



Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava



CAD III – Pevnostní analýzy

učební text

Zdeněk Konečný, Václav Kryš

Ostrava 2007

Recenze: Doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Název: CAD III – Pevnostní analýzy
Autor: Zdeněk Konečný, Václav Krys
Vydání: první, 2007
Počet stran: 175
Náklad: 50
Vydavatel a tisk: Ediční středisko VŠB – TUO

Studijní materiály pro studijní obor 2301T032-00, Výrobní systémy s průmyslovými roboty a manipulátory, fakulta strojní
Jazyková korektura: nebyla provedena.

Určeno pro projekt:

Operační program Rozvoj lidských zdrojů

Název: E-learningové prvky pro podporu výuky odborných a technických předmětů

Číslo: CZ.O4.01.3/3.2.15.2/0326

Realizace: VŠB – Technická univerzita Ostrava

Projekt je spolufinancován z prostředků ESF a státního rozpočtu ČR

© Zdeněk Konečný, Václav Krys

© VŠB – Technická univerzita Ostrava

ISBN 978-80-248-1513-8

Obsah

1. ÚVOD DO PROBLEMATIKY PEVNOSTNÍCH ANALÝZ.....	9
1.1. Pevnostní výpočty v CAD systémech	9
1.1.1. Historie vzniku metody konečných prvků.....	10
1.1.2. Charakteristika modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE	11
1.1.3. Typy analýz	12
Shrnutí kapitoly	12
Kontrolní otázka.....	13
1.2. Metoda geometrických prvků.....	13
1.2.1. Typy používaných prvků.....	14
1.2.2. Aplikace adaptivní P-technologie.....	15
1.2.3. Vliv způsobu modelování na výpočet	16
Shrnutí kapitoly	17
Kontrolní otázka.....	17
Úkol k řešení	17
1.3. Definice výpočtového modelu.....	18
1.4.1. Definice materiálu součásti	19
1.4.2. Způsob uložení součástí (constraints)	19
1.4.3. Definice zatížení.....	20
Shrnutí kapitoly	22
Kontrolní otázka.....	22
Úkol k řešení	22
2. METODIKA VÝPOČTU STATICKÉ ANALÝZY.....	23
2.1. Statická analýza.....	23
2.1.1. Základní výpočtové metody analýz.....	24
2.1.2. Nastavení výpočtu	24
2.1.3. Průběh statické analýzy	25
Shrnutí kapitoly	27
Kontrolní otázka.....	28
Úkol k řešení	28
2.2. Zobrazení a interpretace výsledků.....	28
2.3.1. Zobrazení výsledků	29
2.3.2. Interpretace výsledků	31
Shrnutí kapitoly	33
Kontrolní otázky.....	34
Úkol k řešení	34
3. OMEZENÍ POUŽITÍ MODULU STRUCTURE	35
3.1. Omezení při definování způsobu uložení součásti (Constraints).....	36
3.1.1. Omezení pro rotaci při definování uložení	36
3.1.2. Důsledky nesprávného uložení součásti	37
3.1.3. Uložení součásti na rotační plochy.....	38
Shrnutí kapitoly	40
Kontrolní otázka.....	40
Úkol k řešení	40
3.2. Omezení při definování zatížení (loads).....	40
3.3.1. Definice zatížení silou na různé entity	42
3.3.2. Zadání zatížení momentem.....	44
Shrnutí kapitoly	46
Kontrolní otázka.....	47
Úkol k řešení	47

4.	PŘÍPRAVA MODELU PRO PEVNOSTNÍ ANALÝZY	48
4.1.	Regiony modelu.....	48
4.1.1.	Plošné regiony (Surface region)	49
4.1.2.	Objemové regiony (Volume region)	52
	Shrnutí kapitoly	52
	Kontrolní otázky	52
	Úkol k řešení	53
4.2.	Idealizované prvky v pevnostních analýzách	53
4.2.1.	Idealizované prvky typu skořepina (<i>Shell</i>)	54
4.2.2.	Idealizované prvky typu prut (<i>Beam</i>)	58
4.2.3.	Idealizované prvky typu hmota (<i>Mass</i>)	61
4.2.4.	Idealizované prvky typu pružina (<i>Spring</i>)	61
	Shrnutí kapitoly	61
	Kontrolní otázka	61
	Úkol k řešení	61
5.	TVORBA KLOUBŮ	63
5.1.	Metodika tvorby kloubů soustavou prutů	63
5.1.1.	Kontrola chování vetknutého nosníku	64
5.1.2.	Konstrukce kloubu	65
5.1.3.	Uvolnění os rotace	66
	Shrnutí kapitoly	67
	Kontrolní otázka	67
	Úkol k řešení	67
5.2.	Metodika tvorby kloubů použitím jednoho prutu	67
5.2.1.	Úprava objemového modelu a tvorba výpočtového modelu	68
5.2.2.	Provedení analýz konstrukce kloubu	69
5.2.3.	Úprava plného čepu	70
	Shrnutí kapitoly	72
	Kontrolní otázka	72
	Úkol k řešení	73
5.3.	Tvorba SFérického kloubu	73
5.3.1.	Výpočtový model a zjištění tuhosti ojnice	74
5.3.2.	Tvorba kloubu – kontrola tuhosti	74
5.3.3.	Analýza ojnice při uvolněné rotaci	76
	Shrnutí kapitoly	76
	Kontrolní otázka	76
	Úkol k řešení	76
6.	MOŽNOSTI OVLIVNĚNÍ TVORBY SÍTĚ	77
6.1.	Ovlivnění sítě konstrukčními prvky	78
6.1.1.	Ovlivnění sítě geometrických prvků vztažnými body	79
6.1.2.	Ovlivnění struktury sítě regionu	79
	Shrnutí kapitoly	80
	Kontrolní otázka	81
	Úkol k řešení	81
6.2.	Řízení tvorby sítě „autogem control“	81
6.2.1.	Dělení hran počtem uzlů	82
6.2.2.	Ignorování malých hran	83
	Shrnutí kapitoly	84
	Kontrolní otázka	84
	Úkol k řešení	84
6.3.	Ovlivnění sítě nastavením nástroje autogem	85
6.3.1.	Nastavení vlastností generátoru elementů	86
6.3.2.	Ovlivnění tvorby sítě výběrem typů elementů	87

6.3.3.	Ovlivnění sítě změnou rozmezí úhlů elementů	88
6.3.4.	Ovlivnění tvorby sítě nastavením geometrických tolerancí	89
	Shrnutí kapitoly	89
	Kontrolní otázka	89
	Úkol k řešení	89
7.	PEVNOSTNÍ ANALÝZY SVAŘENCŮ	90
7.1.	Pevnostní analýzy objemových modelů svařenců	91
	Shrnutí kapitoly	102
	Kontrolní otázka	103
	Úkol k řešení	103
7.2.	Pevnostní analýzy tenkostěnných svařenců.....	103
7.2.1.	Analýza tenkostěnného svařence jako objemových modelů sestavy	104
7.2.2.	Analýza tenkostěnného svařence jako objemového modelu jedné součásti (Parts)	105
7.2.3.	Analýza tenkostěnného svařence s využitím idealizovaných prvků.....	106
	Shrnutí kapitoly	108
	Kontrolní otázka	109
	Úkol k řešení	109
7.3.	Další nástroje modulu structure pro analýzy svařenců	109
7.3.1.	Vazba svar – End Weld	110
7.3.2.	Vazba svar – Perimeter Weld	110
7.3.3.	Bodové svary	111
	Shrnutí kapitoly	113
	Kontrolní otázka	113
	Úkol k řešení	113
8.	METODIKA ANALÝZ ROZEBÍRATELNÝCH SESTAV	114
8.1.	Analýza šroubových spojů	114
8.1.1.	Vliv šroubového spoje na modely spojovaných součástí	115
8.1.2.	Analýza tlakové nádoby	117
8.1.3.	Kontrola šroubů.....	118
8.1.4.	Simulace šroubového spoje v sestavě.....	120
	Shrnutí kapitoly	122
	Kontrolní otázka	122
	Úkol k řešení	123
8.2.	Analýzy uložení ve valivých ložiskách	123
8.2.1.	Typy modelů uložení.....	123
8.2.2.	Analýza typů modelů uložení.....	124
8.2.3.	Příprava modelu pro možnost naklopení ložisek.....	126
8.2.4.	Analýzy upravených modelů uložení	127
	Shrnutí kapitoly	128
	Kontrolní otázka	128
	Úkol k řešení	128
9.	TVAROVÁ A ROZMĚROVÁ OPTIMALIZACE.....	129
9.1.	Tvarová a rozměrová optimalizace v konstrukčním procesu	130
9.1.1.	Klasifikace tvarové a rozměrové optimalizace.....	130
9.1.2.	Specifikace optimalizačních kritérií.....	131
9.1.3.	Příklady definice optimalizovaného systému	133
	Shrnutí kapitoly	134
	Kontrolní otázka	134
	Úkol k řešení	134
9.2.	Příprava modelu pro optimalizaci.....	135
9.2.1.	Definice optimalizovaného systému.....	135
9.2.2.	Citlivostní analýzy – lokální citlivost.....	138
9.2.3.	Citlivostní studie – globální citlivost.....	141

Shrnutí kapitoly	143
Kontrolní otázka	144
Úkol k řešení	144
9.3. Průběh a vyhodnocení optimalizace	144
9.3.1. Definice a průběh optimalizační studie	144
9.3.2. Využití výsledků optimalizace	147
9.3.3. Hodnocení optimalizačního procesu	148
Shrnutí kapitoly	149
Kontrolní otázka	149
Úkol k řešení	149
10. PEVNOSTNÍ ANALÝZY SYMETRICKÝCH SOUČÁSTÍ	150
10.1. Zjednodušení výpočtového modelu symetrických součástí	150
10.1.1. Analýza ložiskového domku	151
10.1.2. Analýza deskové rotační součásti.....	156
Shrnutí kapitoly	160
Kontrolní otázka	160
Úkol k řešení	160
10.2. Příprava modelu pro aplikaci symetrického uložení	160
10.2.1. Záloha modelu součásti nebo sestavy.....	161
10.2.2. Vytvoření řezu modelu zrušením zrcadlení.....	162
10.2.3. Univerzální tvorba řezu modelem	162
Shrnutí kapitoly	163
Kontrolní otázka	163
Úkol k řešení	163
11. PŘÍLOHY	164

POKYNY KE STUDIU

CAD III – Pevnostní analýzy

Pro předmět **CAD III**, 2. semestru navazujícího magisterského studia oboru *Výrobní systémy s průmyslovými roboty a manipulátory* jste obdrželi studijní balík obsahující:

- integrované skriptum pro distanční studium obsahující i pokyny ke studiu CD-ROM s doplňkovými animacemi vybraných částí kapitol harmonogram průběhu semestru a rozvrh prezenční části rozdělení studentů do skupin k jednotlivým tutorům a kontakty na tutorův kontakt na studijní oddělení

Prerekvizity

Pro studium tohoto předmětu se předpokládá absolvování předmětů **CAD I** a **CAD II**

Cílem předmětu

je seznámení se základními pojmy pevnostních a deformačních statických analýz. Po prostudování modulu by měl student být schopen správně definovat výpočtový model, provádět potřebné analýzy a správně je interpretovat.

Pro koho je předmět určen

Modul je zařazen do magisterského studia v oboru *Výrobní systémy s průmyslovými roboty a manipulátory* magisterského studia, ale může jej studovat i zájemce z kteréhokoliv jiného oboru, pokud splňuje požadované prerekvizity.

Skriptum se dělí na tématické bloky, kapitoly, které odpovídají logickému dělení studované látky, ale nejsou stejně obsáhlé. Předpokládaná doba ke studiu kapitoly se může výrazně lišit, proto jsou velké kapitoly děleny dále na číslované podkapitoly a těm odpovídá níže popsaná struktura.

Při studiu každé kapitoly doporučujeme následující postup:



Čas ke studiu: xx hodin

Na úvod kapitoly je uveden **čas** potřebný k prostudování látky. Čas je orientační a může vám sloužit jako hrubé vodítko pro rozvržení studia celého předmětu či kapitoly. Někomu se čas může zdát příliš dlouhý, někomu naopak. Jsou studenti, kteří se s touto problematikou ještě nikdy neseťkali a naopak takoví, kteří již v tomto oboru mají bohaté zkušenosti. Čas potřebný pro prostudování a zvládnutí jednotlivých tématických bloků je závislý na schopnostech a zkušenostech posluchače s tvorbou 3D modelů v prostředí systému Pro/ENGINEER. Dále je závislý na hardwarovém vybavení posluchačova PC, poněvadž doba provádění analýz je závislá na velikosti operační paměti a výkonu procesoru počítače.

Po prostudování tohoto odstavce budete umět:

- popsat...
- definovat
- vyřešit

Cíle

Ihned potom jsou uvedeny cíle, kterých máte dosáhnout po prostudování této kapitoly – konkrétní dovednosti, znalosti.

CAE, MKP, výpočtový model, pevnostní analýzy.

Klíčová slova

Klíčová slova týkající se dané kapitoly.



VÝKLAD

Následuje vlastní výklad studované látky, zavedení nových pojmů, jejich vysvětlení, vše doprovázeno obrázky, tabulkami, řešenými příklady, odkazy na animace.



Shrnutí kapitoly

Na závěr kapitoly jsou zopakovány hlavní pojmy, které si v ní máte osvojit. Pokud některému z nich ještě nerozumíte, vraťte se k nim ještě jednou.



Kontrolní otázka

Pro ověření, že jste dobře a úplně látku kapitoly zvládli, máte k dispozici několik teoretických otázek.



Úkol k řešení

Protože většina teoretických pojmů tohoto předmětu má bezprostřední význam a využití v praxi, jsou Vám nakonec předkládány i praktické úlohy k řešení. V nich je hlavní význam předmětu a schopnost aplikovat čerstvě nabyté znalosti při řešení reálných situací hlavním cílem předmětu.



KLÍČ K ŘEŠENÍ

Výsledky zadaných příkladů i teoretických otázek výše jsou uvedeny v závěru učebnice v Klíči k řešení. Používejte je až po vlastním vyřešení úloh, jen tak si samokontrolou ověříte, že jste obsah kapitoly skutečně úplně zvládli.

1. ÚVOD DO PROBLEMATIKY PEVNOSTNÍCH ANALÝZ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Po prostudování úvodního přednáškového bloku, který je členěn do tří částí, ve kterých se seznámíte:</p> <ul style="list-style-type: none"> – s historií a důvody vzniku CAE systémů, – s metodou geometrických prvků, – s definováním výpočtového modelu. <p>Budete schopni porozumět výkladu v dalších kapitolách.</p>	<p>Cíle přednáškového bloku</p>
--	---------------------------------

<p><i>CAE, MKP, výpočtový model, pevnostní analýzy, geometrické prvky, adaptivní P-technologie, uložení součástí, materiálové vlastnosti, zatížení součástí.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>
--	----------------------



Čas ke studiu: 3 hodiny

1.1. Pevnostní výpočty v CAD systémech

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>V této kapitole se seznámíte s důvody vzniku CAE systémů, jejich historií a trendy vývoje. Kapitola je členěna na tyto podkapitoly:</p> <ul style="list-style-type: none"> – historie vzniku metody konečných prvků, – charakteristika modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE, – typy analýz. <p>Po jejich prostudování:</p> <ul style="list-style-type: none"> – pochopíte základní charakteristiku modulu STRUCTURE CAD systému Pro/ENGINEER, – budete schopni vyjmenovat základní typy analýz dostupných v modulu STRUCTURE 	<p>Cíl kapitoly</p>
--	---------------------

<p><i>CAE, MKP, výpočtový model, pevnostní analýzy.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>
---	----------------------



Čas ke studiu: 20 minut

Mezi nejdůležitější činnosti konstruktéra, při návrhu nového stroje, patří předvídání jeho chování v různých situacích. Konstruktér musí provádět různé typy výpočtů, aby mohl dostatečně dimenzovat jednotlivé uzly a součásti nového stroje

Větší část konkrétních inženýrských problémů není analyticky řešitelná, lze řešit jen velmi jednoduché případy. Bez užití moderních metod se dosud při řešení úloh praxe postupuje tak, že řešený mechanický systém se výrazně zjednoduší. Obvykle jde o takové zjednodušení, aby výsledky mohly být porovnávány se známými řešeními uvedenými v tabulkách, katalozích atd. [Horyl 2002]

Tyto postupy, zvláště při navrhování strojů jako například různé typy robotů, jsou v dnešní době nepoužitelné. Proto je nutno aplikovat metody, které jsou schopny řešit například chování podvozku robotu při přejezdu přes překážku, pohyb v neznámém terénu, vykonávání činností, které výrazně mění polohu těžiště podvozku (odběr vzorků, manipulace s předměty) apod.

Jednou z možností je aplikace CAE systému, který je založen na metodě konečných prvků. Těchto systémů je celá řada, lze jmenovat nejznámější, ANSYS, MARC, COSMOS, MSC/NASTRAN a podobně.



VÝKLAD

1.1.1. Historie vzniku metody konečných prvků

Metoda vznikla v období kolem roku 1956 ve výzkumném ústavu aeronautické a kosmické mechaniky v Ohio, USA (Wright Paterson Air Force Base). Výzkumný tým byl veden prof. R.W. Cloughem a spolupracovali zejména R.L. Melosh, H.C. Martin, J.L. Tocher a další. Výzkum a vývoj uvedené numerické metody vyvolal striktní požadavek "měsíčního" programu Apollo v oblasti vývoje a konstrukce nosných raket. V daném čase a při známém objemu financí (3 miliardy) se po rozboru zjistilo, že se pomocí experimentu nedá úkol splnit. Zbyla jediná cesta a sice vývoj takové numerické metody, která by výpočty potřebné pro projekty nových typů raket a dalších systémů projektu Apollo zvládla. Výsledky výzkumu byly dále intenzivně využívány na uvedené vojenské základně při projektech letadel, ponorek, raket všech typů, atd. Tato skutečnost způsobila utajení detailů metody tak, že programy a teoretické články ležely nejméně deset roků ve vojenských sejfech. První konference v Ohio (1965 a 1968) uváděly jen kusé informace. Další vývoj byl pak často poznamenán četnými duplicitami v odvození základních "nástrojů" metody (uvádí se, že deskový trojúhelníkový prvek odvodilo na sobě nezávisle aspoň 7 autorů). Je zajímavé, že inženýři s metodou dlouhé roky úspěšně počítali, než matematikové dokázali konvergenci metody a vlastně posvětili desetileté výpočtářské úspěchy. V civilním sektoru se nejbouřlivěji metoda konečných prvků (MKP) rozvíjela v letech 1965-1975. Prvním propagátorem a neochvějným zastáncem metody byl v ČSFR prof. V. Kolář, DrSc. z Brna, který také dosáhl značného mezinárodního uznání za programy řady NE. Pomocí MKP se dnes řeší celá řada úloh, jejichž realizace nebyla dosud možná a to nejen v oblasti mechaniky spojitých těles či soustav. Svou obecnou matematickou formulací umožňuje MKP řešit problém: mechaniky hornin, proudění kapalin a plynů, šíření tepla a záření, stacionárních a nestacionárních elektromagnetických polí atd. [Horyl 2002]

Rozvoj MKP vedl přirozeně k paralelnímu vzniku velkého množství programů, postavených na bázi algoritmu MKP a vyvíjených zpočátku v univerzitním prostředí v souvislosti s řešením výzkumných úkolů. Už v průběhu 60. let se však stále častěji používalo vyvinutého softwaru k řešení inženýrských problémů, vycházejících přímo z požadavků průmyslové praxe. Zájem o nový výpočtový prostředek pak přirozeně vedl k rozvoji některých programů na čistě komerční bázi. V tabulce 1 je přehled nejznámějších programových systémů MKP. Je dobré si povšimnout, že prakticky všechny mají své kořeny v dobách sálových počítačů a děrných štítků a že je obtížné v současné době prorazit se zcela

novým produktem, který za sebou nemá dlouhou historii postupného budování od jednoduchých Fortranských procedur jádra až po softwarově velmi rozsáhlý “obal” uživatelského prostředí pre- a postprocessingu. Výjimkou v tomto směru je systém Pro/MECHANICA, který přichází až v průběhu 90. let s novou koncepcí základního algoritmu MKP.

Na základě sledování současného vývoje se zdá, že postupně dojde k omezení počtu komerčně nabízených systémů, mezi nimiž se nakonec uplatní jen několik nejsilnějších firem. Pokud budeme usuzovat z analýzy citací databáze *Makebase*, pak mezi nejúspěšnější za období 1985-1999 určitě budou patřit systémy ABAQUS, ADINA, ANSYS a NASTRAN.

