oka ojí 50		
D 50-A	Normalizovaná oka D 50 k připevnění svařováním		
D 50-B	Normalizovaná oka 50 k připevnění šroubovým spojem		
D 50-C	Normalizovaná oka D 50-C 1 k připevnění přírubovým spojem		
D 50-X	Nenormalizovaná oka ojí 50		
E	<i>Nenormalizované oje</i>	Nájezdové zařízení a podobné zařízení namontované vpředu na taženém vozidle nebo na podvozku vozidla a určené ke spojení s tažným vozidlem pomocí ok, spojovacích hlavic a podobných spojovacích zařízení.	
F	<i>Nenormalizované připevňovací mezičleny</i>	Všechny části a zařízení, které se nacházejí mezi spojovacím zařízením a rámem, nosnými částmi karoserie nebo podvozkem tažného vozidla.	

Pokračování tabulky 4.1.

Třída	Popis	Definice	Viz obr.
G	<i>Točnice</i>	Deskovitá spojovací zařízení na tažných vozidlech mají automatický uzávěr a spojují se s návěsným čepem.	Viz obr. 4.4
G 50	Normalizované točnice 50		
G 50-X	Nenormalizované točnice 50		
H	<i>Návěsné čepy</i>	Spojovací zařízení tvaru čepu, která jsou namontována na návěsech a spojují se s točnicí tažného vozidla.	
H 50-X	Nenormalizované návěsné čepy 50		
J	<i>Nenormalizované základní desky</i>	Všechny části a zařízení sloužící k připojení točnic na rám tažného vozidla. Základní deska může být vodorovně posuvná (tj. posuvná točnice).	
S	<i>Nenormalizovaná různá spojovací zařízení</i>	Mechanická spojovací zařízení, která nepatří do žádné z tříd A až J (např. spojovací zařízení podle současných vnitrostátních norem nebo pro přepravu zvláště těžkých nákladů).	

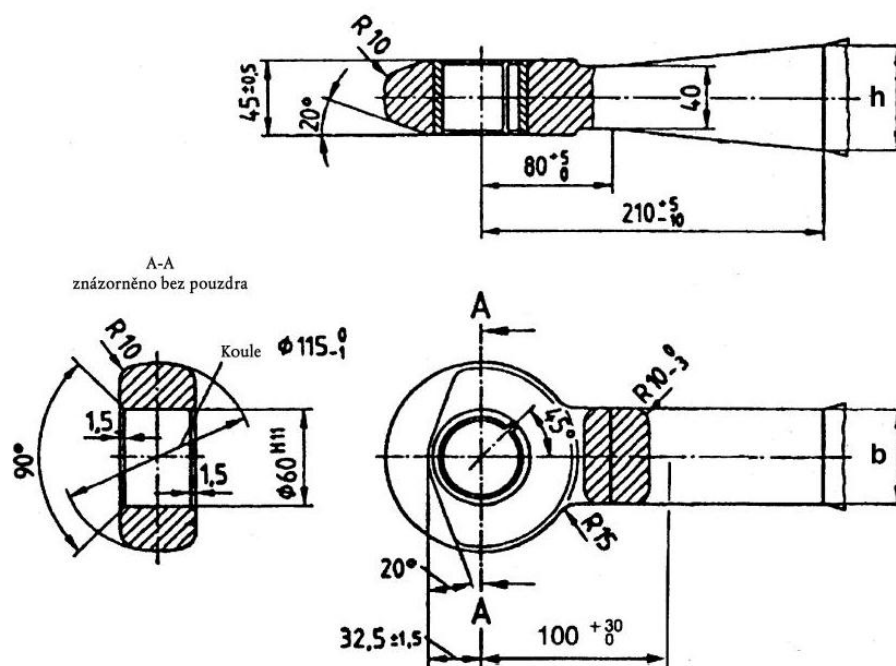


Obr. 4.1: Spojovací koule třídy A. [4]

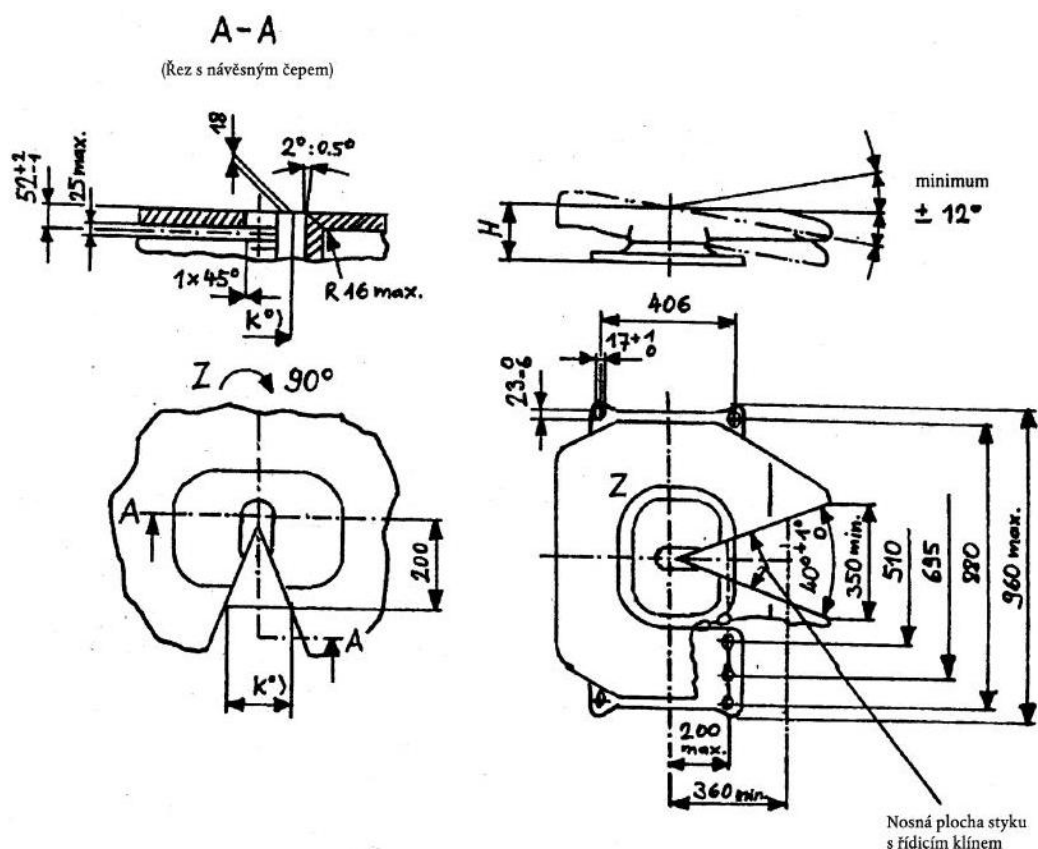


Podélná osa tažného vozidla

Obr. 4.2: Automatické spojovací zařízení s čepem třídy C. [4]



Obr. 4.3: Oka ojí třídy D. [4]



Obr. 4.4: Točnice třídy G. [4]

4.2. Směrnice pro tažné zařízení

Tato směrnice, jak je výše uvedeno, se vztahuje na mechanická spojovací zařízení motorových vozidel a jejich přípojných vozidel a na připevnění těchto zařízení na silniční vozidla (článek 1 této směrnice), kde se pro účely této směrnice stanovují následující definice:

- „typem mechanického spojovacího zařízení“ se rozumí mechanické spojovací zařízení, pro které může být uděleno schválení typu konstrukční části podle článku 2 směrnice 70/156/EHS.

Dále směrnice stanovuje požadavky, které musí splňovat mechanická spojovací zařízení určená ke spojení vozidel do jízdních souprav k zajištění:

- kompatibility při spojování motorových vozidel s různými typy přípojných vozidel,
- bezpečného spojení vozidel za všech provozních podmínek,
- bezpečných postupů spojování a rozpojování.

Směrnice rozlišuje klasifikaci spojovacích zařízení podle druhů na:

- *normalizovaná spojovací zařízení*, kterými se rozumějí zařízení, která jsou v souladu s normalizovanými rozměry a normalizovanými charakteristickými hodnotami stanovenými ve směrnici. V rámci své třídy jsou zaměnitelná nezávisle na typu a výrobci,
- *nenormalizovaná spojovací zařízení*, kterými se rozumějí zařízení tříd A až J, která nejsou zahrnuta v klasifikaci normalizovaných spojovacích zařízení, avšak mohou být k normalizovaným spojovacím zařízením dané třídy připojena.

4.3. EHS schválení typu konstrukční části

Žádost o EHS schválení typu podle čl. 3 odst. 4 směrnice 70/156/EHS pro typ mechanického spojovacího zařízení podává výrobce (vzor informačního dokumentu viz **příloha 1**).

Technické zkušební provádějící zkoušky pro schválení typu se předloží:

- mechanické spojovací zařízení představující dotýčný typ, zpravidla bez nátěru; technická zkušebna nebo schvalovací orgán může též požadovat další kusy spojovacího zařízení,
- technická zkušebna, která provádí zkoušky pro schválení typu, může též vyžadovat určité části, jako základní desky nebo držáky, další výkresy nebo vzorky použitých materiálů,
- u mechanických spojovacích zařízení určených pro specifický typ vozidla předloží výrobce spojovacího zařízení také údaje o montáži na vozidlo, které dodá výrobce vozidla podle směrnice 92/21/EHS; technická zkušebna může též vyžadovat předložení vozidla představujícího dotýčný typ.

Každý vzorek určitého typu spojovacího zařízení, pro který byla předložena žádost o EHS schválení typu konstrukční části, musí nést označení obsahující tyto údaje:

- výrobní nebo obchodní značka nebo název výrobce (popř. značka),
- typ, popřípadě verze,
- dostatečně velké místo pro EHS značku schválení typu a pro doplňkové údaje.

Udělení EHS schválení typu je provedeno:

- jsou-li splněny odpovídající požadavky, udělí se EHS schválení typu podle čl. 4 odst. 3 a popřípadě podle čl. 4 odst. 4 směrnice 70/156/EHS (vzor certifikátu EHS schválení typu viz **příloha 2**),

- pro každý schválený typ mechanického spojovacího zařízení se přidělí číslo schválení typu podle přílohy VII směrnice 70/156/EHS; tentýž členský stát nesmí přidělit stejné číslo jinému typu mechanického spojovacího zařízení,
- každé mechanické spojovací zařízení, které je shodné s typem mechanického spojovacího zařízení schváleného podle této směrnice, musí být viditelně a na snadno přístupném místě uvedeném v certifikátu schválení typu označeno mezinárodní značkou schválení, kterou tvoří rozlišovací číslo (písmena) členského státu, který udělil EHS schválení typu.

4.4. EHS schválení typu vozidla

Žádost o EHS schválení typu podle čl. 3 odst. 4 směrnice 70/156/EHS pro typ vozidla z hlediska jeho typu mechanického spojovacího zařízení podává výrobce (vzor informačního dokumentu viz **příloha 3**).

Technické zkušební provádějící zkoušky pro schválení typu se předloží:

- vozidlo představující dotyčný typ, které může být vybaveno spojovacím zařízením, jemuž bylo uděleno EHS schválení typu,
- má-li typ vozidla mechanické spojovací zařízení namontované výrobcem vozidla jako první vybavení, předloží se typ (typy) mechanického spojovacího zařízení, včetně jeho (jejich) základní desky, popřípadě držáku (držáků),
- certifikát EHS schválení typu pro spojovací zařízení.

Jsou-li splněny odpovídající požadavky, udělí se EHS schválení typu podle čl. 4 odst. 3 a 4 směrnice 70/156/EHS (vzor certifikátu EHS schválení typu viz **příloha 4**). Pro každý schválený typ vozidla se přidělí číslo schválení typu podle přílohy VII směrnice 70/156/EHS. Tentýž členský stát nesmí přidělit stejné číslo jinému typu vozidla.

4.5. Požadavky na tažná zařízení

Mechanická spojovací zařízení mezi motorovými vozidly a přípojnými vozidly musí být vyrobena a namontována v souladu s dosaženým stavem techniky a v provozu musí být spolehlivá. Musí umožňovat, aby vozidla bezpečně spojila a rozpojila jedna osoba bez použití náradí. K připojení přípojných vozidel o maximální hmotnosti větší než 3,5 t se musí používat pouze automatická spojovací zařízení umožňující automatický postup spojení. Dále musí být konstruována a vyrobena tak, aby při běžném používání, při správné údržbě a včasné výměně částí podléhajících opotřebení trvale uspokojivě fungovala.

Dále ke každému spojovacímu zařízení musí být přiložen návod pro montáž a obsluhu obsahující dostatečné informace, aby kvalifikovaná osoba byla schopna zařízení namontovat na vozidlo a správně je obsluhovat. Návod musí být v jazyku (jazycích) členského státu, ve kterém se zařízení bude nabízet k prodeji. U spojovacích zařízení dodávaných výrobcům vozidel nebo karosářským podnikům k sériové montáži lze od přikládání návodů pro montáž a obsluhu ke každému spojovacímu zařízení upustit. Výrobce vozidla nebo karosářský podnik je pak odpovědný za to, aby uživateli vozidla poskytl potřebné informace pro obsluhu spojovacího zařízení. Mohou být použity pouze materiály, jejichž vlastnosti důležité pro daný účel jsou stanoveny normou, nebo takové, jejichž vlastnosti jsou uvedeny v dokumentaci.

Všechny části mechanických spojovacích zařízení, jejichž porucha by mohla mít za následek oddělení obou vozidel, musí být vyrobeny z oceli. Jiné materiály mohou být použity, jestliže výrobce technické zkušebně uspokojivým způsobem prokáže jejich rovnocennost. Všechna spojovací zařízení musí být konstruována pro mechanické tvarové spojení a musí být zajištěna ve spojené poloze nejméně jedním mechanickým tvarovým uzávěrem, pokud nejsou stanoveny další požadavky.

Aby bylo možné všem požadavkům vyhovět, je třeba tažná zařízení experimentálně zkoušet.

4.6. Zkoušení mechanických spojovacích zařízení

Mechanická spojovací zařízení se podrobují specifickým zkouškám, které budou uvedeny v další kapitole. Tyto zkoušky nesmějí způsobit trhliny, lomy nebo jiné viditelné poškození, nebo nadměrnou trvalou deformaci, která by mohla ohrozit uspokojivou funkci zařízení.

Obecné požadavky na zkoušky:

- Vzorke spojovacích zařízení se podrobují pevnostním a funkčním zkouškám. **Technická zkušebna však může od pevnostní zkoušky upustit, jestliže jednoduchá konstrukce určité části umožňuje ověřit její pevnost výpočtem.** Ověření výpočtem musí zajistit výsledky stejné kvality jako dynamické nebo statické zkoušky. V případě pochybností jsou rozhodující výsledky dynamických zkoušek. O druhu použitých zkoušek rozhoduje příslušná technická zkušebna.
- Pevnost spojovacích zařízení se ověřuje dynamickou zkouškou (zkouškou na únavu). V určitých případech mohou být nutné některé doplňkové statické zkoušky.

- Při dynamických zkouškách se používá přibližně sinusové zatížení (střídavé nebo pulzující) s počtem zatěžovacích cyklů závislým na druhu materiálu. Při zkoušce nesmějí vzniknout trhliny nebo lomy.
- Při předepsaných statických zkouškách se připouští jen malá trvalá deformace. Plastická deformace po uvolnění nesmí být větší než **10 %** maximální deformace.
- Základem pro volbu zatížení při dynamických zkouškách je vodorovná složka síly v podélné ose vozidla a svislá složka síly. Vodorovné složky síly kolmé k podélné ose vozidla a momenty se neberou v úvahu, jestliže jsou jen málo významné. Jestliže konstrukce spojovacího zařízení nebo jeho připevnění k vozidlu nebo připevnění doplňkových systémů (např. stabilizátorů, spojovacích systémů pro krátké spojení atd.) vyvolává vznik dalších sil nebo momentů, může technická zkušebna vyžadovat další doplňující zkoušky. Vodorovná složka síly v podélné ose vozidla je představována teoreticky určenou referenční silou – hodnotou ***D***. Svislá složka síly, pokud přichází v úvahu, je představována svislým statickým zatížením ***S*** působícím v bodě spojení a předpokládaným svislým zatížením ***V*** nebo statickým svislým zatížením ***U*** působícím v bodě spojení u točnic.
- Charakteristické hodnoty ***D***, ***S***, ***V*** a ***U***, na nichž jsou zkoušky založeny, se převezmou ze žádosti výrobce o udělení EHS schválení typu.

Zkušební postupy:

- Při dynamických a statických zkouškách se vzorky upnou do vhodného zkušebního zařízení s vhodným způsobem aplikace zatížení, aby na ně vedle stanoveného zkušebního zatížení nepůsobily žádné další síly nebo momenty. Při zkouškách se střídavým zatížením se směr působícího zatížení nesmí odchýlit od stanoveného směru o více než **+1°**. Při zkouškách s pulzujícím nebo statickým zatížením je nutno nastavit úhel působení maximálního zatížení. Zpravidla je k tomu zapotřebí kloub v místě působení zatížení (tj. v bodě spojení) a další kloub v přiměřené vzdálenosti.
- Frekvence při zkoušce nesmí být větší než **35 Hz**. Zvolená frekvence musí mít dostatečný odstup od rezonančních frekvencí zkušebního zařízení, včetně zkoušeného vzorku. Při asynchronní zkoušce musí být rozdíl mezi frekvencemi obou složek zatížení přibližně **1 %**, nejvýše **3 %**. Spojovací zařízení vyrobená z oceli se podrobují **2 x 10⁶** zatěžovacích cyklů. U spojovacích zařízení vyrobených z jiných materiálů než z oceli může být zapotřebí větší počet zatěžovacích cyklů. Přítomnost trhlín se zjišťuje kapilární metodou s barevnou indikací, nebo jinou rovnocennou metodou.

- ✦ U zkoušek se střídavým zkušebním zatížením (složkou zatížení) se střední zatížení rovná nule. U zkoušek s pulzujícím zatížením se zkušební zatížení rovná maximálnímu zatížení; minimální zatížení může dosahovat až **5 %** maximálního zatížení, není-li zvláštními požadavky na zkoušení stanoveno jinak.
- ✦ U statických zkoušek musí být zkušební zatížení přikládáno plynule a rychle a musí se udržovat po dobu nejméně **60 sekund**.
- ✦ Spojovací zařízení se při zkoušce zpravidla připevňují ke zkušebnímu zařízení co nejtuzším způsobem a ve skutečné poloze, v které budou užívána na vozidle. Použijí se připevňovací zařízení určená výrobcem nebo žadatelem o schválení. Musí to být zařízení, která jsou určena k připevnění spojovacích zařízení na vozidlo nebo která mají shodné mechanické vlastnosti.
- ✦ Spojovací zařízení je třeba zkoušet pokud možno v původním stavu, v jakém jsou určena k použití v silničním provozu. Na přání výrobce a se souhlasem technické zkušebny mohou být pružné členy odpojeny, jestliže je to nezbytné s ohledem na postup zkoušky a není-li třeba se obávat nežádoucího ovlivnění výsledku zkoušky. Pružné členy, které se vlivem tohoto zrychleného postupu zkoušky zjevně přehřály, mohou být v průběhu zkoušky nahrazeny. Zkušební zatížení může být aplikováno pomocí zvláštních zařízení prostých vůle.

Zvláštní požadavky na zkoušení (spojovací koule s držákem):

- U mechanických spojovacích zařízení s koulí se rozeznávají tyto druhy:
 - **spojovací koule z jednoho kusu**, včetně zařízení s nezaměnitelnými snímatelnými spojovacími koulemi,
 - **spojovací koule skládající se z více částí**, které lze odmontovat,
 - **držáky pro spojovací koule**.
- Základní zkouškou je zkouška na únavu se střídavým zkušebním zatížením. Zkušebním vzorkem je spojovací koule, dílek k této kouli a připevňovací části potřebné k montáži na vozidlo. Spojovací koule se tuhým způsobem a ve skutečné poloze, v níž má být používána, připevní ke zkušebnímu zařízení umožňujícímu vytvářet střídavé zatížení.
- Polohu bodů připevnění spojovacích koulí určí výrobce vozidla.
- Zařízení předaná ke zkoušce musí mít všechny konstrukční detaily, které mohou ovlivnit pevnostní vlastnosti (např. desku pro elektrický konektor, případné značení atd.). Oblast zkoušky je ohraničena body ukotvení nebo připevnění. Geometrická poloha

spojovací koule a bodů připevnění spojovacího zařízení vůči vztažné čáře musí být určena výrobcem vozidla a zaznamenána ve zkušebním protokolu. Na zkušebním zařízení musí být reprodukovány všechny relativní polohy bodů ukotvení vzhledem ke vztažné čáře, o které je výrobce vozidla povinen dodat výrobcí spojovacího zařízení všechny potřebné informace.

- Spojovací zařízení namontované na zkušebním zařízení se podrobí zkoušce na stroji pro zkoušky tahem se střídavým zatěžováním (např. na rezonančním pulzátoru). Zkušebním zatížením je střídavé zatížení působící na spojovací kouli pod úhlem $(15 \pm 1)^\circ$. Tento úhel je zvolen tak, aby se bralo v úvahu svislé statické a dynamické zatížení. Tento způsob zkoušky může být použit jen do přípustného statického zatížení nejvýše

$$S = \frac{120 \cdot D}{g} \quad [4].$$

Je-li zapotřebí statické zatížení větší než $120 D$, zvětší se úhel při zkoušce na 20° . Při dynamické zkoušce se použije zkušební zatížení:

$$F_{h,res} = \pm 0,6 D \quad [4].$$

Pro představu je na **obr. 4.5.** a **obr. 4.6.** uvedeno tažné zařízení, nejedná se však o konkrétní řešení tažné zařízení. Tažné zařízení je podobného typu, avšak princip experimentálního zkoušení je totožný.



Obr. 3.1: Experimentální zkouška tažného zařízení v laboratoři firmy SWELL, s.r.o. (přední pohled). [5]



Obr. 3.2: Experimentální zkouška tažného zařízení v laboratoři firmy SWELL, s.r.o. (zadní pohled). [5]

4.7. Požadavky na schválení typu vozidla z hlediska volitelné montáže mechanických spojovacích zařízení

Montáž mechanických spojovacích zařízení na vozidlo se ověří podle specifických požadavků. To se týká jak EHS schválení typu vozidla, jestliže dotýčný typ vozidla má mechanické spojovací zařízení jako první výbavu od výrobce vozidla, tak EHS schválení typu mechanického spojovacího zařízení určeného pro specifický typ vozidla.

Obecné požadavky:

- Výrobce vozidla uvede, které typy a třídy spojovacích zařízení lze na určitý typ vozidla namontovat, a udá hodnoty ***D***, ***V*** (pouze u vozidel, jejichž maximální technicky přípustná hmotnost v naloženém stavu je větší než 3,5 tuny), ***S***, popřípadě ***U***, které vyplývají z konstrukce vozidla dotýčného typu v kombinaci s předpokládaným typem (typy) spojovacího zařízení. Charakteristické hodnoty ***D***, ***V***, ***S*** nebo ***U*** spojovacích zařízení schválených podle této směrnice musí být stejné nebo větší než charakteristické hodnoty stanovené pro dotýčnou kombinaci.

- Spojovací zařízení se namontuje na typ vozidla podle návodu pro montáž vydaného výrobcem vozidla v dohodě s výrobcem spojovacího zařízení a s technickou zkušebnou. Výrobce vozidla určí vhodné body k připevnění spojovacího zařízení na vozidlo a popřípadě též připevňovací mezičleny, základní desky atd., které je třeba na dotýčný typ vozidla namontovat.
- K připojení přípojných vozidel s maximální hmotností větší než 3,5 t mohou být na motorových vozidlech použita pouze automatická spojovací zařízení umožňující automatický postup spojení vozidel.
- Při montáži spojovacích zařízení třídy **B**, **D**, **E** a **H** na přípojná vozidla se pro výpočet hodnoty **D** bere v úvahu maximální hmotnost tažného vozidla **T** rovná 32 tun. Jestliže hodnota **D** spojovacího zařízení pro **T = 32 t** nepostačuje, musí se z toho vyplývající omezení hmotnosti **T** tažného vozidla nebo hmotnosti jízdní soupravy uvést v certifikátu EHS schválení typu přípojného vozidla.

Zvláštní požadavky (montáž spojovacích koulí s držákem na vozidlo):

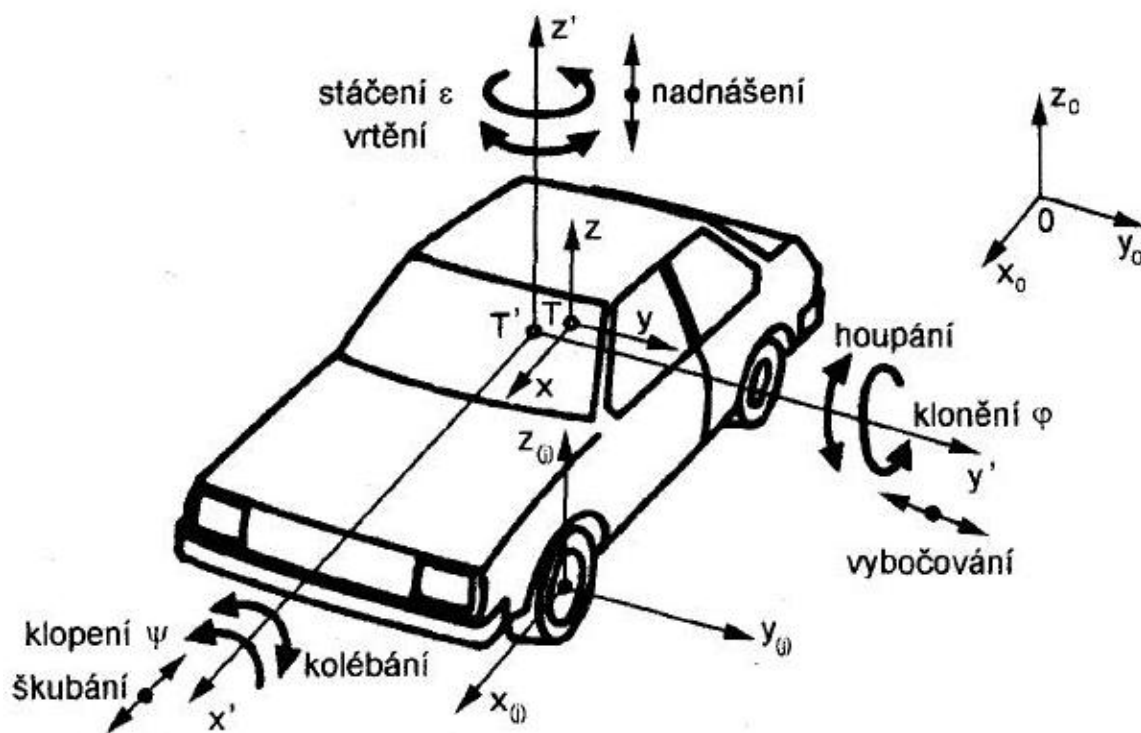
- Spojovací koule s držákem musí být namontovány na vozidlo kategorie **M1**, kategorie **M2** maximální hmotnosti menší než 3,5 t a kategorie **N1** takovým způsobem, aby byly splněny požadavky na volný prostor okolo spojovacího zařízení a na jeho výškovou polohu. Tento požadavek se nevztahuje na terénní vozidla.
- Ke spojovacím koulím s držákem je výrobce vozidla povinen dodat návod pro montáž a uvést, zda je v místě připevnění nutné vyztužení.
- Spojovací hlavici musí být možno připojit a odpojit, jestliže podélná osa spojovací hlavice vzhledem ke střednici spojovací koule s držákem:
 - a) ve vodorovné rovině svírá úhel $\beta = 60^\circ$ ve směru doprava nebo doleva,
 - b) ve svislé rovině svírá úhel $\alpha = 10^\circ$ ve směru nahoru nebo dolů,
 - c) je axiálně natočena o 10° směrem doprava nebo doleva.
- Namontovaná spojovací koule nesmí zakrývat zadní registrační tabulku nebo místo pro ni určené, v opačném případě je nutno použít spojovací kouli, kterou lze odmontovat bez speciálního nářadí.

5. OPTIMALIZACE TRNU TAŽNÉHO ZAŘÍZENÍ

Optimalizování obecně jakéhokoliv technického objektu (součásti, zařízení apod.) má za účel zlepšení jejích vlastností (např. spolehlivost, životnost, mechanickou odolnost apod.) dle daného typu technického objektu. Optimalizace konkrétní součásti – v tomto případě trnu tažného zařízení – se musí dále blíže specifikovat. To je dáno účelem optimalizace, bližším pohledem na daný problém a způsobem, jakým bude optimalizace provedena.

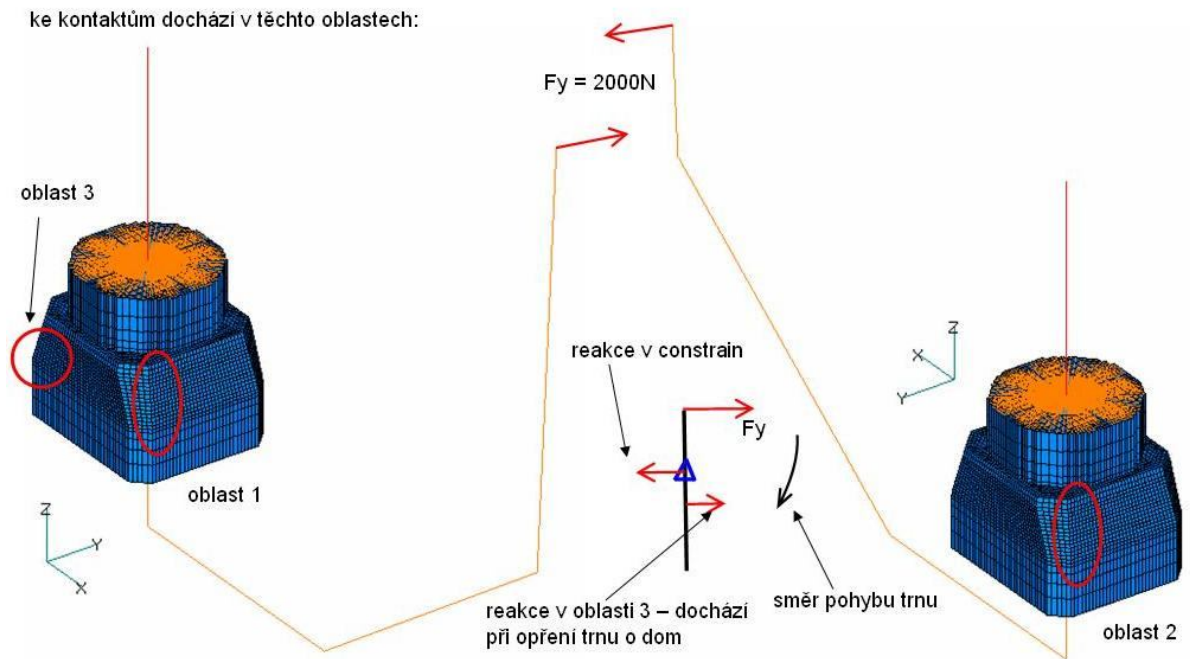
5.1. Účel optimalizace

Trn tažného zařízení namáhají ohybové momenty od působících sil. Tyto síly působí jednak ve směru x (podélná osa vozidla) pod úhlem 15° směrem k vozovce a směru y (kolmo k podélné ose vozidla v rovině vozovky), viz. **obr. 5.1**.