Year	Program name	Developer	URL address
1965	ASKA (PERMAS)	IKOSS GmbH, (INTES), Germany	www.intes.de
	STRU DL	MCAUTO, USA	www.gtstrudl.gatech.edu
1966	NASTRAN	MacNeal-Schwendler Corp., USA	www.macsch.com
1967	BERSAFE	CEGB, UK (restructured in 1990)	
	SAMCEF	Univer. of Liege, Belgium	www.samcef.com
1969	ASAS	Atkins Res.&Devel., UK	www.wsasoft.com
	MARC	MARC Anal. Corp., USA	www.marc.com
	PAFEC	PAFEC Ltd, UK now SER Systems	
1970	SESAM	DNV, Norway	www.dnv.no
	ANSYS	Swanson Anal. Syst., USA	www.ansys.com
1971	SAP	NISEE, Univ. of California, Berkeley, USA	www.eerc.berkeley.edu/tware_and_data
	STARDYNE	Mech. Res. Inc., USA	www.reiusa.com
1972	TITUS (SYSTUS)	CITRA, France; ESI Group	www.systus.com
	DIANA	TNO, The Netherlands	www.diana.nl
1973	WECAN	Westinghouse R&D, USA	
	GIFTS	CASA/GIFTS Inc., USA	
1975	ADINA	ADINA R&D, Inc., USA	www.adina.com
	CASTEM	CEA, France	www.castem.org:8001/HomePage.html
1976	FEAP	NISEE, Univ. of California, Berkeley, USA	www.eerc.berkeley.edu/tware_and_data
	NISA	Eng. Mech. Res. Corp., USA	www.emrc.com
1978	DYNA2D, DYNA3D	Livermore Softw. Tech. Corp., USA	www.lstc.com
1979	ABAQUS	Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., USA	www.abaqus.com
1980	LUSAS	FEA Ltd., UK	www.lusas.com
1982	COSMOS/M	Structural Res. & Anal. Corp., USA	www.cosmosm.com
1984	ALGOR	Algor Inc., USA	www.algor.com

Tab. 1 Příklady CAE systémů [Petruška 2003]

1.1.2. Charakteristika modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE

Tento modul je součástí celého balíku produktů firmy PTC. Lze jej získat jako modul *Pro/MECHANICA(r) Structural Simulation Package*, který umožňuje simulovat, vyhodnocovat a optimalizovat strukturální chování výrobků v oblasti statiky, vlastních frekvencí, dynamiky, vzpěrné stability, kontaktu a velkých deformací.

Modul STRUCTURE má následující vlastnosti:

1) Přímá vazba na systém Pro/ENGINEER, což znamená, že veškeré potřebné analýzy lze do určité míry provádět přímo na modelu součásti nebo strojního uzlu, vymodelovaného v prostředí. Platí zde rovněž plná asociativita mezi jednotlivými modely, což znamená že veškeré změny provedené na modelu v jakémkoliv režimu se promítnou do všech souvisejících modelů.

2) **Automatická tvorba sítě tzv. geometrických prvků.** Modul STRUCTURE je vybaven generátorem sítě prvků, které jsou potřebné pro pevnostní analýzy. Generátor prvků je vybaven nástrojem pro optimalizaci sítě.

3) **Generace sítě pro standardní metodu konečných prvků a vyhodnocení výsledků z jiných řešičů.** Pro případy složitých výpočtů, které nejsou vhodné pro aplikaci modulu STRUCTURE nebo pro uživatele výpočtářských systémů, lze vygenerovat síť prvků pro použití v ANSYSu, Nastranu a podobně.

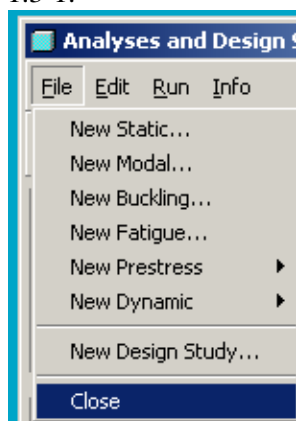
4) **Zatížení a okrajové podmínky lze přímo aplikovat na geometrické entity nebo na entity sítě výpočtového modelu.** Tato vlastnost umožňuje zadávat zatížení a způsob uložení na rovinné nebo rotační plochy, na křivky popřípadě do bodů. Tato vlastnost v sobě nese určitá omezení, která budou dále vysvětlena.

5) **Vyváženost požadavků na přesnost výpočtového modelu a rychlost řešení.** STRUCTURE využívá "adaptivní P-technologie". Princip této technologie spočívá v tom, že při výpočtu napětí a deformací dochází k zpřesňování výpočtu zvyšováním stupně polynomu řešených rovnic.

Díky těmto vlastnostem lze aplikovat metodu geometrických prvků zhruba na 70 – 80% běžných inženýrských výpočtů.

1.1.3. Typy analýz

Modul STRUCTURE umožňuje následující typy analýz, které jsou zobrazeny na následujícím obrázku 1.3-1.



Obr. 1.3-1 Typy analýz

1) **Statické analýzy („New Static“),** představují výpočty, pomocí kterých získá uživatel hodnoty napětí, deformací, apod.. Součást nebo sestava může být zatížena statickou silou nebo momentem, s konstantní hodnotou, nebo může být dána funkcí, jejichž průběh je závislý na entitě, ke které je definován, (eliptický, sinusovka apod.). V těchto typech analýz nelze zadat zatížení závislé na čase.

2) **Modální analýzy („New Modal“)** umožňují zjistit vlastní frekvence a vlastní tvary analyzované součásti. Tyto analýzy jsou východiskem pro dynamické analýzy.

3) **Vzpěr („New Buckling“),** výsledkem této analýzy je tzv. „buckling factor“, pomocí kterého se zjišťuje bezpečnost například dlouhých tyčí zatížených vzpěrem, ztráta stability tvaru apod.

4) **Analýza typu Fatigue (únavu) a Prestress (předpět'ová**

analýza),

5) **Dynamické analýzy („New Dynamic“),** vycházejí z modální analýzy a umožňují zadávat různé typy dynamického zatížení součástí.

6) **Optimalizační studie („New Design Study“),** jsou špičkové nástroje pro aplikaci tvarové a rozměrové optimalizace součástí a strojních uzlů.

Předmětem těchto učebních textů jsou statické analýzy a optimalizační studie.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

CAE

Metoda konečných prvků

Metoda geometrických prvků



Kontrolní otázka

K čemu se používá metoda konečných prvků?

1.2. Metoda geometrických prvků

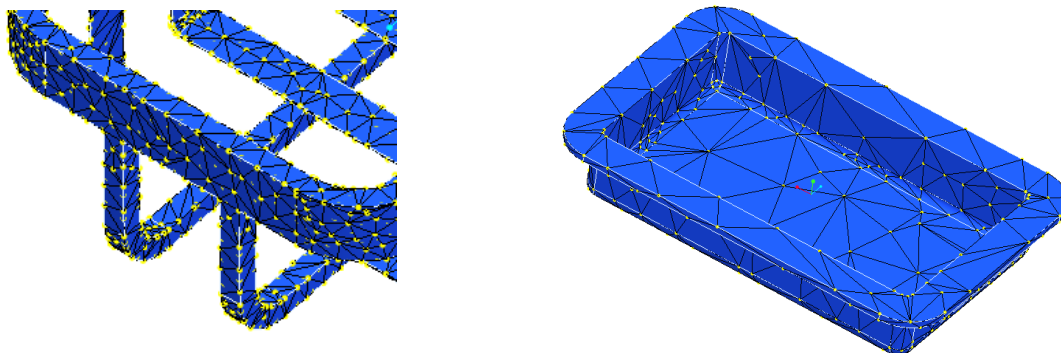
Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>V této kapitole se podrobněji seznámíte s se metodou geometrických prvků. Kapitola je členěna na následující podkapitoly:</p> <ul style="list-style-type: none"> – typy používaných prvků, – aplikace adaptivní P-technologie, – vliv způsobů modelování na výpočet. <p>Po jejich studování budete umět jednoduše popsat metodu geometrických prvků.</p>	<p>Cíl kapitoly</p>
<p><i>Geometrické prvky, adaptivní P-technologie.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 75 minut

Pevnostní výpočty v modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE jsou založeny na metodě geometrických prvků (GEM – geometrical element method). Princip této metody spočívá, obdobně jako při metodě konečných prvků, v rozdělení analyzovaného objemu na elementy. Pomocí této metody prvky přesně respektují vytvořený 3D model. Základním prvkem metody GEM je čtyřstěn (tetrahedron). Na obrázku 1.2-1 jsou zobrazeny vygenerované sítě geometrických prvků.



Obr. 1.2-1 Vygenerované prvky na modelech



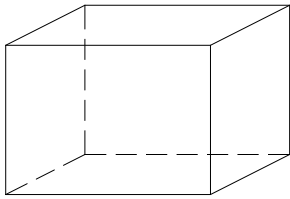
VÝKLAD

1.2.1. Typy používaných prvků

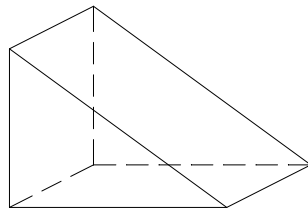
V prostředí Pro/MECHANICA STRUCTURE lze pro výpočty používat následující typy prvků:

I) Pro modely typu „SOLID“ což jsou objemové modely součástí a strojních uzlů lze generovat 3 typy prvků:

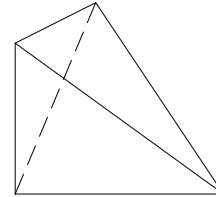
1) „*Tetrahedron*“ (obr. 1.2.1.-3) což je základní a upřednostňovaný prvek.



Obr. 1.2.1.-1 Brick



Obr. 1.2.1.-2 Wedge



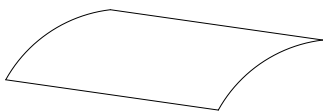
Obr. 1.2.1.-3 Tetrahedron

2) Prvky typu „*Brick*“ (obr. 1.2.1.-1) a „*Wedge*“ (obr. 1.2.1.-2) jsou prvky doplňkové.

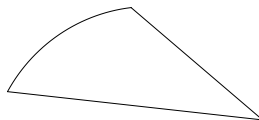
Pro ovlivnění tvorby sítě lze použít pouze tyto možnosti kombinací:

- *Tetrahedron*
- *Tetrahedron, Wedge,*
- *Tetrahedron, Wedge, Brick.*

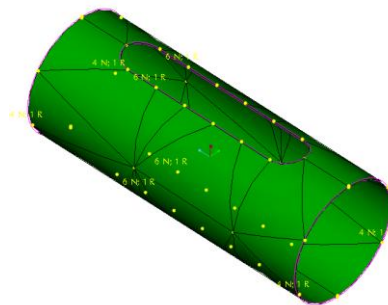
II) Modely typu „SHELL“, tento typ prvků se využívá v případě tenkostěnných modelů vytvořených pomocí konstrukčních prvků typu „*shell, thin*“, u plošných modelů. Základním kritériem při rozhodování pro použití těchto prvků je skutečnost, že jeden rozměr (většinou tloušťka stěny je výrazně menší než ostatní rozměry součástí. Na obrázcích 1.2.1.-4 a 1.2.1.-5 jsou zobrazeny jednotlivé prvky. Na obrázku 1.2.1.-6 je zobrazena síť elementů na tenkostěnné součásti.



Obr. 1.2.1.-4 Čtyřúhelník

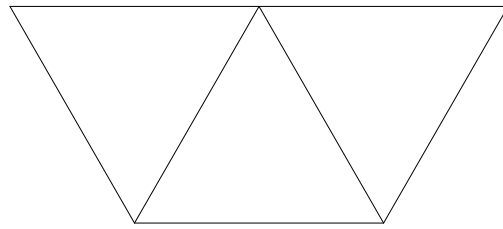


Obr. 1.2.1.-5 Trojúhelník



Obr. 1.2.1.-6 Prvky typu shell

III. Prvky typu „BEAM“, používá se v případech, když průřezové rozměry modelů jsou výrazně menší než jejich délka. V tomto případě není vytvořen model objemem ale pouze křivkami a body, kterým jsou v modulu STRUCTURE přiřazeny průřezy s příslušnými rozměry a vlastnostmi.



Obr. 1.2.1.-7 Prutová soustava

- Square
- Rectangle
- Hollow Rect
- ⌋ Channel
- ⌊ I-Beam
- └ L-Section
- ◆ Diamond
- Solid Circle
- Hollow Circle
- ◉ Solid Ellipse
- ◊ Hollow Ellipse
- Sketched Solid
- Sketched Thin

Obr.1.2.1-8 Knihovna

Na obrázku 1.2.1.-7 je zobrazen příklad pro použití prvků typu „*BEAM*“ a na následujícím obrázku 1.2.1.-8 jsou uvedeny průřezy, kterými disponuje knihovna modulu STRUCTURE. Tuto knihovnu lze doplňovat o vlastní průřezy.

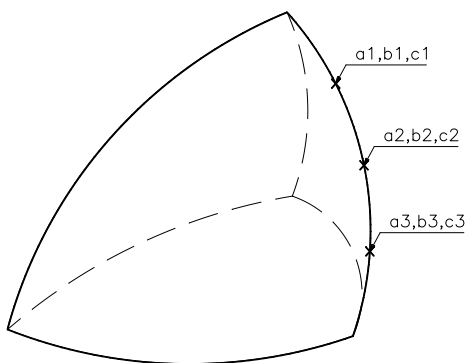
1.2.2. Aplikace adaptivní P-technologie

Pro dosažení požadované přesnosti výsledků při výpočtu se při metodě geometrických prvků využívá tzv. adaptivní P-technologie.

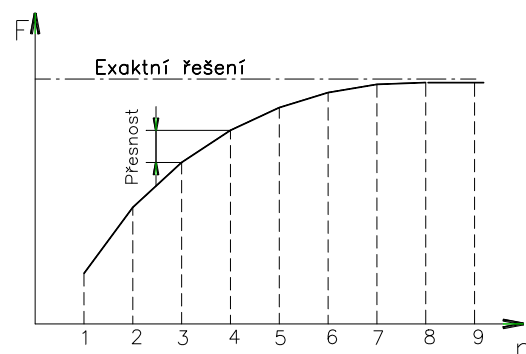
Adaptivní metody konečných prvků používají, pro zajištění kvalitních výsledků, dodatečnou nastavbu (založenou na teorii chyb) **modifikující síť** konečných prvků v procesu řešení za účelem stanovení aproximovaného řešení v určitých mezích od "skutečného" řešení spojitého problému. Proměna sítě využívá různých technik, z nichž nejnámější jsou tyto:

- R- adaptivita, metoda pracující s pohyblivými uzly vygenerované sítě prvků,
- H – adaptivita, představuje zjemňování (a zhrubování) elementů v síti,
- P – adaptivita, změna řádu básových funkcí, polynomů
- HP - adaptivita je kombinací výše uvedených metod.

V praxi to znamená, že při výpočtu dochází k porovnání vypočtených hodnot „a,b,c“ (deformace, energie napjatosti, a střední kvadratická hodnota napětí). Hrany jednotlivých elementů jsou rozděleny na stejný počet dílů a v jednotlivých bodech probíhá tato kontrola.



Obr. 1.2.2.-1 Rozdělení hrany



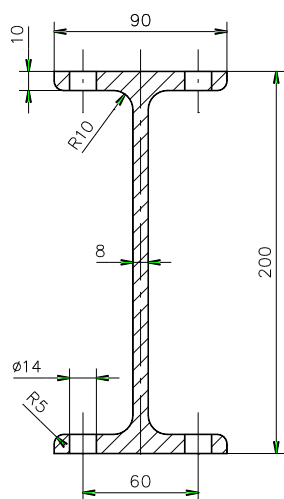
Obr. 1.2.2.-2 Princip zpřesňování výpočtu

Na obrázku 1.2.2.-1 je zobrazen princip rozdělení hrany a na obrázku 1.2.2.-2 je znázorněn princip zpřesňování výpočtu zvyšováním stupně polynomu bazových funkcí. Vypočtené hodnoty v n-té iteraci jsou porovnány s hodnotami s předchozí iterace. Pokud není dosaženo nastavené přesnosti konvergence, dochází u těchto hran ke zvýšení stupně polynomu. Maximální stupeň polynomu je 9. Přednastavená hodnota stupně polynomu je 6 a přesnost výpočtu (konvergence) 10%.

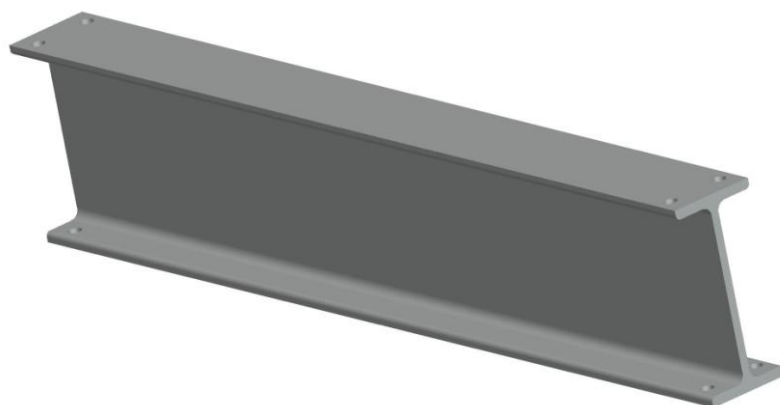
Uživatel může tyto hodnoty změnit. Výpočet pak probíhá v několika iteracích, pro každou je vyhodnocena přesnost výpočtu. Pokud není dosaženo zadané konvergence, dochází ke zvýšení stupně polynomu. Takto probíhá výpočet až do dosažení požadované konvergence, anebo dosažení maximálního stupně polynomu, na což je uživatel upozorněn. Uživatel se rovněž může podívat, ve které iteraci byla splněna zadaná konvergence u jednotlivých prvků a má tedy možnost posoudit správnost výpočtů. Dále může získat grafy zobrazující, postup konvergence výpočtu, v oblasti špiček napětí apod.

1.2.3. Vliv způsobu modelování na výpočet

Aplikace P-adaptivity má tedy významný vliv na výpočtový proces. Nepříjemnou vlastností této metody je zvětšování počtu řešených rovnic zvyšováním stupně polynomu. Počet rovnic je závislý na počtu elementů a na stupni polynomu, není vůbec žádným problémem v některých iteracích počítat se soustavami, které mají 300, 400 tisíc rovnic.



Obr. 1.2.3.-1 Průřez nosníku



Obr. 1.2.3.-2 Model nosníku

Délka výpočtu je samozřejmě závislá na hardwarovém vybavení, ale taky na počtu rovnic. Proto je nutno s tímto počítat a výpočtový model upravit tak, aby počet generovaných elementů nebyl zbytečně velký. Na obrázcích 1.2.3.-1 a 1.2.3.-2 je zobrazen nosník. V následující tabulce je dokumentován vliv rozměrů a použitých konstrukčních prvků na počet generovaných elementů a následně na počet rovnic při stupni polynomu „3“.

Tab. 1.2.3-1 Počet rovnic

Varianta	Délka nosníku [mm]	Počet elementů	Počet rovnic
Hladký	300	268	4 890
4 otvory	300	471	9 147
Zaoblení	300	1 126	19 515
Zaobl. + 4otvory	300	1 072	19 887

Hladký	600	512	9 078
4 otvory	600	700	13 254
Zaoblení	600	2 050	35 553
Zaobl. + otvor	600	2 471	43 497
Hladký	900	771	13 761
4 otvory	600	1 129	20 472
Zaoblení	900	3 168	54 828
Zaobl. + otvor	900	2 808	49 854

Z tabulky jednoznačně vyplývá, které konstrukční prvky nepříznivě ovlivňují počet generovaných elementů, jsou to různá zaoblení sražení malé otvory apod.. Proto je nutno při vytváření modelu součásti tyto konstrukční prvky vytvářet na modelu až na konci modelování, aby na ně nebyly vázány některé důležité prvky modelu. Výpočtář pak může posoudit vliv těchto prvků na kvalitu výpočtů, pokud uzná za vhodné může je potlačit funkcí „*suppresse*“. Při generování sítě geometrických elementů se těmito potlačenými prvky nepracuje.

Poněvadž generování sítě probíhá automaticky, dochází taky k určité optimalizaci sítě elementů. Čímž lze získat kvalitní výpočtový model. V případě, že uživatel má výhrady k vygenerované síti, STRUCTURE umožňuje provést určité zásahy, které vedou k dalšímu zkvalitnění sítě.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

geometrické prvky typu: Tetrahedron, Brick, Wedge, Shell, Beam,
adaptivní P-technologie,
konvergence výpočtu,
stupeň polynomu výpočtových funkcí.



Kontrolní otázka

- 1) Pro který typ modelu se generuje prvek typu „tetrahedron“?



Úkol k řešení

Jako první příklad pro řešení je použit jednoduchý vetknutý krakorcový nosník zatížený osamělou silou na volném konci, (**Příloha 1**). Na obrázku je nakreslen rozměrový náčrt nosníku. V prostředí Pro/ENGINEER vytvořte model nosníku podle rozměrového náčrtu.

1.3. Definice výpočtového modelu

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>V této kapitole se seznámíte s metodikou tvorby výpočtového modelu. Kapitola obsahuje tyto podkapitoly.</p> <ul style="list-style-type: none"> – definice materiálu součásti, – definice způsobu uložení součásti, – definice zatížení součásti. <p>Po jejím prostudování budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vytvořit jednoduchý model pro pevnostní analýzu v modulu STRUCTURE, CAD systému Pro/ENGINEER. – přiřadit vytvořené součásti materiál. – nadefinovat uložení (Constraint) součásti, – nadefinovat zatížení (Load) součásti. 	Cíl kapitoly
---	--------------

Uložení součásti, materiálové vlastnosti, zatížení součásti.	Klíčová slova
--	---------------



Čas ke studiu: 75 minut



VÝKLAD

Kvalitu výpočtu ovlivňuje řada faktorů, které je třeba respektovat. Základem pro výpočty je mít k dispozici takový model, který bude co nejvíce odpovídat skutečnému stavu. Toto systém Pro/ENGINEER splňuje, poněvadž umožňuje konstruktérům vytvářet takové 3D modely, které jsou věrným obrazem skutečné součásti, jak po stránce rozměrové tak i tvarové.

Dalším faktorem, který ovlivňuje kvalitu výpočtů, je důkladná znalost okrajových podmínek pro definování uložení, součásti a způsob jejího zatížení. Dále je třeba znát materiálové vlastnosti součásti.

Velmi důležitým faktorem je i úroveň znalostí konstruktéra výpočtáře, který musí předvídat způsob chování součásti při různých typech uložení a zatížení. Rovněž musí být schopen posoudit složitost modelu vzhledem k možným komplikacím ve výpočtu.

Pro vytvoření výpočtového modelu je tedy třeba provést následující kroky:

- 1) Musí být vytvořen model, (objemový, plošný, popřípadě pouze křivkový), který bude podroben potřebným analýzám.
- 2) Modelu se musí definovat materiálové vlastnosti, (hustota, modul pružnosti, poissonovo číslo...), které jsou nezbytné pro požadované analýzy.
- 3) Musí být přesně definován způsob uložení (*constraint*).
- 4) Musí být definován způsob zatížení součásti.

Pro vytvoření výpočtového modelu je vhodné si vytvořit postup, který se bude dodržovat. Systém sice nedovolí opomenout některý z kroků, ale zvláště u začínajících uživatelů je dobré osvojit si některé návyky a tím se vyhnout zbytečným problémům. Proto jsou následující podkapitoly seřazeny metodicky podle vhodnosti postupu, i když není striktně nutné tento postup dodržovat.

1.3.1. Definice materiálu součásti

Modul STRUCTURE obsahuje knihovnu běžně používaných materiálů. Tato knihovna umožňuje přiřadit materiálové vlastnosti jedné součásti nebo více součástí, v případě že se jedná o analýzu strojního uzlu.

1.3.1.-1 Dialogový panel knihovny materiálů

Na obrázku 1.3.1-1 je zobrazen zadávací formulář materiálových vlastností, ze kterého jsou zřejmé vlastnosti, které jsou potřebné pro provedení výpočtu. Knihovna dále umožňuje definovat další materiály, tím že se vyplní příslušné hodnoty materiálových vlastností.

Z obrázku 1.3.1-1 je zřejmé, že materiály nabízené knihovnou mají „*isotropní*“ charakter. Znamená to, že mají stejnou tuhost ve všech osách souřadného systému. Pro složitější případy výpočtu lze definovat orthotropní materiál, tuhost je ve všech osách různá nebo „*transversely orthotropic*“ kdy je ve dvou osách stejnou tuhost a ve zbývajících ose jiná než v těchto dvou.

Přiřazení materiálu umožňuje provádět určité úpravy generované sítě. Proto je vhodné přiřadit materiálové vlastnosti jako první.

1.3.2. Způsob uložení součástí (constraints)

Každá reálná součást je určitým způsobem uložena, upevněna. Pokud by neexistovala žádná vazba na okolí, měla by taková součást 6 stupňů volnosti (v kartézském souřadném systému), tedy 3 rotace, 3 translace. Taková součást se v běžných konstrukcích strojů v podstatě nevyskytuje jen v letectví a kosmonautice). Proto je nutno v dalším kroku definovat uložení „*Constraints*“. V běžné praxi se vyskytuje několik způsobů uložení součástí. Na obrázcích 1.3.2-1 až 1.3.2-3 jsou zobrazeny značky nejběžnějších uložení.

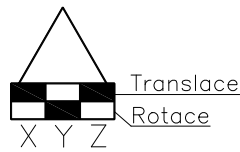
Značka			
Počet stupňů volnosti (pohyblivost tělesa)	„0“ (vetknutí)	Jedna rotace (kloub)	Rotace a posuv (posuvný kloub)

Obr. 1.3.2-1

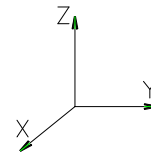
Obr. 1.3.2-2

Obr. 1.3.2-3

Značky na obrázcích představují pouze plošné uložení součástí. Proto je v modulu STRUCTURE zavedena univerzální značka (obrázek 1.3.2-4).



Obr. 1.3.2-4 Univerzální značka



Obr. 1.3.2-5 Kartézský souřadný systém

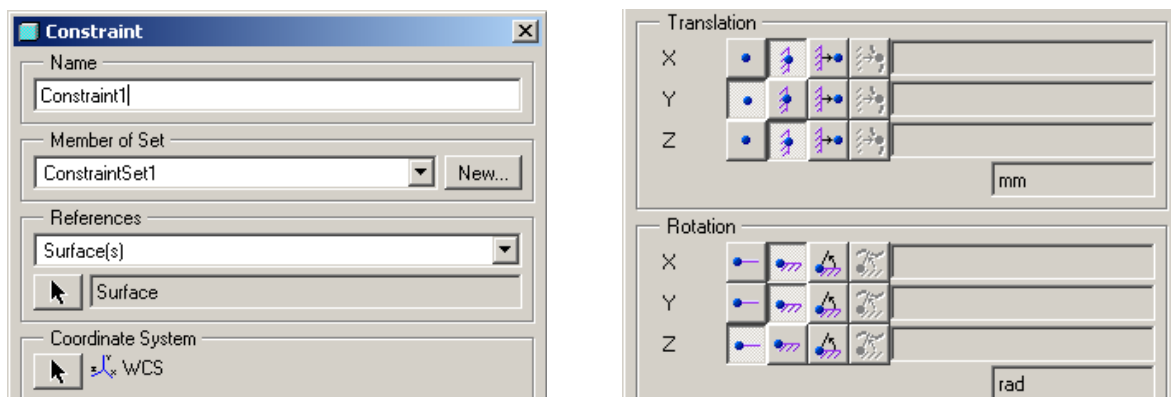
Tato značka vychází ze základního kartézského souřadného systému (obr. 1.3.2-5), odstranění jednotlivých stupňů volnosti představuje jeden vyplněný obdélníček.

Uložení lze definovat na tyto druhy entit modelu:

- na jakoukoliv geometrickou plochu modelu,
- na přímkovou nebo křivkovou entitu, (hranu, osu, křivku,)
- na bod nebo vrchol geometrie.

Pro definice uložení na jednotlivé entity platí různá omezení, která vycházejí z vlastností těchto entit vzhledem k souřadnému systému, a bude této problematice věnována samostatná kapitola.

Pro definici uložení je k dispozici zadávací formulář, obr 1.3.2-6



Obr. 1.3.2-6 zadávací formulář uložení

1.3.3. Definice zatížení

Způsob definice zatížení vychází s charakteru možných zatížení. Součásti nebo strojní uzly jsou namáhány různými typy zatížení:

- silou,
- momentem,
- gravitací,
- tlakem,
- proměnlivým zatížením vzhledem k rozměru entity na kterou je definováno,
- proměnlivým zatížením závislém na čase, pokud se jedná o dynamické analýzy,
- ...

Zatížení součásti lze rovněž definovat na stejné entity jako uložení. Lze je tedy definovat na:

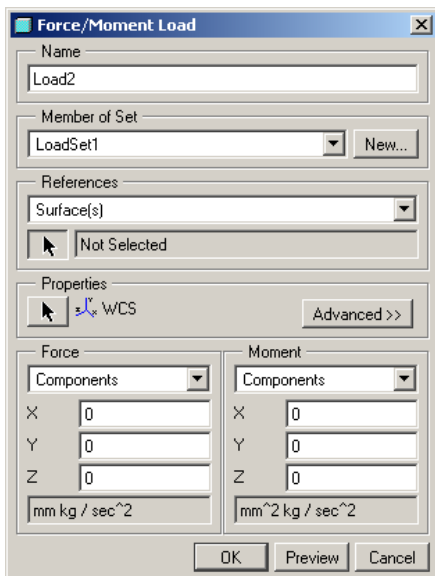
- na jakoukoliv geometrickou plochu modelu,
- na přímkovou nebo křivkovou entitu, (hranu, osu, křivku,)
- na bod nebo vrchol geometrie.

Pro správnou definici zatížení je třeba respektovat nastavení jednotek a podle tohoto pak správně interpretovat výsledky jednotlivých analýz (viz tab. 1.3.3-1).

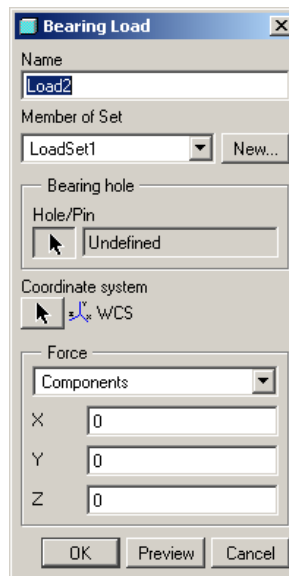
Tab. 1.3.3-1 Jednotky

Jednotky	Zadávané veličiny				
	hustota [kg/m ³]	síla [N]	moment [Nm]	Gravitace [m/s ⁻²]	tlak [MPa]
mm/kg/s/°C	$\rho \cdot \frac{1}{10^9}$	$F \cdot 10^3$	$M \cdot 10^6$	$a \cdot 10^3$	$p \cdot 10^3$
mm/N/s/°C	$\rho \cdot \frac{1}{10^{12}}$	F	$M \cdot 10^3$	$a \cdot 10^3$	p
	Vypočtené veličiny				
	hmotnost [kg]	deformace [mm]	napětí [MPa]		
mm/kg/s/°C	1	1	$\frac{1}{10^3}$		
mm/N/s/°C	$\frac{1}{10^3}$	1	1		

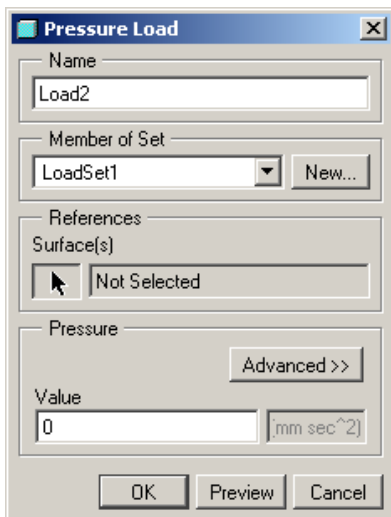
Na následujících obrázcích jsou zobrazeny jednotlivé formuláře pro zadávání zatížení.



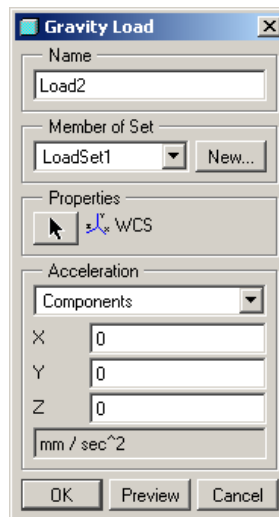
Obr. 1.3.3-1 Síla, moment



Obr. 1.3.3-2 Zatížení v ložisku



Obr. 1.3.3-3 Tlak



Obr. 1.3.3-4 Gravitace

Takto připravený model lze analyzovat některou z analýz, které budou vysvětleny v následujícím modulu.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

materiálové vlastnosti
typy uložení součástí
počet stupňů volnosti součástí, pohyblivost tělesa
definování sil a momentů



Kontrolní otázka

- 1) Jakou má pohyblivost ideální vetknutí součásti?



Úkol k řešení

Vytvořte výpočtový model z modelu nosníku, který jste vytvořili při studiu předchozí kapitoly.



CD-ROM

Postupujte podle příložených návodů (soubory: *vstup.avi*; *material.avi*; *ulozeni.avi*, *zatizeni.avi*).

2. METODIKA VÝPOČTU STATICKÉ ANALÝZY

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Ve druhém přednáškovém bloku se seznámíte s metodikou nastavení a vyhodnocením průběhu statické analýzy. Blok je členěn do následujících kapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – statická analýza, – zobrazení a interpretace výsledků. <p>Po prostudování tohoto bloku budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definovat statickou analýzu jednoduchého modelu, – vyhodnotit průběh statické analýzy, – zobrazit měrné veličiny vypočítané v průběhu analýzy. – interpretovat výsledky analýzy. 	<p style="text-align: center;">Cíle přednáškového bloku</p>
<p><i>Statická analýza, chybová hlášení, výpočtová iterace, měrná veličina, zobrazení modelu, řezné roviny.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 3 hodiny

2.1. Statická analýza

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na metodiku definování a sledování průběhu statické analýzy. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – základní výpočtové metody analýz, – nastavení výpočtu, – průběh statické analýzy. <p>Po prostudování této kapitoly budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definovat statickou analýzu, – orientovat se ve výpisu proběhlé statické analýzy. 	<p style="text-align: center;">Cíl kapitoly</p>
<p><i>Statická analýza, chybová hlášení, výpočtová iterace.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 90 minut

V předchozí kapitole byl vysvětlen postup tvorby výpočtového modelu. Jestliže je tedy správně vytvořen, lze přistoupit k provedení požadované analýzy. Základním typem, jsou statické analýzy, které umožňují provádět pevnostní výpočty součástí a sestav, jejichž výsledkem jsou hodnoty různých typů napětí, dále deformace apod.



VÝKLAD

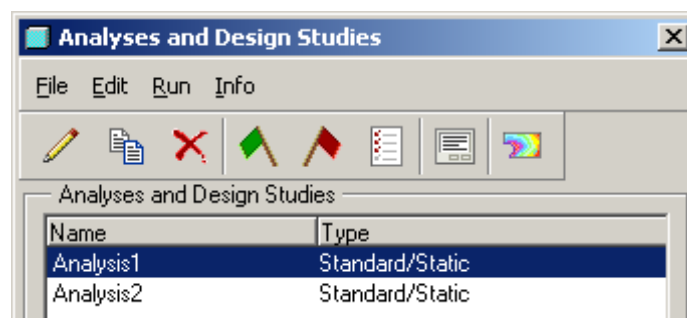
2.1.1. Základní výpočtové metody analýz

Modul Pro/MECHANICA STRUCTURE využívá pro výpočty P-adaptivní technologii, jak bylo vysvětleno v předchozím bloku. Pro výpočet je možno volit jednu ze tří metod:

Quick Check... rychlá (náštrelná) metoda, neprovádí kontrolu konvergence výpočtu. Stupeň polynomu je nastaven na hodnotu 3. Lze nastavit počet bodů, které rozdělují hrany elementů. Výsledkem této metody je deformace a napětí analyzované součásti. Vzhledem k tomu, že generování prvků sítě je součástí analýzy, je to rovněž kontrola, že ji generátor prvků úspěšně zvládl. Velmi důležitým výsledkem této analýzy je poznání, že výpočtový model se chová tak, jak uživatel předpokládá. Tento výpočet tedy hlavně slouží ke kontrole správnosti nadefinovaného výpočtového modelu. Výsledné hodnoty napětí a deformací nemusí odpovídat realitě, ale vesměs se této realitě blíží.

Single – Pass Adaptive... tato metoda provádí výpočty ve dvou iteracích, přičemž v první iteraci je stupeň polynomu nastaven na hodnotu 3 a druhá iterace má maximální stupeň polynomu, tedy 9. Tato metoda se používá pro kontaktní analýzy, výpočet kritické síly ve vzpěru, dále při modálních analýzách. Výsledkem této analýzy je rovněž napětí a deformace a dále lze zjistit, u kterých prvků nebyl při maximálním stupni polynomu proveden korektní výpočet.

Multi – Pass Adaptive... podrobná metoda výpočtu, využívající P- adaptivní technologii ke zvyšování stupňů polynomu u prvků, u kterých není dodržena předepsaná konvergence. Metoda kontroluje předepsanou konvergenci u výpočtů. Ve výsledných zobrazeních modelu lze zjistit, ve které iteraci bylo dosaženo požadované hodnoty konvergence a umožňuje správně vyhodnotit dosažené výsledky. Touto metodou lze získat velmi přesné hodnoty deformace a napětí, které se u tvarově jednoduchých příkladů neliší od analytických výpočtů. U tvarově složitých součástí by bylo vhodné provést experimentální měření, které by potvrdilo dosažené výsledky. V praxi se to často dělá.

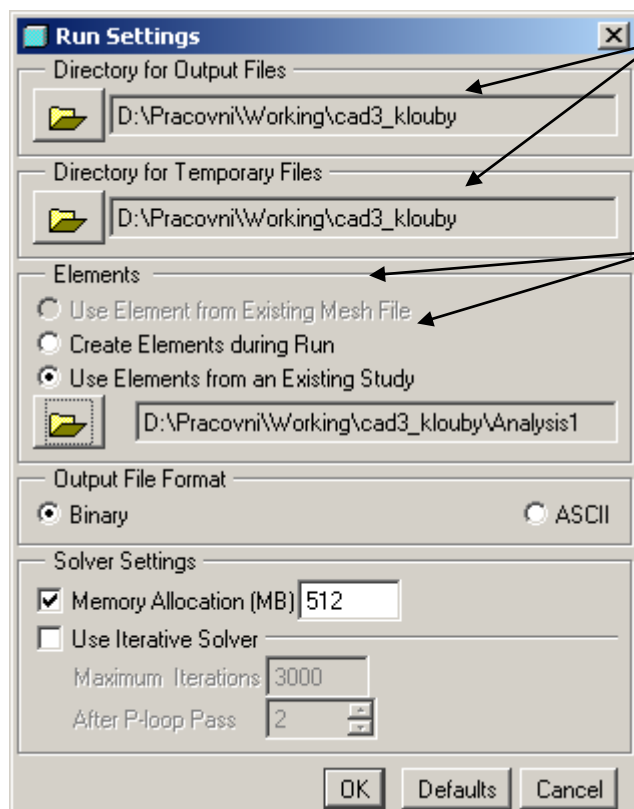


Obr. 2.1.1-1 Vstupní formulář analýz

2.1.2. Nastavení výpočtu

Průběh pevnostních výpočtů je velmi náročný na výkon procesoru a operační paměť počítače. Vzhledem k velkému počtu rovnic, které musí být vyřešeno, (běžně se počítá 200 až 300 tisíc rovnic), proto je nutno provést nastavení výpočtu tak, aby odpovídalo výpočtovým možnostem počítače.

Toto nastavení je vhodné provést pro každý analyzovaný model. Pokud je uživatel neprovede, jsou nastaveny výchozí parametry, které jsou v přednastaveny systémem.



Nastavení pracovních adresářů

Jsou zde nastavení adresáře kde budou umístěny výsledné soubory a adresář do kterého budou ukládány průběžné výsledky.

Nastavení způsobu tvorby elementů

Generování sítě elementů lze nastavit tak, aby se vytvářely v první fázi výpočtu, anebo aby byly převzaty z některého z předchozích výpočtů.

Nastavení velikosti paměti

Velikost paměti se doporučuje nastavit na polovinu celkové velikosti operační paměti.