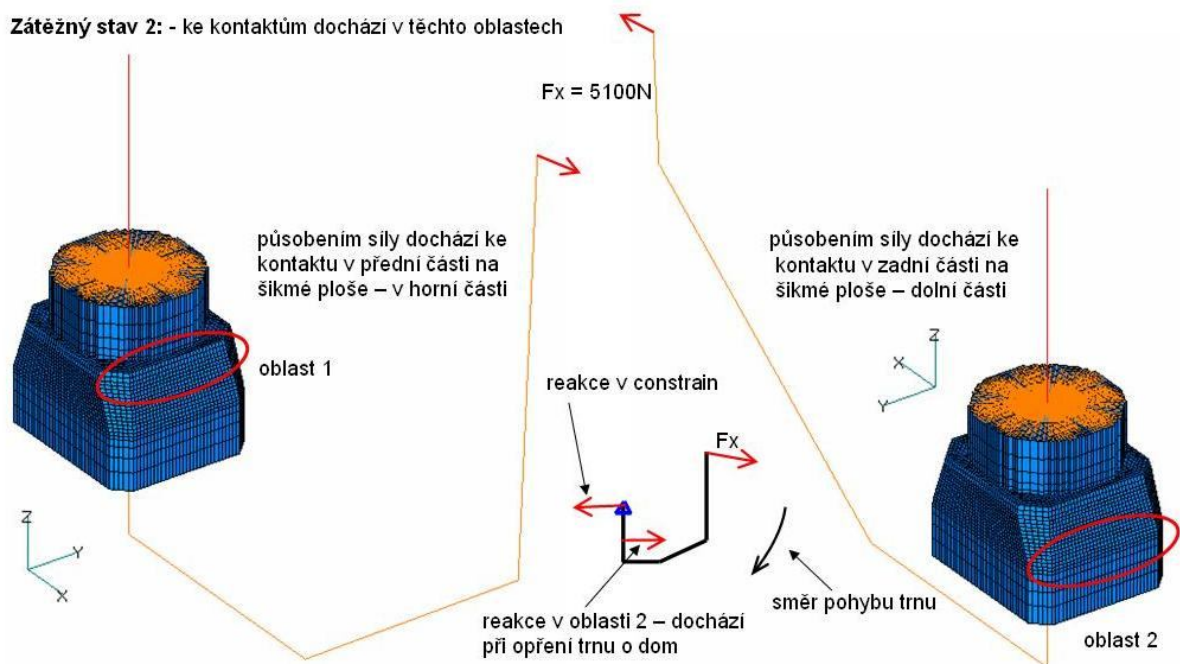


Obr. 5.1: Souřadný systém vozidla. [3]

Ohybový moment vyvolaný těmito silami způsobuje vznik kontaktních napětí v kritických místech trnu, tato místa zobrazují **obr. 5.2** a **obr. 5.3**. Od tohoto kontaktního napětí vznikají nepřipustné vůle v uložení trnu, tím dochází k nežádoucím vibracím celého tažného háku.

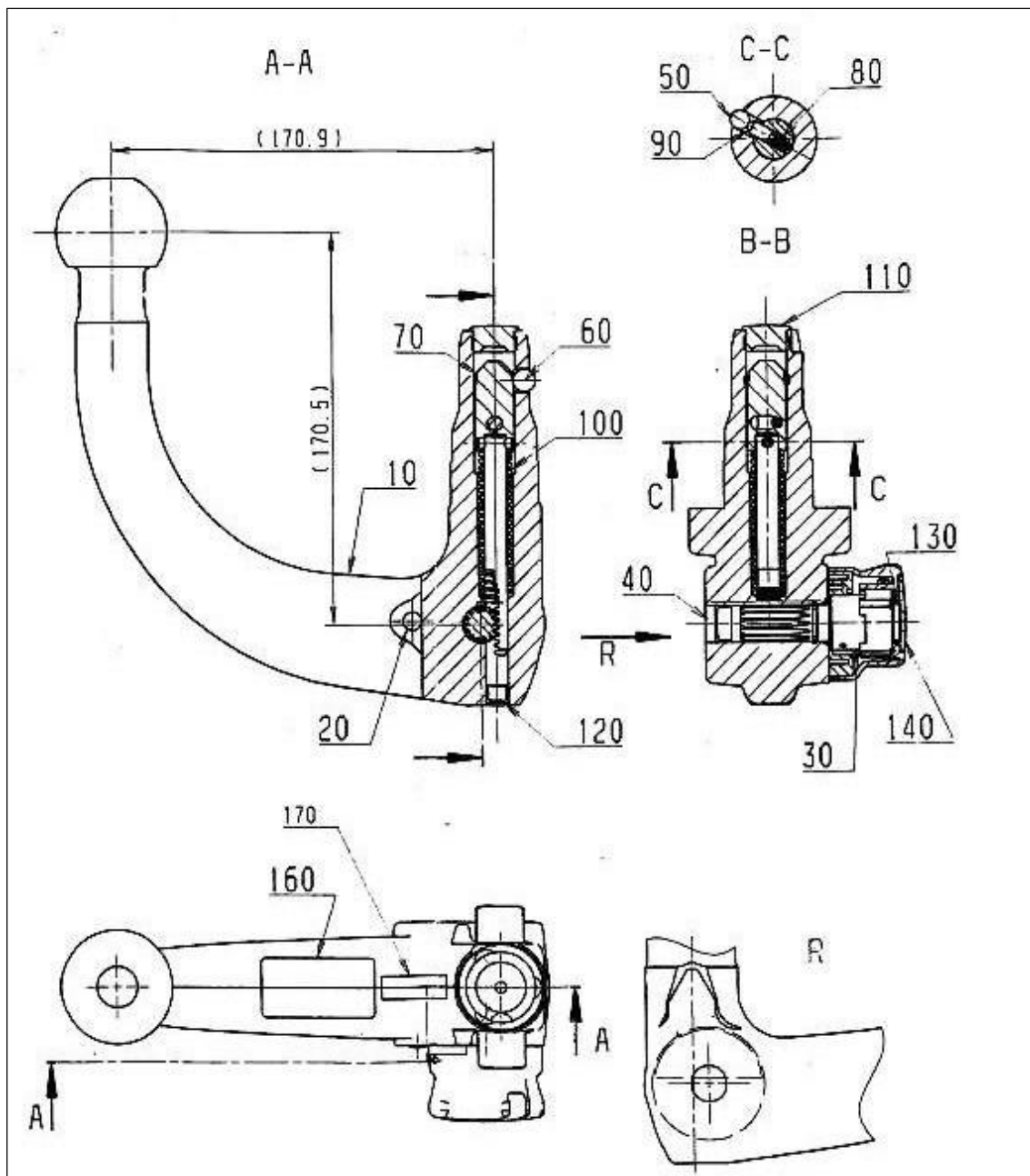


Obr. 5.2: Zátěžný stav 1 – od síly F_Y . [5]



Obr. 5.3: Zátěžný stav 2 – od síly F_X . [5]

Vliv síly působící ve směru osy x na vznik vůlí v uložení trnu tažného zařízení z části kompenzuje systém uchycení tažného háku. Systém uchycení je řešen pomocí rozpěrných kuliček ovládaných hydraulickým okruhem (**obr. 5.4**).



Obr. 5.4: Tažné zařízení se systémem rozpěrných kuliček. [5]

Vliv síly působící ve směru osy y na vznik vůlí v uložení trnu tažného zařízení je podstatně větší než ve směru osy x . Systém rozpěrných kuliček není schopen vymezit vzniklé vůle, což je dáno geometrií trnu. Proto se při optimalizaci uvažují následující hlediska.

5.2. Hlediska optimalizace

Pro účel odstranění kontaktního napětí u trnu tažného zařízení jsem navrhl možný postup pro optimalizaci. Tento postup optimalizace plyne ze:

1. Základní fyzikální podstaty (vztahu) pro zatížení kontaktním tlakem p .

$$p = \frac{F}{S} \quad (Pa, kPa, MPa),$$

kde F ... zatěžující síla (N, kN),

S ... styková plocha (mm^2, m^2).

V tomto případě se uvažuje konstantní zatěžující síla F . Z toho vyplývá, že ke snížení kontaktního tlaku (resp. kontaktního napětí) je zapotřebí zvýšit stykovou plochu S . K jejímu zvýšení je zapotřebí změna geometrie trnu tažného zařízení, jak naznačuje následující hledisko.

2. Změny geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

Změny tvaru trnu tažného zařízení mají za účel především zvýšit kontaktní (stykovou) plochu, a tím snížit velikost kontaktního napětí (tlaku). Pokud navržená změna geometrie trnu nezvyšuje stykovou plochu, tak je vždy aplikované následné hledisko.

3. Odstranění ostrých hran (přechodů) v uložení trnu.

Odstraněním ostrých přechodů se minimalizují oblasti, kde dochází ke koncentraci napětí, tzv. iniciátorů napětí, jenž mají za následek vznik nežádoucích vůlí v uložení trnu tažného zařízení.

Ostré hrany jsou odstraněny u všech navrhovaných variant změn geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

5.3. Způsob optimalizace

- Tvorba jednotlivých variant geometrických změn tvaru trnu (modelů) tažného zařízení v modelovacím programu ProENGINEER, které splňují daná hlediska optimalizace.
- Příprava modelů trnu tažného zařízení k exportování z programu ProENGINEER do výpočtového systému ANSYS.
- Příprava výpočtového prostředí v programu ANSYS pro importování modelů trnu tažného zařízení z programu ProENGINEER.

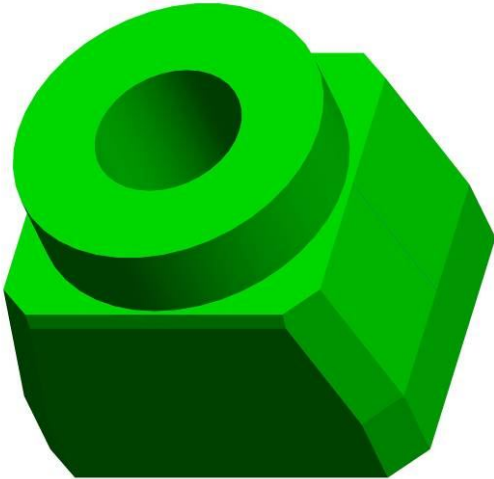
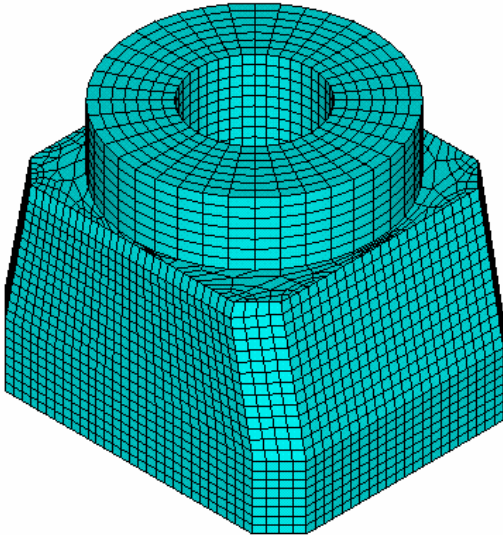
- Příprava modelů trnu tažného zařízení k vypočtení kontaktního napětí v kritických oblastech, což spočívá v následujících krocích:
 - Definovat typ konečný prvků (Solid, Shell, Beam, apod.).
 - Definovat materiálové charakteristiky.
 - Přiřadit reálné konstanty.
 - Zvolit vhodný způsob diskretizace (Free, Mapped) a hustotu sítě.
 - Určit (odhadnout) kritická místa.
 - Zjemnit síť v kritických místech.
 - Definovat geometrické okrajové podmínky (zamezení /povolení/ posuvů a rotací v prostoru).
 - Definovat fyzikální okrajové podmínky (zavést síly, momenty, tlaky apod. do míst jejich působení).
 - Definovat kontakt těles.
 - Definovat výpočtovou analýzu (statická, dynamická, ...).
- Kontrola zadaných dat a spuštění výpočtů.
- Stanovení výstupních dat (napětí, průhyb, energie napjatosti, ...).
- Analýza dosažených výsledků.
- Doporučení pro praxi.

6. NAVRHOVANÉ ZMĚNY GEOMETRIE VE VÝPOČTOVÉM MODELOVÁNÍ

Komplexní přístup k optimalizaci trnu tažného zařízení si vyžaduje znalost výhod, resp. nevýhod standardního řešení trnu. Výhodou standardního řešení je nepochybně nenáročnost technologie výroby, a s tím související nízké výrobní náklady. Podstatnou nevýhodou současného řešení je vznik nežádoucích vůlí v uložení tažného zařízení v automobilu způsobené kontaktním napětím v kritických oblastech (ostré hrany) od ohybového zatížení. Na základě této nevýhody jsem navrhl možné geometrické změny tvaru trnu tažného zařízení, z nichž vybrané uvádějí **tab. 6.2** až **tab. 6.5**.

K jednotlivým variantám budou uvedeny stručné teorie, z jakých jsem vycházel při navrhování jednotlivých geometrických tvarů při optimalizaci trnu tažného zařízení. Návrhy jsou seřazeny podle pořadí jakým byly postupně tvořeny.


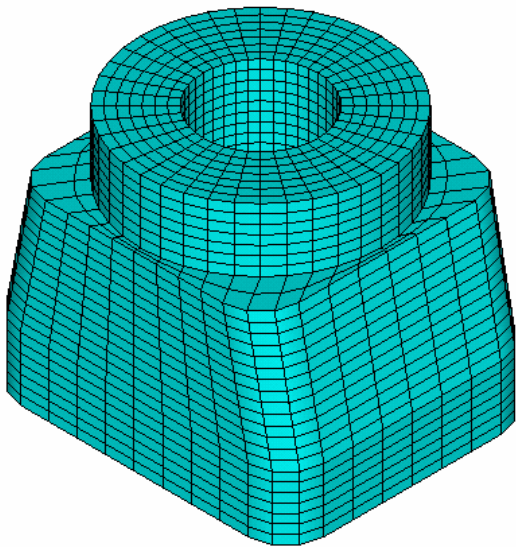
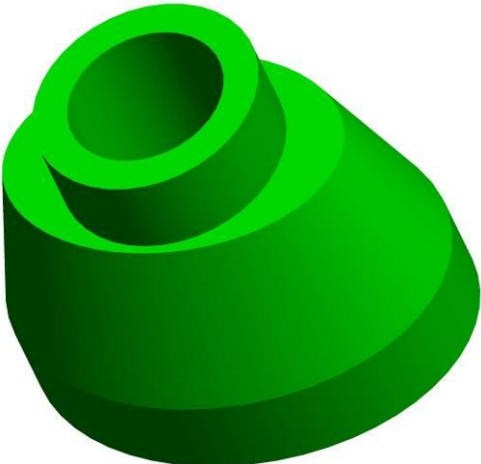
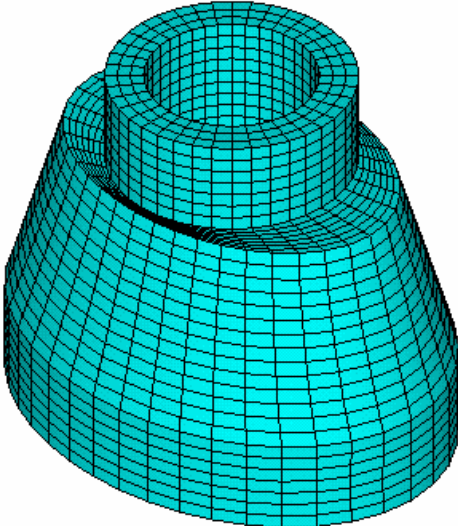
Tabulka 6.1: *Standardní geometrie trnu tažného zařízení.*

Prostorový model v programu ProENGINEER	Zdiskretizovaný model ve výpočtovém programu ANSYS
Typ 01 – Default	
	

Typ 01 – „Default“:

Tento model není novým návrhem optimalizace, ale jedná se o standardní (stávající) řešení trnu tažného zařízení, používaného v praxi. Při jeho tvorbě jsem vycházel ze zjištěných rozměrů od zadavatele diplomové práce.

Tabulka 6.2: Navrhované změny geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

Prostorový model v programu ProENGINEER	Zdiskretizovaný model ve výpočtovém programu ANSYS
Typ 02 – Default modify	
	
Typ 03 – Elipsa	
	

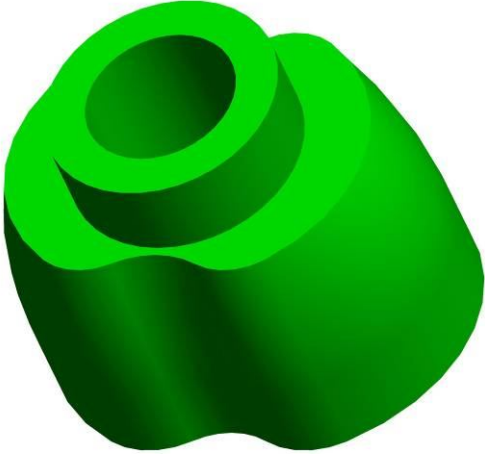
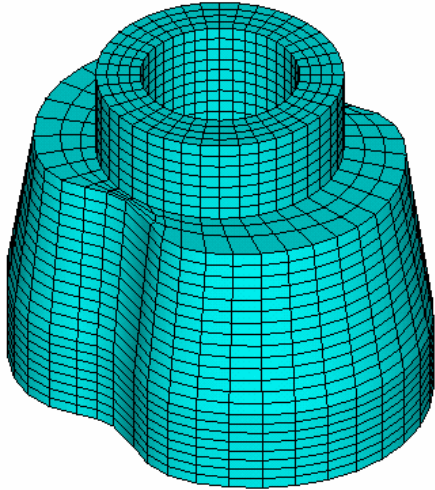
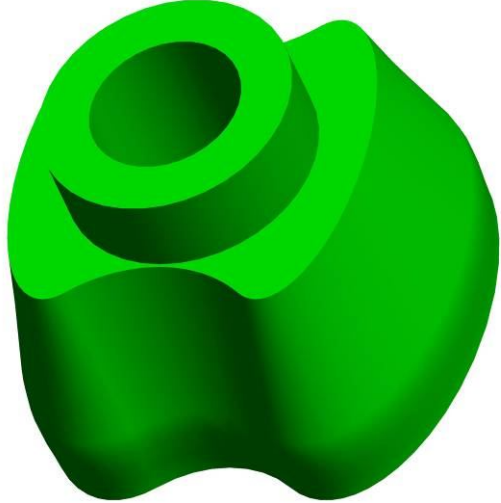
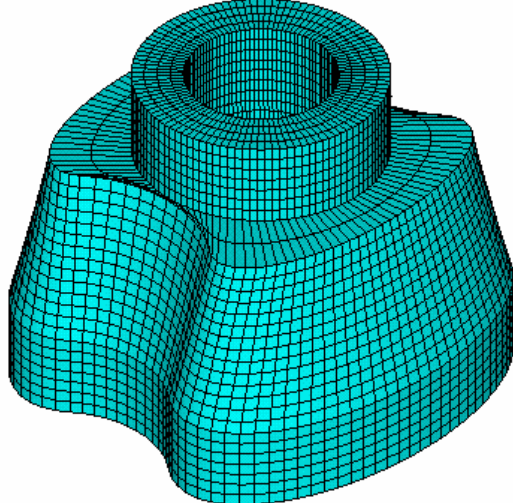
Typ 02 – „Default modify“:

Při tvorbě tohoto modelu jsem vycházel z předpokladu odstranění ostrých přechodů – iniciátorů vysokých lokálních hodnot napětí. Z toho plyne, že jsem u stávajícího modelu nahradil zkosení hran zaoblením.

Typ 03 – „Elipsa“:

Tento model vznikl s předpokladem, že jeho ovalita vycházející z tvaru elipsy (v řezu X–Z) bude zaručovat optimálnější rozložení kontaktního napětí.

Tabulka 6.3: Navrhované změny geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

Prostorový model v programu ProENGINEER	Zdiskretizovaný model ve výpočtovém programu ANSYS
Typ 04 – Elipsa modify	
	
Typ 05 – „Osmička“	
	

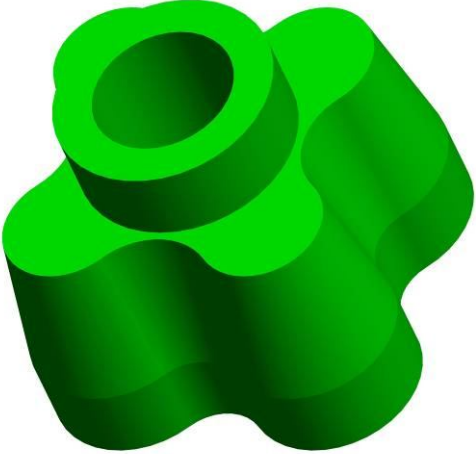
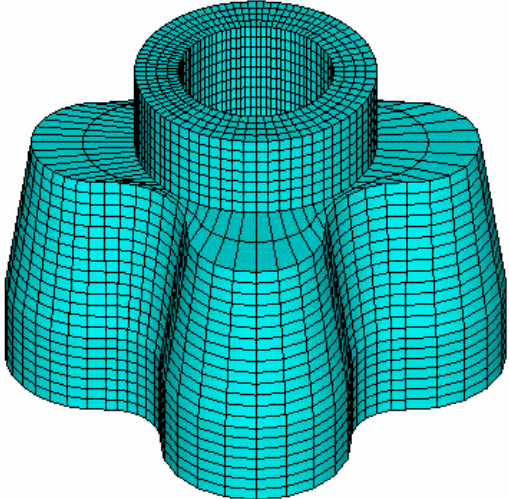
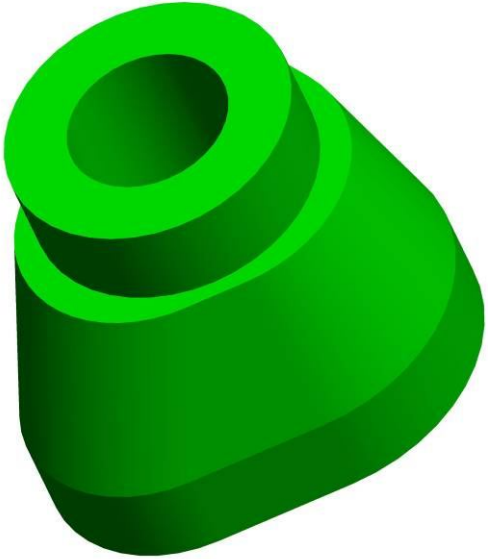
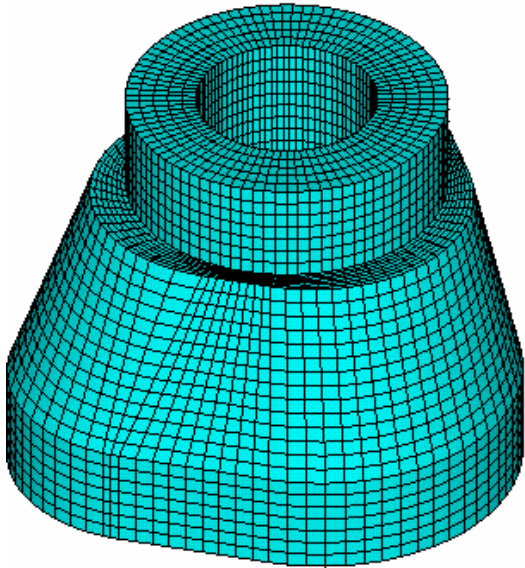
Typ 04 – „Elipsa modify“:

Z vlastního pojmenování tohoto modelu plyne obdoba předpokladu z předchozího návrhu (typ 03). Tento model vychází z elipsy (v řezu X–Y) a navíc je upraven vybráním na bocích za účelem zvětšení kontaktní plochy.

Typ 05 – „Osmička“:

Hlavní myšlenkou při tvorbě modelu bylo maximalizovat kontaktní plochu i za cenu nereálnosti výroby a použití v praxi. Jde o experimentování s geometrickými tvary, kde se jedná o dvě elipsy propojené rádiusem (v řezu X–Y).

Tabulka 6.4: Navrhované změny geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

Prostorový model v programu ProENGINEER	Zdiskretizovaný model ve výpočtovém programu ANSYS
Typ 06 – „Čtyřlístek“	
	
Typ 07 – „Trojúhelník“	
	


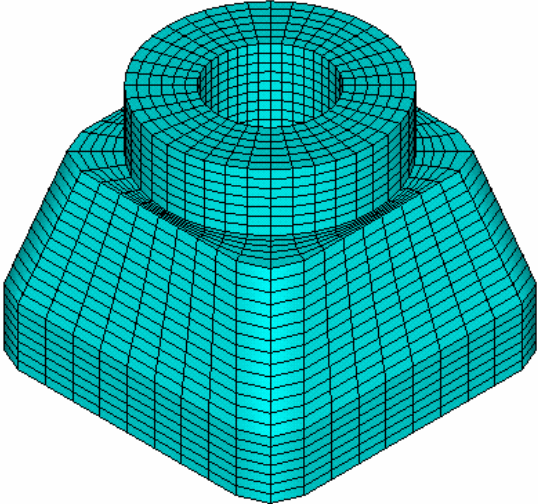
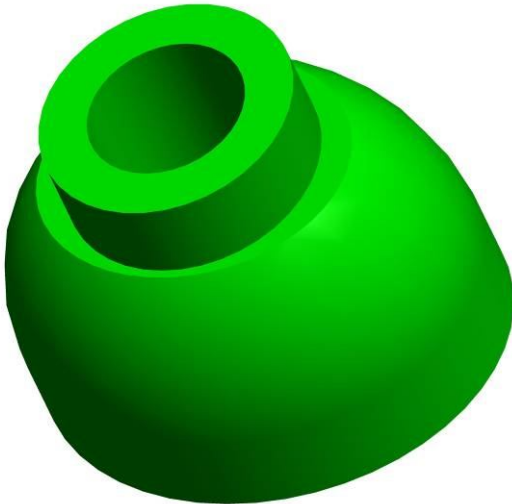
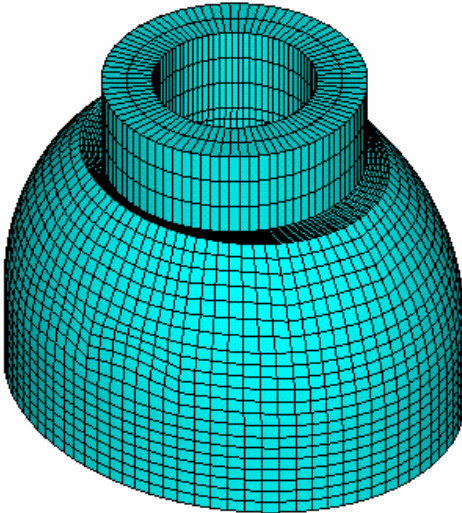
Typ 06 – „Čtyřlístek“:

U tohoto modelu je myšlenka obdobná jako u typu 05, a to maximalizovat kontaktní plochu za cenu nereálnosti výroby a použití v praxi. Tento model je symetrický podle rovin X-Z a Y-Z a je tvořen z rádiusů (v řezu X-Y).

Typ 07 – „Trojúhelník“:

Model vychází z tvaru trojúhelníka (v řezu X-Y) se zaoblenými vrcholy.

Tabulka 6.5: Navrhované změny geometrie tvaru trnu tažného zařízení.

Prostorový model v programu ProENGINEER	Zdiskretizovaný model ve výpočtovém programu ANSYS
Typ 08 – „Komolý jehlan“	
	
Typ 09 – „Parabola“	
	

Typ 08 – „Komolý jehlan“:

Jde o kombinaci typu 01 (stávající řešení trnu tažného zařízení) a typu 02 (jeho modifikace). Z typu 01 je převzatý tvar s tím, že jsou všechny stěny šikmé a z typu 02 jsou to zaoblené hrany.

Typ 09 – „Parabola“:

U tohoto modelu jsem vyházel z toho, že celá kontaktní plocha bude zaoblená. Model vychází z paraboly, která je orotována kolem osy (o 180°) ležící v rovině X–Y a je kolmá na rovinu X–Z.