2.1.2-1 Nastavení výpočtu

2.1.3. Průběh statické analýzy

Statická analýza probíhá v několika krocích, uživatel může pomocí výstupního souboru sledovat průběh výpočtu. Průběh výpočtu je patrný z následující tabulky. V tabulce je proveden výběr důležitých fází výpočtu, který si může uživatel kdykoli prohlédnout a tak získat první informace o jeho průběhu.

Tab. 2.1.3-1 Výpis analýzy

1) Nastavení analýzy, velikost paměti	
Run Settings	
Memory allocation for block solver: 512.0	
2) Kontrola před generováním prvků	
Checking the model before creating elements...	
These checks take into account the fact that AutoGEM will automatically create elements in volumes with material properties, on surfaces with shell properties, and on curves with beam section properties.	
3) Automatické generování prvků	
Generate elements automatically.	
Beams:	0
Shells:	0
Solids:	446
Elements:	446
4) Výpočty napětí deformací v 1. až max 9. iteraci	
Standard Design Study	

```

Static Analysis "Analysis1":
Convergence Method: Multiple-Pass Adaptive
Plotting Grid:      4
Convergence Loop Log:      (13:03:51)
>> Pass 1 <<
    Calculating Element Equations      (13:03:51)
        Total Number of Equations:      444
        Maximum Edge Order:             1
    Solving Equations                  (13:03:51)
    Post-Processing Solution           (13:03:51)
    Calculating Disp and Stress Results (13:03:51)
    Checking Convergence               (13:03:52)
        Elements Not Converged:         446
        Edges Not Converged:            786
        Local Disp/Energy Index:        100.0%
        Global RMS Stress Index:        100.0%
    Resource Check                     (13:03:52)
        Elapsed Time      (sec):        2.13
        CPU Time          (sec):        1.41
        Memory Usage      (kb):        554750
        Wrk Dir Dsk Usage (kb):        2048

```

```

>> Pass 6 <<
    Calculating Element Equations      (13:04:12)
        Total Number of Equations:      34341
        Maximum Edge Order:             7
    Solving Equations                  (13:04:16)
    Post-Processing Solution           (13:04:24)
    Calculating Disp and Stress Results (13:04:26)
    Checking Convergence               (13:04:28)
        Elements Not Converged:         0
        Edges Not Converged:            0
        Local Disp/Energy Index:        4.1%
        Global RMS Stress Index:        3.8%

```

5) Výsledné hodnoty hmotových vlastností modelu

Mass Moments of Inertia about the Center of Mass:

```

Ixx: 2.24311e+04
Ixy: 4.30961e-13  Iyy: 1.69610e+05
Ixz: -6.10412e-12  Iyz: -4.65405e-13  Izz: 1.62643e+05

```

Principal MMOI and Principal Axes Relative to COM:

	Max Prin	Mid Prin	Min Prin
	1.69610e+05	1.62643e+05	2.24311e+04
WCS X:	0.00000e+00	0.00000e+00	1.00000e+00
WCS Y:	1.00000e+00	0.00000e+00	0.00000e+00
WCS Z:	0.00000e+00	1.00000e+00	0.00000e+00

6) Výsledné hodnoty pevnostní analýzy

Measures:

Name	Value	Convergence
max_beam_bending:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_tensile:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_torsion:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_total:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_mag:	7.200572e-05	0.2%

max_disp_x:	1.075170e-05	0.1%
max_disp_y:	-2.569271e-06	2.5%
max_disp_z:	7.128746e-05	0.2%
max_prin_mag:	-2.347237e+04	11.1%
max_rot_mag:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_x:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_y:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	1.960866e+04	8.4%
max_stress_vm:	2.069890e+04	12.5%
max_stress_xx:	-1.895374e+04	0.0%
max_stress_xy:	-5.037394e+03	2.0%
max_stress_xz:	-4.783837e+03	4.3%
max_stress_yy:	1.013747e+04	1.0%
max_stress_yz:	8.121217e+03	14.7%
max_stress_zz:	-1.668758e+04	12.7%
min_stress_prin:	-2.347237e+04	11.1%
strain_energy:	3.178507e+01	0.1%
Run Completed		Analýza proběhla správně

Takto vypadá průběh analýzy, která v pořádku proběhla . V další tabulce jsou uvedena chybová hlášení.

Tab. 2.1.3-2 Chybová hlášení

Chybová hlášení	
Generate elements automatically. The design study terminated abnormally. Mechanica could not generate elements for all of the entities in the model. To view the model with elements, open the study model in Mechanica's independent mode. You can then run error checking interactively	Nebylo možno vygenerovat geometrické prvky, a proto byla analýza přerušena. Systém nabízí možnost přejít do nezávislé Pro/MECHANIKY a tam diagnostikovat problém
The design study terminated abnormally. The model is insufficiently constrained for the analysis. Please review the element connections, properties, and constraints.	Model je nedostatečně uložen, počet stupňů volnosti, neumožňuje provést výpočet
Run Completed with Fatal Error	Závěrečné oznámení o ukončení analýzy chybou



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Metody výpočtu: **Quick Check,**
Single-Pass Adaptive,
Multi-Pass Adaptive,

Výpočtová iterace
Průběh analýzy
Chybová hlášení

**Kontrolní otázka**

- 1) Která z použitelných metod výpočtu používá P-technologie?
- 2) Jaký nejvyšší stupeň polynomu lze nastavit v metodě Quick Check?

**Úkol k řešení**

Úkolem minulého bloku bylo vytvořit výpočtový model krakorcového nosníku podle zadání. Úkol pro tuto kapitolu spočívá v definování a provedení analýzy pro výpočtový model. Použijte metodu Quick Check.

**CD-ROM**

Postupujte podle návodu (soubor analyza_1.avi).

2.2. Zobrazení a interpretace výsledků

Po úspěšném a aktivním absolvování této **KAPITOLY**

Obsah této kapitoly je zaměřen na metodiku zobrazení a interpretace výsledků statické analýzy. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:

- zobrazení výsledků
- interpretace výsledků

Po prostudování této kapitoly budete umět:

- zobrazit výsledky statické analýzy pro jednotlivé veličiny,
- interpretovat výsledky statické analýzy.

Cíl kapitoly

Měrná veličina, zobrazení modelu, řezné roviny.

Klíčová slova

**Čas ke studiu: 90 minut**

Poslední fáze pevnostních výpočtů je zobrazení výsledků a jejich správná interpretace. Což může být v mnoha případech velmi složité a záleží na praktických zkušenostech uživatele. Ten musí předpokládat, jakým způsobem se bude součást nebo uzel chovat. Musí tedy vědět co mu má přibližně vyjít. V případě, že výsledky neodpovídají předpokladům, je třeba hledat chyby jak v zadání, tak ve výpočtovém modelu apod.



VÝKLAD

2.2.1. Zobrazení výsledků

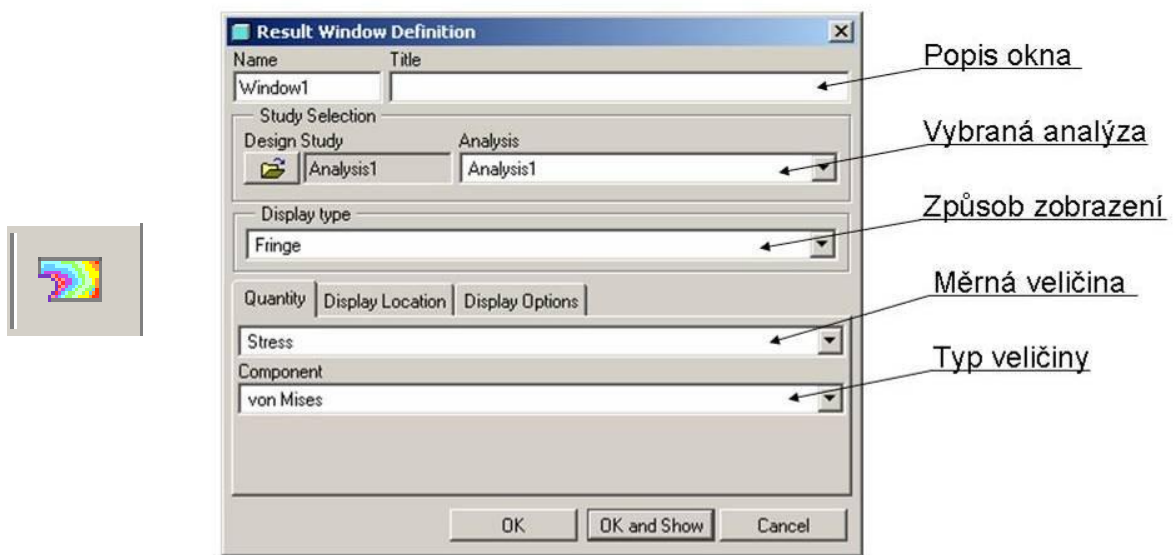
Pokud analýza proběhla úspěšně, je možno přistoupit k zobrazení výsledků. Pro/MECHANICA nabízí k zobrazení tyto vypočtené měrné veličiny, které jsou uvedeny v tabulce 2.2.1-2.

Tab. 2.2.1-1 Zobrazované veličiny

Měrná veličina		Typ veličiny	
Stress...	napětí	Von Mises	napětí podle HMM
		Max Principal...	maximální hlavní napětí
		Mid Principal	střední hlavní napětí
		Min Principal...	minimální hlavní napětí
		Max. Shear Stress	maximální smykové napětí
		XX...- ...ZZ...	napětí v osách
Displacement...	deformace, průhyb	Magnitude...	absolutní hodnota
		X,Y,Z...	deformace v jednotlivých osách
Strain...	poměrná deformace	Max Principal...	maximální hlavní
		Mid Principal	střední hlavní
		Min Principal...	minimální hlavní
		XX...- ...ZZ...	v osách
Rotation	natočení	Magnitude...	absolutní hodnota
		X,Y,Z...	natočení okolo jednotlivých os
Beam Resultant	Výsl. zatížení prutů	Force... X,Y,Z	Složky síly
		Moment... X,Y,Z	Složky momentů
Strain Energy...	deformační práce		
P-Level...	dosažení požadované konvergence na jednotlivých hranách elementů		

V tabulce nejsou uvedeny jednotky zobrazovaných veličin, protože tyto závisí na nastavení jednotek, jak je to uvedeno v předchozí tématickém bloku (obr. 1.3.3-1). Na nastavení jednotek je uživatel upozorněn při vstupu do Pro/MECHANIKY. Pouze u natočení jsou jednotky v radiánech, a nejsou závislé na nastavení jednotek modelu.

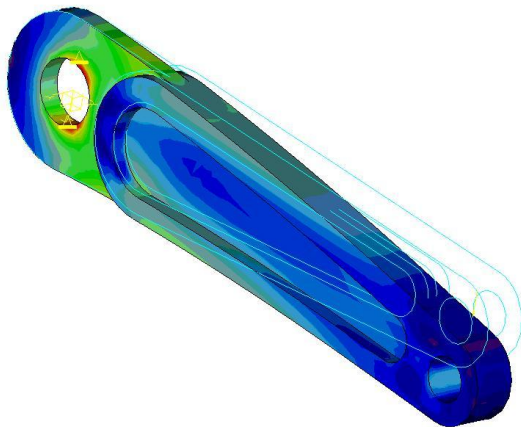
Na následujícím obrázku 2.2.1-1 je zobrazen vstupní formulář pro zobrazení vypočtených veličin.



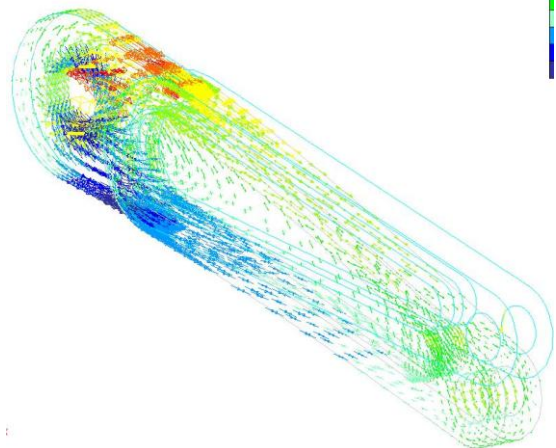
Obr. 2.2.1-1 Vstupní formulář zobrazení výsledků

Pomocí tohoto formuláře lze nastavit:

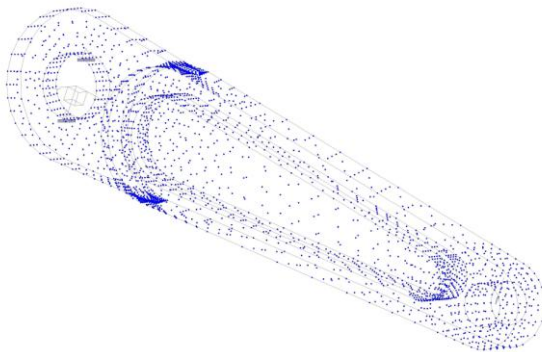
- Název a popis okna.
- Vybrat analýzu, ze které chci zobrazit výsledky.
- Nastavit způsob zobrazení (Fringe, Graf, Vectors, Model, viz obrázky 2.2.1-2 ÷5).
- Vybrat měrnou veličinu a nastavit způsob jejího zobrazení (obr 2.2.1-6)
- Vybrat typ měrné veličiny.



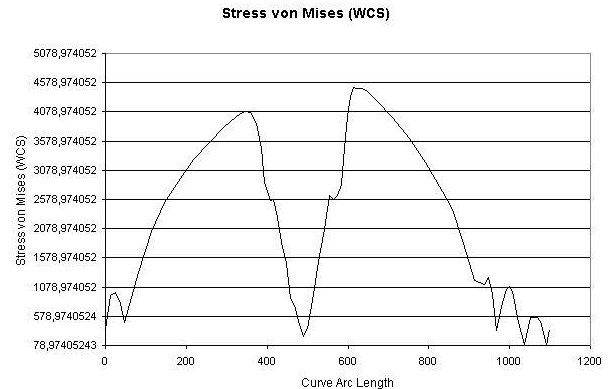
Obr. 2.2.1-2 Zobrazení typu „Fringe“



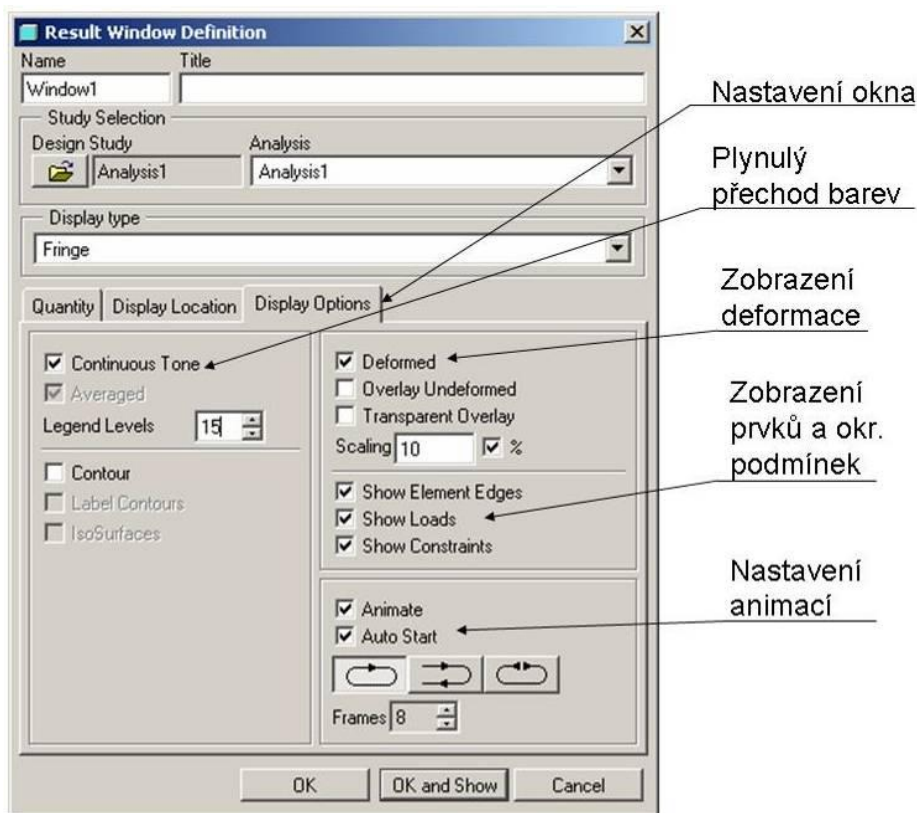
Obr. 2.2.1-3 Zobrazení typu „Vectors“



Obr. 2.2.1-4 Zobrazení typu „Model“



Obr. 2.2.1-5 Zobrazení typu „Graf“



Obr. 2.2.1-6 Způsob nastavení okna pro vybranou veličinu

Měrnou veličinu a její typ se vybírá pod tlačítkem „Quantity“, Pod tlačítkem „Display Options“ se provádí nastavení okna. Tlačítko „Display Location“ je určeno pro případ, jestli chce uživatel získat měrnou veličinu na konkrétní entitě. Spodním tlačítkem „OK and Show“ je možno prohlížet výsledné hodnoty a chování výpočtového modelu.

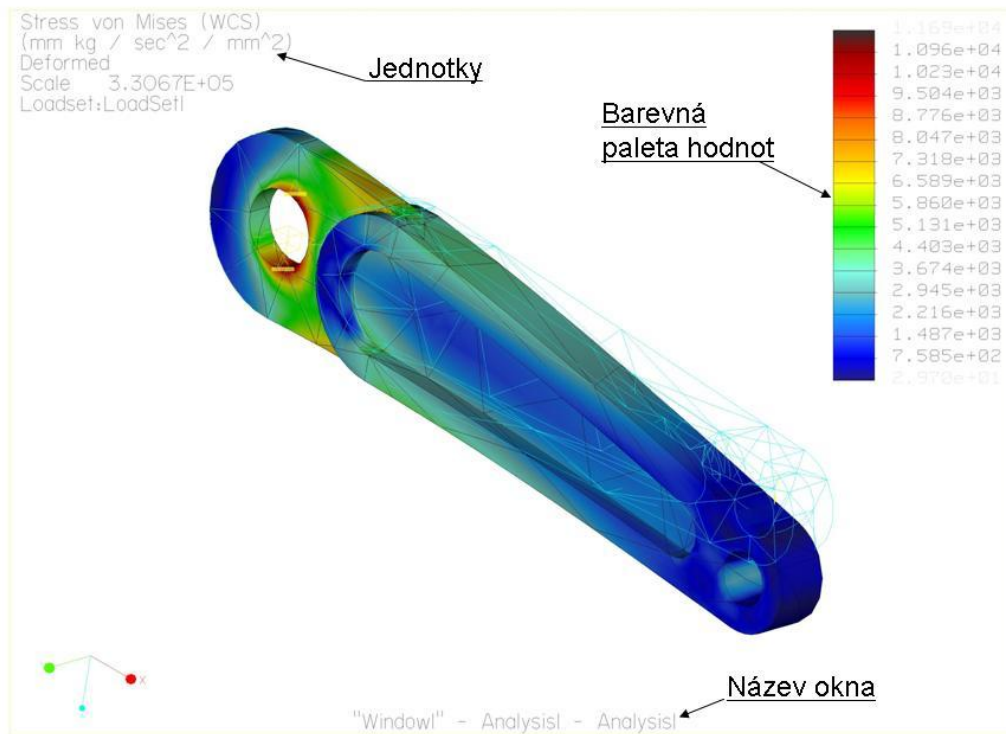
2.2.2. Interpretace výsledků

V této fázi nastává okamžik pravdy, konstruktér, výpočtář musí správně interpretovat výsledné hodnoty vybrané měrné veličiny. Pro správnou interpretaci výsledků slouží následující kritéria:

- 1) Výpočtový model se chová tak, jak se předpokládalo. To znamená, že je třeba spustit animaci deformace modelu.

- 2) Druhým vodítkem jsou napětěvé špičky, jejichž výskyt odpovídá předpokladům například z hlediska tvarové složitosti (ostré hrany, zápichy apod.).
- 3) Velikost napětí a deformací odpovídá řádově předpokládaným nebo analyticky vypočteným hodnotám.

Pro posouzení těchto kritérií je vhodné aplikovat právě výpočtovou metodu Quick Check. I když je tato metoda jenom „náštrelná“ a nekontroluje konvergenci výpočtů, nemusí dodávat přesné výsledky, pro první názor na správnost výpočtového modelu je dostačující. Na následujícím obrázku 2.2.2-1 je zobrazeno okno výsledků včetně znázornění jednotek a hodnot vybrané měrné veličiny.



2.2.2-1 Okno zobrazení výsledků

Pro první představu o hodnotách vybrané měrné veličiny slouží barevná paleta, která je umístěna vpravo nahoře. Pro získání přesných hodnot napětí nebo deformace na povrchu modelu slouží položka „Info“, (obr. 2.2.2-2) pomocí které lze získat následující hodnoty:

Menu Item	Description
Review Result Window...	„Dynamic Query“... Vypočtená hodnota v libovolném místě modelu
Dynamic Query	„View Max“... max. viditelná hodnota, (pro aktuální polohu modelu)
Linearized Stress Query	„View Min“... min. viditelná hodnota(pro aktuální polohu modelu)
Point Query	„Model Max“... max. hodnota na modelu
View Max	„Model Min“... min. hodnota na modelu
View Min	
Model Max	
Model Min	

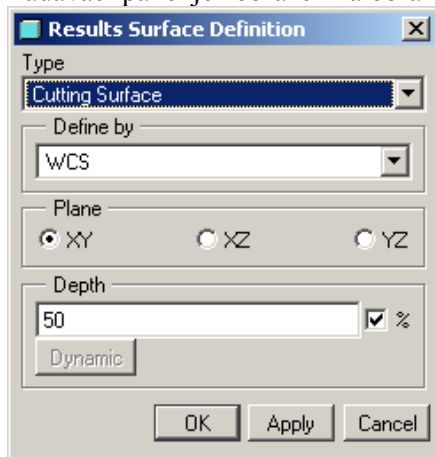
Obr. 2.2.2-2

Další možností, jak získat představu o průběhu měrných hodnot, je provedení řezu výpočtovým modelem. Tyto řezy jsou dvojího druhu:

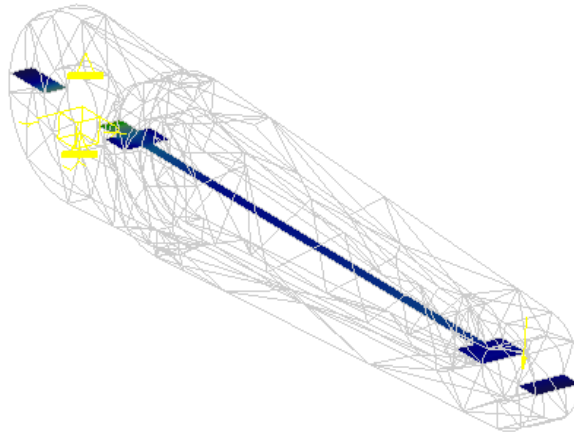
„*Cutting Surface*“... Je vytvořena řezná rovina, průběhy měrných veličin jsou zobrazeny pouze v této rovině (obr. 2.2.2-4).

„*Capping Surface*“... Model je rozdělen rovinou, jedna část je zobrazena, druhá část je skrytá (obr. 2.2.2-5).

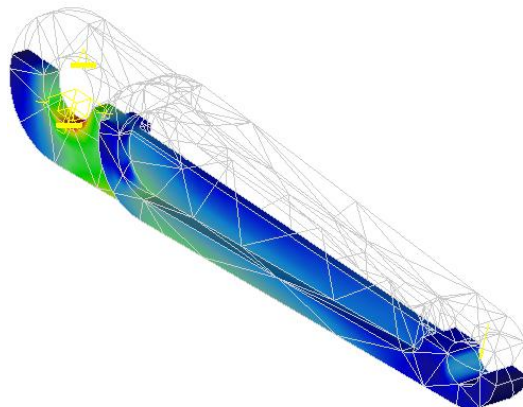
Zadávací panel je zobrazen na obrázku 2.2.2-3



2.2.2-3 Řezné roviny



2.2.2-4 „*Cutting Surface*“



Obr. 2.2.2-5 „*Capping Surface*“

Oba dva typy zobrazení nabízejí pomocí položky „*Dynamic*“ posouvání řezné roviny pohybem myši.

Pokud zobrazené hodnoty získané metodou Quick Check odpovídají výše popsaným kritériím lze předpokládat, že výpočet proběhl korektně a lze tedy přejít k zprávnění výpočtu aplikací metody Multi-Pass Adaptive.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Měrná veličina**
- Typ měrné veličiny**
- Typy zobrazení modelu**
- Řezné roviny**



Kontrolní otázky

- 1) Jaké jsou typy zobrazení měrných veličin?
- 2) V jakých jednotkách se zobrazují měrné veličiny?



Úkol k řešení

Vytvořte model součásti podle výkresu (**Příloha 2**) a proved'te:

- 1) Okno pro zobrazení napětí podle hypotézy HMH a okno pro zobrazení průhybu.
- 2) Zapnutím animací ověřte správnost chování modelu.
- 3) Najděte maximální napětí a deformaci a porovnejte s analytickým výpočtem
- 4) Vytvořte řezné roviny.



CD-ROM

Při definování okna zobrazení postupujte podle návodu (soubor okno_1.avi).

3. OMEZENÍ POUŽITÍ MODULU STRUCTURE

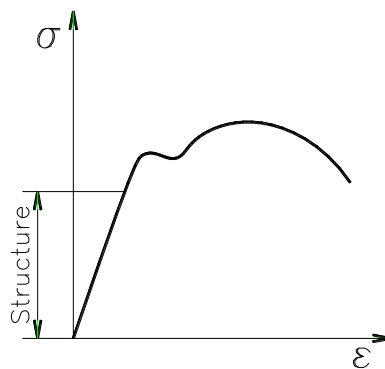
Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Cílem třetího bloku je upozornit posluchače na různá omezení, jejichž nerespektování vede k chybným analýzám. Tento blok je členěn do následujících kapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – omezení při definování způsobu uložení součásti, – omezení při definování zatížení. <p>Po prostudování budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – správně definovat uložení součásti, – správně definovat zatížení součásti. 	<p>Cíle přednáškového bloku</p>
<p><i>Počet stupňů volnosti, rotace, posuv, definice uložení, zatížení součásti, kombinace zatížení.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 3 hodiny

Na úvod tohoto modulu je třeba si uvědomit, že veškeré příklady a návody uváděné v těchto skriptech se pohybují v oblasti lineárních úloh, tedy v oblasti elastických deformací jak je zřejmé z obrázku 3-1.



Obr. 3-1 Hookův diagram

3.1. Omezení při definování způsobu uložení součásti (Constraints)

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na zdůvodnění omezení při definování způsobu uložení součástí a dále s důsledky nesprávného způsobu uložení. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – omezení pro rotaci při definování uložení, – důsledky nesprávného uložení součástí, – uložení součástí na rotační plochy. <p>Po zvládnutí této kapitoly budete schopni posoudit možnosti uložení analyzované součásti.</p>	Cíl kapitoly
--	--------------

Počet stupňů volnosti, rotace, posuv, definice uložení.	Klíčová slova
---	---------------



Čas ke studiu: 90 minut

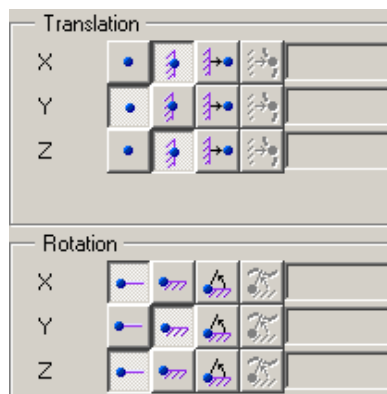


VÝKLAD

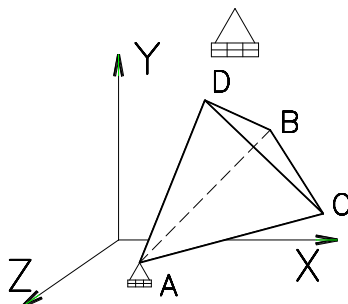
Princip definování způsobu uložení součásti je založen na odstraňování stupňů volnosti. Jestliže se těleso nachází v kartézském souřadném systému a není žádným způsobem uloženo, uchyceno, ukotveno, má 6 stupňů volnosti, D.O.F. Jestliže přiřadíme kterémukoliv bodu uložení, lze toto změnit, odebráním stupňů volnosti.

3.1.1. Omezení pro rotaci při definování uložení

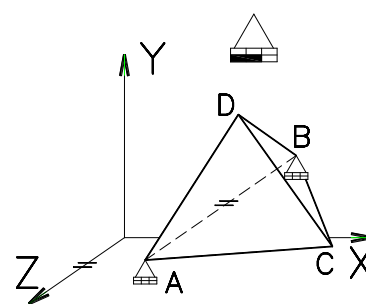
Jak bylo uvedeno v prvním tématickém bloku lze definovat způsob uložení součásti na různé entity, body, hrany, křivky, plochy. Na obrázku 3.1.1-1 je zobrazena část panelu pro definici uložení. Uložení definované na křivku nebo na plochu sebou nese určitá omezení. Pokud se jedná o objemový model, systém uvolnění rotace ignoruje. Poněvadž v manuálu je tato skutečnost pouze konstatována bez jediného vysvětlení, pokusíme se aspoň částečně toto omezení vysvětlit.



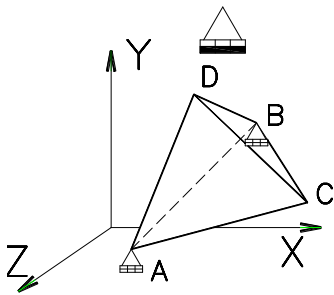
Obr. 3.1.1-1 Odstraňování stupňů volnosti



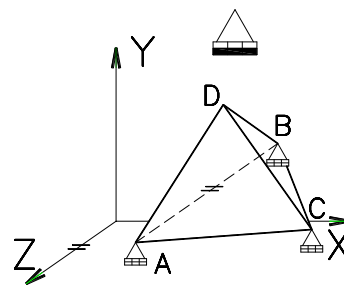
Obr. 3.1.1-2 „6“ D.O.F



Obr. 3.1.1-3 „1“ D.O.F



Obr. 3.1.1-4 „0“ D.O.F



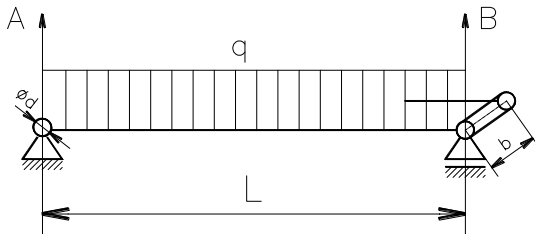
Obr. 3.1.1-5 „0“ D.O.F

Na obrázku 3.1.1-2 je zobrazen objemový prvek tetrahedron, umístěný v kartézském prostoru. Pokud na jeden jeho vrchol umístíme podpěru, která má všech 6 stupňů volnosti, je tedy možno s tímto prvkem natáčet kolem všech os, a rovněž posouvat ve všech směrech os. V případě, že umístíme podpěru do druhého vrcholu (obr. 3.1.1-3) a hrana, která tyto vrcholy spojuje je rovnoběžná s některou z os, je možno s tímto prvkem rotovat pouze kolem této rovnoběžné osy. Jsou tedy odstraněny dvě rotace. V případě, že hrana nebude rovnoběžná se žádnou z os souřadného systému (obr. 3.1.1-4) nebo umístíme podpěru i do třetího vrcholu (obr. 3.1.1-5), rotace je plně odstraněna. **Z toho vyplývá, že pokud je součást uložena pomocí plochy, nelze povolit rotaci!**

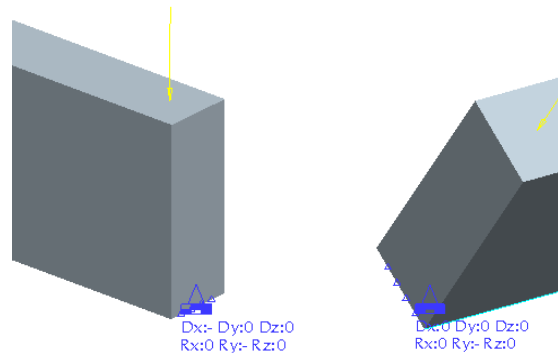
3.1.2. Důsledky nesprávného uložení součásti

Jestliže tedy jsou analyzovány objemové modely, nelze je uložit jinak než jako vetknuté, poněvadž prakticky jsou všechny součásti uloženy na plochu. Pokud by bylo uložení definováno na hranu nebo do vrcholu výsledky analýzy by neodpovídaly skutečnosti.

Toto je zde vysvětleno na následujícím příkladu. Jestliže je zadán nosník uložený ve dvou kloubech (obr. 3.1.2-1), nabízí se možnost definovat podpěry na hrany, jak je to patrné z obrázku 3.1.2-2.

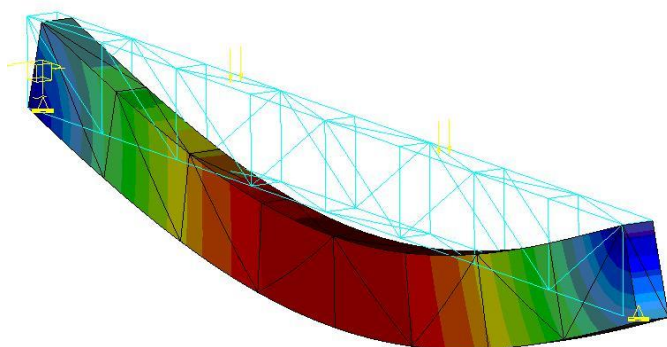


Obr. 3.1.2-1 Zadání nosníku

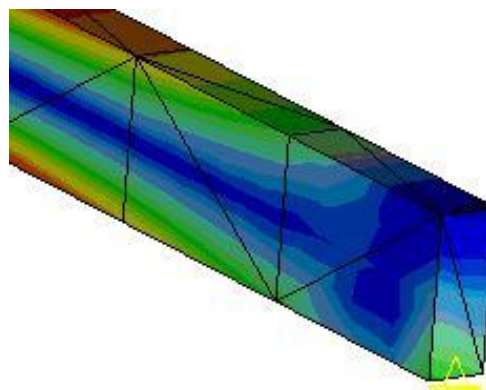


Obr. 3.1.2-2 Uložení nosníku na hrany

Výsledný průhyb, jak je zobrazen na obrázku 3.1.2-3 odpovídá skutečnému průhybu. Ale hodnoty napětí v těchto hranách nebudou odpovídat skutečnosti z následujících důvodů.



Obr. 3.1.2-3 Deformace nosníku



Obr. 3.1.2-4 Špička napětí

Tab. 3.1.2-1

Zadané hodnoty			
h (výška nosníku) [m]	B (šířka nosníku) [m]	L (délka nosníku) [m]	Zatížení [N/m]
0,08	0,03	1	10000
Vypočtené hodnoty			
	analyticky	Pro/MECHANIKA	Odchylka v %
Max napětí [m]	39,06	39,21	0,4
Deformace	0,48	0,499	3

Jestliže vycházíme z následujících hodnot uvedených v tabulce 3.1.2-1, dalo by se na první pohled říci že výpočet je správně, poněvadž odchylka výsledků z Pro/MECHANIKY je minimální. Ale napěťová špička na hranách kde jsou umístěny podpěry, (obr. 3.1.2-4), nemusí být vypočtena správně. Poněvadž uložení je definováno na ostrou hranu jedná se o singularitu, jejíž následkem může být extrémně vysoké napětí v oblasti podpory.

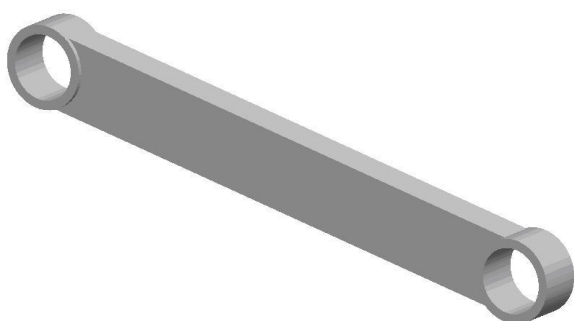
Tab. 3.1.2-2

$A = B = \frac{q \cdot L}{2}$	$p = \frac{A}{s} = \frac{q \cdot l}{2 \cdot d \cdot b}$	Pro $d = 0$ $p = > \infty$
Velikost reakce	Velikost otláčení v kloubu	Důsledek nesprávného uložení

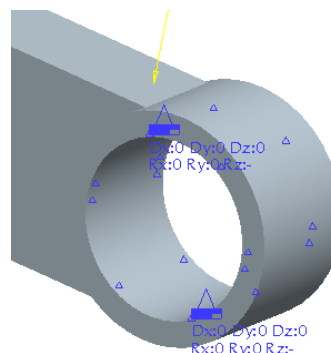
I když v tomto příkladě napěťová špička v podpěře (cca 31 Mpa), která byla vypočtená Pro/MECHANIKOU, nepřesahuje maximální napětí, v jiném případě by tomu tak nemuselo být a výsledky analýzy by mohly být zavádějící.

3.1.3. Uložení součásti na rotační plochy

V předcházejících kapitolách bylo objasněno, proč nelze uvolnit rotaci v některé z os, jestliže bylo uložení definováno na plochu. Na obrázku 3.1.3-1 je zobrazen model táhla se dvěma klouby. Na dalším obrázku 3.1.3-2 je znázorněno uložení táhla pomocí rotačních ploch, přičemž u obou otvorů je povolena rotace kolem osy „Z“, jak je to patrné ze značky uložení.



Obr. 3.1.3-1 Model táhla



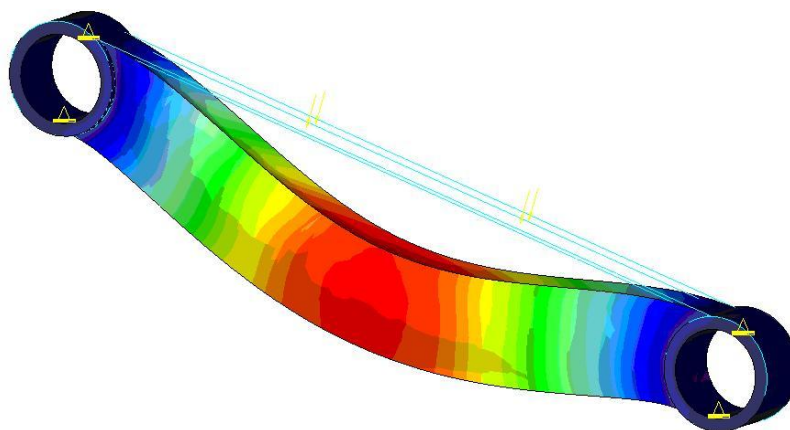
Obr. 3.1.3-2 Uložení na rotační plochy

Na tomto příkladu je opět demonstrováno nesprávné uložení součásti. Poněvadž je uložení umístěno na rotační plochu, nelze tedy uvolnit rotaci. Tato chyba se velmi často vyskytuje u posluchačů, nejen těch kteří se teprve seznamují ze systémem Pro/MECHANIKA STRUCTURE, ale tato chyba se velmi často objevuje i v diplomových pracích. Proto je potřeba této problematice věnovat velkou pozornost. Nesprávně definované uložení v podstatě znehodnocuje výsledky.

Jestliže pro průhyb uprostřed nosníku uloženého v jednom pevném a ve druhém posuvném kloubu platí následující vztah:

$y = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot l^4}{E \cdot J}$, pak pro nosník na obou koncích vetknutý platí vztah $y = \frac{1}{384} \cdot \frac{q \cdot l^4}{E \cdot J}$, je tedy maximální deformace 5x menší než u nosníku se dvěma klouby, což pro pozdější inženýrskou praxi může mít velmi nepříjemné důsledky. Rovněž rozložení napětí nebude odpovídat skutečnosti.

Táhlo (obr. 3.1.3-1) bylo podrobena statické analýze, výsledky analýzy jsou na následujícím obrázku 3.1.3-3.



Obr. 3.1.3 -3 Deformace táhla

Z obrázku, na kterém je znázorněna deformace táhla, jednoznačně vyplývá, že uložení obou kloubů táhla se chová jako vetknuté, uvolněné rotace jsou skutečně ignorovány.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Počet stupňů volnosti součástí
- Rotace kolem os
- Posuv podél os
- Omezení při definování uložení
- Důsledky chybného uložení



Kontrolní otázka

- 1) Které entity lze použít pro definování kloubových podpěr?
- 2) Jaký typ podpěr lze použít u objemového tělesa?