7. ANALÝZA VÝSLEDKŮ

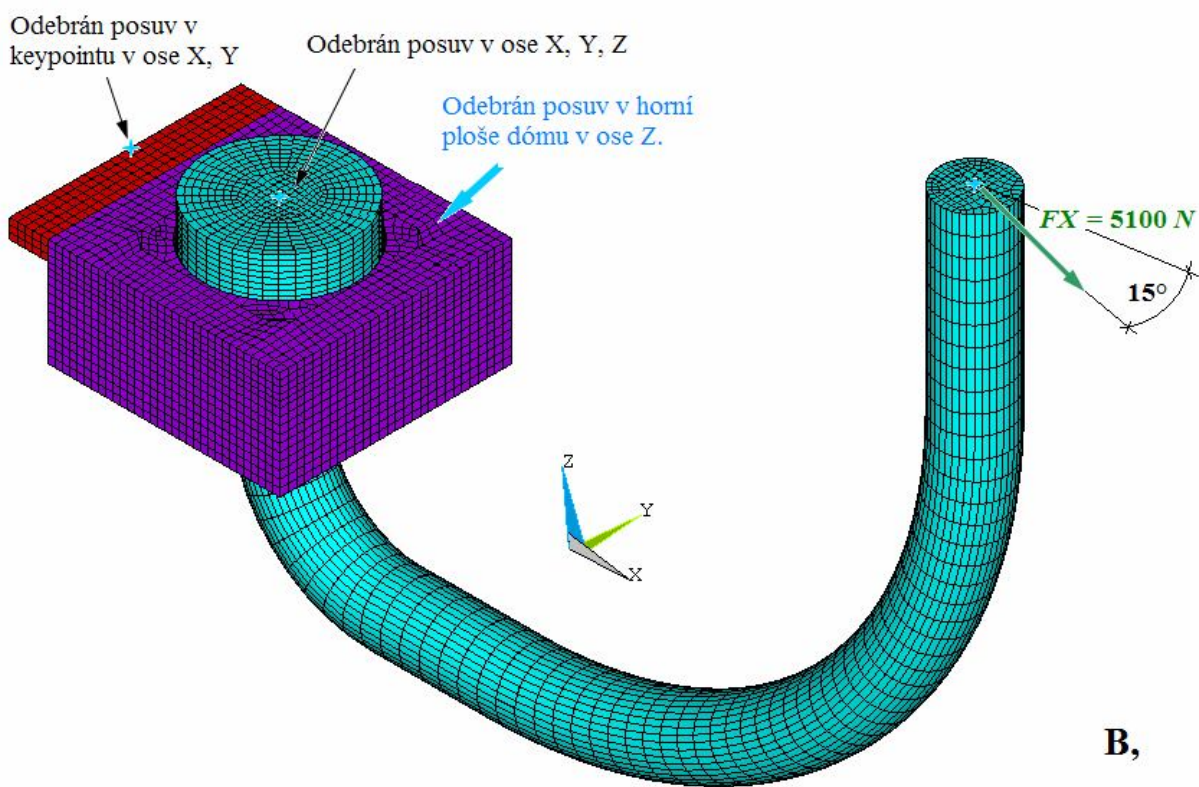
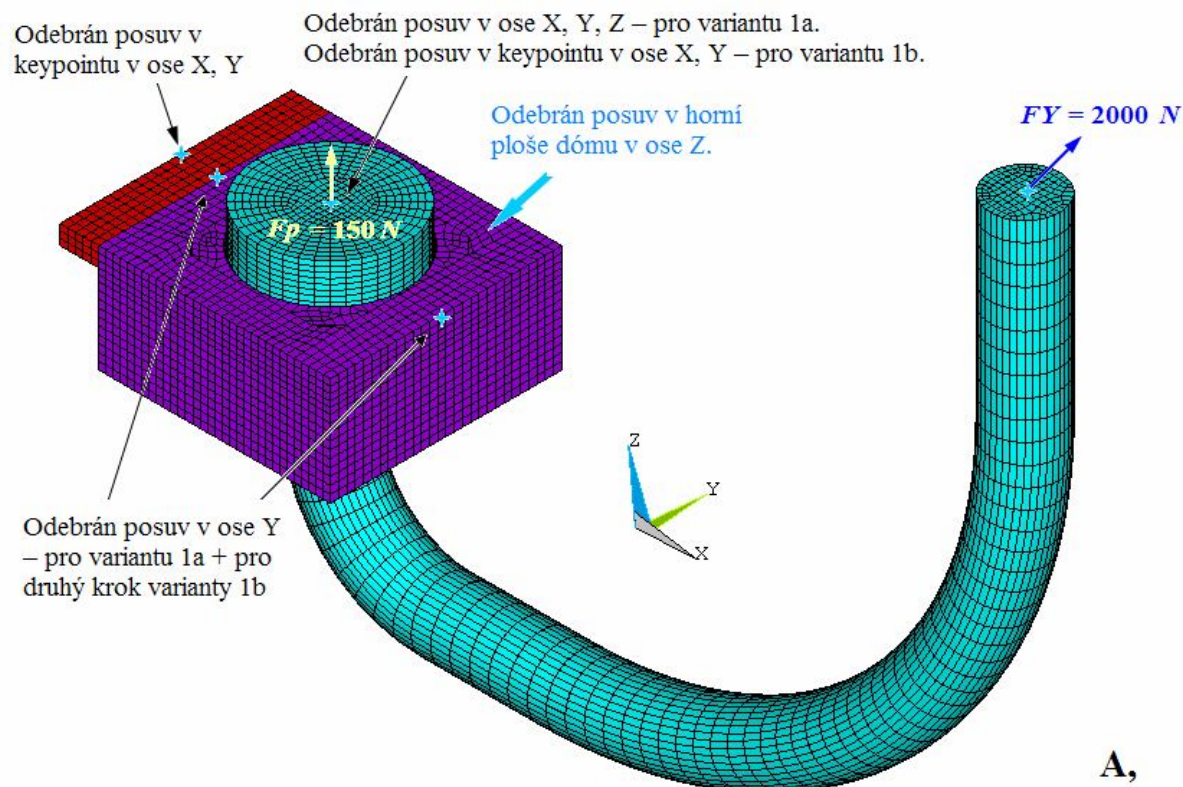
V této kapitole jsou analyzovány a následně verifikovány výsledky z numerických výpočtů. Hlavními výstupy z těchto výpočtů jsou velikosti a rozložení kontaktního napětí (tlaku) v kritických oblastech trnu tažného zařízení pro předepsané způsoby zatěžování. Dále je uveden způsob definování okrajových a počátečních podmínek pro jednotlivé způsoby zatěžování včetně nastavení výpočtů.

Okrajové podmínky aplikované na model stávajícího trnu tažného zařízení při zatížení silou ve směru osy y (varianta 1a) jsou zobrazeny na **obr. 7.1 A**. Na tomto obrázku jsou také naznačeny okrajové podmínky pro variantu 1b – kombinace zatížení předpětím F_p a boční silou F_Y . Výpočet této varianty by proběhl ve dvou zátěžových krocích. A to nejdříve se zatížením předpětím F_p , a poté přidáním boční síly F_Y . Z důvodů komplikací mezi programy ProENGINEER a ANSYS jsem z časových důvodů provedl pro názornost jen výpočet pro první zatěžovací krok – předpětí F_p . Tento výpočet je s ohledem na výpočtový čas nepodstatný. Dalším důvodem byla komplikace s konvergenčností, která by vyžadovala zvýšení počtu zátěžových kroků, které by ale vedly k výraznému zvýšení výpočtového času, který patřil mezi hlavní kritéria. Proto bylo od této varianty odstoupeno. Na základě pomocných výpočtů bylo zjištěno, že vliv předpětí je ve většině navržených modelů trnu tažného zařízení zanedbatelný.

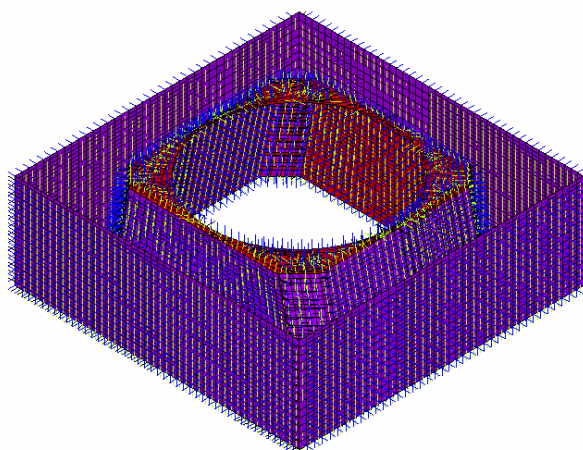
Časově náročné bylo také řešení vedoucí k odstranění geometrických chyb mezi modelovým programem ProENGINEER a výpočtovým programem ANSYS. Tyto programy se mezi sebou jeví jako nekomunikativní z pohledu importování objemů - geometrie. To je dáno složitějšími geometrickými prvky v některých navržených modelech trnu tažného zařízení a jeho uložení (dóm).

Okrajové podmínky aplikované na model trnu tažného zařízení při zatížení silou ve směru osy x (síla v podélném směru) jsou zobrazeny na **obr. 7.1 B**.

Kontakt mezi trnem tažného zařízení a jeho uložení, tzv. dómem je definovaný jako objem na objem (viz **obr. 7.2**). K nastavení kontaktu je třeba zadat hodnotu Coulombova součinitele tření, kterou jsem zvolil pro všechny návrhy stejnou – $f = 0,15$. Kontaktní vzdálenost na šikmé ploše je rovna **0 mm**, na svislé ploše **0,2 mm**.

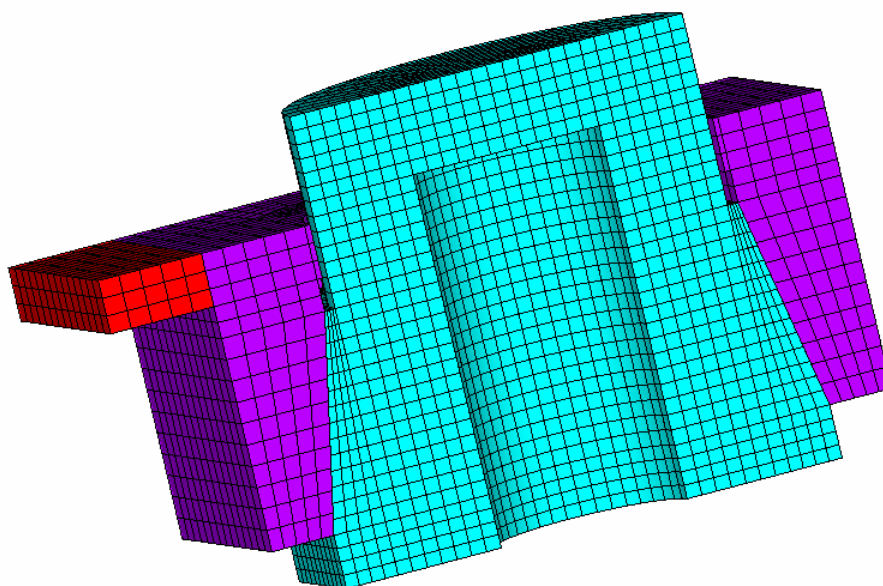


Obr. 7.1: Okrajové podmínky pro nastavení výpočtů:
A – varianta 1a (F_Y), varianta 1b ($F_Y + F_p$);
B – varianta 2 (F_X).



Obr. 7.2: *Příklad definovaného kontaktu.*

Diskretizace, resp. nameshování všech variant trnu tažného zařízení jsem vytvořil mapovaným meshováním (viz. **obr. 7.3**) s ohledem na optimální přesnost a časovou náročnost výpočtů. K meshování jsem použil prostorový konečný prvek **SOLID 20node 186** s ohledem na počet konečných prvků a výpočtový čas. Z tohoto pohledu 20-ti nódové prvky dovolují hrubší síť s porovnáním s 8 nódovými při dosažení stejných výsledků za stejného výpočtového času. Další důležitou podmínkou k nameshování byla definice materiálu. Jako materiál jsem zvolil univerzální ocel, definovanou Youngovým modulem pružnosti E [MPa] a Poissonovým číslem (poměrem) μ [-].



Obr. 7.3: *Řez rovnou symetrie trnu – ukázka diskretizace.*

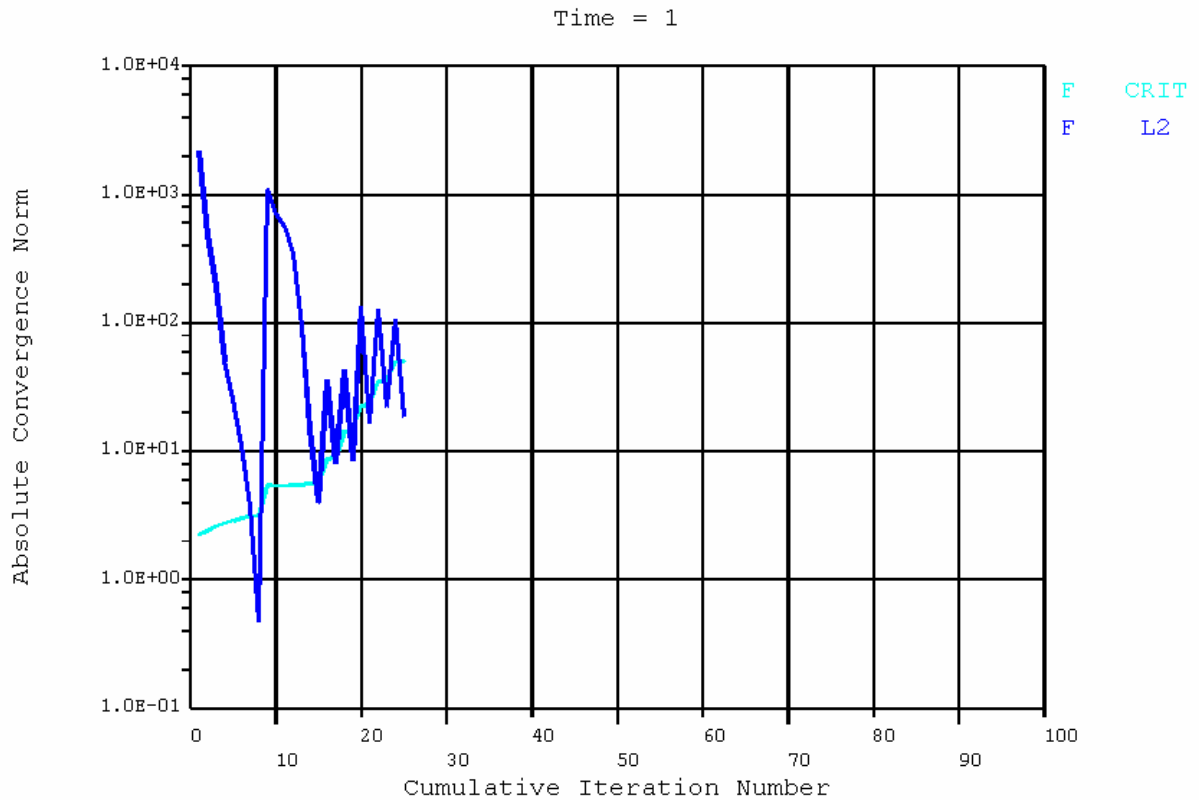
Nastavení výpočtů je uvedeno v **tab. 7.1**. a bylo aplikováno na všechny varianty navržených tvarů trnu tažného zařízení. Byla použita statická analýza s malými posuvy (Small Displacement Static) a interaktivní řešič PCG (Pre-Condition CG) s přesností 1,000E-4

z důvodu optimalizace výpočtového času. U některých variant bylo nutné zvýšit počet zátěžových kroků (number of substeps) z 20 na 60. Důvodem bylo dosažení optimální konvergence výpočtu, přičemž došlo k nepatrnému nárůstu výpočtového času. Tento čas by se při zvýšení zátěžových kroků mohl teoreticky i snížit, a to tím, že by proběhlo při každém zatěžovacím kroku méně iterací, než u výpočtu s menším počtem zátěžových kroků. Dále bylo nastaveno ukládání všech zátěžových kroků. Nastavení pro zjednodušení popisu výsledků (time at end of the load step) odpovídá hodnota 1 hodnotě celkové zatěžující síly, tzn. například že hodnota 0,8 odpovídá 80% zatěžující síly.

Tabulka 7.1: Nastavení parametrů výpočtů.

SOLUTION OPTIONS		LOAD STEP OPTIONS	
PROBLEM DIMENSIONALITY (typ úlohy)	3-D	LOAD STEP NUMBER (počet zatěžujících stavů)	1
DEGREES OF FREEDOM (stupně volnosti)	UX UY UZ	TIME AT END OF THE LOAD STEP (nastavení pro zjednodušení popisu výsledků)	1.000
ANALYSIS TYPE (druh analýzy)	STATIC (STEADY-STATE)	NUMBER OF SUBSTEPS (počet zátěžových kroků)	20
STRESS-STIFFENING (deformačně-napěťový efekt)	ON	MAXIMUM NUMBER OF EQUILIBRIUM ITERATIONS (maximální počet iterací)	15
EQUATION SOLVER OPTION (interaktivní řešič)	PCG	STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONS	NO
TOLERANCE (tolerance)	1.0E-04	STRESS-STIFFENING (deformačně-napěťový efekt)	ON
NEWTON-RAPHSON OPTION (Newton-Raphsonova metoda)	PROGRAM CHOSEN	TERMINATE ANALYSIS IF NOT CONVERGED (ukončit analýzu při nekonvergenci)	YES (EXIT)
GLOBALLY ASSEMBLED MATRIX (sestavená globální matice)	SYMMETRIC	CONVERGENCE CONTROLS (kontrola konvergence)	USE DEFAULTS

Jednotlivé kroky nastavení výpočtů jsou směřovány na konvergenci úlohy. Pokud se nedosáhne konvergence, výpočet neproběhne a musí se najít optimální řešení nastavení okrajových podmínek pro výpočet. Příklad průběhu úspěšně zkonvergovaného výpočtu je na **obr 7.4**. Poté následuje analýza výsledků a doporučení pro praxi.



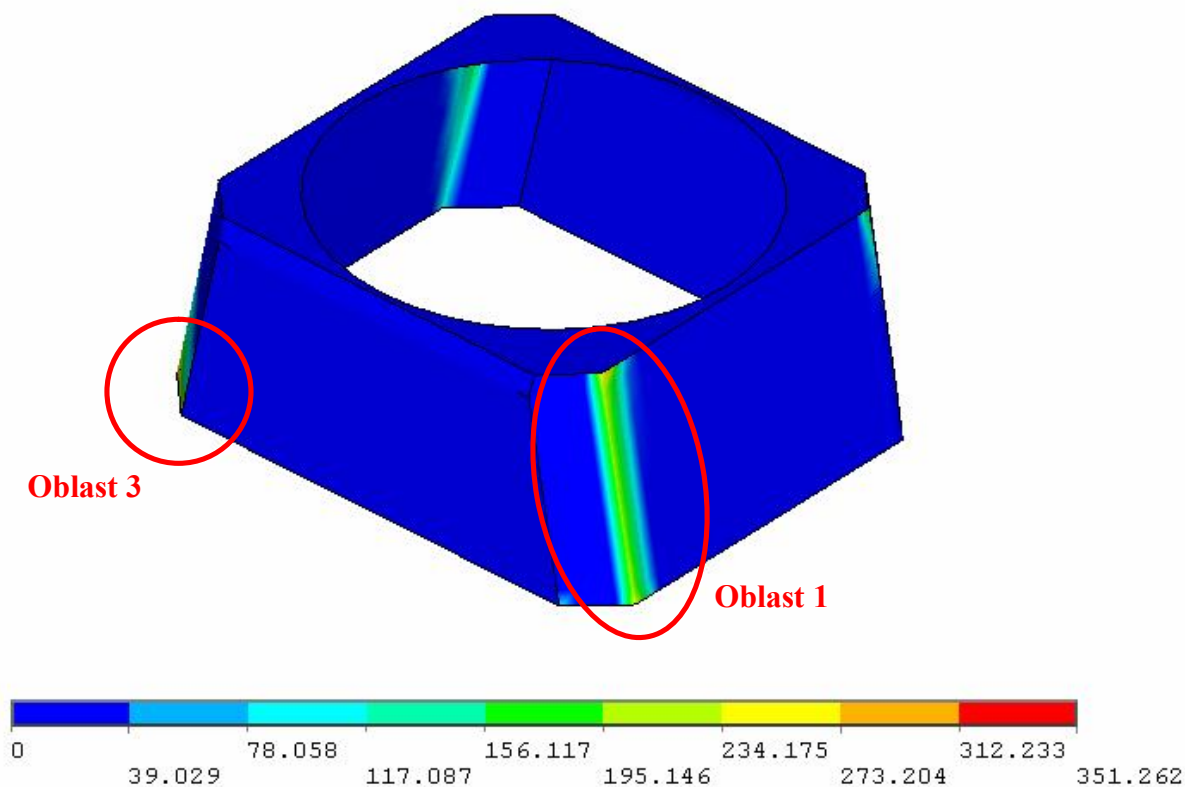
Obr. 7.4: Příklad konvergence výpočtu pro typ 04 při zatížení silou FY.

7.1. Typ 01 – „Default“

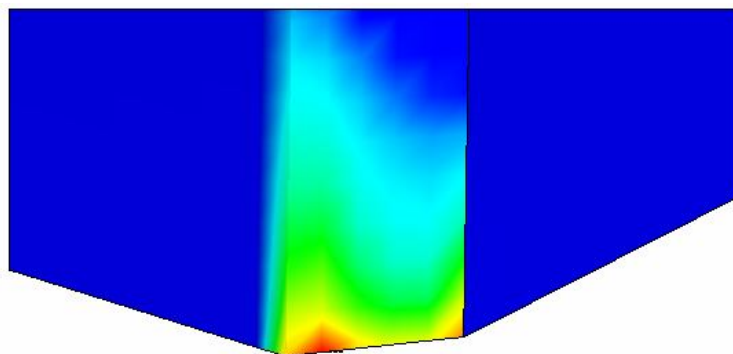
Analýza standardního řešení trnu tažného zařízení bude sloužit jako základ k verifikaci s optimalizovanými návrhy modelů trnu tažného zařízení.

A. Varianta 1a – zatížení boční silou F_Y :

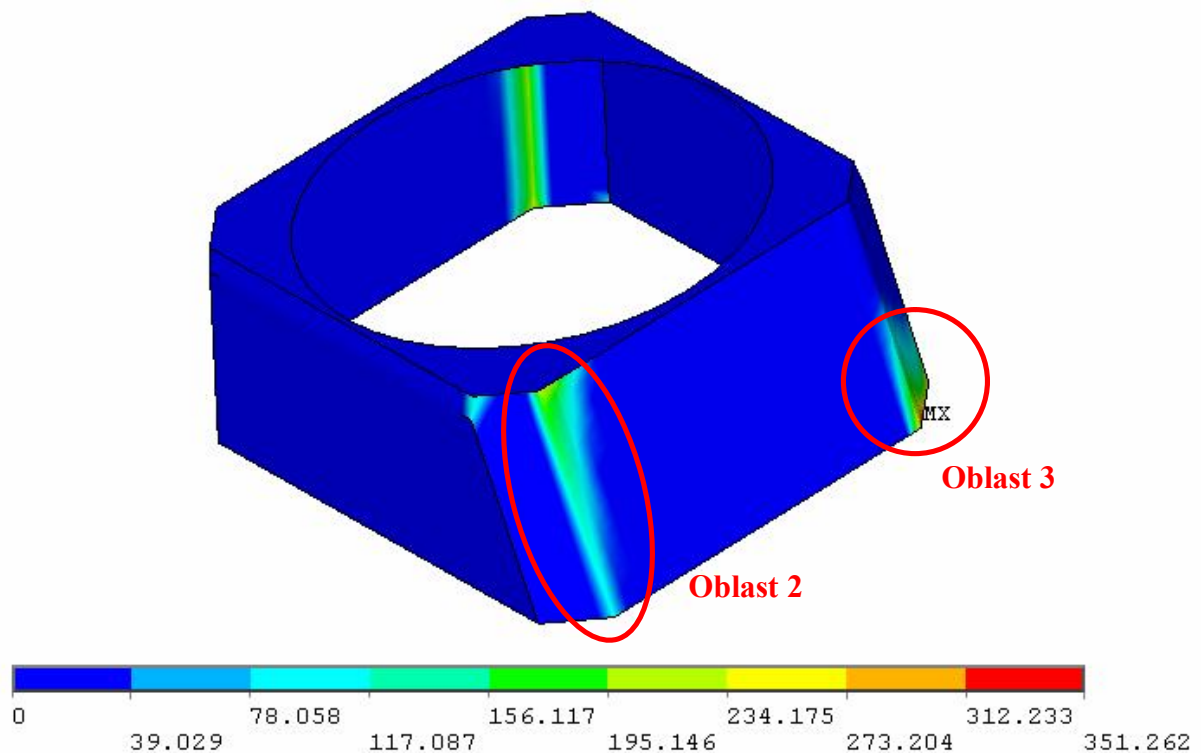
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz. **obr. 7.5** až **obr. 7.7**.



Obr.7.5: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 3 od zatížení boční silou F_Y .



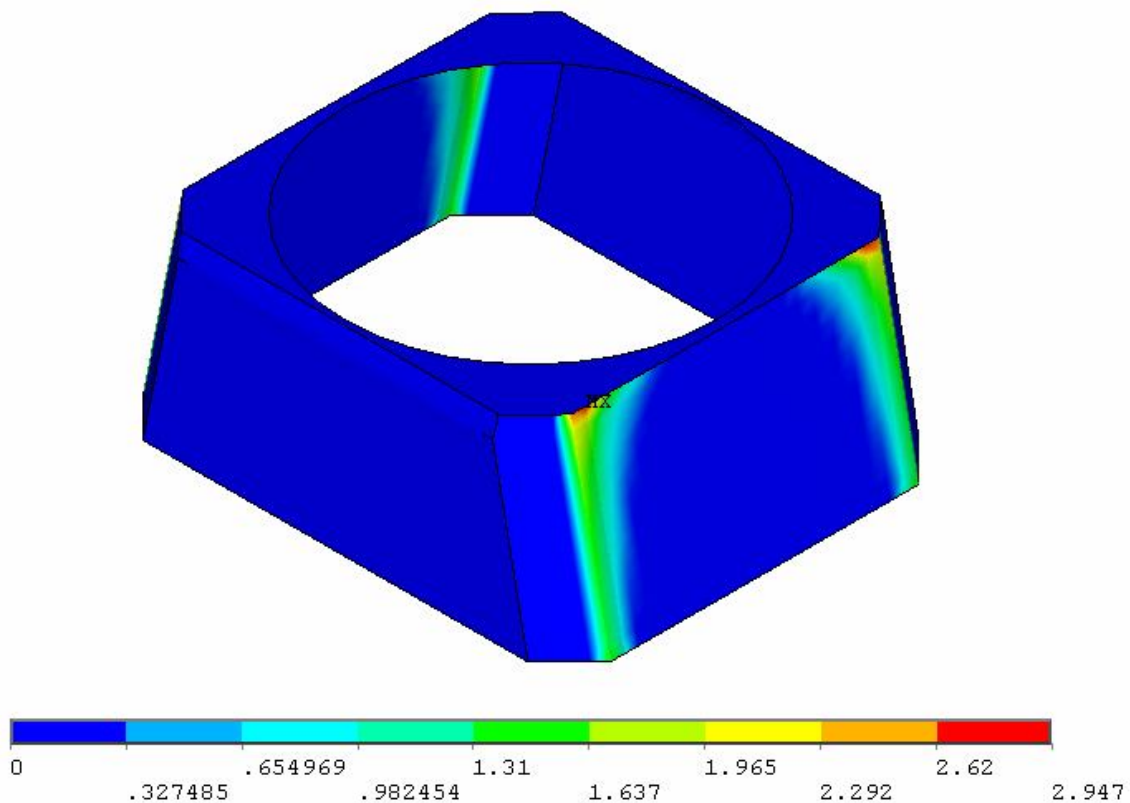
Obr. 7.7: Detail kritické oblasti 3 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



Obr.7.6: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 2 a 3 od zatížení boční silou F_Y .

B. Varianta 1b – zatížení předpětím F_p a boční silou F_Y :

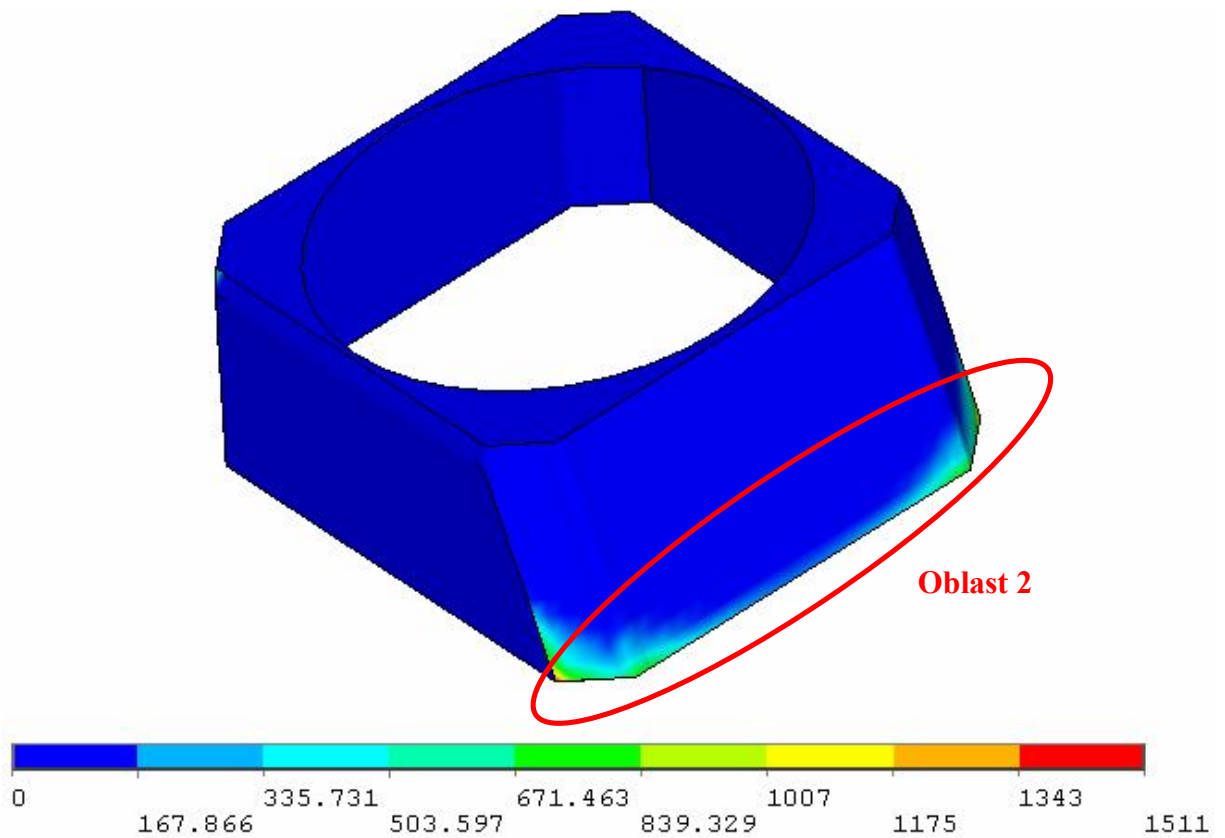
Výpočet této varianty by proběhl ve dvou zátěžových krocích. A to nejdříve se zatížením předpětím F_p , a poté přidáním boční síly F_Y . Z důvodů komplikací mezi programy ProENGINEER a ANSYS jsem z časových důvodů provedl pro názornost jen výpočet pro první zatěžovací krok – předpětí F_p (viz **obr. 7.8**). Pomocnými výpočty na hrubě zdiskretizovaném modelu bylo potvrzeno, že není třeba předpětí s ohledem na vzniklé malé hodnoty napětí brát do výpočtů při zatěžování boční silou.