Úkol k řešení

Vytvořte model táhla podle přiloženého schématu (**Příloha 3**). Tento model otevřete v modulu STRUCTURE a vytvořte výpočtový model. Podpěry uložte na rotační plochy děr. Materiál a zatížení definujte na základě zadání z přílohy č.3. Proveďte statické analýzy pro jednotlivé typy zatížení

3.2. Omezení při definování zatížení (loads)

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Cílem této kapitoly je aby jste se seznámili se zadáváním zatížení součástí a s různými omezeními, možnostmi a kombinacemi zatížení. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definice zatížení silou na různé entity, – zadání zatížení momentem. <p>Po zvládnutí látky této kapitoly budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – správně definovat vhodné zatížení analyzované součásti, – vybrat vhodný typ zatížení při tvorbě simulačního modelu. 	Cíl kapitoly
<i>Zatížení součástí, kombinace zatížení.</i>	Klíčová slova

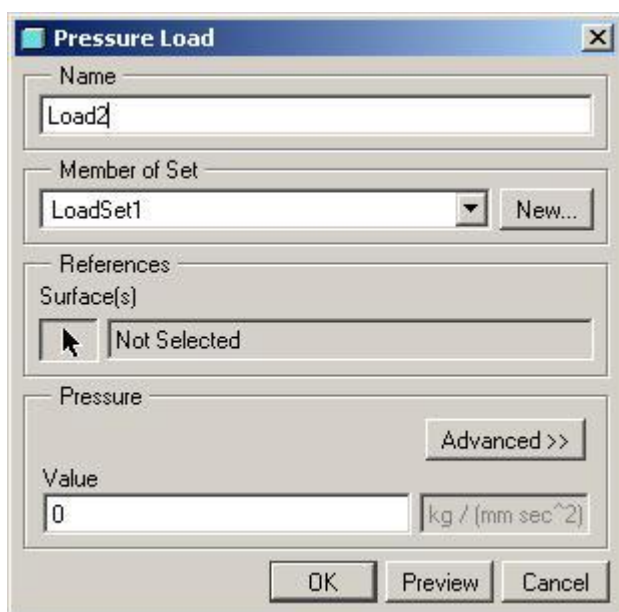


Čas ke studiu: 90 minut

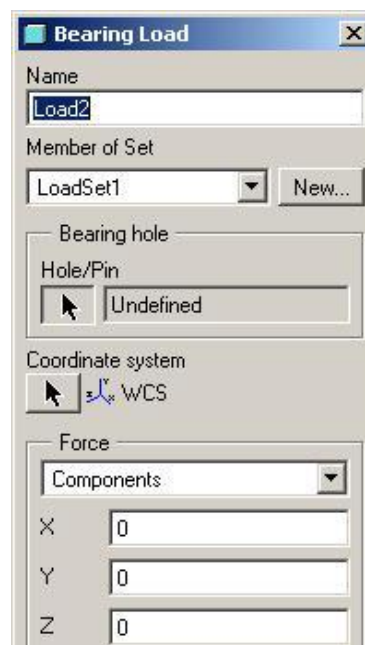


VÝKLAD

Tak jako uložení součásti na různé typy entit, umožňuje systém definovat zatížení na různé typy entit. Jsou to bod, hrana nebo křivka, plocha. Některé typy zatížení mají jednoznačně určený typ entity na kterou lze zatížení definovat, což je patrné z obrázků 3.2-1 a 3.2-2.

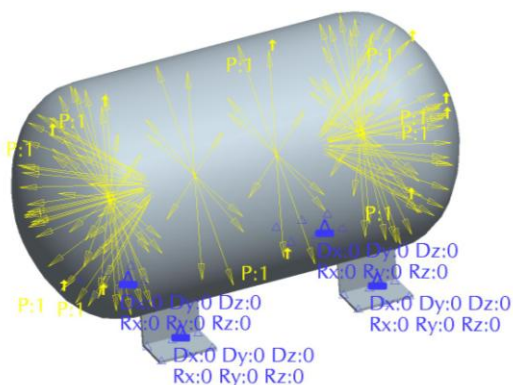


Obr. 3.2-1 Definice tlaku

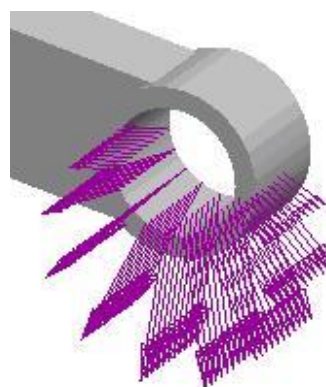


Obr. 3.2-2 Zatížení v ložisku

Tlak (obrázek 3.2-1) lze definovat pouze na plochy, buď rovinné nebo rotační kuželové apod., v tomto případě se zadává pouze hodnota tlaku. Směr vektoru tlaku je vždy normála k ploše, (obrázek 3.2-3). Při definování zatížení typu „*Bearing*“, lze definovat pouze na válcovou plochu vytvořenou otvorem. Přičemž je nutno zadat i směr zatížení v osách X,Y,Z. Průběh hodnot zatížení má průběh elipsy, jak je patrné z obrázku 3.2-4.



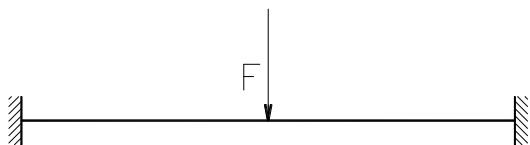
Obr. 3.2-3 Zatížení tlakem



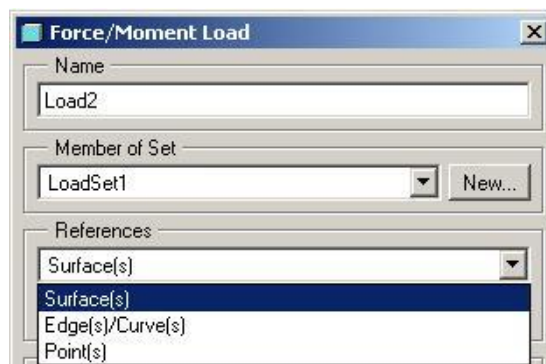
Obr. 3.2-4 Průběh síly v ložisku

3.2.1. Definice zatížení silou na různé entity

Dalším způsobem zadání zatížení je zadání síly nebo momentu na plochu, hranu, křivku nebo do bodu. I když to systém umožňuje je třeba si uvědomit omezení, která z toho vyplývají. Tato omezení budou vysvětlena na jednoduchém příkladu nosníku oboustranně vetknutého zatíženého osamělou silou uprostřed, obrázek 3.2.1-1.

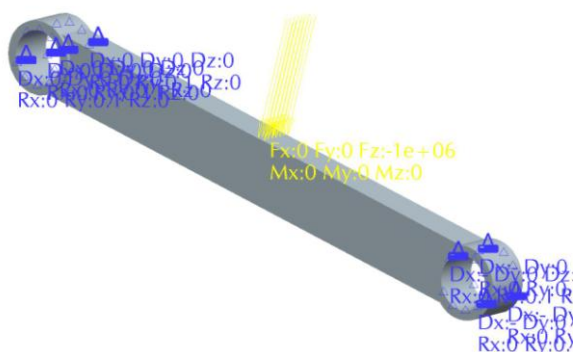


Obr. 3.2.1-1 Zadání nosníku

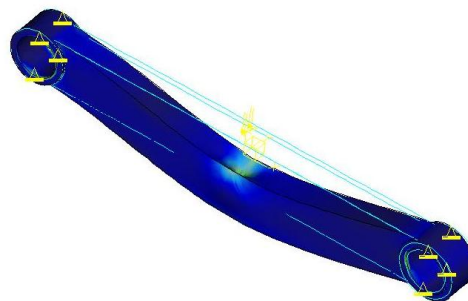


Obr. 3.2.1-2 Typy entit

Z obrázku 3.2.1- 2 je patrné, jaké jsou možnosti zadávání zatížení na různé typy entit. Jestliže je nosník zatížený osamělou silou, nastává problém, jakým způsobem zatížení definovat. Jestliže bude použita plocha, respektive část plochy, lze předpokládat, že bude zatížení po celé šířce nosníku, není však zřejmé na jak velkou plochu má síla působit. Na obrázku 3.2.1-3 je zobrazen výpočtový model nosníku se zatížením uprostřed na „nějakou“ malou plochu.

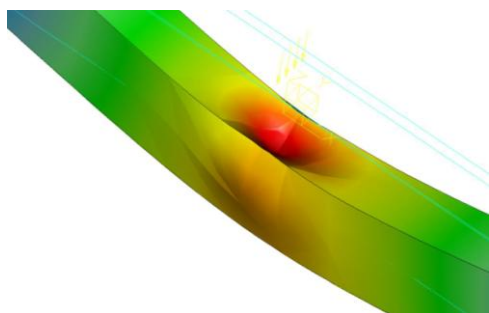


Obr. 3.2.1-3 Zatížení na plošku

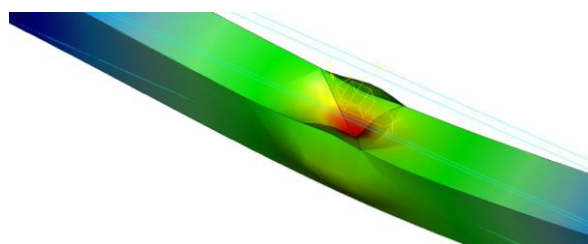


Obr. 3.2.1-4 Deformace při zatížení na plošku

Tento způsob zatížení se blíží zadání , není ale zřejmé jak širokou plošku pro zadání zvolit. Při různých šířkách plošky, na kterou se zadává síla, se bude výsledné napětí a deformace lišit. Proto bude vyzkoušen způsob zadání síly na křivku i do bodu. Na dalších obrázcích je znázorněna deformace při zadání na křivku. (obr. 3.2.1-5) a deformace při zadání do bodu (obr. 3.2.1-6). Z obou obrázků vyplývá že způsob deformace v místě zatížení se mění. Navíc při zadání síly do jednoho bodu, systém upozorňuje na chybné zadání zatížení. Proto je vhodné porovnat dosažené výsledky z analytickým řešením tohoto problému. Toto porovnání je parné z tabulky 3.2.1-1.



Obr. 3.2.1- 5 deformace při zatížení na plochu



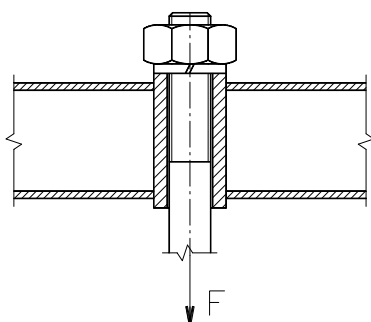
Obr. 3.2.1- 6 deformace při zatížení do bodu

Tab. 3.2.1-1

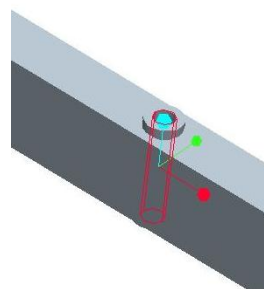
Typ model /entita	Napětí [MPa]	Deformace [mm]
Solid/Plocha	17,81	0,0159
Solid/Křivka	45,64	0,0176
Solid/Bod	853,7	0,0218
Kontrolní výpočty		
Beam/Bod	5,169	0,015
Analytický	5,169	0,012

Z tabulky jednoznačně vyplývá další omezení při tvorbě výpočtového modelu. U objemových modelů nepůsobí síla na bod nebo na křivku, ve většině případů je působení síly na plochu. V křivkovém nebo bodovém zatížení vzniká koncentrace napětí.

Při použití „Solid“ modelů je nutno provádět zadávání na plochu a co nejvíce se přiblížit reálným podmínkám. Na obrázku 3.2.1-7 je zobrazena možnost jakým způsobem lze upravit model, tak aby odpovídal zadání. Na obrázku 3.2.1-8 je zobrazena úprava modelu nosníku, která je provedena tak, že uprostřed nosníku je vymodelována trubka, o kterou se matice s podložkou opírá.



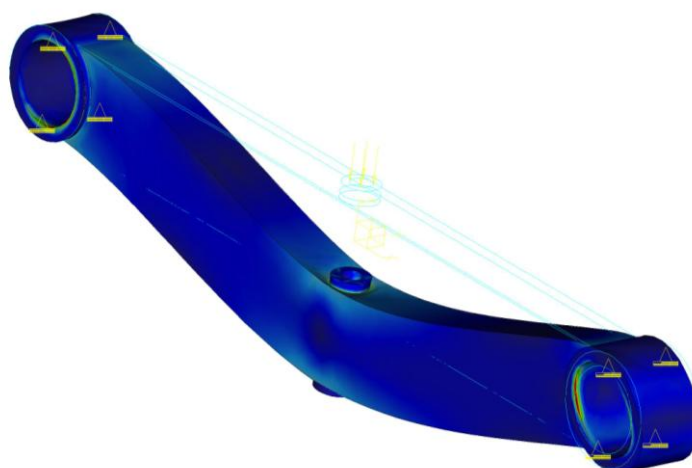
Obr. 3.2.1-7 Návrh úpravy



Obr. 3.2.1-8 Upravený model

Síla působí uprostřed nosníku v ose šroubu a je na nosník přenášena pomocí podložky a matice na přesně definovanou plochu. Tato úprava odpovídá skutečnému zatížení nosníku.

Na následujícím obrázku (3.2.1-9) je znázorněn průhyb upraveného nosníku. Z obrázku je patrné, že v místě zatížení (osamělou silou) nedochází k nežádoucím deformacím stěn profilu. Tato úprava má tedy za následek zlepšení pevnostních vlastností nosníku.

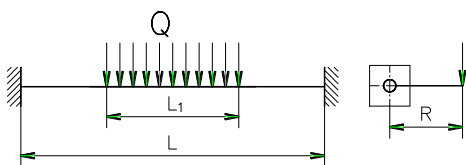


Obr. 3.2.1-9 Průhyb upraveného nosníku

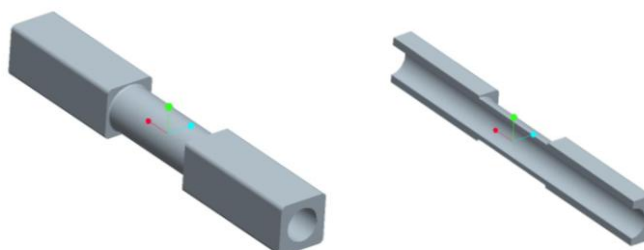
3.2.2. Zadání zatížení momentem

Další typ zatížení, které může nastat je zatížení momentem. Při zatížení nosníku silou nebo spojitým zatížením a tato zatížení působí v podélné ose nosníku je nosník namáhán ohybovým momentem. V případě, že síla působí mimo podélnou osu nosníku, jak je to patrné z obrázku 3.2.2-1, je nosník namáhán kombinovaným zatížením (ohybem a krutem).

Na obrázku 3.2.2-2 je zobrazen model zatěžovaného nosníku. Aby bylo možno definovat zatížení, je třeba si uvědomit, že zatížení, která působí mimo osu nosníku na rameni „R“ budou působit nejen jako síla, ale budou působit i momentem. Bude tedy nutno definovat zatížení nejen silou ale i momentem.



Obr. 3.2.2-1 Schéma zatížení



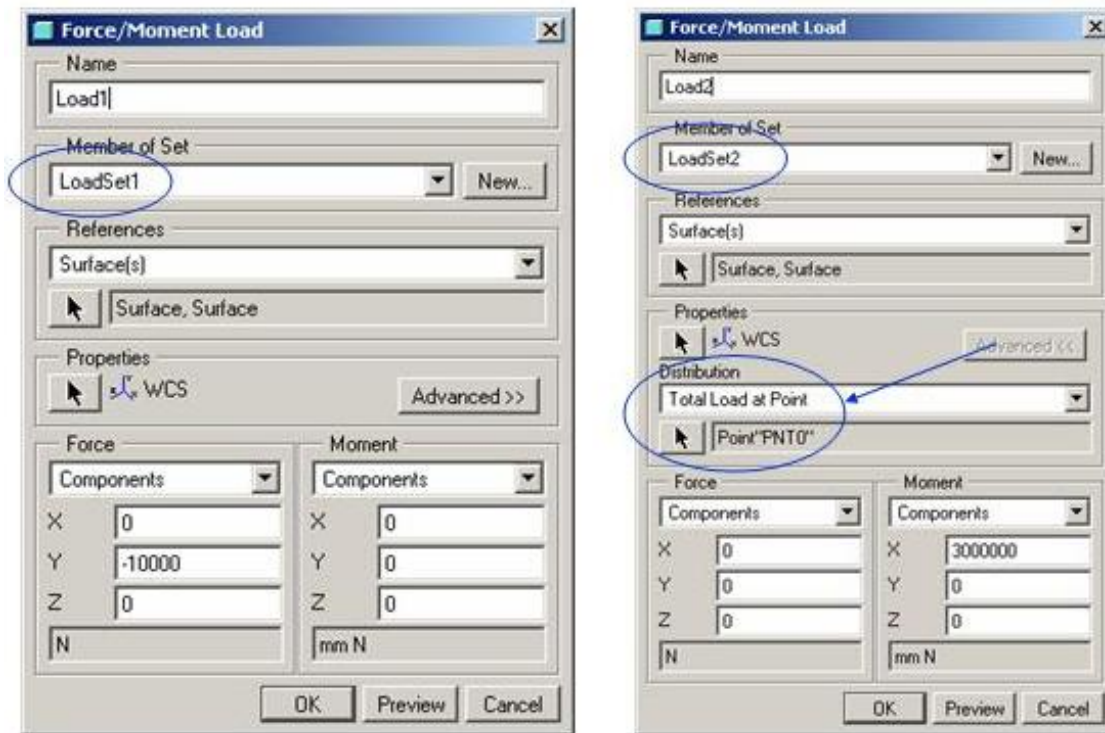
Obr. 3.2.2-2 Model nosníku

Pro definici výpočtového modelu platí následující pravidla:

Model může mít několik samostatných způsobů uložení, („*Constraints set*“) a několik samostatných způsobů zatížení, („*Loads set*“).

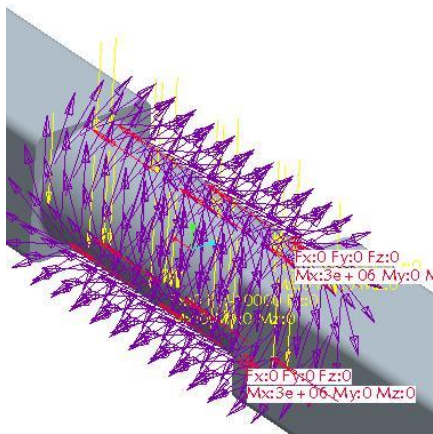
Pro jeden typ analýzy lze použít **pouze jeden způsob uložení**, ale může být použito **několik způsobů zatížení!!!**

Aby bylo možno posoudit chování modelu při zatížení silou i krutícím momentem, bude každý tento způsob zatížení definován samostatně. Na následujícím obrázku 3.2.2-3 je znázorněn rozdíl způsobu definice zatížení silou a momentem. Na rozdíl od zatížení silou na plochu, nutno pro zatížení momentem určit ještě osu rotace. Jestliže je vybrána rotační plocha, je třeba určit bod, kterým osa prochází. Pomocí funkce „*Advanced*“, lze definovat zatížení, které je vztaheno k bodu, (pro tento účel je třeba mít vytvořený bod ležící na ose).

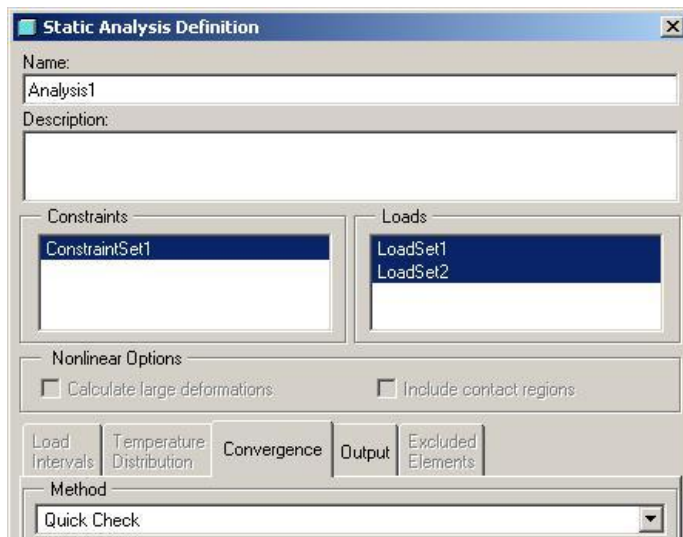


Obr. 3.2.2-3 Rozdíly způsobu zatížení

Pro definici momentu je třeba zvolit položku „Total Load at point“, která umožní definovat osu, kolem které působí kroutící moment. Na následujícím obrázku 3.2.2-4 je zobrazen průběh tohoto momentu.

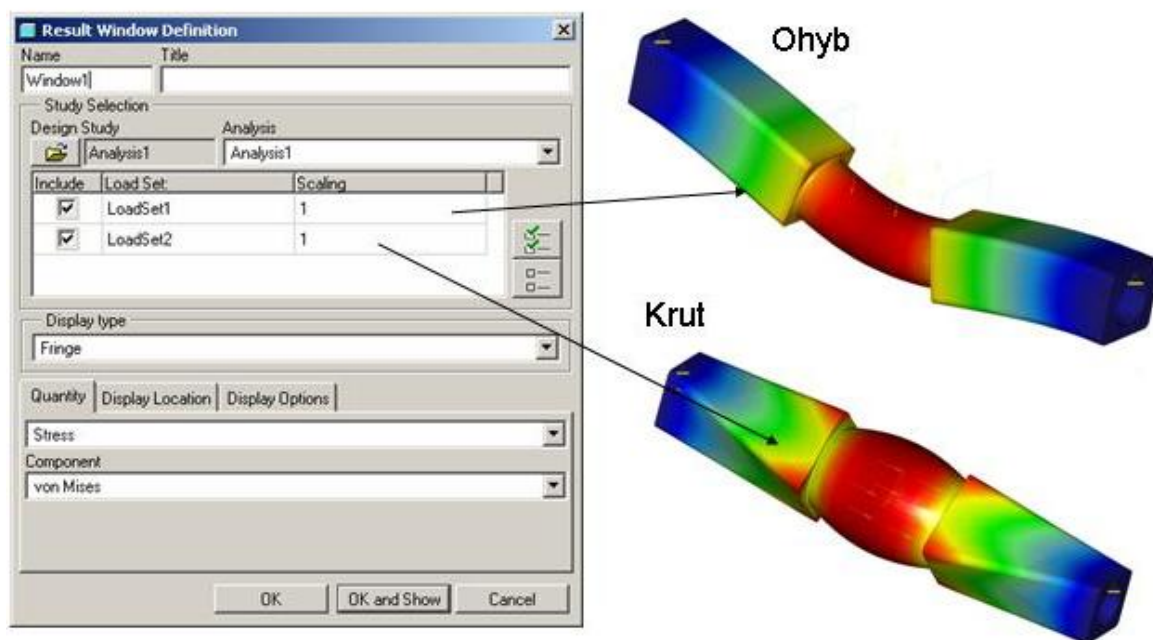


Obr. 3.2.2-4 Průběh momentů



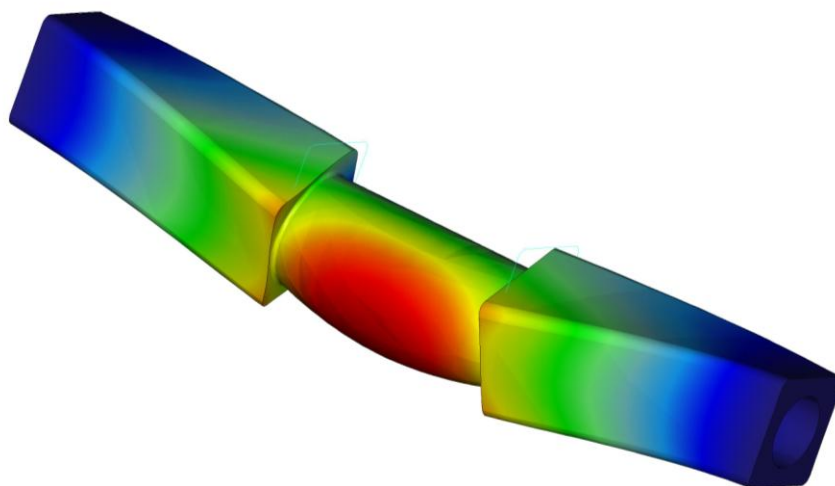
Obr. 3.2.2-5 Definice analýzy

Na obrázku 3.2.2-5 je znázorněn způsob definice statické analýzy, je zde patrné, že jsou aktivovány oba definované způsoby zatížení, jak silou („LoadSet1“) i zatížení momentem („LoadSet2“). Výsledky této analýzy jsou patrné z následujících obrázků.



Obr . 3.2.2-6 Jednotlivé způsoby deformace

Z obrázku 3.2.2-6 je patrné, jakým způsobem je nosník namáhán samostatně ohybem a samostatně krutem. Při zatížení krutem dochází k určitému zvětšení průměru, které je zde zvýrazněno, poněvadž je to dáno měřítkem zobrazení. Kombinace obou zatížení je pak zobrazena na obrázku 3.2.2-7.



Obr . 3.2.2-7 Deformace při kombinaci zatížení



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Zatížení v ložisku**
- Zatížení tlakem**
- Zatížení silou**

**Zatížení momentem
Kombinace zatížení**



Kontrolní otázka

- 1) Jaký je průběh sil při zatížení v ložisku?
- 2) Lze zatížit objemové těleso osamělou silou do bodu?



Úkol k řešení

- 1) Proveďte úpravu táhla podle obrázku 3.2.1-7 (podrobné schéma: **Příloha 4**). Zadejte zatížení, proveďte statickou analýzu. Výsledky ověřte analytickým výpočtem.
- 2) Vytvořte model tyče (viz. **Přílohy 5**). Zadejte samostatně zatížení silou a samostatně zatížení momentem. (návod viz video...moment.avi). Proveďte statickou analýzu. Výsledky ověřte analyticky.



CD-ROM

Návod k řešení druhého úkolu je ve formě videa. Soubor *moment.avi*

4. PŘÍPRAVA MODELU PRO PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Využívat simulačních prvků k vytvoření výpočtového modelu reálné součásti. – Využívat idealizované prvky modulu STRUCTURE. – Posoudit vhodnost použití idealizovaných prvků podle tvaru analyzované součásti. – Vytvořit v modelu regiony. – Vytvářet idealizované prvky modelu. – Vytvořit výpočtový model reálné součásti. – Zjednodušit výpočtový model a urychlit tak výpočet analýzy. 	Budete umět
---	-------------

Plošný region, objemový region, simulační prvek, idealizovaný prvek, skořepina (Shell), prut (Beam), Midsurface, prutová soustava.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny

4.1. Regiony modelu

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Používat plošné regiony. – Používat objemové regiony. – Rozdělit plochu součásti na oblast pro definování uložení nebo zatížení. – Vytvořit křivku na ploše součásti. – Vytvářet simulační prvky v modelu (roviny, osy, body, křivky) – Rozdělit objem součásti na požadované oblasti. 	Budete umět
---	-------------

Plošný region, objemový region, simulační prvek.

Klíčová slova

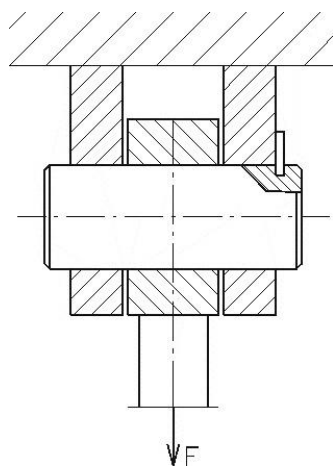


Čas ke studiu: 90 minut

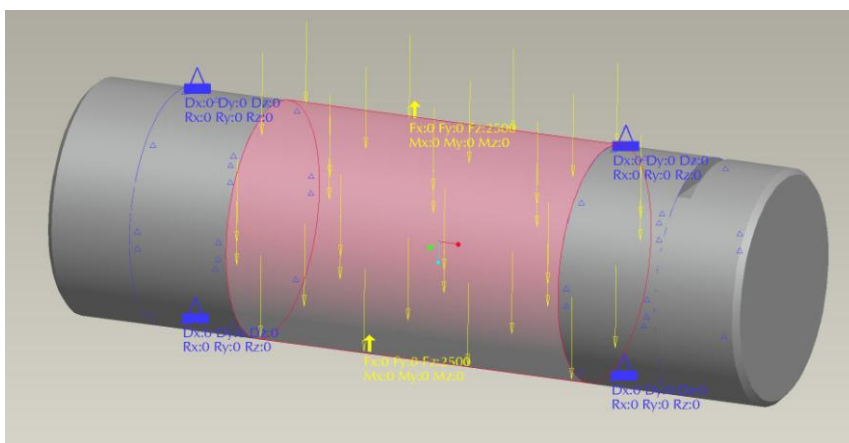


VÝKLAD

Regiony jsou jedním ze základních nástrojů při tvorbě modelů pro pevnostní analýzy. Slouží k rozdělení celistvých ploch příp. objemů na požadované části, na které je pak možné nadefinovat uložení (Constraint) nebo zatížení (Loads). Zejména pak plošné regiony (Surface region) se využívají téměř ve všech modelech.



Obr. 4.1.-1 - Schéma uložení čepu v mechanismu



Obr. 4.1.-2 - Model čepu připravený pro pevnostní analýzu. Plocha čepu je rozdělena pomocí plošných regionů.

4.1.1. Plošné regiony (Surface region)

Plošný region slouží k rozdělení plochy na požadované části (regiony), na které pak lze nadefinovat uložení (Constraint) nebo zatížení (Loads). Plošný region je nejčastěji používaný simulační prvek (Simulation feature) a pro tvorbu reálných modelů je nezbytný.



Obr. 4.1.1.-1 – Úvodní menu pro tvorbu plošného regionu

Plošný region je možné vytvořit aktivováním příkazu z roletového menu **Insert** > **Surface region**, nebo příslušnou ikonou z panelu nástrojů v pravé části pracovní plochy. Po aktivování tohoto příkazu se zobrazí velice jednoduché menu (obr. 4.4.1.-1), avšak vytvoření správně fungujícího plošného regionu už tak jednoduché není. Prostřednictvím tohoto jednoduchého menu se nás systém ptá jakým způsobem mu zadáme křivky, které ohraničují vytvářený region. Volba **Sketch** umožňuje naskicovat požadovanou hraniční křivku plošného regionu. Systém nás vyzve k volbě skicovací roviny a po jejím výběru otevře prostředí skicáře. Po vytvoření křivky a jejím potvrzení budeme systémem vyzváni k výběru plochy nebo ploch, na kterých má být region vytvořen. Vytvořená hraniční křivka regionu musí ležet na ploše, která má být regionem rozdělena. Tento postup spolehlivě funguje u regionů vytvářených na rovinné plochy.

Pro vytvoření plošných regionů na obecné plochy je nutné postupovat jinak a využít z menu (obr. 4.1.1.-1) položku **Select**. Systém očekává výběr již vytvořené křivky, která byla pro tento účel nachystána. Postup tvorby plošného regionu na obecnou plochu si popíšeme na příkladu válcové plochy čepu (viz obr. 4.1.-2):

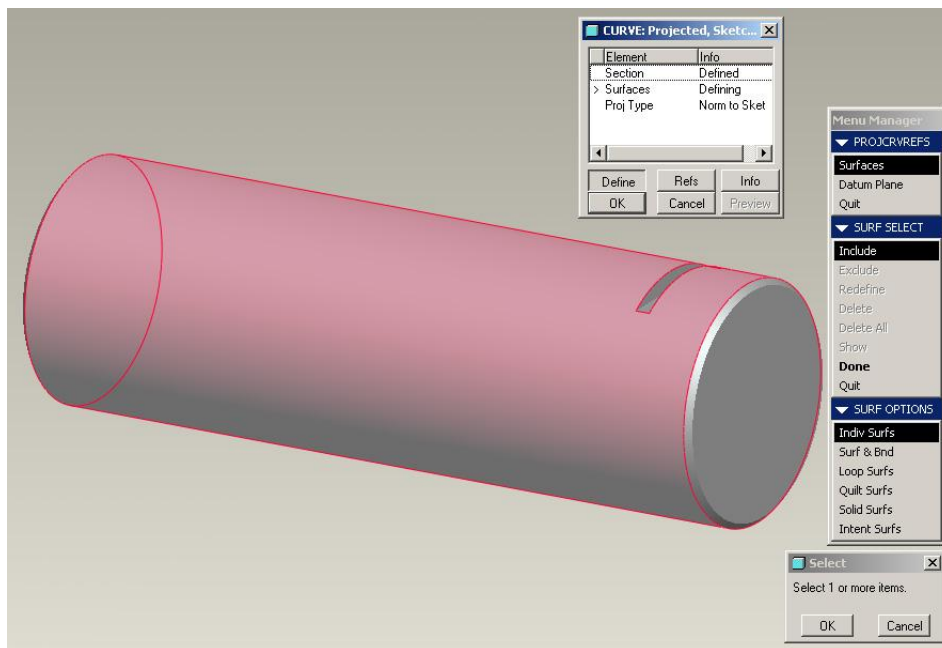
- 1) Křivku **Datum Curve** přes **Insert** > **Model Datum** > **Curve** nebo příslušnou ikonou v pravé dolní části pracovní plochy. Z menu, které se objeví, zvolit položku **Projected** a potvrdit pomocí **Done**.

Z dalšího menu zvolit *Sketch*, vybrat vhodnou skicovací rovinu (volím rovinu TOP modelu čepu). Zvolit vhodné reference pro skicování křivky a následně ji naskicovat a vytvořenou skicu potvrdit.

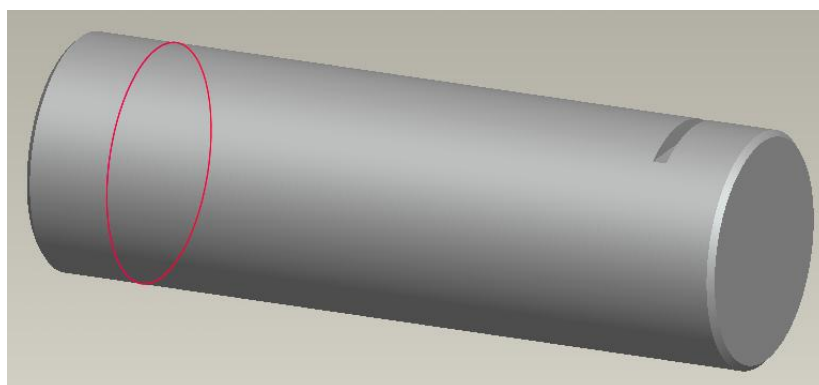
System nás vyzve k výběru ploch, na které se bude křivka promítat (obr. 4.1.1.-2). Je nutné vybrat obě poloviny válcové plochy (Pro/ENGINEER dělí válcové plochy a kružnice na dvě části). Druhou část plochy je třeba vybrat se stisknutým tlačítkem **Ctrl**.

V dalším menu zvolit způsob projekce. System se dotazuje zda se promítnutí křivky na plochu provede jako kolmé na skicovací rovinu křivky (*Norm To Sket*), nebo jako kolmé k ploše (*Norm To Surf*). V případě válcové plochy volíme možnost *Norm To Sket* a potvrdíme.

Na válcové ploše čepu se objeví vytvořená křivka (obr. 4.1.1.-3)



Obr. 4.1.1.-2 – Vybrané plochy na kterých se vytvoří průmět (křivka) naskicované úsečky.



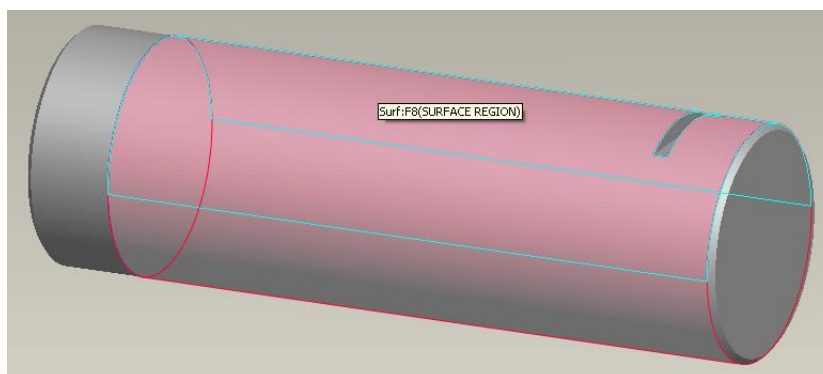
Obr. 4.1.1.-3 – Vytvořená křivka (Curve) na válcové ploše (křivka je aktivována výběrem v modelovém stromě).

- 2) Zahájit tvorbu plošného regionu přes menu **Insert > Surface region**, nebo příslušnou ikonou.

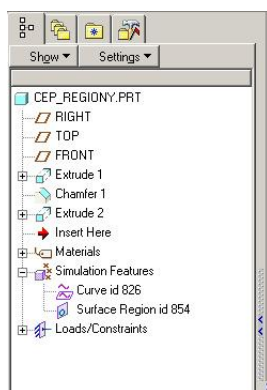
V následujícím menu (obr. 4.1.1.-1) zvolit položku **Select**. System nás vyzve k výběru existující křivky. Vybrat námi vytvořenou křivku a potvrdit.

Následuje dotaz na plochy pro vytvoření regionu. Opět je nutné vybrat obě části válcové plochy (výběr více entit se provádí se stisknutým Ctrl) a potvrdit.

Po potvrzení dialogového okna pro definování plošného regionu se region vytvoří. Stejně jako křivka, kterou bylo nutno vytvořit pro definování regionu se v modelovém stromu (*Model Tree*) systému region zobrazí v položce **Simulation Features**. Zde je možné jednotlivé prvky vybrat, přejmenovat, editovat příp. smazat. Tyto položky nejsou přístupné a nezobrazují se ve standardním modeláři systému Pro/ENGINEER. Slouží výhradně pro modelování prvků v modulu STRUCTURE.

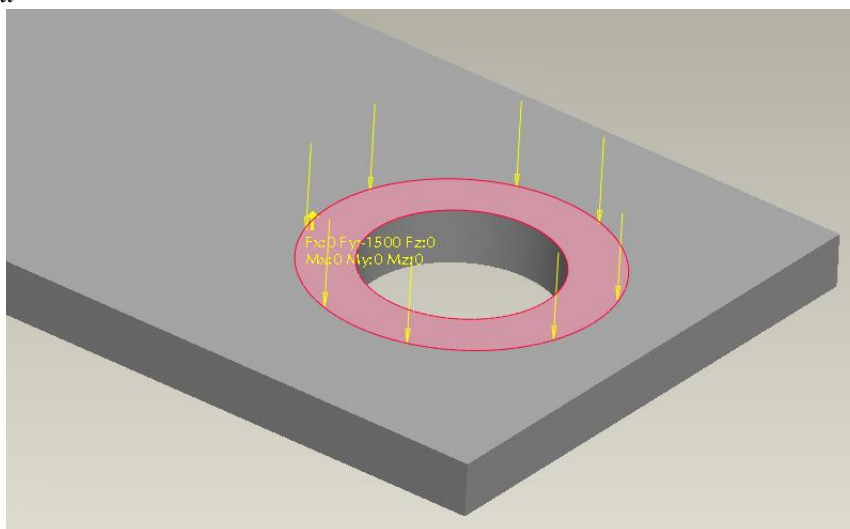


Obr. 4.1.1.-4 – Vytvořený plošný region na válcové ploše součásti.



- 1) Postup opakovat tolikrát, až je vytvořeno potřebné množství plošných regionů, které umožní simulovat zatížení působící na součást jako např. na obr. 4.1.-2. V tomto případě bylo nutné postup opakovat čtyřikrát. Je možné postupovat tak, že se nejprve vytvoří všechny křivky potřebné pro definování regionů a pak se vytvoří regiony. Platí zde však podmínka, že pro každý region musí být vytvořena **samostatná křivka** (nelze naskicovat všechny křivky do jednoho prvku a křivky nesmí být svázané do skupiny prvků). Křivky pro tvorbu regionů je možné vytvořit i ve standardním modeláři před přechodem do modulu STRUCTURE.