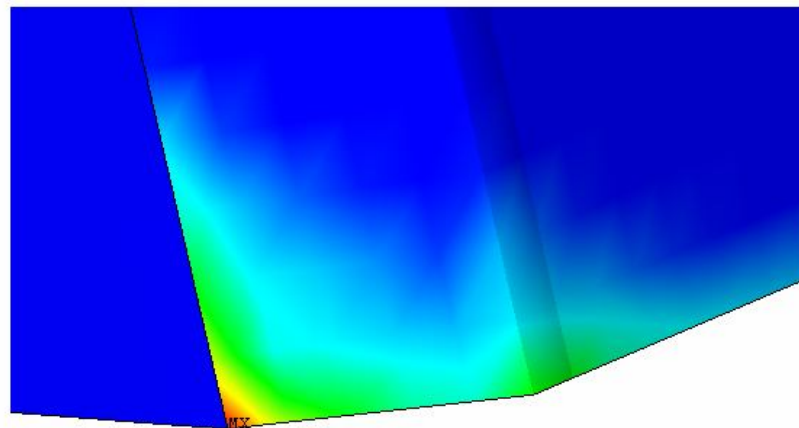
Obr.7.8: Rozložení kontaktního tlaku od zatížení předpětím F_p .

C, Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru FX a skloněnou o úhel 15° :

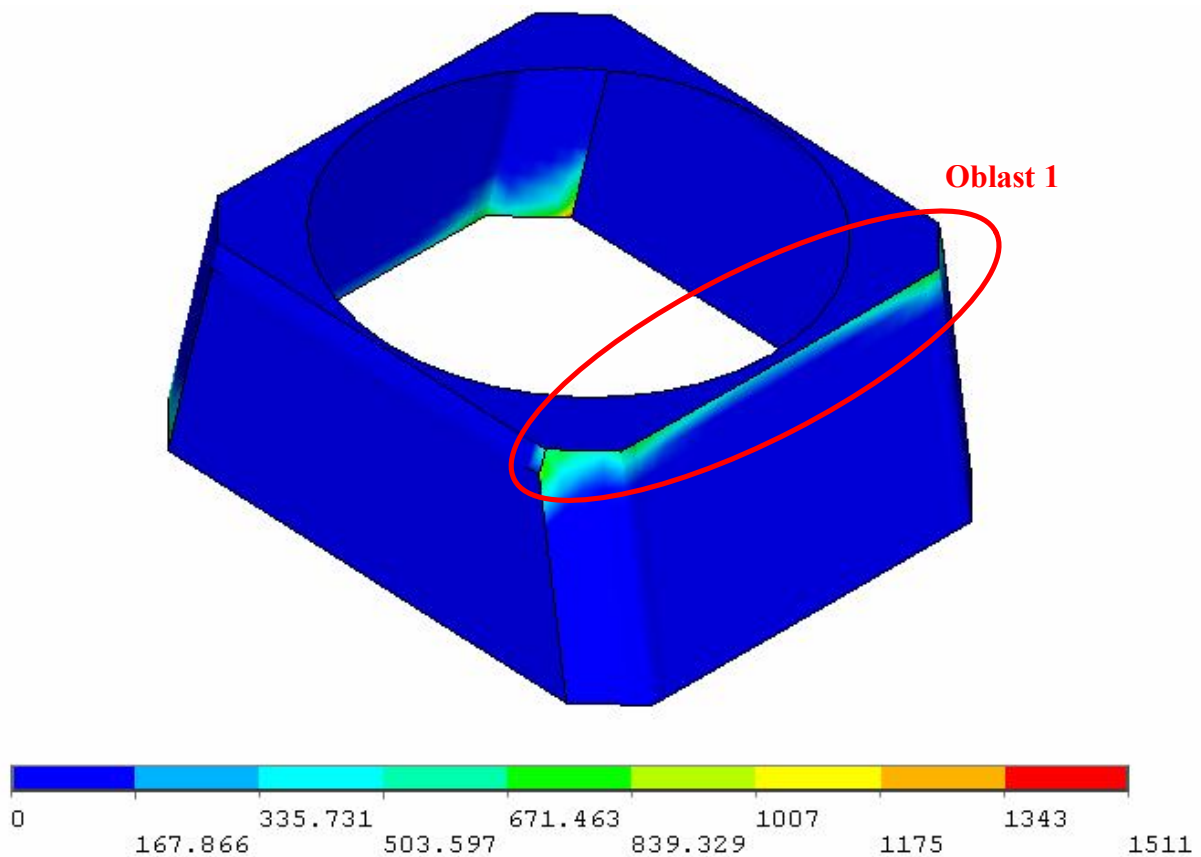
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz **obr. 7.9** až **obr. 7.11**.



Obr. 7.9: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.10: Detail kritické oblasti 2 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



Obr. 7.11: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru F_X .

D. Dílčí vyhodnocení:

Kritické oblasti se nacházejí pro obě varianty zatěžování (F_Y , F_X) standardního řešení trnu tažného zařízení v oblastech, v jakých udává zadavatel diplomové práce. Vypočtené hodnoty jsou prezentovány v **tab. 7.2**.

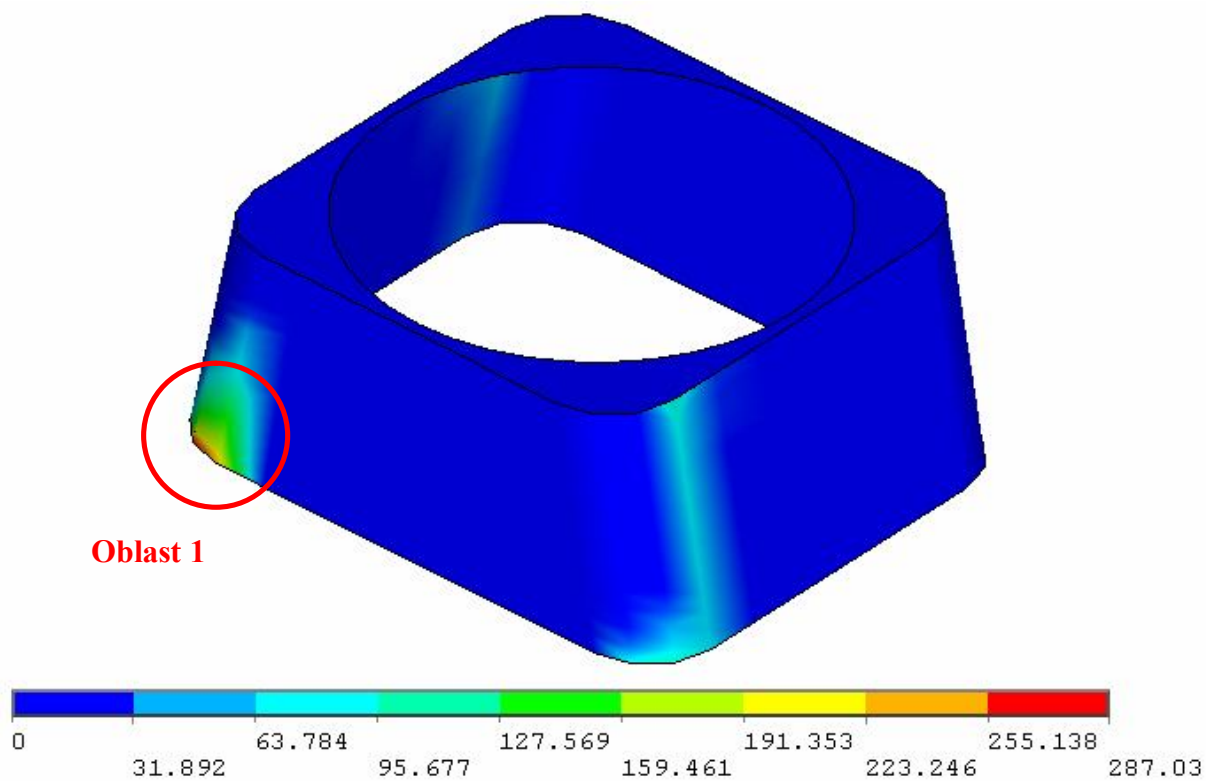
Tabulka 7.2: Vyhodnocení kontaktních napětí pro Typ 01.

Varianta	Oblast	p_{cont} [MPa]
1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	351,3
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	155 - 235
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1511
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	670 - 1010

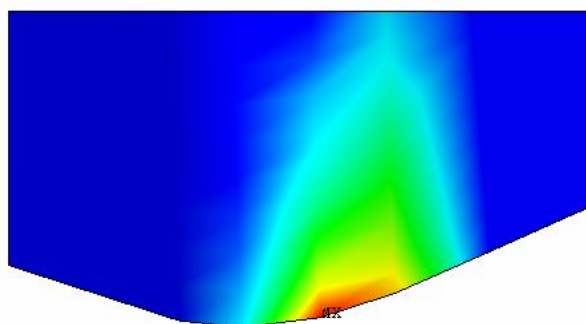
7.2. Typ 02 – „Default modify“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou *FY*:

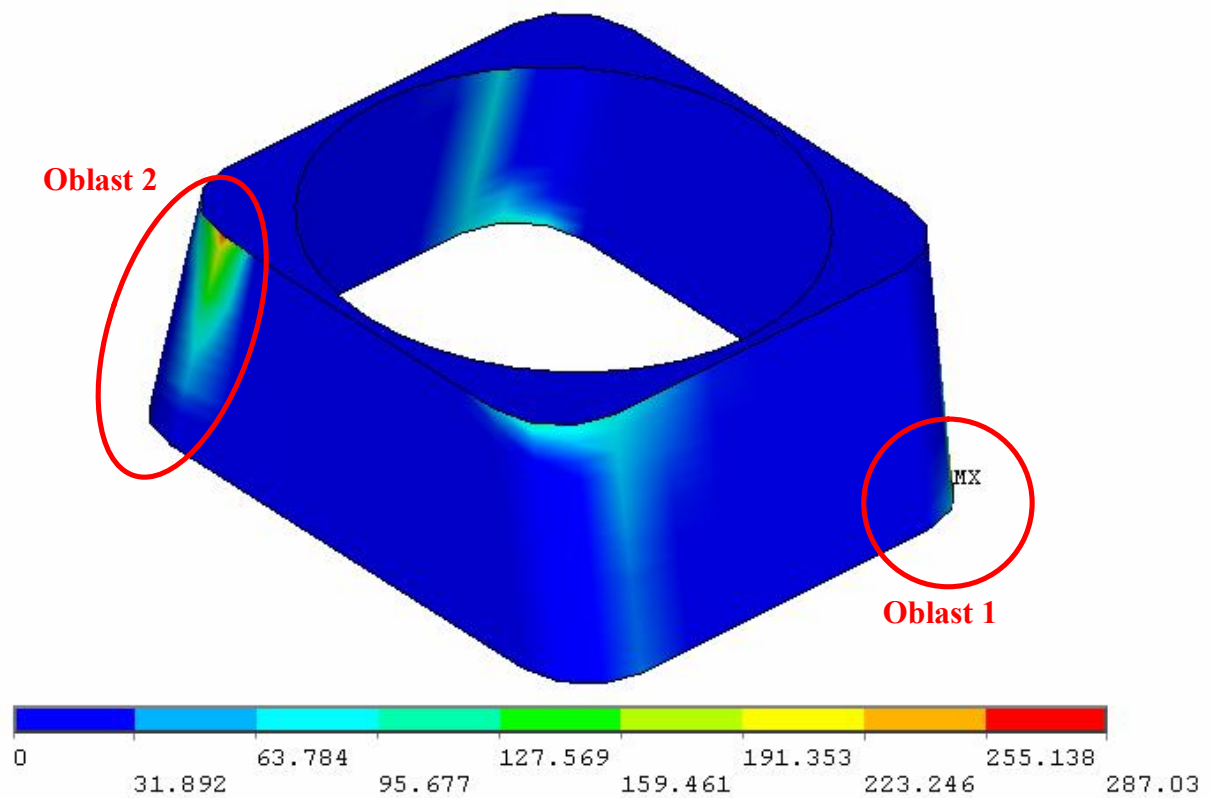
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz. **obr. 7.12** až **obr. 7.15**.



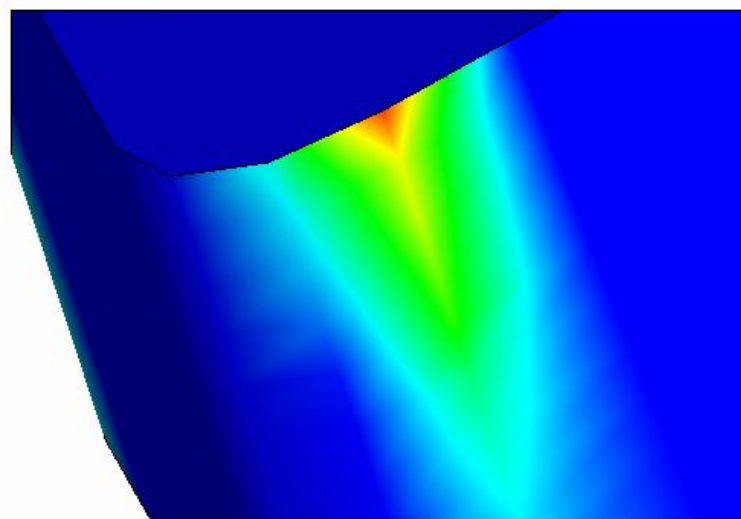
Obr. 7.12: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení boční silou *FY*.



Obr. 7.13: Detail kritické oblasti 1 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



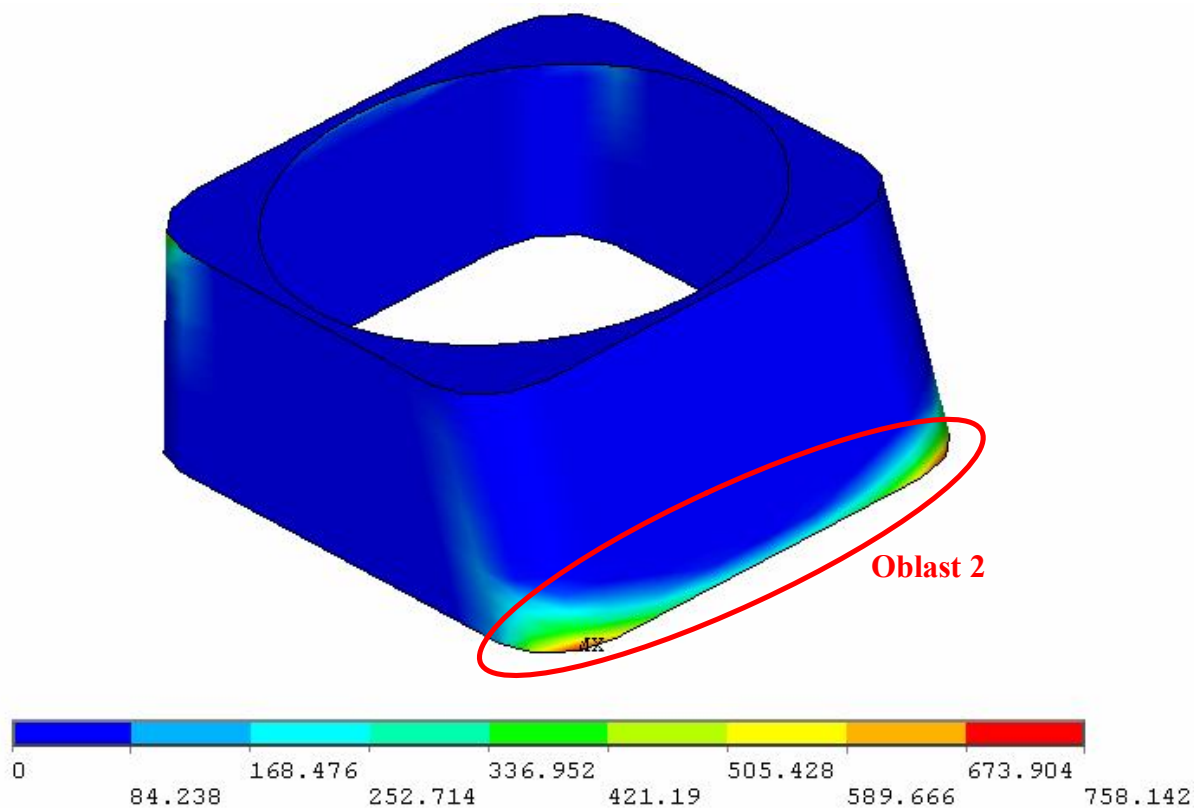
Obr. 7.14: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou FY.



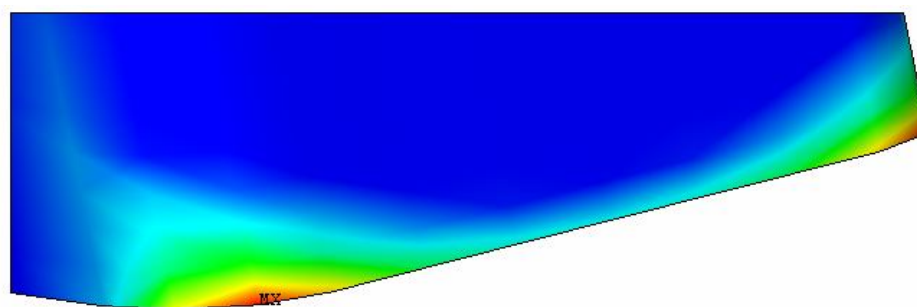
Obr. 7.15: Detail kritické oblasti 2 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.

B. Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru FX a skloněnou o úhel 15° :

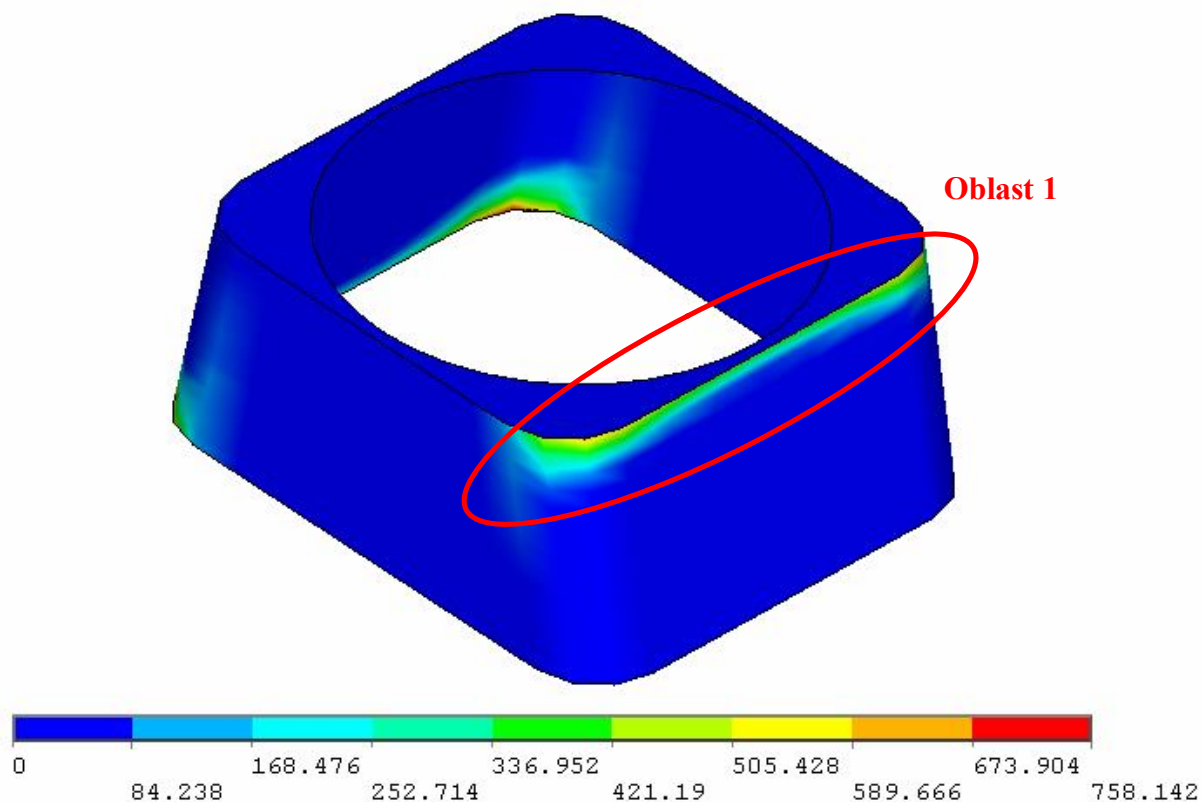
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz **obr. 7.16** až **obr. 7.18**.



Obr 7.16: *Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru FX .*



Obr. 7.17: *Detail kritické oblasti 2 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.*



Obr.7.18: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru FX .

C, Dílčí vyhodnocení:

Pro zatížení trnu tažného zařízení silou ve směru osy x , ale i ve směru osy y , se jeví tato varianta jako optimálně navržená, jak dokládají hodnoty v **tab. 7.3**. Dokonce pokles kontaktního napětí je pro namáhání silou FX téměř poloviční. Tím se tato varianta trnu tažného zařízení řadí mezi vhodné pro použití v praxi.

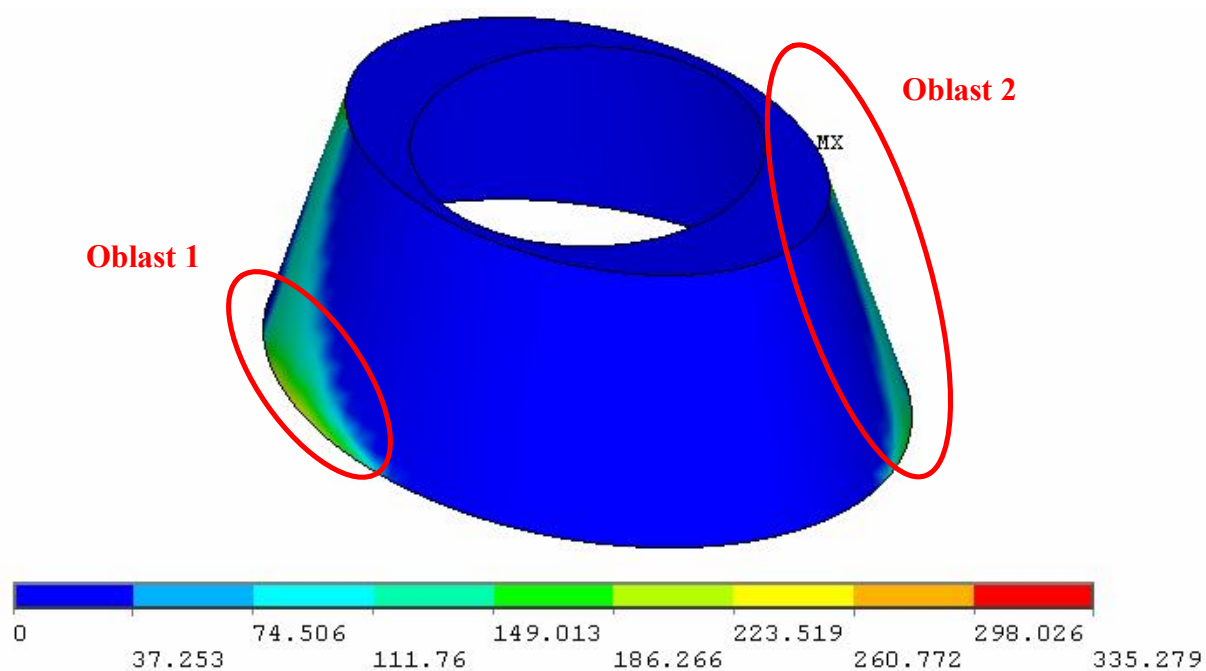
Tabulka7.3: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 02.

Varianta	Oblast	Default	p_{cont} [MPa]	„Default modify“	p_{cont} [MPa]	Pokles kontaktního tlaku	[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku		351,3		287		18,30
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	155 - 235	130 - 190				
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1511	758,1	49,80			
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	670 - 1010	340 - 510				

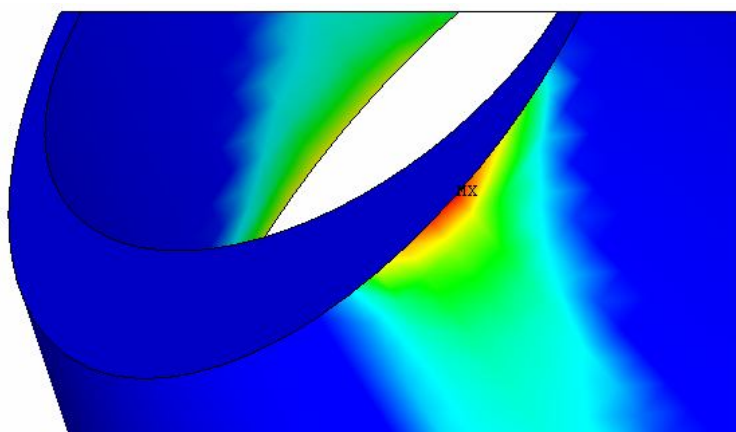
7.3. Typ 03 – „Elipsa“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou F_Y :

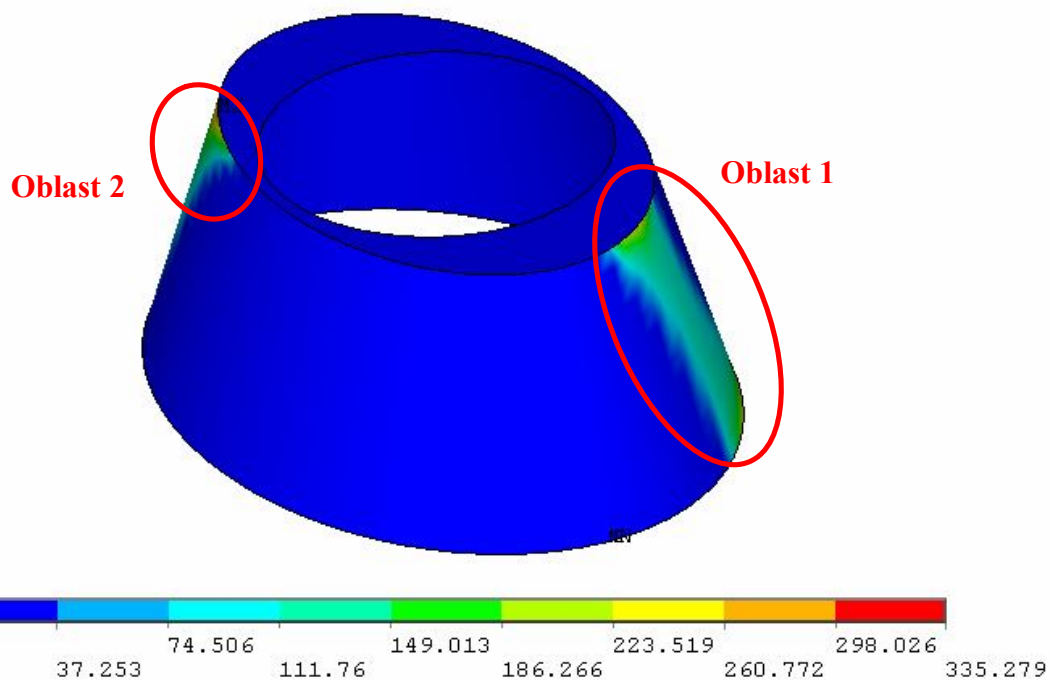
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz. **obr. 7.19** až **obr. 7.21**.



Obr. 7.19: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou F_Y .



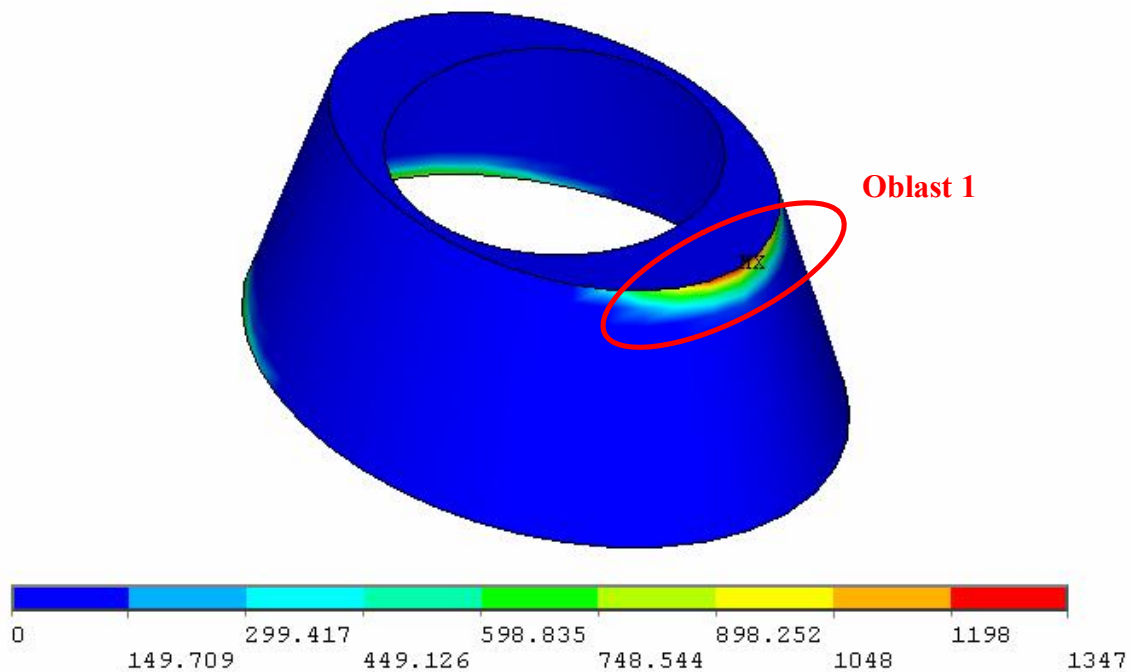
Obr. 7.20: Detail kritické oblasti 2 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



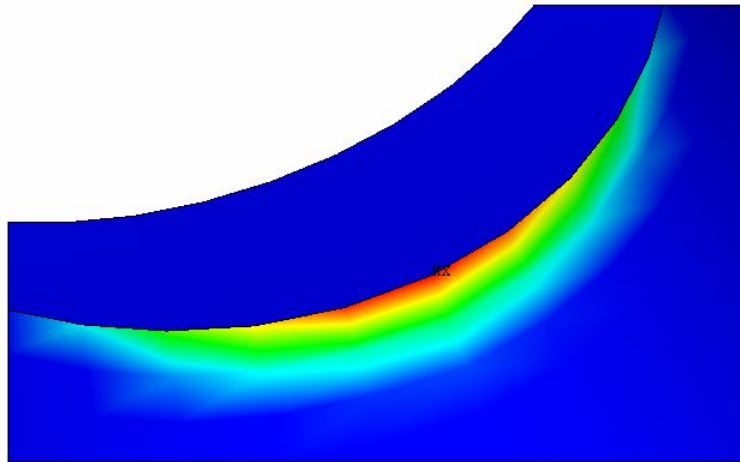
Obr 7.21: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou F_Y .

B. Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru F_X a skloněnou o úhel 15° :

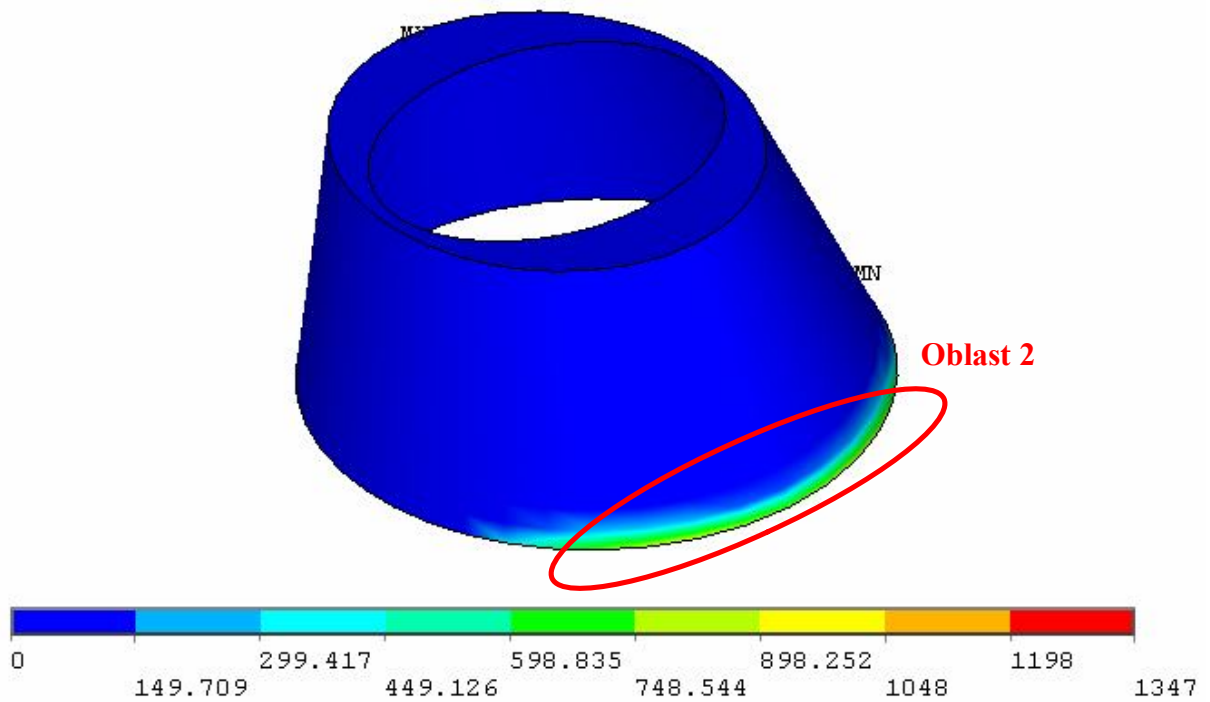
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz **obr. 7.22** až **obr. 7.25**.



Obr. 7.22: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.23: Detail kritické oblasti 1 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



Obr 7.24: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru F_X .

C. Dílčí vyhodnocení:

V případě tohoto návrhu nastal pokles napětí pro obě varianty zatěžování, ale pokles by se dal nazvat v průměru jako nepatrný, což dokládají i hodnoty v **tab. 7.4**.

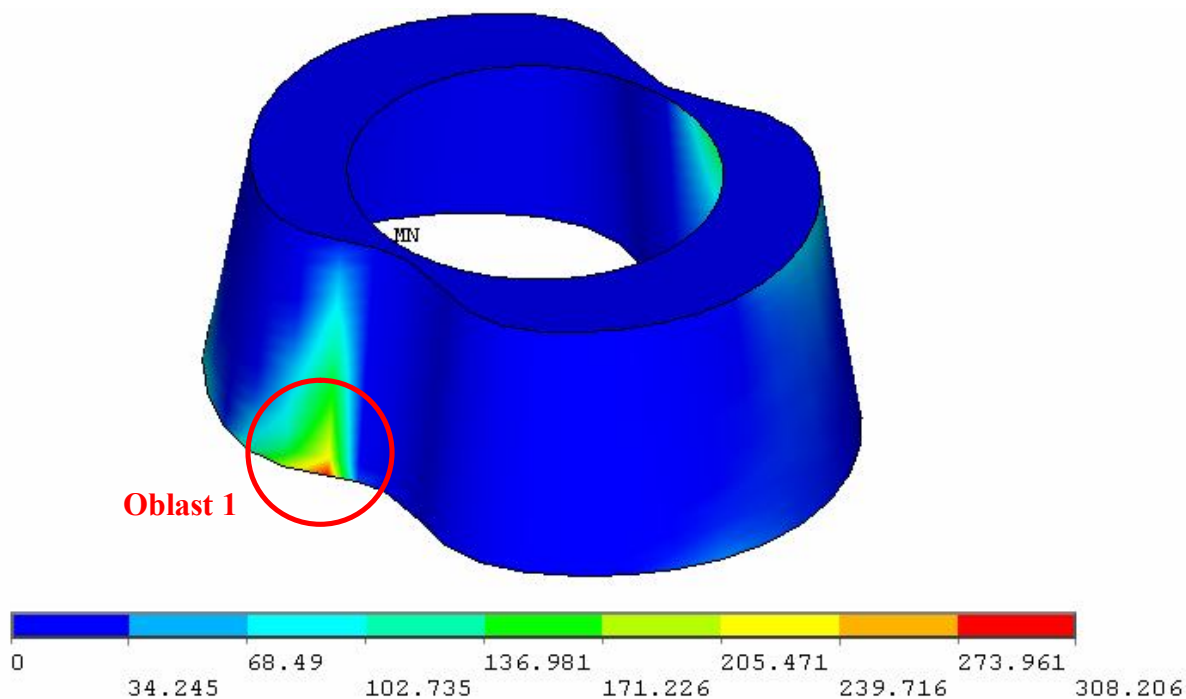
Tabulka 7.4: *Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 03.*

Varianta	Oblast		p_{cont} [MPa]		p_{cont} [MPa]		[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	Default	351,3	„Elipsa“	335,3	Pokles kontaktního tlaku	4,55
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		155 - 235		150 - 220		
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku		1511		1347		10,85
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		670 - 1010		600 - 900		

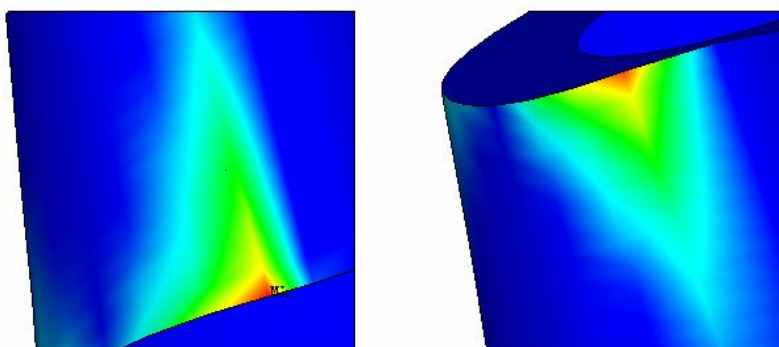
7.4. Typ 04 – „Elipsa modify“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou *FY*:

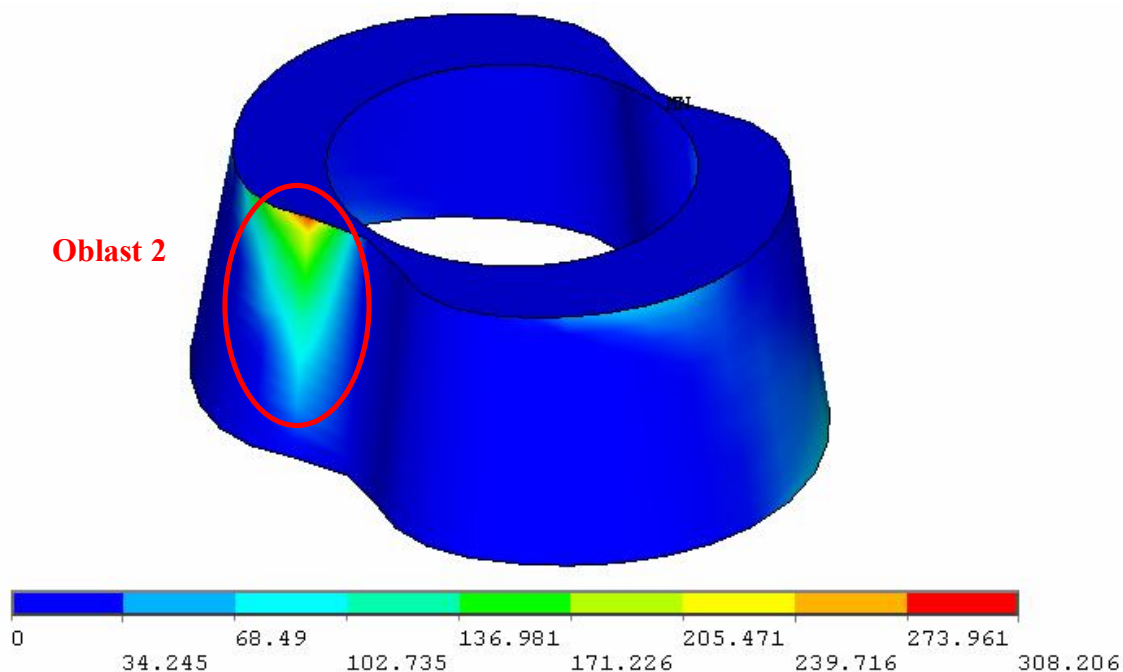
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz. **obr. 7.25** až **obr. 7.27**.



Obr. 7.25: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení boční silou *FY*.



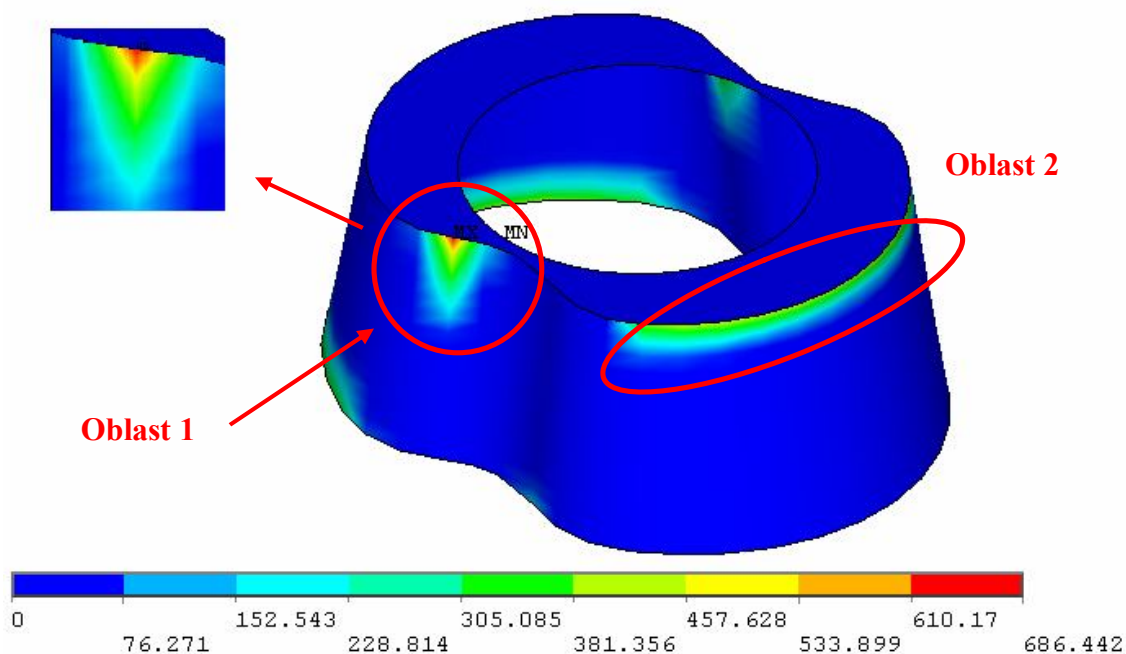
Obr. 7.26: Detail kritických oblastí 1 (vlevo) a oblasti 2 (vpravo) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



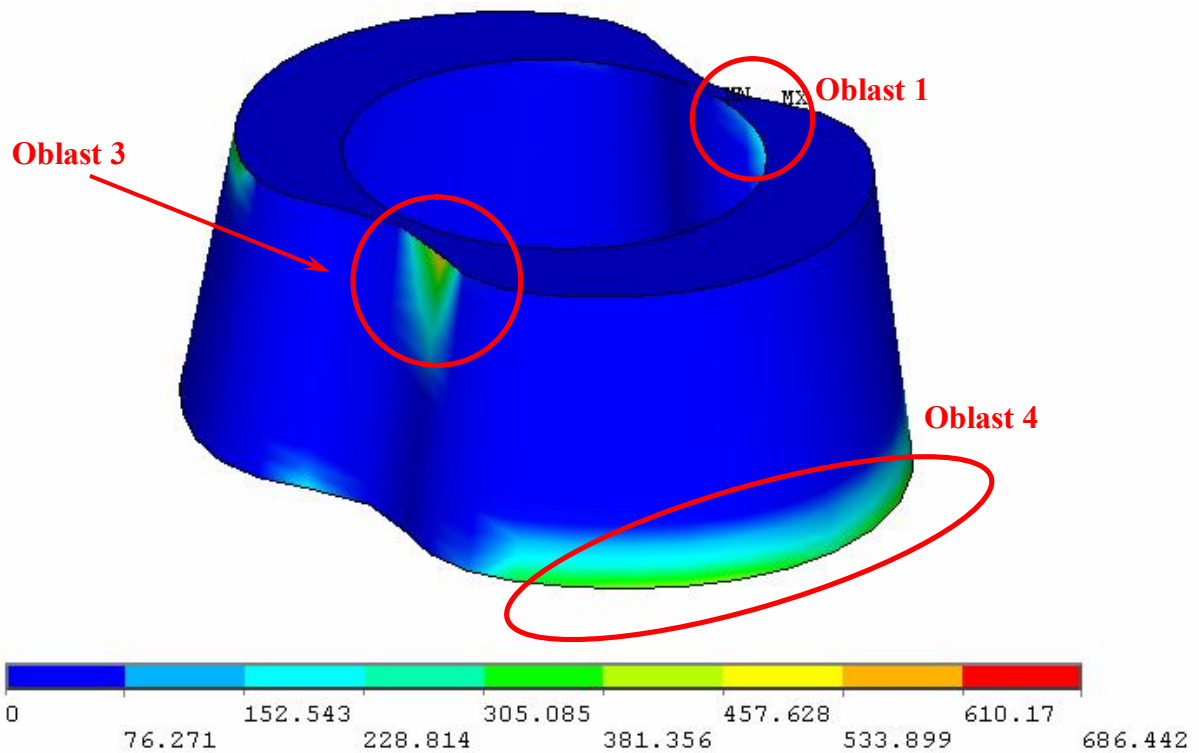
Obr 7.27: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení boční silou F_Y .

B, Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru F_X a skloněnou o úhel 15° :

Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve čtyřech kritických oblastech, viz **obr. 7.28** a **obr. 7.29**.



Obr. 7.28: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 (včetně jejího detailu) a kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.29: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1, 3 a 4 od zatížení silou v podélném směru FX.

C. Dílčí vyhodnocení:

U této varianty došlo k poklesu až k nadpolovičnímu poklesu kontaktního napětí při zatížení silou podélném směru. Kontaktní napětí pokleslo i v případě zatížení boční silou, jak dokazují hodnoty v **tab.7.5**.

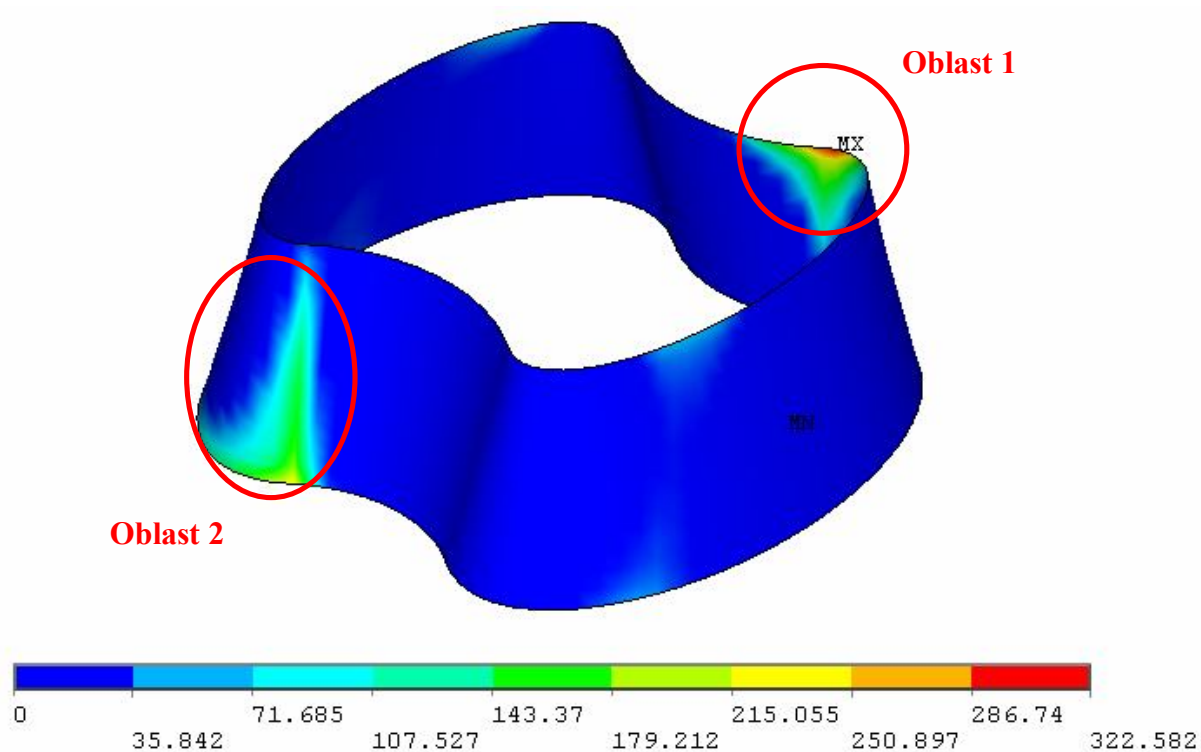
Tabulka7.5: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 04.

Varianta	Oblast		p_{cont} [MPa]		p_{cont} [MPa]		[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	Default	351,3	„Elipsa joididy“	308,2	Pokles kontaktního tlaku	12,27
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		155 - 235		140 - 210		
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku		1511		686,4		54,57
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		670 - 1010		300 - 530		

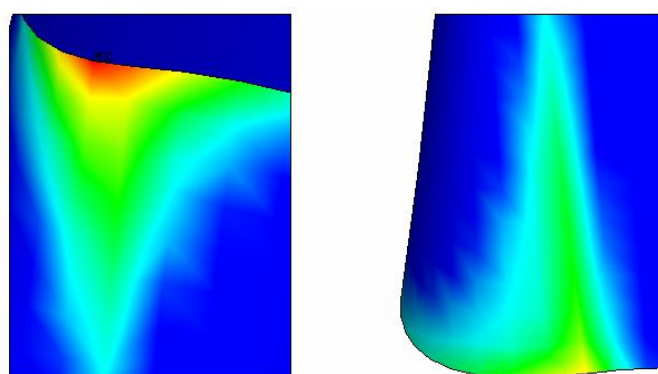
7.5. Typ 05 – „Osmička“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou FY :

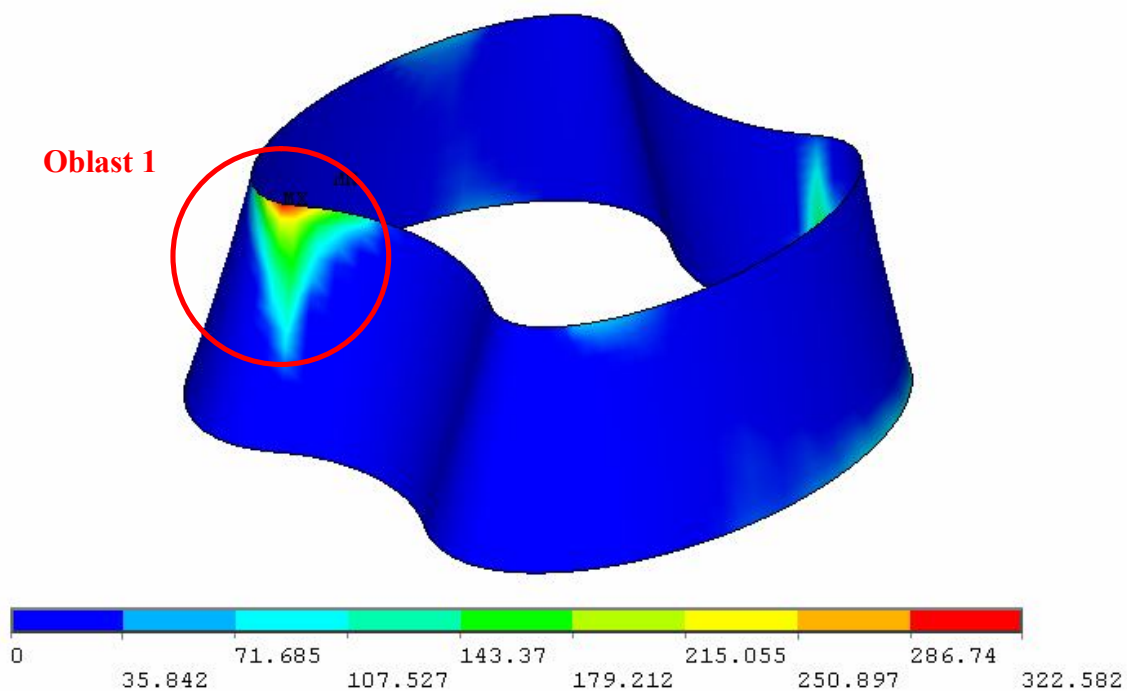
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz. **obr. 7.30** až **obr. 7.32**.



Obr. 7.30: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou FY .



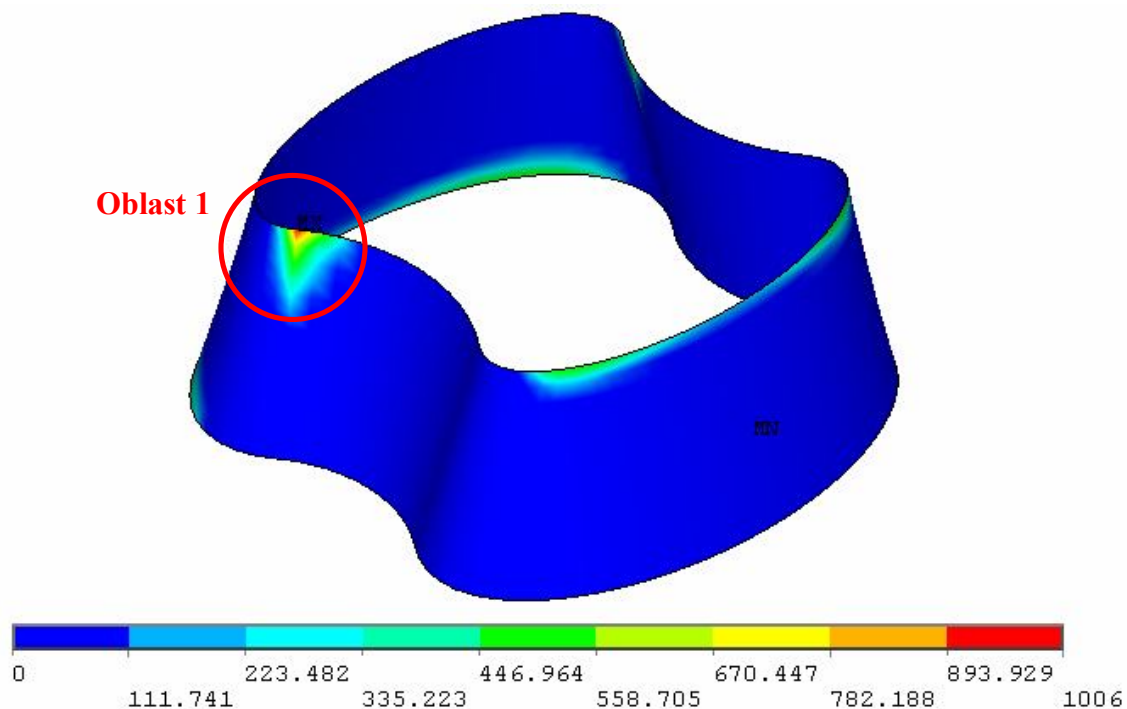
Obr. 7.31: Detail kritické oblasti 1 (vlevo) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí a kritickou oblastí 2 (vpravo).



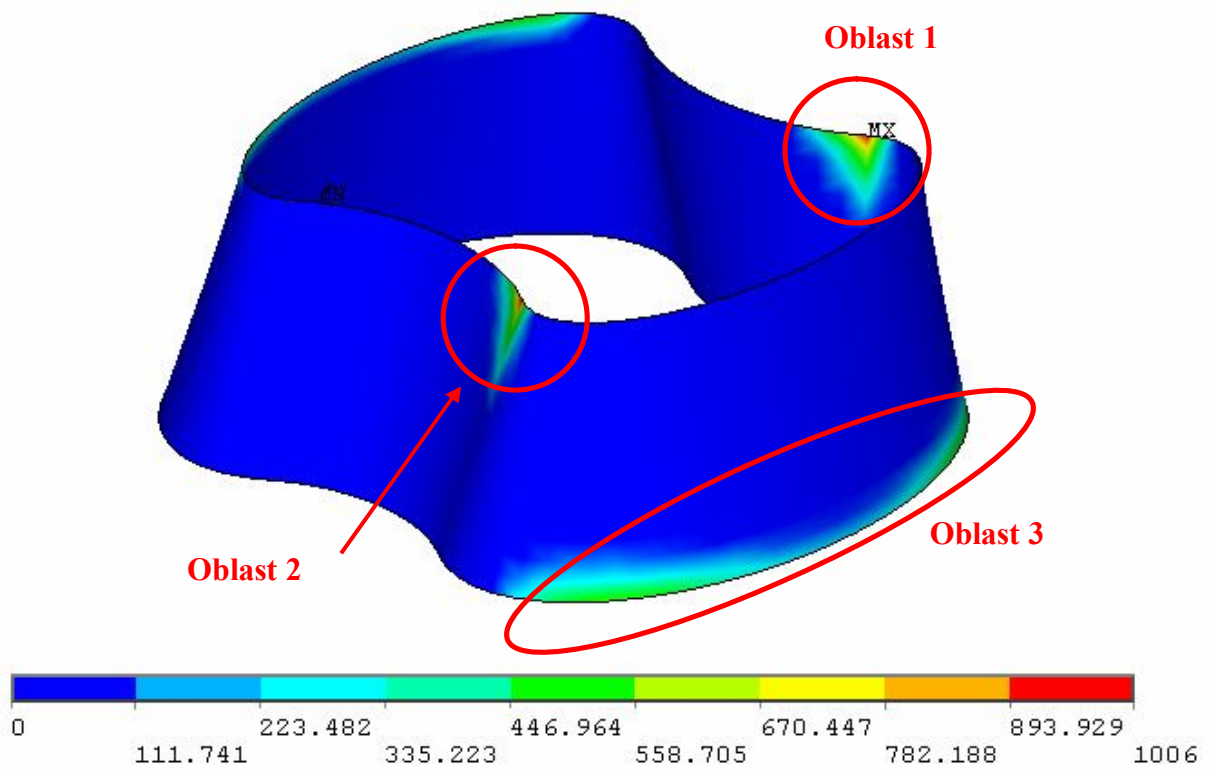
Obr 7.32: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení boční silou FY .

B. Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru F_X a skloněnou o úhel 15° :

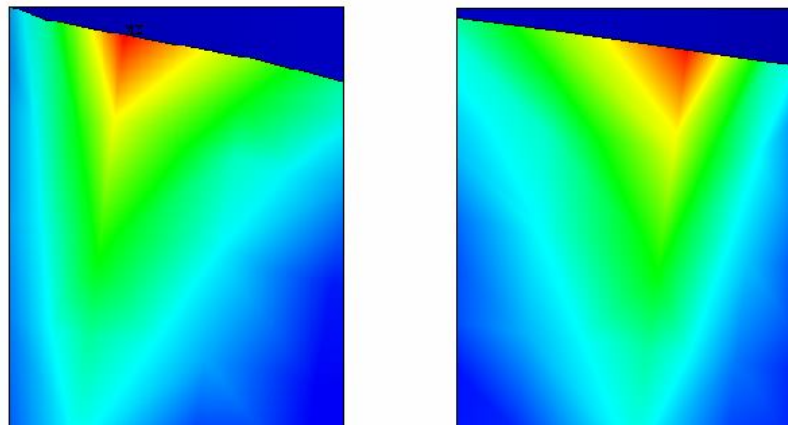
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz obr. 7.33 až obr. 7.35.



Obr. 7.33: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.34: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1, 2 a 3 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.35: Detaily kritických oblastí 1 a 2 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.

C, Dílčí vyhodnocení:

Jelikož je tento model navržen, co se týče tvaru, experimentálně, tak byl předpokladem výrazný pokles kontaktního napětí. Tento model však tento předpoklad nesplnil i přesto, že od zatížení podélnou silou je pokles kontaktního napětí přes 30% (viz **tab. 7.6**).

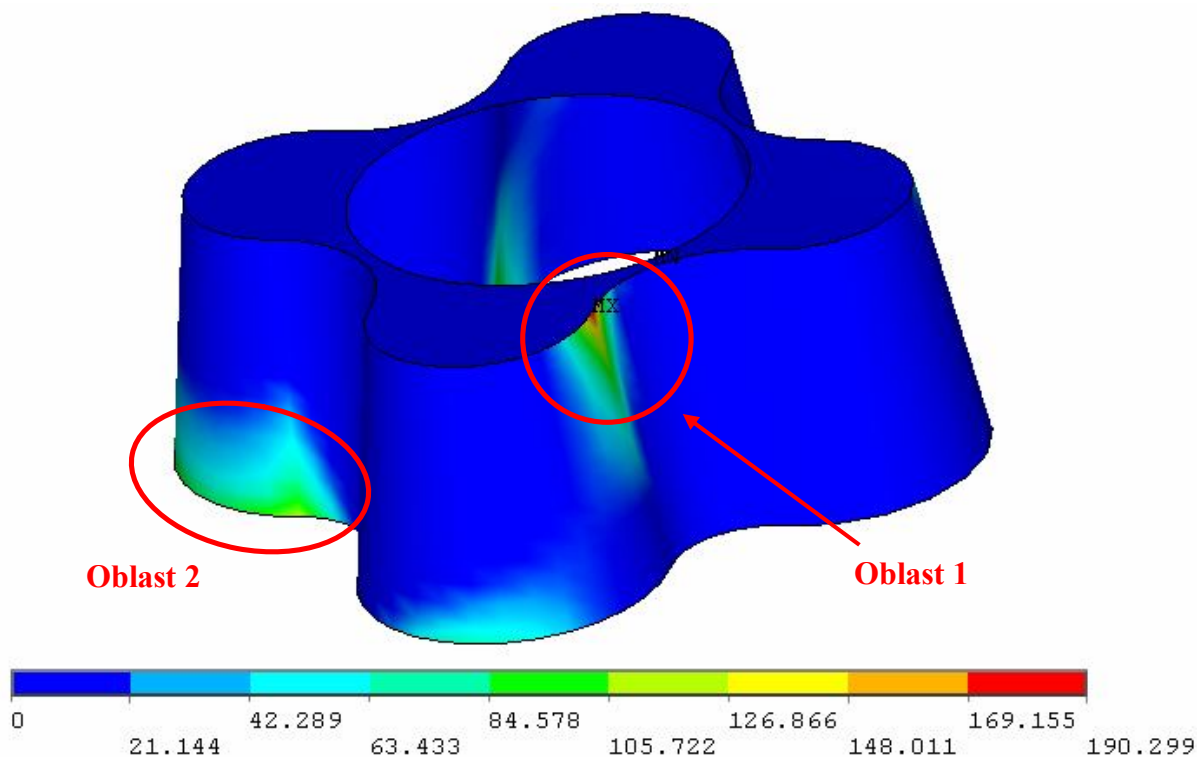
Tabulka 7.6: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 05.

Varianta	Oblast		p_{cont} [MPa]		p_{cont} [MPa]		[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	Default	351,3	„Osmička“	322,6	Pokles kontaktního tlaku	8,17
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		155 - 235		140 - 215		
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku		1511		1006		33,34
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		670 - 1010		445 - 670		

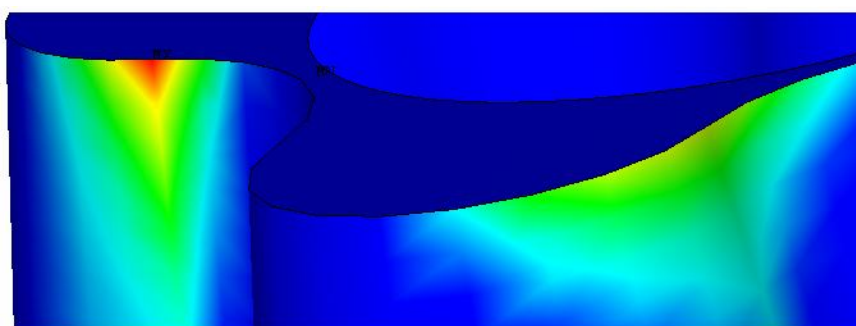
7.6. Typ 06 – „Čtyřlístek“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou FY :

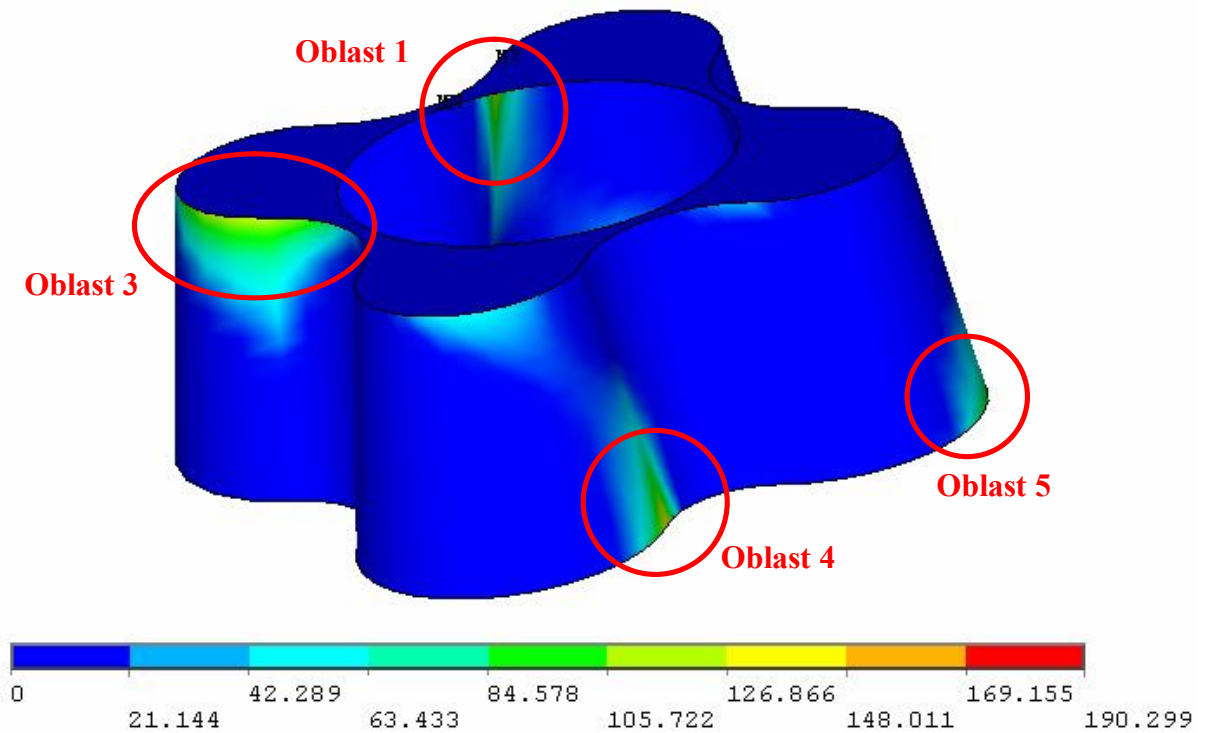
Boční síla namáhá trn tažného zařízení v pěti kritických oblastech, viz. **obr. 7.36** až **obr. 7.39**.



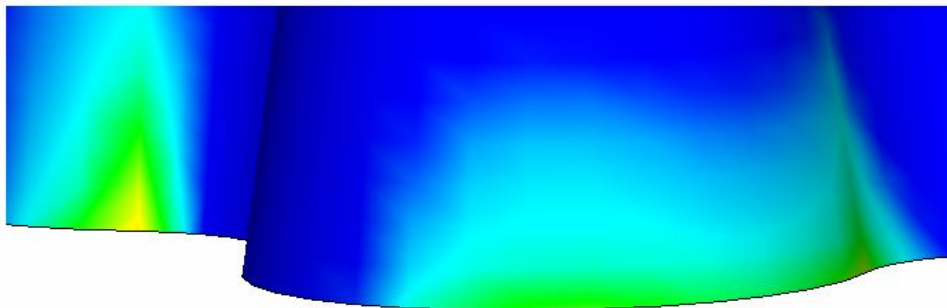
Obr. 7.36: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou FY .



Obr. 7.37: Detail kritické oblasti 1 (v levé části obrázku) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí a kritickou oblastí 3 (v pravé části obrázku).



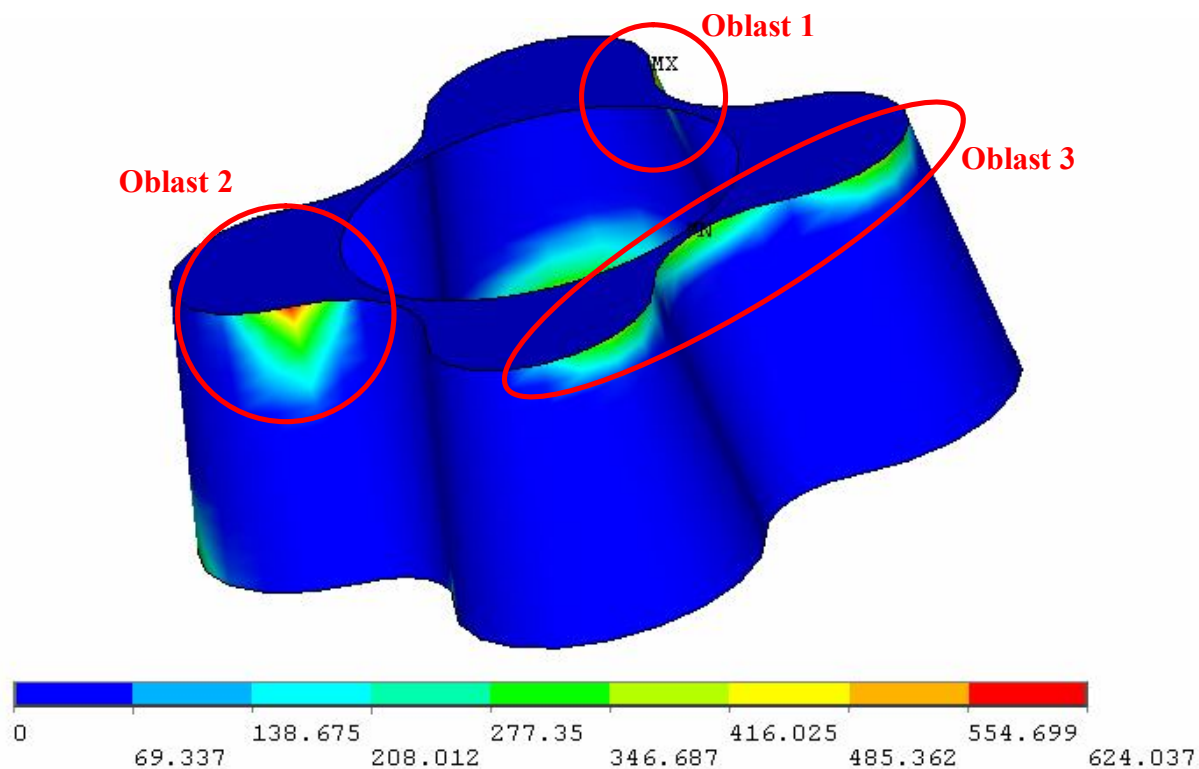
Obr 7.38: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1, 3, 4 a 5 od zatížení boční silou F_Y .



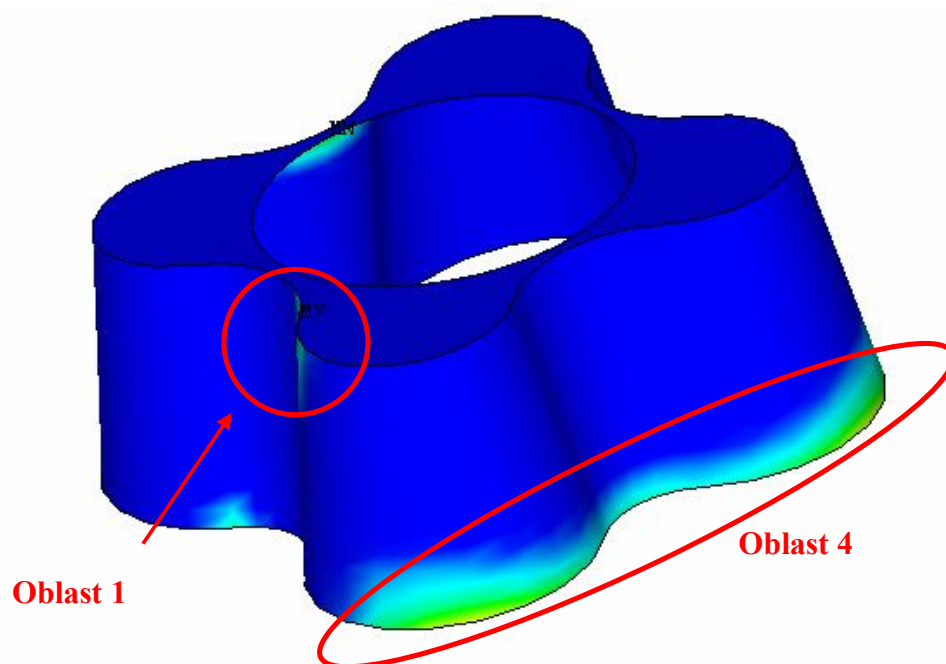
Obr. 7.39: Detail kritické oblasti 4 (v levé části obrázku) a oblasti 5 (v pravé části obrázku).

B, Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru F_X a skloněnou o úhel 15° :

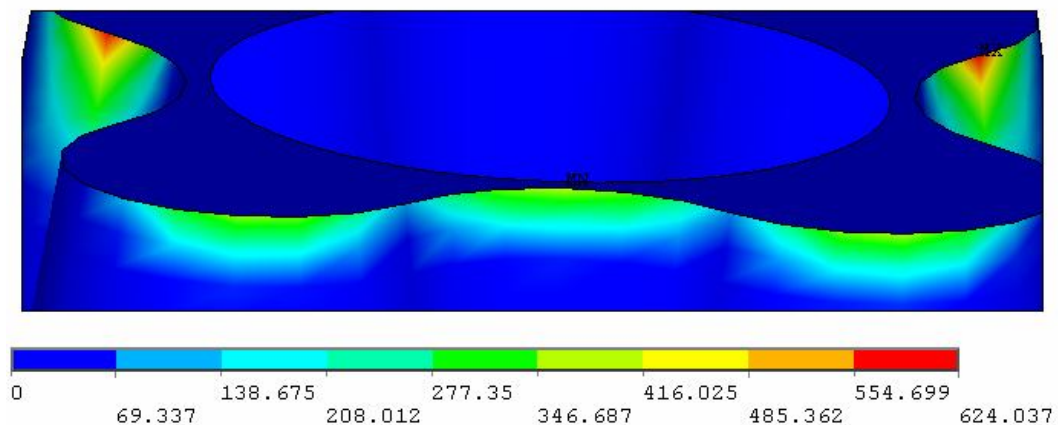
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve čtyřech kritických oblastech, viz **obr. 7.40 až obr. 7.42**.



Obr. 7.40: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1, 2 a 3 od zatížení silou v podélném směru FX.



Obr 7.41: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 4 od zatížení silou v podélném směru FX.



Obr. 7.42: Detail kritických oblastí 1 a 2 (v levé, resp. v pravém horním rohu) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí a kritickou oblastí 3.

C, Dílčí vyhodnocení:

U této varianty je navržen model, co se týče tvaru, experimentálně, tak aby pokles kontaktního napětí byl co možná největší. Předpoklad poklesu kontaktního napětí byl splněn u obou variant zatížení. Výrazný pokles kontaktního napětí dokládají hodnoty v **tab. 7.7**.

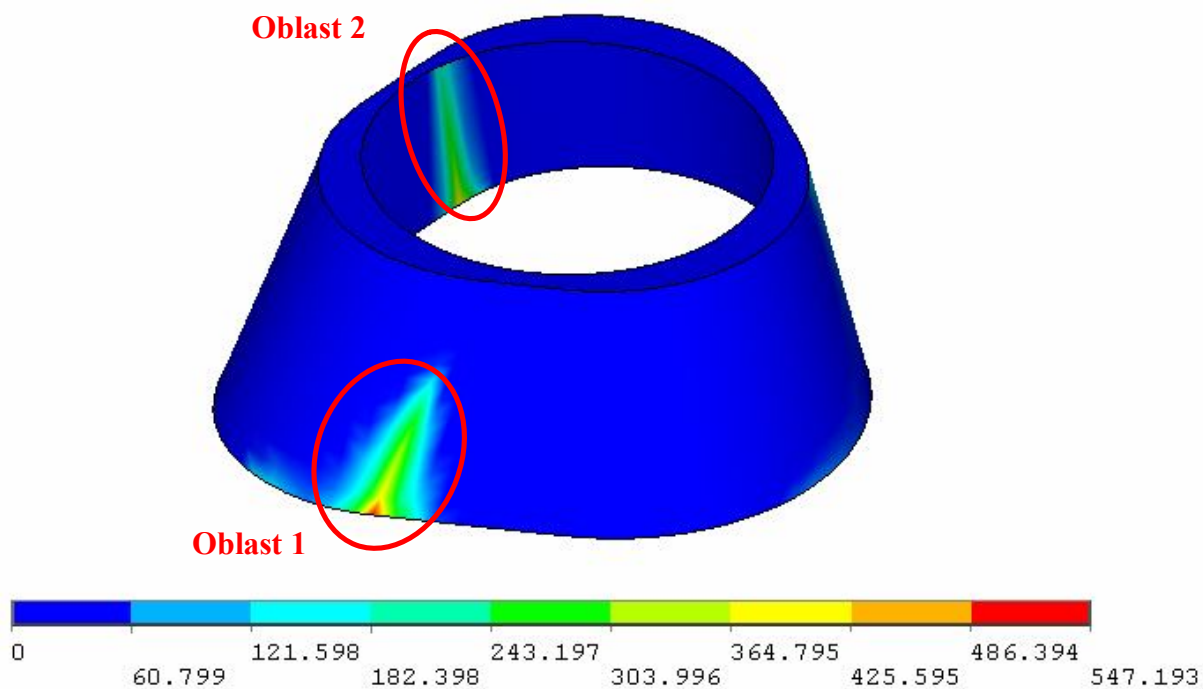
Tabulka 7.7: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 06.

Varianta	Oblast	Default	p_{cont} [MPa]	„Čtyřlístek“	p_{cont} [MPa]	Pokles kontaktního tlaku	[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku		351,3		190,3		45,83
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	155 - 235	85 - 130				
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1511	624	58,70			
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	670 - 1010	280 - 420				

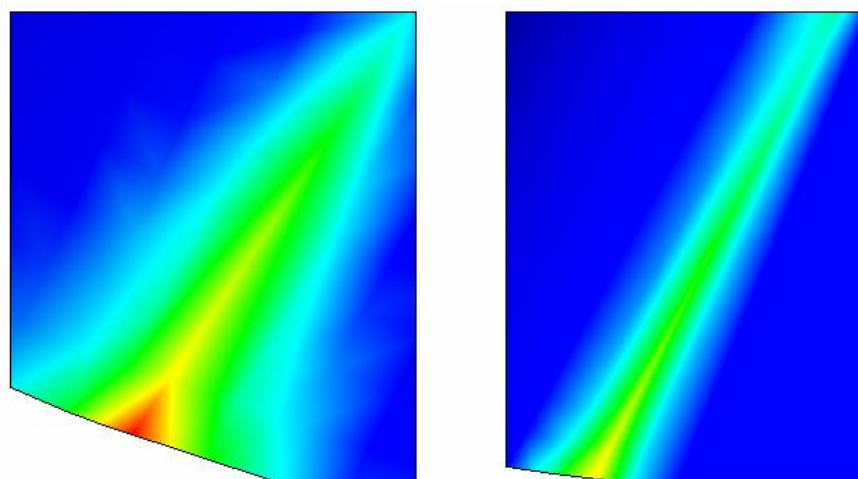
7.7. Typ 07 – „Trojúhelník“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou *F_Y*:

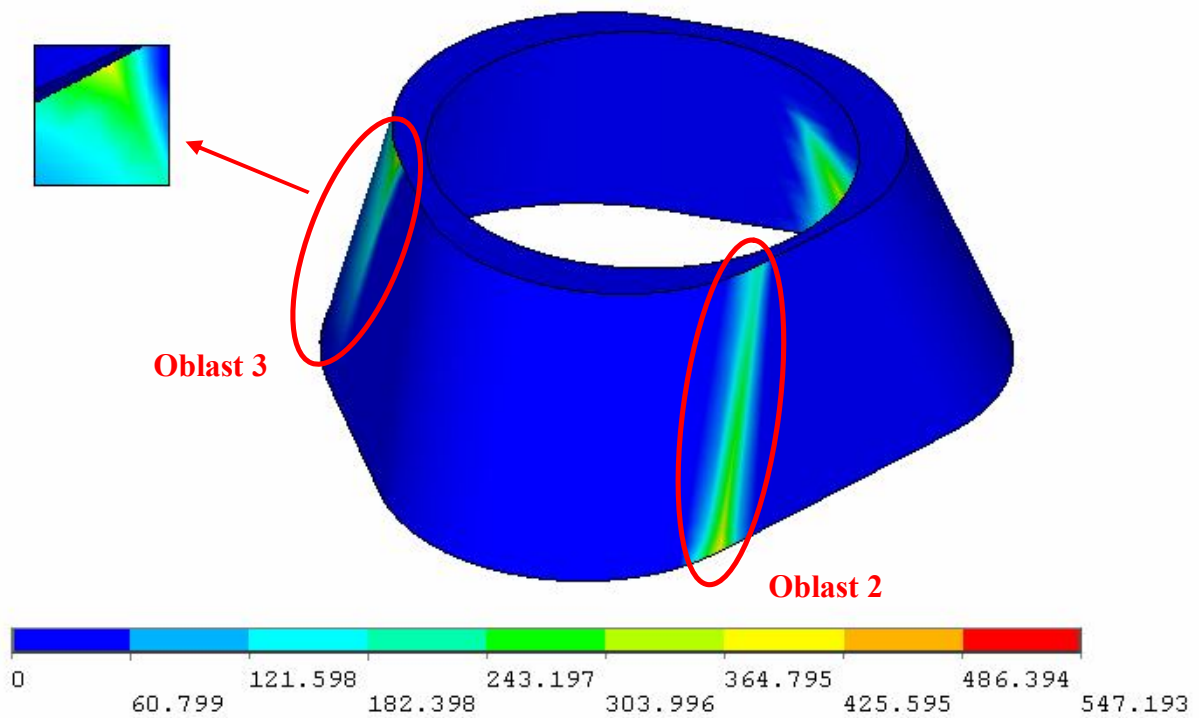
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz. **obr. 7.43** až **obr. 7.45**



Obr. 7.43: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1 a 2 od zatížení boční silou *F_Y*.



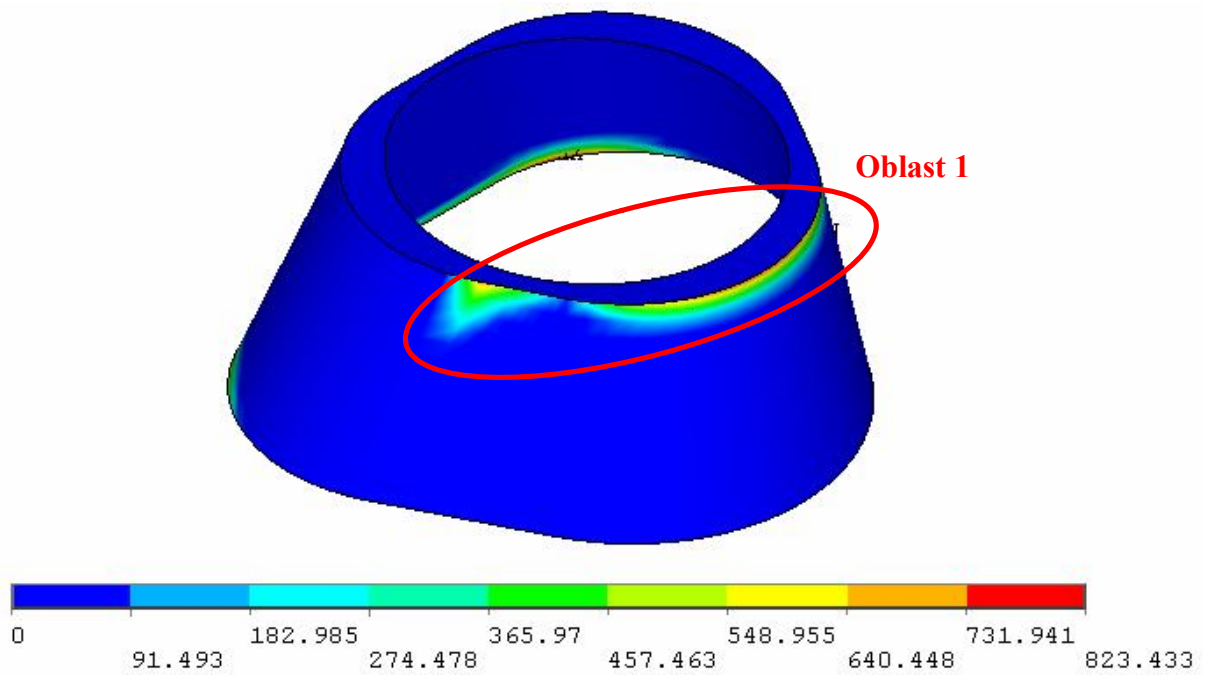
Obr. 7.44: Detail kritické oblasti 1 (vlevo) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí a kritické oblasti 2 (vpravo).



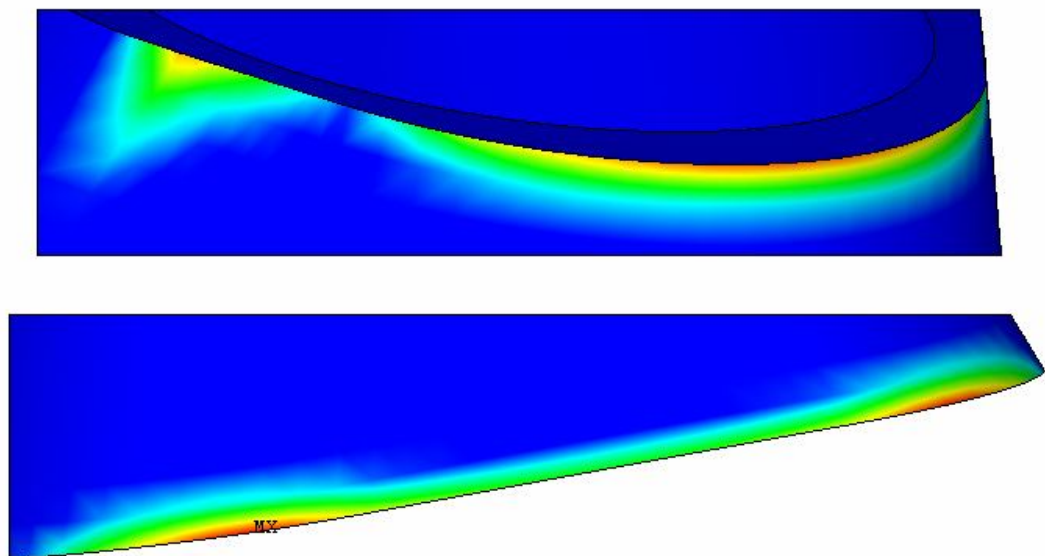
Obr 7.45: *Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 2 a 3 (včetně jejího detailu) od zatížení boční silou FY.*

B. Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru FX a skloněnou o úhel 15° :

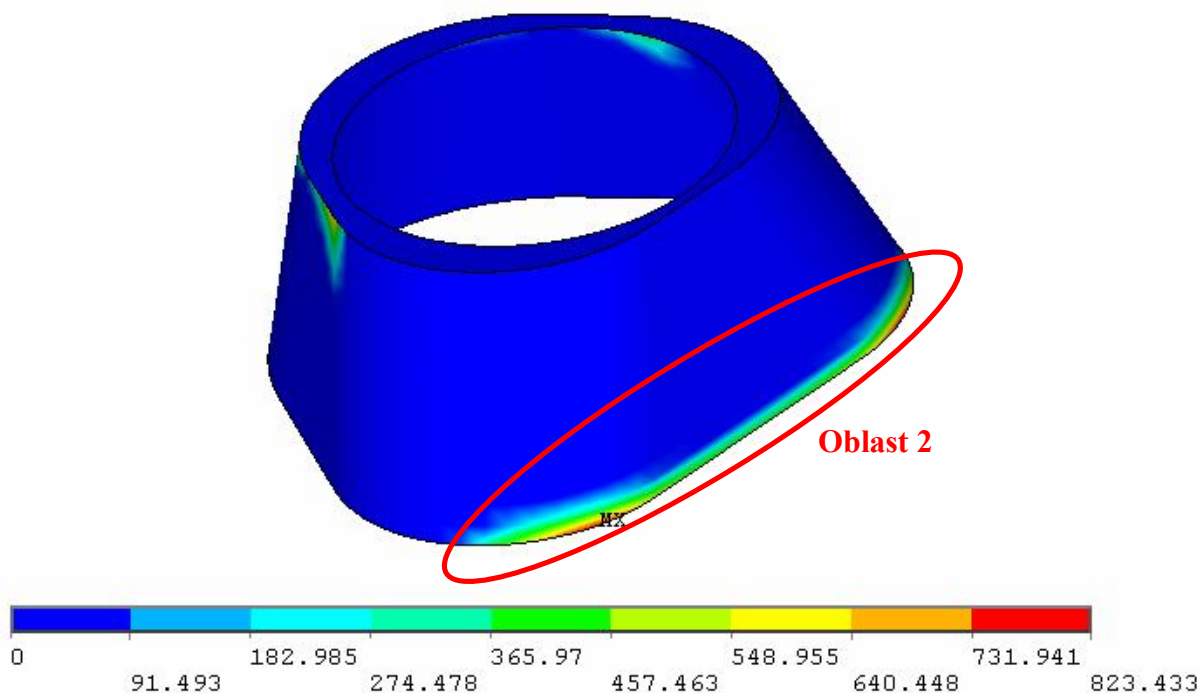
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz **obr. 7.46 až obr. 7.48.**



Obr. 7.46: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru F_X .



Obr. 7.47: Detail kritické oblasti 1 (horní obrázek) a kritické oblasti 2 (dolní obrázek) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



Obr 7.48: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru FX.

C. Dílčí vyhodnocení:

Tento model pro zátěžový stav 2 (od síly působící v ose x) se prezentuje jako optimální – pokles kontaktního napětí téměř o 50 %. Ale pro zátěžový stav 1 (od síly působící v oce y) je nevyhovující – nárůst kontaktního napětí o více než 50 % (viz **tab. 7.8**).

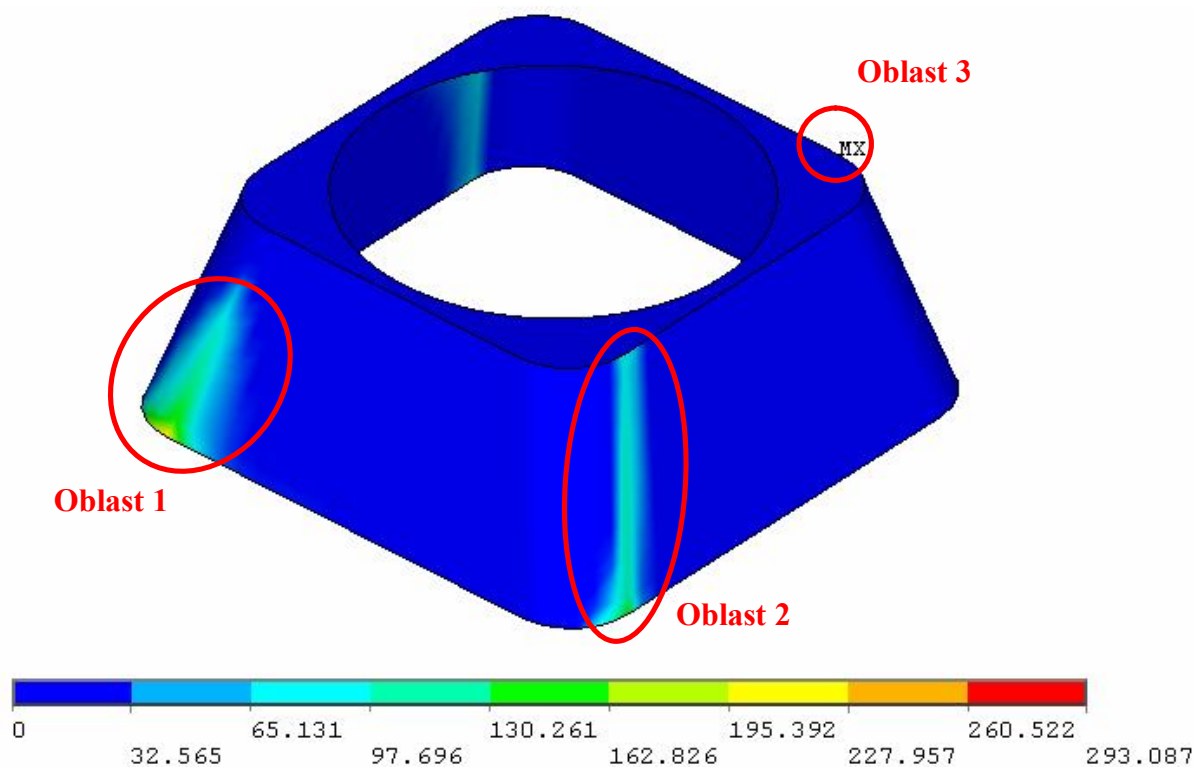
Tabulka 7.8: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 07.

Varianta	Oblast		p_{cont} [MPa]		p_{cont} [MPa]		[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	Default	351,3	„Trojúhelník“	547,2	Pokles kontaktního tlaku	- 55,76
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		155 - 235		240 - 365		
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku		1511		823,4		45,51
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		670 - 1010		365 - 550		

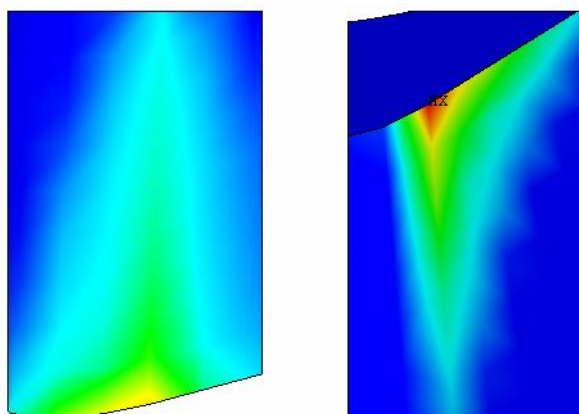
7.8. Typ 08 – „Komolý jehlan“

A. Varianta 1 – zatížení boční silou *F_Y*:

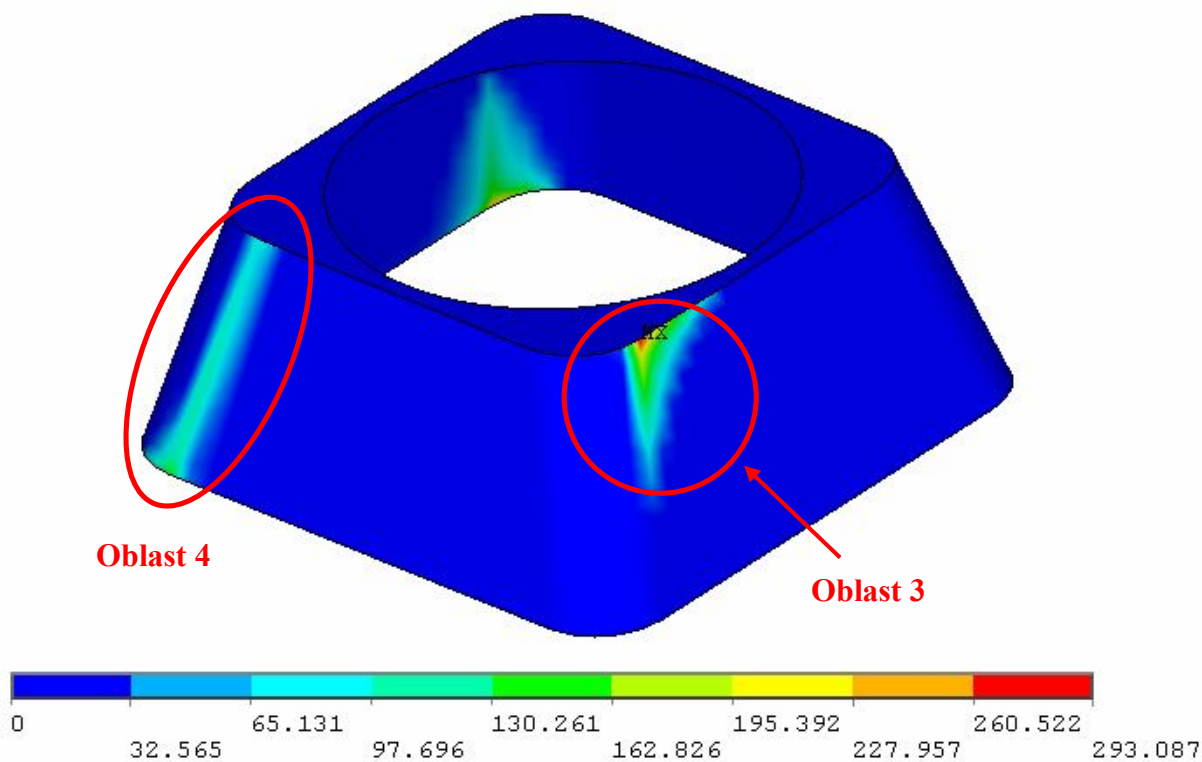
Boční síla namáhá trn tažného zařízení ve třech kritických oblastech, viz. **obr. 7.49** až **obr. 7.51**



Obr. 7.49: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 1, 2 a 3 od zatížení boční silou *F_Y*.



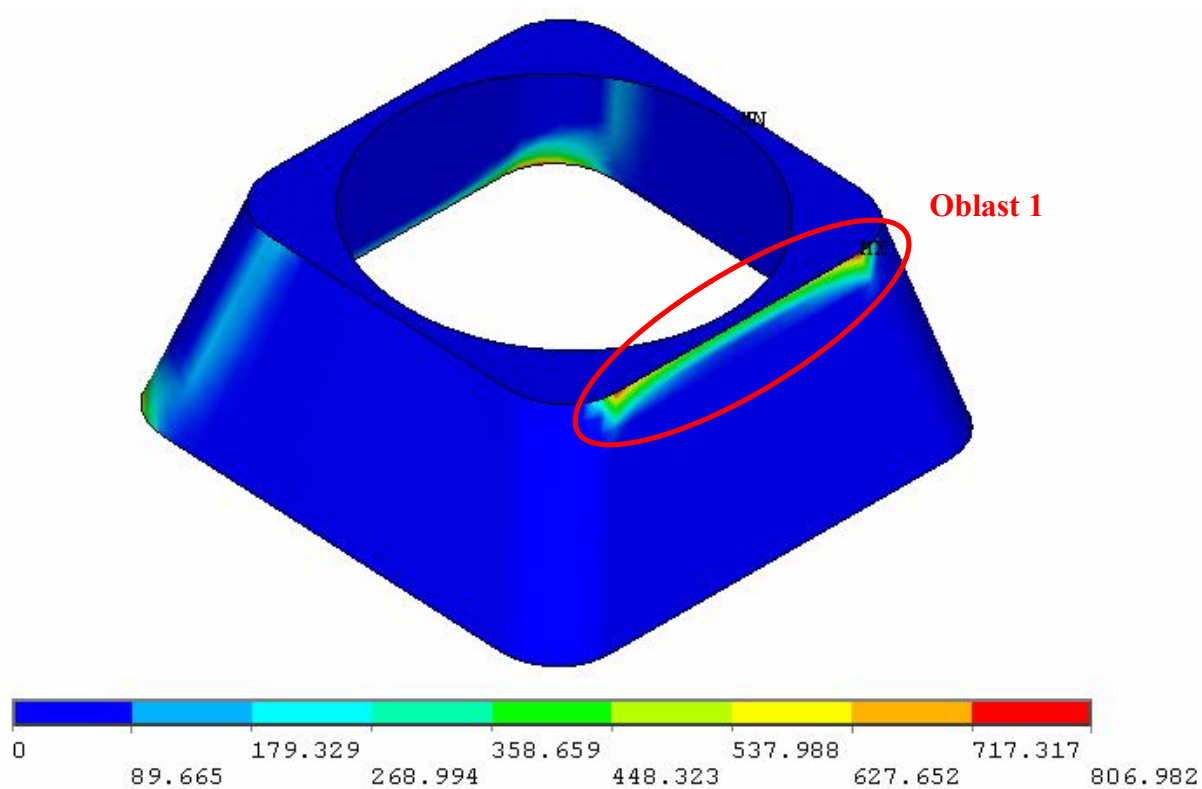
Obr. 7.50: Detail kritické oblasti 1 (vlevo) a kritické oblasti 3 (vpravo) s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



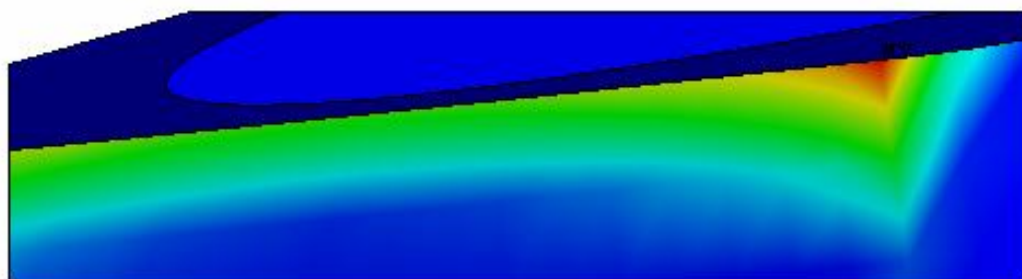
Obr 7.51: *Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenými kritickými oblastmi 3 a 4 od zatížení boční silou F_Y .*

B. Varianta 2 – zatížení silou v podélném směru F_X a skloněnou o úhel 15° :

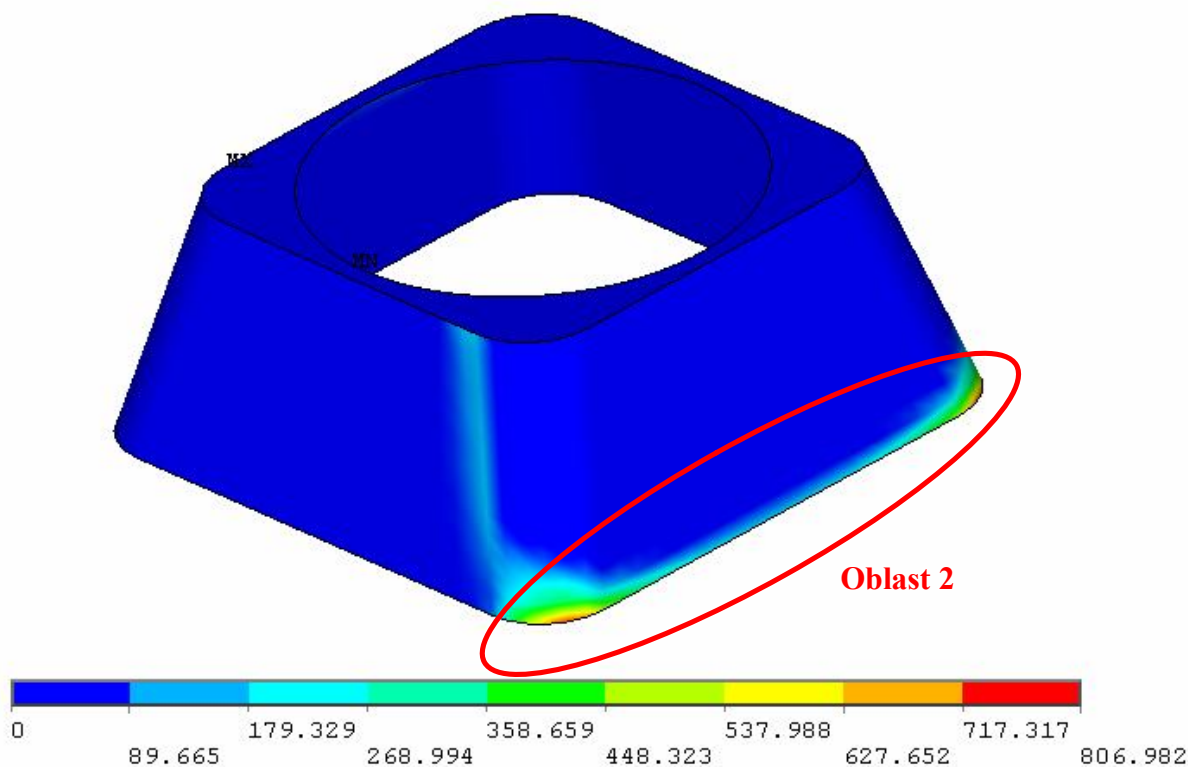
Síla v podélném směru namáhá trn tažného zařízení ve dvou kritických oblastech, viz **obr. 7.52 až obr. 7.54**.



Obr. 7.52: Přední pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 1 od zatížení silou v podélném směru FX.



Obr. 7.53: Detail kritické oblasti 1 s výskytem lokální špičky kontaktního napětí.



Obr 7.54: Zadní pohled na trn tažného zařízení s označenou kritickou oblastí 2 od zatížení silou v podélném směru FX.

C. Dílčí vyhodnocení:

Pro zatěžující stav 1 pokleslo kontaktní napětí o necelou pětinu a pro zatěžující stav téměř o polovinu (viz **tab. 7.9**). Tím se tato varianta trnu tažného zařízení řadí mezi vhodné pro použití v praxi. Výsledky jsou obdobné s typem 02 – „Default modify“.

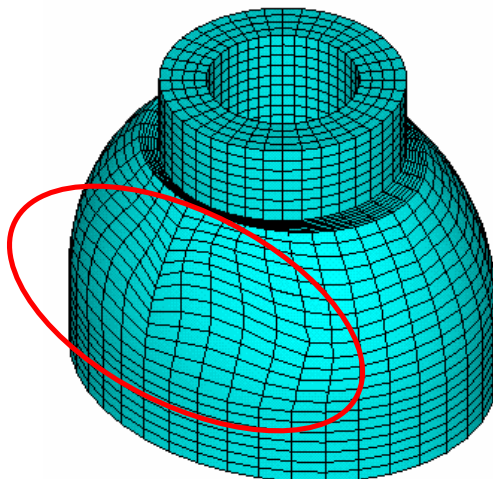
Tabulka 7.9: Vyhodnocení a verifikace kontaktních napětí u typu 08.

Varianta	Oblast		p_{cont} [MPa]		p_{cont} [MPa]		[%]
1 (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	Default	351,3	„Komolý jehlan“	293,1	Pokles kontaktního tlaku	16,57
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		155 - 235		130 - 200		
2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku		1511		807		46,60
	Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem		670 - 1010		360 - 540		

7.9. Typ 09 – „Parabola“

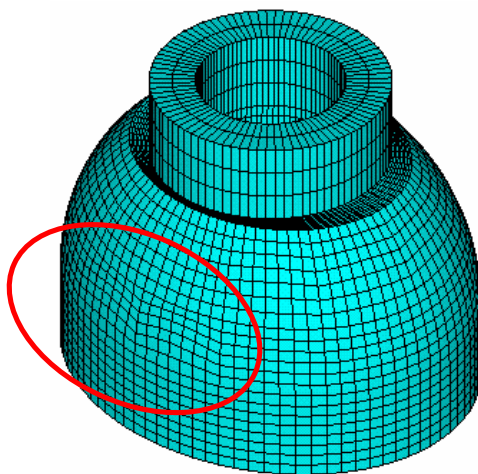
U tohoto typu se nepovedlo nastavit optimální podmínky pro výpočet. Jednalo se především o problém s mapovaným meshováním (diskretizací). Z počátku se nedařila tvorba sítě vůbec. Příčinami tohoto problému byly složitější geometrie pro mapované meshování a také problémové importování modelu z modelového programu ProENGINEER.

Nakonec se povedly odstranit potíže s importem modelu, ale tvar sítě nebyl stále ideální (viz **obr. 7.55**).



Obr. 7.55: Nevhodná síť u typu 09 – „Parabola“.

Po dalších úpravách, resp. operacích výpočtovém programu ANSYS, se síť povedlo zlepšit (**obr 7.56**), ale problém přetrvával. Bylo by za potřebí síť dále zjemnit s ohledem na složitý tvar. Jinak se jedná o další možnou variantu řešení trnu tažného zařízení.



Obr. 7.56: Vylepšená síť u typu 09 – „Parabola“.

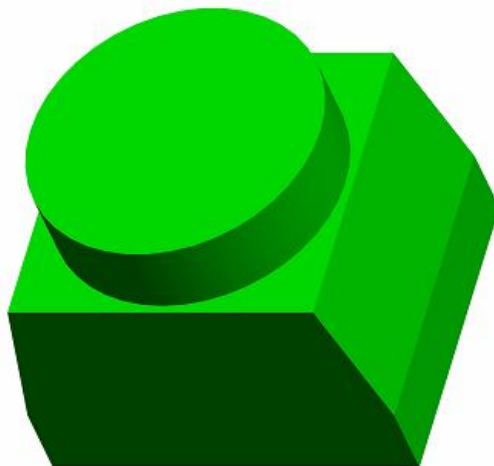
7.10. Ověření výsledků – analytické řešení vs. numerický výpočet

V této části diplomové práce se zaměřuji na ověření správnosti nastavení numerických výpočtů v porovnání s analytickým výpočtem. Numerické výpočty nám slouží ke zjištění přibližného řešení daného problému. Programové systémy založené na metodě konečných prvků (ANSYS, ...) používají k řešení iteračních metod. Základní iterační metody lze rozdělit z hlediska řízení výpočtového procesu do tří skupin:

- řízení výpočtu posuvem,
- řízení výpočtu silou,
- řízení výpočtu přírůstkem délky oblouku.

Přesnost výpočtu je dána nastavenou tolerancí, která je v programu již předdefinována. S ohledem na potřebnou přesnost výpočtu má řešitel možnost tuto toleranci dle požadavků přizpůsobit. Z toho poté plyne procentuální chyba v porovnání s řešením analytickým. Ovšem analytické řešení, které by pokrývalo veškeré geometrické aj. údaje, je složité a téměř nemožné k řešení. Analyticky lze řešit jen po zjednodušení součásti atd. Metoda konečných prvků je přesná na výpočet, i když jsou určité tolerance, ale pokryje to jakékoliv okrajové podmínky, geometrii, a to analytika neumí.

Jelikož nebyla možnost vypočtené hodnoty porovnat s hodnotami naměřenými při experimentu, bylo nutné provést řešení analytické k ověření správnosti nastavení okrajových podmínek. K porovnání jsem zvolil zjednodušený model trnu tažného zařízení (viz **obr. 7.57**) zatížený pouze předpětím. Na tento zjednodušený model jsem aplikoval stejné geometrické okrajové podmínky (zabránění posuvu modelu v prostoru), stejný materiál (E , μ) a totožně definovaný kontakt. Pouze sílu vyvozující předpětí jsem pro zjednodušení zvolil tak, aby bylo její zavedení do výpočtu jednoduché.

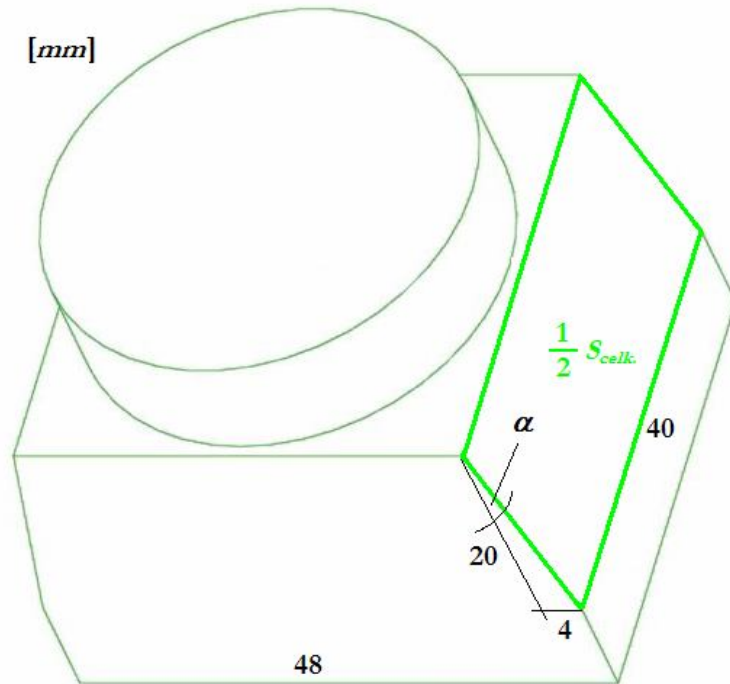


Obr. 7.57: Vzor trnu tažného zařízení pro analytické řešení.

Postup analytického řešení:

a. předpoklady řešení:

- dokonale tuhé těleso,
- oblast Hookova zákona,
- bez součinitele tření,
- hodnota předpětí $F_p = 1920 \text{ N}$,
- délkové rozměry vzoru trnu tažného zařízení jsou na **obr. 7.58**.



Obr. 7.58: Délkové rozměry vzoru trnu tažného zařízení.

b. výpočet celkové kontaktní plochy ... $S_{celk.}$:

$$S_{celk.} = 2 \cdot (\sqrt{20^2 + 4^2} \cdot 40)$$

$$S_{celk.} = \underline{\underline{1631,7 \text{ mm}^2}}$$

c. výpočet úhlu sklonu kontaktní plochy ... α :

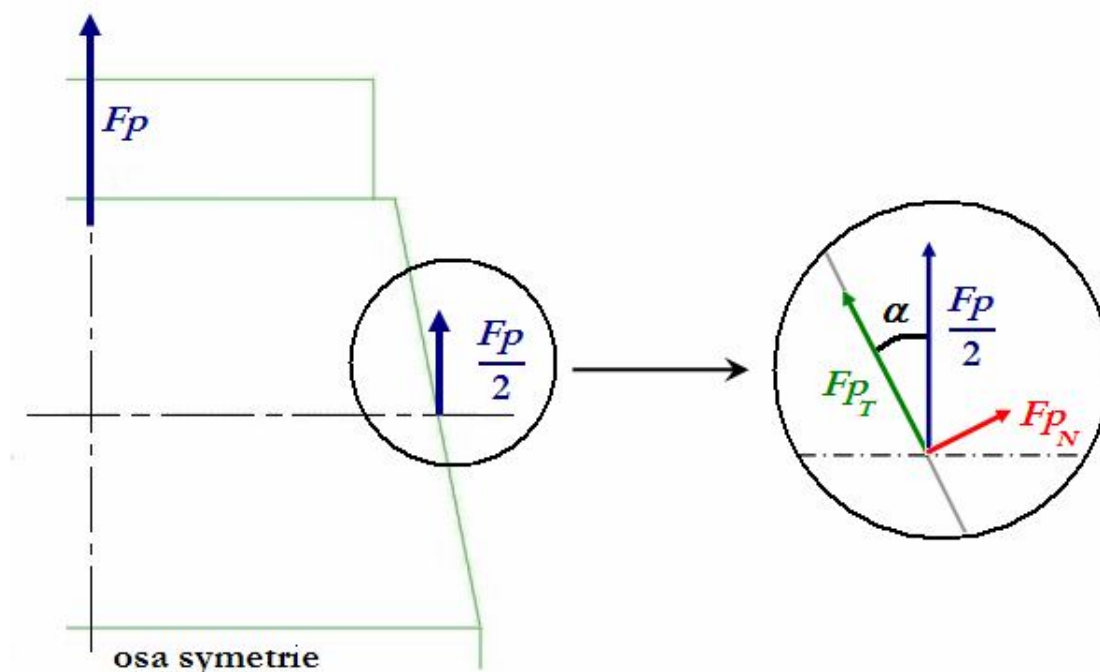
$$\tan \alpha = \frac{4}{20}$$

$$\alpha = \arctan \frac{1}{5}$$

$$\alpha = \underline{\underline{11^\circ 18'}}$$

d. silový rozklad od předpětí F_p – výpočet normálové složky síly ... F_{p_N} :

Předpětí se ve skutečnosti rozloží na šikmé ploše do dvou složek (viz obr. 7.59), a to do tangenciální (tečná k ploše) a normálové (kolmo vystupující z plochy). Pro tento typ úlohy je podstatná pouze složka normálová, která je hlavní příčinou vzniku kontaktního napětí (tlaku).



Obr.7.59: Silový rozklad od předpětí F_p .

$$F_{p_N} = \frac{1}{2} F_p \cdot \sin \alpha$$

$$F_{p_N} = \frac{1}{2} 1920 \cdot \sin 11^\circ 18'$$

$$F_{p_N} = \underline{\underline{188,11N}}$$

e. výpočet kontaktního napětí ... $\sigma_{cont.}$:

$$\sigma_{cont.} = \frac{F_{p_N}}{\frac{1}{2} S_{celk.}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F_p \cdot \sin \alpha}{\frac{1}{2} \cdot S_{celk.}}$$

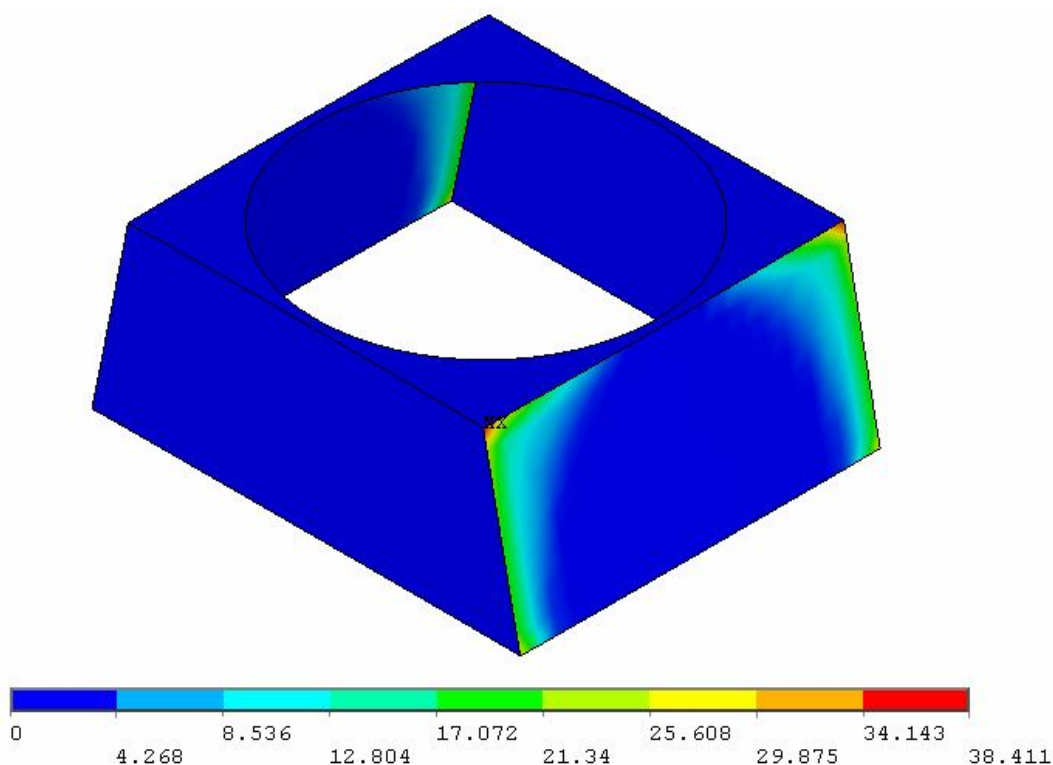
$$\sigma_{cont.} = \frac{1920 \cdot \sin 11^\circ 18'}{1631,7}$$

$$\sigma_{cont.} = \underline{\underline{0,23 MPa}}$$

f. výpočet vzorového modelu trnu tažného zařízení v programu ANSYS:

Do výpočtu byly zavedeny geometrické okrajové podmínky odpovídající geometrickým okrajovým podmínkám pro výpočty jednotlivých variant modelů trnu tažného zařízení. Předpětí odpovídá hodnotě použité při analytickém výpočtu.

Kontaktní napětí vypočtené numerickou metodou je však několikanásobně vyšší (viz **obr 7.60**) než u analytického řešení. To je dáno tím, že u analytického řešení je nutno počítat se součinitelem tření. K porovnání výsledků je nutné zavést do analytického řešení vliv součinitele tření.



Obr 7.60: Rozložení kontaktního napětí od předpětí – vzorový model.

g. dodatečné zavedení vlivu tření do analytického řešení – určení středního napětí ... $\sigma_{stř.}$:

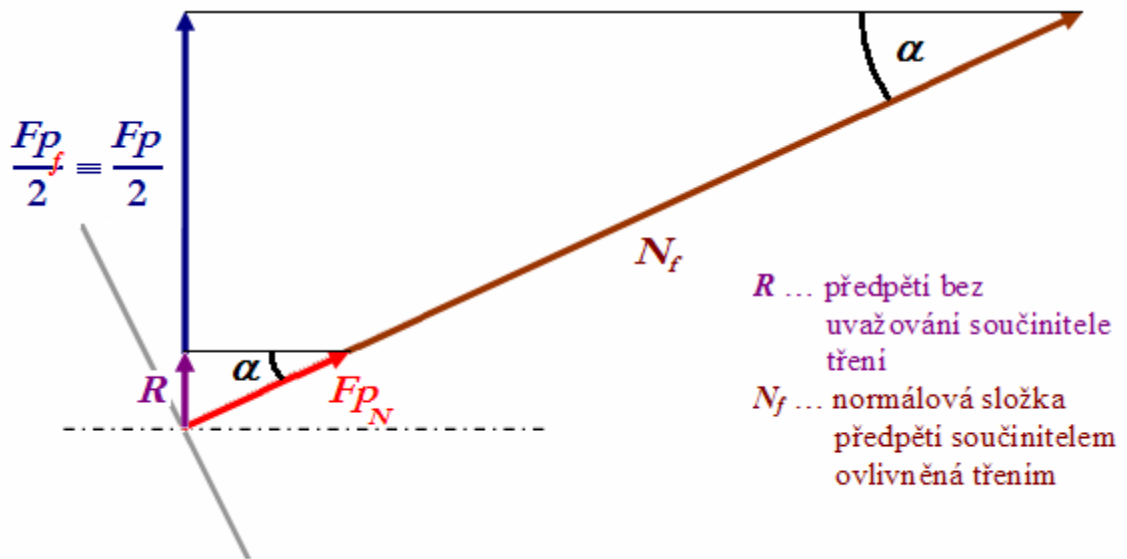
Střední hodnotu kontaktního napětí dostaneme z aritmetického průměru maximální a minimální hodnoty.

$$\sigma_{stř.} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{stř.} = \frac{38,14 + 0}{2}$$

$$\sigma_{stř.} = \underline{\underline{19,07 \text{ MPa}}}$$

Vliv tření je znázorněn rozkladem sil na **obr. 7.61**.



Obr. 7.61: Silový rozklad pro určení předpětí vlivem tření.

h. výpočet kontaktního napětí pro variantu se třením ... σ_f :

Z **obr. 7.60** lze stanovit (odhadnout) procentuální rozložení hodnoty středního napětí $\sigma_{stř.}$. Tato plocha odpovídá přibližně 10 – 15 % kontaktní plochy (polovině celkové plochy), pak platí:

$$\begin{array}{l} 100\% \quad \dots \quad \sigma_f \\ 12,5\% \quad \dots \quad \sigma_{stř.} \end{array} \Rightarrow \begin{array}{l} 100\% \quad \dots \quad \sigma_f \\ 12,5\% \quad \dots \quad 19,07 \text{ MPa} \end{array}$$

$$\sigma_f = 19,07 \cdot \frac{12,5}{100}$$

$$\sigma_f = \underline{\underline{2,38 \text{ MPa}}}$$

Kontaktního napětí s vlivem tření $\sigma_f = 2,38 \text{ MPa}$ udává hodnotu pro rovnoměrné rozložení kontaktního tlaku do celé plochy.

i. stanovení předpětí vlivem tření ... F_{p_f} :

$$\sigma_f = \frac{F_{p_f}}{\frac{1}{2} \cdot S_{celk.}}$$

$$F_{p_f} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f \cdot S_{celk.}$$

$$Fp_f = \frac{1}{2} \cdot 2,38 \cdot 1631,7$$

$$Fp_f = \underline{\underline{1941,7N}}$$

j. stanovení chyby mezi analytickým výpočtem a numerickým výpočtem ... δ :

Předpokladem pro stanovení chyby těchto dvou přístupů k řešení dané problematiky, je porovnání například předpětí použitého při analytickém řešení bez uvažování tření a předpětí dopočteného zpětně z výsledků kontaktních napětí z numerického řešení ovlivněného třením.

$$\delta = \left[1 - \left| \frac{Fp}{Fp_f} \right| \right] \cdot 100$$

$$\delta = \left[1 - \left| \frac{1920}{1941,7} \right| \right] \cdot 100$$

$$\delta = \underline{\underline{1,11\%}}$$

k. dílčí vyhodnocení:

Rozdíl (chybu) výsledků analytického řešení a řešení numerickou metodou způsobuje především zvolená hustota sítě, typ prvku (v případě numerické metody) a zaokrouhlování (v případě analytického řešení). Pro verifikaci výpočtů by se chyba měla pohybovat do 5 %, což je v tomto případě splněno.

8. ANALÝZA DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍCH VARIANT

Hodnotícím kritériem pro analýzu dosažených výsledků je procentuální pokles kontaktního napětí v porovnání se stávajícím (typ 01 – *default*) řešením trnu tažného zařízení. Jako optimalizační podmínku jsem si zvolil minimální hodnotu poklesu kontaktního napětí o rozmezí 15 – 20 % pro oba zatěžující stavy. Přičemž hodnota 15 % je hraniční hodnotou, tzn. že nižší procentuelní hodnota poklesu kontaktního napětí může být ovlivněna okrajovými podmínkami (např. hustotou sítě), a tím by v praxi nemuselo požadované snížení kontaktního napětí nastat. Analyzované výsledky vypočtených hodnot kontaktních napětí jsou sepsány v **tab. 8.1**.

Tabulka 8.1: Přehled dosažených výsledků kontaktních napětí.

Typ	Zatížení	Oblast	p_{cont} [MPa]
01 Default	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	351,3
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	155 - 235
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1511
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	670 - 1010
02 Default modify	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	287
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	130 - 190
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	758,1
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	340 - 510
Pokles napětí:	FY = 18,30 %		FX = 49,80 %
03 Elipsa	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	335,3
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	150 - 220
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1347
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	600 - 900
Pokles napětí:	FY = 4,55 %		FX = 46,66 %

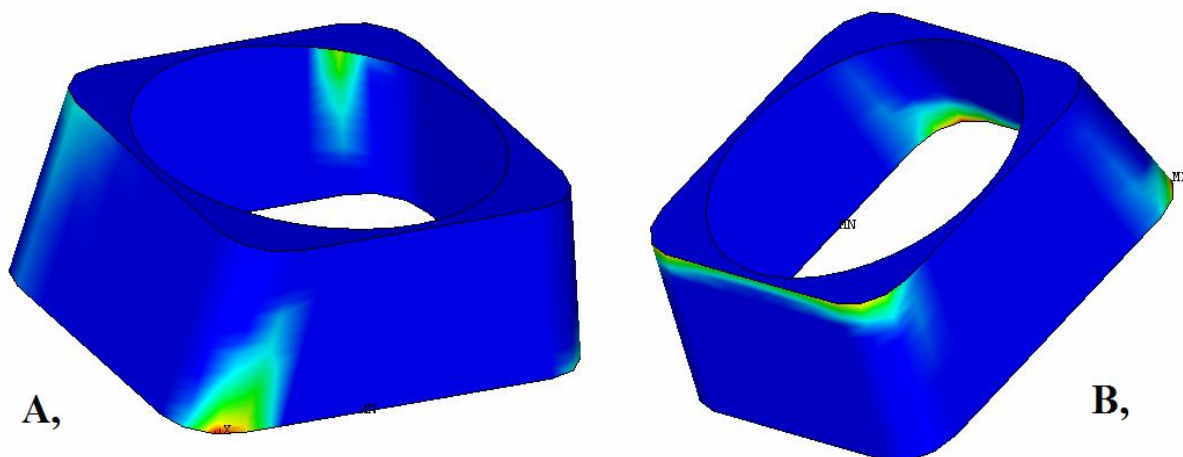
Pokračování tabulky 8.1:

Typ	Zatížení	Oblast	p_{cont} [MPa]
04 Elipsa modify	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	308,2
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	140 - 210
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	686,4
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	300 - 530
Pokles napětí:	FY = 12,27 %		FX = 54,57 %
05 Osmička	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	322,6
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	140 - 215
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	1006
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	445 - 670
Pokles napětí:	FY = 8,17 %		FX = 33,34 %
06 Čtyřlístek	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	190,3
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	85 - 130
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	624
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	280 - 420
Pokles napětí:	FY = 45,83 %		FX = 58,70 %
07 Trojúhelník	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	547,2
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	240 - 365
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	823,4
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	365 - 550
Pokles napětí:	FY = -55,76 %		FX = 45,51 %
08 Komolý jehlan	1a (FY)	Lokální špička kontaktního tlaku	293,1
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	130 - 200
	2 (FX)	Lokální špička kontaktního tlaku	807
		Oblast se zvýšeným kontaktním tlakem	360 - 540
Pokles napětí:	FY = 16,57 %		FX = 46,60 %

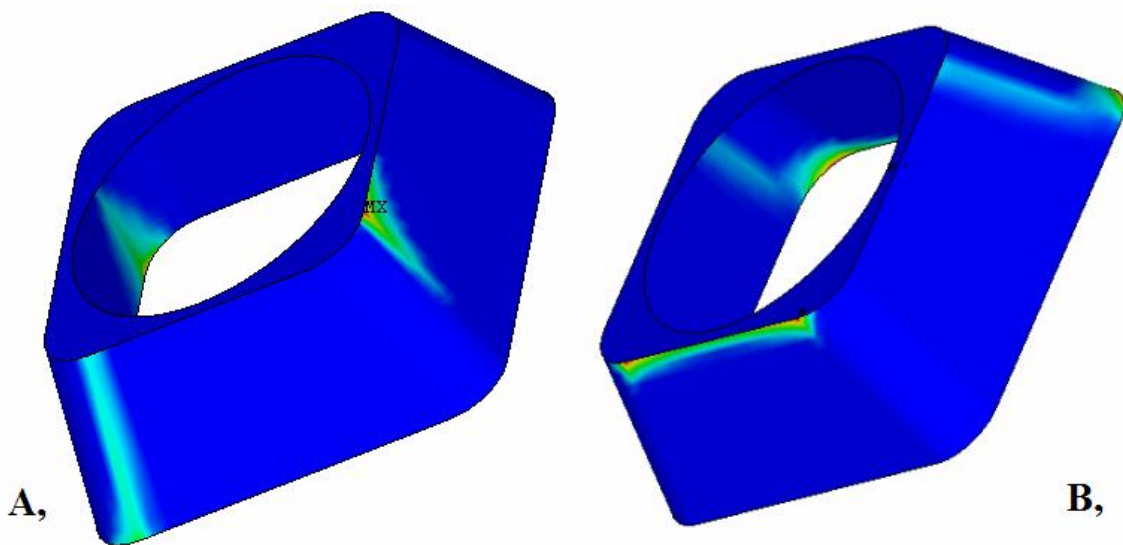
Nejlepším řešením je **typ 06** – „čtyřlístek“, který byl navržen z pohledu geometrie především jako experiment, jeho doporučení pro aplikace v praxi není vyloučeno. Jen by byl obtížný a hlavně ekonomicky náročný.

Pro reálné využití v praxi bych doporučil dvě varianty, a to:

1. **Typ 02** – „*Default modify*“ – u tohoto modelu je pokles kontaktního pro obě zatěžující varianty velmi dobrý. A s ohledem na výrobní složitost a ekonomičnost výroby se jeví tato varianta jako nejlepší (viz **obr. 8.1**).
2. **Typ 08** – „*Komolý jehlan*“ – pokles kontaktního napětí toho modelu je procentuelně velmi blízký typu 02 pro obě varianty zatížení. Podstatnější rozdíl bych se našel ve složitosti výroby a z toho plynoucích nákladů na jeho výrobu.(viz **obr. 8.2**).



Obr. 8.1: Navrhovaný typ 02 – „*Default modify*“ (A, zatěžující varianta 1a – FY; B, zatěžující varianta 2 – FX).



Obr. 8.2: Navrhovaný typ 08 – „*Komolý jehlan*“ (A, zatěžující varianta 1a – FY; B, zatěžující varianta 2 – FX).

Také **typ 04** – „*Elipsa modify*“, ačkoli tento navrhovaný model nesplňuje stanovenou optimalizační podmínku pro zatěžující variantu 1a (12,27 %), mohl by být pro praktické použití vhodný. Důvodem je, že pokles kontaktního napětí pro zatěžující variantu 2 se pohybuje nad 50 %.

Zajímavým postřehem je, že navrhované varianty (typy 02 a 08) pro praktické využití vycházejí tvarově ze standardního řešení. Proto je třeba standardní tvar a další řešení dále upravovat, aby bylo dosaženo ještě více snížených tlaků.

9. ZÁVĚR A DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Diplomová práce se zabývá tažným zařízením a jeho konstrukční úpravou s využitím výpočtového modelování na bázi metody konečných prvků. Náplní byla snaha o navržení optimální geometrie trnu tažného zařízení pro osobní automobil, která by snížila (případně odstranila) vliv kontaktního napětí od působícího momentu.

V práci bylo navrženo několik variant řešení zakončení háku tažného zařízení (trnu). Tyto varianty byly podrobeny analýze výpočtovým modelováním a vzájemně porovnány s výchozím konstrukčním řešením trnu. Navržené konstrukční varianty byly zatěžovány dvěma způsoby.

Porovnání jednotlivých variant bylo provedeno na základě procentuálního poklesu kontaktního napětí v kritických oblastech pro jednotlivé stavy zatěžování.

Ukázalo se, že je třeba správně definovat okrajové podmínky a nastavit výpočet, což má výrazný vliv na výsledky a výpočtový čas.

Na výpočtový čas má výrazný vliv i počet konečných prvků, proto byl model zdiskretizován tak, aby bylo dosaženo jemné sítě a zároveň aby výpočtový čas byl optimální.

Vliv na řešení úlohy měla i definice okrajových podmínek. Optimalizovat by se dalo i z pohledu materiálového, což nebylo cílem práce, ale vliv na velikost kontaktních napětí by to zajisté mělo.

V práci byl zvolen vhodný teoretický přístup k optimalizování trnu tažného zařízení, resp. stanovení podmínek, které navrhovaný model musí splňovat. Pro snížení kontaktního napětí (tlaku) navrhuji konstrukčně upravit zakončení trnu tažného zařízení:

- ✦ vhodnou geometrií, která bude zabezpečovat zvětšení kontaktní (stykové) plochy,
- ✦ odstranit ostré hrany, které jsou iniciátory (špiček) kontaktních napětí.

Optimalizace je možná nejen z pohledů konstrukce – geometrie, ale i z pohledu materiálového, kde je předpoklad, že i tato optimalizace by měla vliv na velikost kontaktních napětí.

Doporučení pro další práci

K podrobnější analýze je třeba zjemnit síť v oblastech, kde dochází k výskytu vysokého lokálního kontaktního napětí. Případné zjemnění sítě by „podchytilo“ špičky napětí a došlo by k jejich poklesu.

Provést optimalizaci z pohledu materiálového a zároveň konstrukčního (geometrie).

Doporučení pro praxi

Z hlediska provedených optimalizací geometrie trnu tažného zařízení plynou hodnotící kritéria, kterými jsou:

- ✦ procentuální pokles kontaktního napětí při zatížení boční silou (osa y),
- ✦ procentuální pokles kontaktního napětí při zatížení silou v podélném směru (osa x),
- ✦ konstrukční provedení,
- ✦ ekonomičnost výroby.

Pro praktické využití bych doporučoval především dvě varianty z hlediska dosažených výsledků, jejich konstrukce a požadavků na výrobní náklady a to:

- ✦ typ 02 – „Default modify“,
- ✦ typ 08 – „Komolý jehlan“.

LITERATURA:

- [1] Kniha: KOLÁŘ VLADIMÍR, NĚMEC IVAN, KANICKÝ VIKTOR: FEM principy a praxe metody konečných prvků. 1. vydání, Praha, vydavatelství a nakladatelství Computer Press, 1997, 402 stran, ISBN 80-7226-021-9.
- [2] Kniha: KRMELA JAN: Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I. 1. vydání, Brno, knihovnička.cz, 2008, 106 stran, ISBN 978-80-7399-365-8.
- [3] Skripta: VALA MIROSLAV, TESAŘ MIROSLAV: Teorie a konstrukce silničních vozidel I. 1. vydání, Pardubice, Univerzita Pardubice, 2003, 229 stran, ISBN 80-7194-503-X.
- [4] Úřední věstník evropských společenství: SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 94/20/ES ze dne 30. května 1994 o mechanických spojovacích zařízeních motorových vozidel a přípojných vozidel a jejich připevnění na tato vozidla.
- [5] Materiály poskytnuté zadavatelem diplomové práce: SWELL, spol. s r.o., nám. Jiřího z Poděbrad 236, 508 01 Hořice.
- [6] Internet: *Zdiskretizovaná náprava automobilu* [Online] [18. října. 2008] dostupné z: <<http://www.kkiem.mech.pg.gda.pl/oacm/r2008/baginski/ansys-strukturbild.jpg>>

PŘÍLOHY:

Příloha č.1:

INFORMAČNÍ DOKUMENT Č.....

týkající se EHS schválení typu konstrukční části pro mechanická spojovací zařízení motorových vozidel a jejich přípojných vozidel (94/20/ES)

Následující informace, přicházejí-li v úvahu, se spolu se soupisem obsahu dodávají trojnmo. Předkládají-li se výkresy, musí být kresleny ve vhodném měřítku na formátu A4 a musí být dostatečně podrobné, nebo musí být na tento formát složeny. Předkládají-li se fotografie, musí zobrazovat dostatečně podrobně.

Mají-li systémy, konstrukční části nebo samostatné technické celky elektronické řízení, musí být dodány informace o jeho vlastnostech.

0. OBECNĚ
 - 0.1 Značka (obchodní firma výrobce):
 - 0.2 Typ a obchodní název (názvy):
 - 0.5 Jméno a adresa výrobce:
 - 0.7 U konstrukčních částí a samostatných technických celků umístění a způsob připevnění značky EHS schválení typu:
 - 0.8 Adresa montážního závodu (závodů):
1. SPOJENÍ MEZI TAŽNÝMI VOZIDLY A PŘÍVĚSY A NÁVĚSY
 - 1.1 Podrobný technický popis typu mechanického spojovacího zařízení (včetně výkresů a vlastností materiálů):
 - 1.2 Třída a typ spojovacích zařízení:
 - 1.3 Maximální hodnota D ⁽¹⁾: kN
 - 1.4 Maximální svislé zatížení S v bodě spojení ⁽¹⁾: kg
 - 1.5 Maximální zatížení U působící na točnici ⁽¹⁾: t
 - 1.6 Maximální hodnota V ⁽¹⁾: kN
 - 1.7 Návod pro montáž typu spojovacího zařízení na vozidlo a fotografie nebo výkresy míst pro připevnění na vozidle, předané výrobcem; doplňkové informace, jestliže použití typu spojovacího zařízení je omezeno na určité typy vozidel:
 - 1.8 Informace o montáži zvláštních držáků nebo základních desek ⁽¹⁾:

Datum, spis.

⁽¹⁾ Připadá-li v úvahu.

Příloha č.2:

VZOR (a)

[Maximální formát A4 (210 × 297 mm)]

CERTIFIKÁT EHS SCHVÁLENÍ TYPU

Razítko správního orgánu

Sdělení týkající se:

- schválení typu ⁽¹⁾
- rozšíření schválení typu ⁽¹⁾
- odmítnutí schválení typu ⁽¹⁾
- odejmutí schválení typu ⁽¹⁾

pro typ konstrukční části z hlediska směrnice 94/20/ES.

EHS schválení typu č ⁽²⁾:

Důvod rozšíření:

Oddíl I

- 0.1 Značka (obchodní firma výrobce):
- 0.2 Typ a obecný obchodní název (názvy):
- 0.3 Způsob označení typu, je-li na konstrukční části vyznačen ⁽³⁾:
- 0.3.1 Umístění tohoto označení:
- 0.5 Jméno a adresa výrobce:
- 0.7 U konstrukčních částí a samostatných technických celků umístění a způsob připevnění značky EHS schválení typu:
- 0.8 Jméno (jména) a adresa (adresy) montážního závodu (závodů):

Oddíl II

- 1. Případné doplňující informace: viz doplněk I
- 2. Technická zkušebna provádějící zkoušky:
- 3. Datum zkušebního protokolu:

⁽¹⁾ Nehodící se škrtněte.

⁽²⁾ Číslo EHS schválení typu uvedené v tomto dokumentu se musí skládat ze všech částí podle přílohy VII směrnice 70/156/EHS naposledy pozměněné směrnicí 92/53/EHS. Zařízení samo musí být označeno, jak je předepsáno v odpovídající zvláštní směrnici.

⁽³⁾ Pokud způsob označení typu obsahuje znaky, které nejsou důležité pro popis typů vozidla, konstrukční části nebo samostatného technického celku, kterých se týká tento osvědčení schválení typu, nahradí se tyto znaky v dokumentaci znakem „?“ (např. ABC??123??).

4. Číslo zkušebního protokolu:
 5. Případné poznámky: viz. doplněk I
 6. Místo:
 7. Datum:
 8. Podpis:
 9. Přiložen je seznam dokumentace uložené u schvalovacího orgánu, kterou lze obdržet na požádání.
-

Doplňěk 1

k certifikátu EHS schválení typu č.....
týkajícímu se schválení typu konstrukční části pro mechanická spojovací zařízení podle směrnice 94/20/ES

1. **Doplňující informace**

1.1 Třída typu spojovacího zařízení:

1.2 Kategorie nebo typy vozidel, pro které je spojovací zařízení určeno nebo na které je jeho použití omezeno:
.....

1.3 Maximální hodnota D ⁽¹⁾: kN

1.4 Maximální svislé zatížení S v bodě spojení ⁽¹⁾: kg

1.5 Maximální zatížení U působící na točnici ⁽¹⁾: t

1.6 Maximální hodnota V ⁽¹⁾: kN

1.7 Návod pro montáž typu spojovacího zařízení na vozidlo a fotografie nebo výkresy místa pro připevnění na vozidle, předané výrobcem; doplňkové informace, jestliže použití typu spojovacího zařízení je omezeno na určité typy vozidel:

1.8 Informace o montáži zvláštních držáků nebo základních desek ⁽¹⁾:
.....
.....
.....

5. **Poznámky ⁽²⁾:**
.....
.....
.....
.....

⁽¹⁾ Nehodící se škrtněte.

⁽²⁾ Včetně informace o nevhodnosti točnice pro nucené řízení návěsu.

Příloha č.3:

INFORMAČNÍ DOKUMENT Č.....

podle přílohy I směrnice Rady 70/156/EHS týkající se EHS schválení typu vozidla z hlediska montáže mechanických spojovacích zařízení (94/20/ES)

Následující informace, přicházejí-li v úvahu, se spolu se soupisem obsahu dodávají trojmo. Předkládají-li se výkresy, musí být kresleny ve vhodném měřítku na formátu A4 a musí být dostatečně podrobné, nebo musí být na tento formát složeny. Předkládají-li se fotografie, musí zobrazovat dostatečně podrobně.

Mají-li systémy, konstrukční části nebo samostatné technické celky elektronické řízení, musí být dodány informace o jeho vlastnostech.

- 0. OBECNĚ
 - 0.1 Značka (obchodní firma výrobce):
 - 0.2 Typ a obecný obchodní název (názvy):
 - 0.3 Způsob označení typu, je-li na vozidle vyznačen ^(b):
 - 0.3.1 Umístění tohoto označení:
 - 0.4 Kategorie vozidla (viz příloha II směrnice 70/156/EHS):
 - 0.5 Jméno a adresa výrobce:
 - 0.8 Adresa montážního závodu (závodů):
- 1. OBECNÉ KONSTRUKČNÍ VLASTNOSTI VOZIDLA
 - 1.1 Fotografie nebo výkresy představitele typu vozidla:
 - 1.4 Podvozek (pokud existuje) (výkres sestavy):
 - 1.5 Materiál podélníků ^(c):
- 2. HMOTNOSTI A ROZMĚRY ^(*) (v kg a mm) (případně uveďte odkaz na výkres)
 - 2.2 U tahačů
 - 2.2.1 Předšazení točnice (maximální a minimální) ^(e):
 - 2.2.2 Největší výška točnice (normalizovaná) ^(f):
 - 2.4.2 U podvozku s karoserií
 - 2.4.2.5 Zadní převis ^(g):

Očíslování bodů a číselné a písemné označení poznámek k bodům tohoto informačního dokumentu odpovídají těm, které jsou užity v příloze I směrnice 70/156/EHS.

Body, které nesouvisí s účelem této směrnice, jsou vynechány.

- 2.6 Hmotnost vozidla s karoserií v provozním stavu nebo hmotnost podvozku s kabinou, pokud výrobce karoserii nemontuje (včetně chladicí kapaliny, olejů, paliva, nářadí, náhradního kola a řidiče) ^o (maximální a minimální hodnota pro každou variantu):

- 2.6.1 Rozložení této hmotnosti na nápravy, u návěsu nebo přívěsu s nápravami uprostřed zatížení v bodě připojení (maximální a minimální hodnota pro každou variantu):

- 2.8 Maximální technicky přípustná hmotnost naloženého vozidla podle výrobce (maximální a minimální hodnota pro každou variantu) ^(f):

- 2.8.1 Rozložení této hmotnosti na nápravy, u návěsu nebo přívěsu s nápravami uprostřed zatížení v bodě připojení (maximální a minimální hodnota pro každou variantu):

- 2.9 Maximální technicky přípustná hmotnost na každou z náprav a u návěsu nebo přívěsu s nápravami uprostřed zatížení v bodě připojení podle výrobce:

- 2.10 Maximální hmotnost přípojného vozidla:
 2.10.1 Přívěs:
 2.10.2 Návěs:
 2.10.3 Přívěs s nápravami uprostřed:
 2.10.3.1 Maximální poměr převisu spojovacího zařízení ^(g) k rozvoru nápravy:
 2.10.3.2 Maximální hodnota svislého zatížení působícího ve spojovacím zařízení:..... (kN) ^(f)
 2.10.4 Maximální hmotnost jízdní soupravy:
 2.10.6 Maximální hmotnost nebrzděného přívěsu:
- 2.11 Maximální svislé zatížení:
 2.11.1 na tažném vozidle v bodě pro spojení s přívěsem:
 2.11.2 v bodě spojení na oji přívěsu:
9. KAROSERIE
 9.1 Druh karoserie:
 9.2 Použité materiály a postupy výroby:
11. SPOJENÍ TAŽNÝCH VOZIDEL S PŘÍVĚSY A NÁVĚSY
 11.1 Třída a typ spojovacích zařízení ^(g):

 11.2 Maximální hodnota ^(f) D:..... kN

^(f) Pokud přichází v úvahu.

^(g) U nenormalizovaných spojovacích zařízení je nutno uvést též číslo (číslo) schválení typu.

11.3 Návod pro montáž typu spojovacího zařízení na vozidlo a fotografie nebo výkresy bodů připevnění na vozidlo podle údajů výrobce; doplňkové informace, pokud je použití typu spojovacího zařízení omezeno na určité typy vozidel:

11.4 Informace o montáži zvláštních připevňovacích mezičlenů nebo základních desek (1):

Datum, spis

(1) U nenormalizovaných spojovacích zařízení je nutno uvést též číslo (číslo) schválení typu.

Příloha č.4:

[Maximální formát A4 (210 × 297 mm)]

OSVĚDČENÍ EHS SCHVÁLENÍ TYPU

Razítko správního orgánu

Sdělení týkající se:

- schválení typu ⁽¹⁾
- rozšíření schválení typu ⁽¹⁾
- odmítnutí schválení typu ⁽¹⁾
- odejmutí schválení typu ⁽¹⁾

pro typ vozidla z hlediska směrnice 94/20/ES.

Schválení typu č.:

Důvod rozšíření:

Oddíl I

0. OBECNĚ
- 0.1 Značka (obchodní firma výrobce):
- 0.2 Typ a obecný obchodní název (názyv):
- 0.3 Způsob označení typu, je-li na vozidle vyznačen ⁽²⁾:
- 0.3.1 Umístění tohoto označení:
- 0.4 Kategorie vozidla ⁽³⁾:
- 0.5 Jméno a adresa výrobce:
- 0.8 Jméno a adresa montážního závodu (závodů):

Oddíl II

1. Případné doplňující informace: viz doplněk I
2. Technická zkušebna provádějící zkoušky:
3. Datum zkušebního protokolu:

⁽¹⁾ Nehodící se škrtněte.

⁽²⁾ Pokud způsob označení typu obsahuje znaky, které nejsou důležité pro popis typů vozidla, konstrukční části nebo samostatného technického celku, kterých se týká tento osvědčení schválení typu, nahradí se tyto znaky v dokumentaci znakem „?“ (např. ABC??123??).

⁽³⁾ Podle definice v příloze II části A 92/53/EHS.

4. Číslo zkušebního protokolu:
 5. Případné poznámky: viz doplněk I
 6. Místo:
 7. Datum:
 8. Podpis:
 9. Přiložen je seznam dokumentace uložené u schvalovacího orgánu, kterou lze obdržet na požádání.
-

k certifikátu EHS schválení typu č.....
týkajícímu se schválení typu vozidla podle směrnice 94/20/ES

1. **Doplňující informace**
- 1.1 Konstrukce vozidla, karoserie/podvozek:
- 1.1.1 Použité materiály:
-
- 1.2 Třída a typ spojovacích zařízení ⁽¹⁾:
- 1.3 Použití přípeňovacích mezičlenů nebo základních desek, montážní návod pro typ spojovacího zařízení:
-
- 1.4 EHS schválení typu vozidla se rozšiřuje na tento typ (typy) a třídu (třídy) spojovacího zařízení:
-
- 1.5 Maximální technicky přípustná hmotnost naloženého vozidla podle výrobce (maximální a minimální hodnota pro každou variantu): t
- 1.6 Maximální přípustná přípojná hmotnost:
- 1.6.1 Přívěs ⁽²⁾: t
- 1.6.2 Návěs ⁽²⁾: t
- 1.6.3 Přívěs s nápravami uprostřed ⁽²⁾: t
- 1.6.3.1 Maximální hodnota V: kN
- 1.6.4 Maximální hmotnost jízdní soupravy: t
- 1.7 Maximální svislé zatížení S spoje nebo zatížení U točnice ⁽³⁾ typu vozidla vybaveného spojovacím zařízením: kg/t
- 1.8 Maximální hodnota D: kN
- 1.9 Maximální hmotnost T tažného vozidla nebo maximální hmotnost jízdní soupravy (je-li T menší než 32 t):
5. **Poznámky ⁽⁴⁾:**
-
-
-
-

⁽¹⁾ U nenormalizovaných spojovacích zařízení je nutno uvést též číslo (čísla) schválení typu.
⁽²⁾ Pokud přichází v úvahu.
⁽³⁾ Nehodící se škrtněte.
⁽⁴⁾ Včetně informace o nevhodnosti točnice pro nucené řízení návěsu.