Obr. 4.1.1.-5 – strom modelu

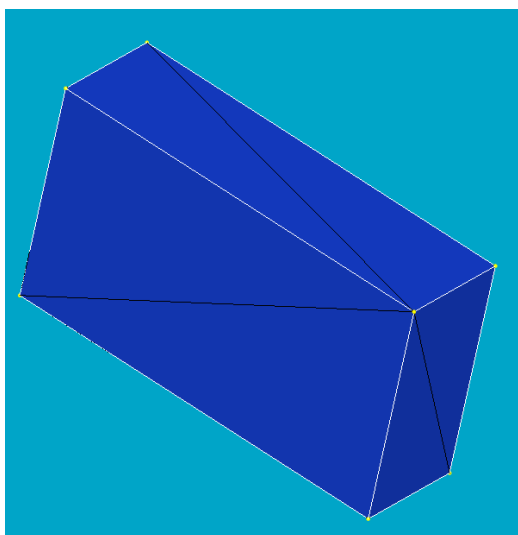


Obr. 4.1.1.-6 – Nadefinované silové zatížení na plošný region na rovině ploše

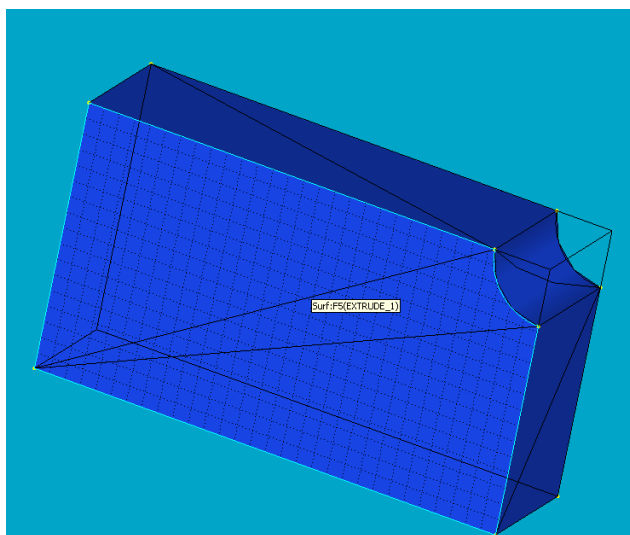
4.1.2. Objemové regiony (Volume region)

Na rozdíl od plošných regionů nepatří objemové regiony k příliš často využívaným simulačním prvkům. Lze jimi v modelech součástí vytvořit v podstatě libovolné objemové části. K jejich modelování lze využít téměř všech modelovacích technik jako u modelování součástí ve standardním módu systému Pro/ENGINEER, včetně pokročilých modelovacích technik.

Pomocí objemových regionů lze ovlivnit automatickou tvorbu elementů pro výpočet analýzy. Vytvořením dalších hraničních oblastí v modelu dojde ke zhuštění výpočtových elementů modelu v jejich okolí a potažmo i v celém modelu.



Obr. 4.1.2.-1 – Elementy v původním modelu



Obr. 4.1.2.-2 – Elementy v modelu s vytvořeným objemovým regionem

Plošný region je možné vytvořit aktivováním příkazu z roletového menu **Insert > Volume region**, nebo příslušnou ikonou z panelu nástrojů v pravé části pracovní plochy.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s tvorbou **plošných regionů**, které se využívají k rozdělení ploch součástí na požadované oblasti tak, aby na ně bylo možné nadefinovat uložení (Constraints) nebo zatížení (Loads). Byl zde podrobně popsán postup tvorby plošného regionu na válcovou plochu součásti. V další části kapitoly jste se seznámili s tvorbou **objemových regionů**.



Kontrolní otázky

- 1) K čemu slouží plošné regiony v modelu?
- 2) Lze vytvořit více plošných regionů najednou?
- 3) Lze k vytvoření plošného regionu použít křivku vytvořenou ve standardním modeláři CAD systému Pro/ENGINEER?
- 4) Jaký je rozdíl mezi křivkou, bodem příp. dalšími prvky modelu (Datum features) vytvořenými ve standardním modeláři a simulačními prvky vytvořenými v modulu STRUCTURE?



Úkol k řešení

- 1) Vytvořte model čepu podle obr. 4.1-2, který odpovídá uložení čepu podle obr. 4.1-1. Rozměry čepu si vhodně zvolte.
- 2) Vytvořte plošný region na rovinné ploše jako je na obr. 4.1.1.-8. Rozměry jsou opět libovolné.



CD-ROM

- Tvorba křivky na válcovou plochu součásti je předvedena na animaci (soubor: *krivka.avi*).
- Tvorba plošného regionu na válcové ploše je předvedena na animaci (soubor: *plos_reg_valec.avi*).
- Tvorba plošného regionu na rovinné ploše je předvedena na animaci (soubor: *plos_reg_rovina.avi*).

4.2. Idealizované prvky v pevnostních analýzách

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Posoudit vhodnost využití idealizovaných prvků ve výpočtovém modelu.
- Využít idealizovaných prvků typu SHELL k vyšetření některých součástí vymodelovaných pomocí ploch.
- Vytvářet **idealizované prvky** typu SHELL a BEAM.
- Vyšetřovat **prutové soustavy** (např. příhradové konstrukce).
- U vhodných součástí zjednodušit výpočtový model.

Budete umět

Simulační prvek, idealizovaný prvek, skořepina (Shell), prut (Beam), Midsurface, prutová soustava.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

Využití idealizovaných prvků při tvorbě modelů pro pevnostní analýzy může výrazně zjednodušit výsledný výpočtový model a tím podstatně snížit dobu výpočtu a jeho nároky na hardware počítače. Je však mít na paměti, že využitím idealizovaných prvků může dojít k ovlivnění výsledků v řádu %. Při nevhodném použití idealizovaných prvků až v řádech desítek %.

STRUCTURE umožňuje vyšetřovat modely jako objemové (*Solid*), jako idealizované (*Shell*, *Beam*), nebo jako jejich kombinace.

Všechny idealizované prvky se v modelovém stromě zobrazují rozbalením položky *Idealizations*. Vlastní idealizovaný prvek se nachází ještě v položce příslušné konkrétnímu typu idealizace.

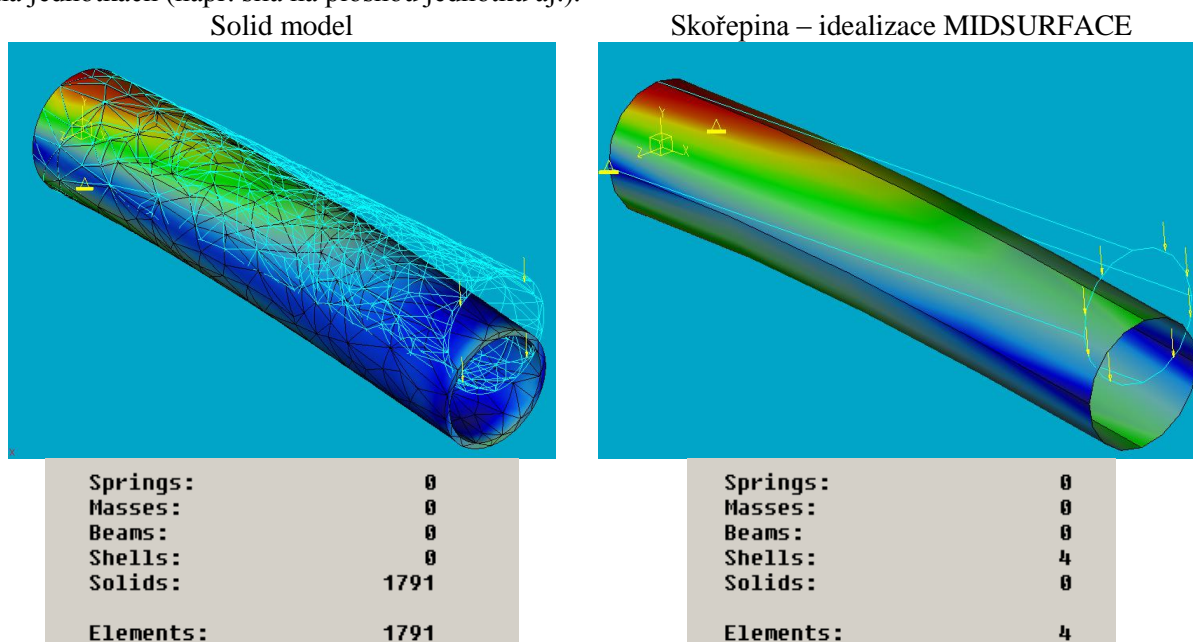
V modulu STRUCTURE lze vytvářet idealizované prvky typu:

SHELL – skořepina,
BEAM – nosník,
MASS – hmota,
SPRING – pružina.

4.2.1. Idealizované prvky typu skořepina (*Shell*)

Vhodný nástroj pro zjednodušení výpočtového modelu u tenkostěnných součástí, kdy tloušťka stěny součásti je výrazně menší než její délka a šířka. Typickým představitelem takových součástí jsou profily, trubky apod.

Systém podporuje stejné prvky modelu (uložení, zatížení apod.) jak pro modely objemového typu, tak i pro idealizované modely. Je však třeba brát v potaz změnu geometrie modelu v průběhu její komprese na skořepinu (*Shell*). Z toho důvodu nebudou u skořepin fungovat uložení a zatížení závislá na jednotkách (např. síla na plošnou jednotku aj.).



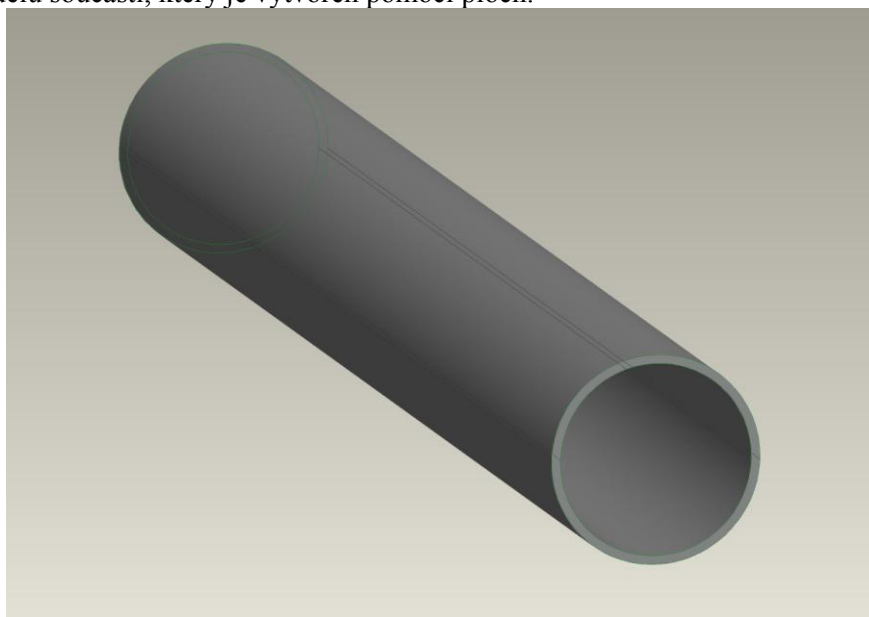
Obr. 4.2.1 – 1 – Rozdíl v počtu generovaných prvků výpočtového modelu v závislosti na zvoleném typu modelu.

Při využití idealizovaného prvku typu SHELL může dojít vlivem rozložení elementů k výpočtu vyšších hodnot napětí než u modelu typu SOLID nebo při analytickém výpočtu. K tomuto dochází u idealizací složitějších součástí, nebo modelů využívajících regiony. Z toho důvodu je vhodné zkontrolovat rozložení vygenerovaných elementů (z roletového menu **AutoGEM > Create** – a v

dialogu vybrat Create) před spuštěním analýzy, zda-li někde v modelu nejsou ostré přechody mezi oblastmi, kde je elementů hodně a oblastmi, kde je naopak elementů málo. Na hranicích mezi těmito oblastmi se projevuje koncentrace napětí a dochází tedy k výpočtu vyšších hodnot napětí. Techniky jak ovlivnit generování elementů budou podrobně popsány v jedné z následujících kapitol těchto skript.

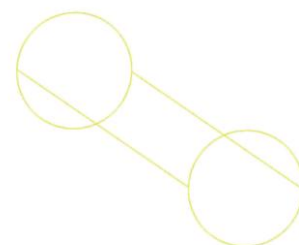
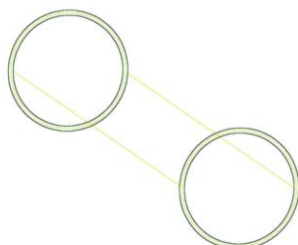
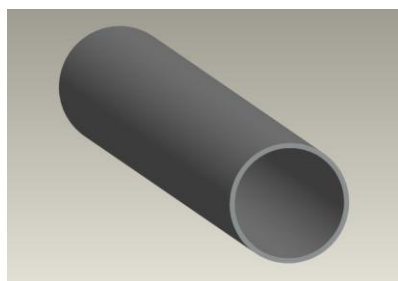
Je několik možných přístupů v modelování skořepin:

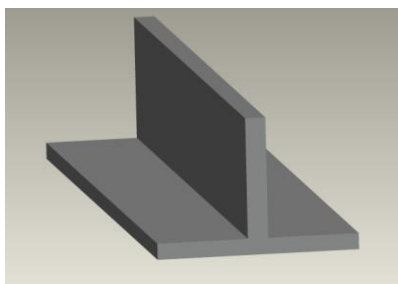
- a) Vytvoření jednotlivých skořepin jako vrstev na povrchových plochách součástí - **Standard Shell**. Výpočtový model je pak sloučen z objemu součásti (SOLID) a skořepin, které byly nadefinovány. Je nutné nadefinovat tloušťku skořepiny. Slouží pro simulování případů, kdy má povrchová vrstva součásti jiné materiálové vlastnosti než samotná součást. Výpočtový model není zjednodušen, ale naopak se komplikuje. Vhodné pro tvorbu výpočtového modelu s modelem součásti, který je vytvořen pomocí ploch.



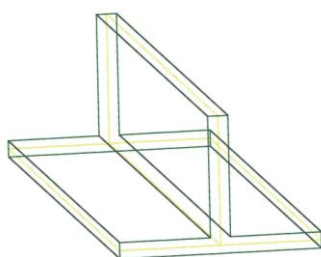
Obr. 4.2.1-2 model trubky s vytvořenými skořepinami na vnější i vnitřní ploše

- b) Komprese objemu součásti do plochy procházející středem oblasti ohraničené vybranou dvojicí ploch – **Midsurface Shell**. Skořepina převeze materiálové vlastnosti součásti a tloušťku stěn určí podle vzájemné vzdálenosti vybraných rovin (*Shell Pair*). Vede k významnému zjednodušení výpočtového modelu a je **nejčastěji** používaným idealizovaným prvkem typu skořepina (*Shell*).

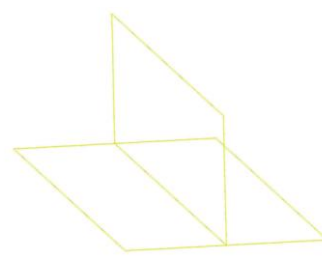




Obr. 4.2.1-3 – modely součástí



Obr. 4.2.1-4 – zeleně je vyznačena původní geometrie a žlutě zkomprimovaná plocha.



Obr. 4.2.1-5 – zkomprimovaná plocha MIDSURFACE

- c) Objemová skořepina (*Shell*), který se tvoří jako předchozí, ale umožňuje přiřazení jiného materiálu a tloušťky stěn nezávisle na rozměrech součástí.

□ Doporučení pro tvorbu idealizovaných prvků typu skořepina

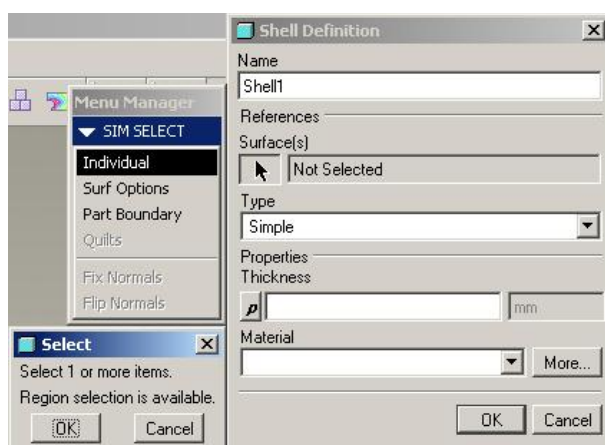
Vytvářet skořepiny **až jsou** v modelu vytvořeny všechny regiony nezbytné pro správné rozmístění uložení (*Constraints*) a zatížení (*Loads*).

V maximální možné míře zjednodušovat model. Pokud je to možná využívat symetrie v modelu atd. Potlačit všechny prvky geometrie, které mají pouze kosmetický efekt (sražení hran atd.).

□ Tvorba idealizovaného prvku STANDARD SHELL

Prvek typu skořepina (*Shell*) je možné vytvořit aktivováním příkazu z roletového menu **Insert > Shell**, nebo příslušnou ikonou z panelu nástrojů v pravé části pracovní plochy. Skořepina se nadefinuje vyplněním příslušného dialogového okna (obr. 4.2.1.-6). K dispozici jsou dva typy skořepin. *Single* a *Advanced*. U skořepiny typu *Single* se definuje jeho tloušťka a materiál. Skořepina typu *Advanced* umožňuje definovat materiál buď jako homogenní nebo laminární, dále pak má další nástroje pro definování orientace materiálu. Skořepinu je možné pojmenovat a je nutné nadefinovat plochy součástí na kterých má být vytvořen.

Tloušťka skořepiny typu *Single* se přidává rovnoměrně na obě strany zvolené plochy.




Obr. 4.2.1-6 Dialogové okno pro definování skořepiny

□ Tvorba idealizovaného prvku MIDSURFACE SHELL

Prvek typu MIDSURFACE je možné vytvořit aktivováním příkazu z roletového menu **Insert** >



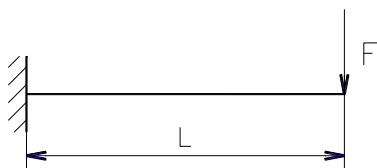
Obr. 4.2.1-7
Menu pro tvorbu
Midsurface

Midsurface, nebo ikonou  z panelu nástrojů v pravé části pracovní plochy. Pro tvorbu skořepiny typu *Midsurface* je nutným předpokladem existence vnější a vnitřní plochy původní geometrie součásti, které jsou vzájemně rovnoběžné příp. soustředné. První vybraná plocha geometrie se označí červeně a stane se referenční pro vytvářenou idealizaci. Protilehlá paralelní plocha geometrie se pak po výběru označí žlutě.

Položky menu pro tvorbu *Midsurface* (obr. 4.2.1-7)

- Auto Detect – automaticky vybere všechny vhodné dvojice ploch v modelu pro vytvoření skořepiny.
- New – umožní vybrat způsob definice tloušťky skořepiny (konstantní, proměnná) a výběr dvojic ploch, které tvoří reference.
- Edit – editace již vytvořených skořepin (odstranění plochy z výběru, změna pořadí výběru ploch, způsob definice tloušťky atd.
- Show – zobrazí plochy vybrané jako reference pro Shelly a informace o nich.
- Delete – umožňuje odstranit již vytvořené Shelly.
- Compress – příkaz provede kompresi modelu na Midsurface na základě zvolených referencí a zobrazí výsledek komprese.

□ Vymezení použitelnosti idealizovaných prvků typu skořepina (Shell)



Obr. 4.2.1-8 - Schéma zatížení

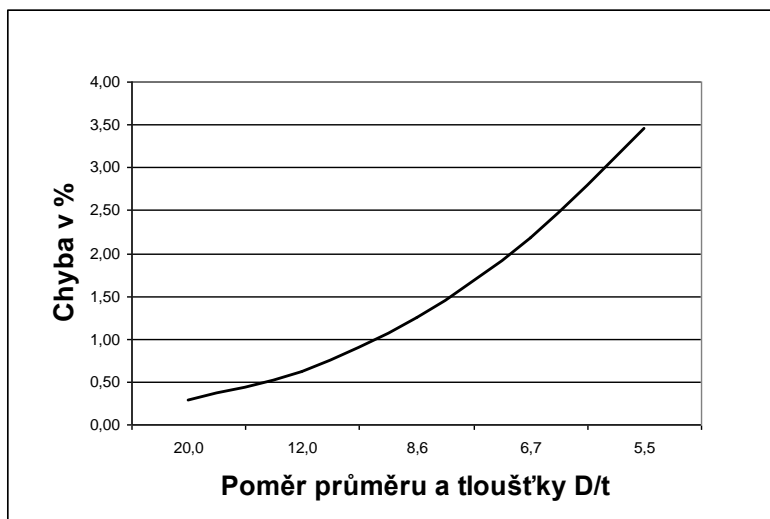


Obr. 4.2.1-9 - Model nosníku

Pro vymezení použitelnosti pro prvky typu „Shell“, byly použity následující hodnoty:

Pro konstantní $\sigma_o \cong 13,5[MPa]$, byl proveden výpočet v těchto rozmezech:

$$L = 1310 \div 2000[mm] \quad D = 60[mm] \quad t = 3 \div 11[mm]$$



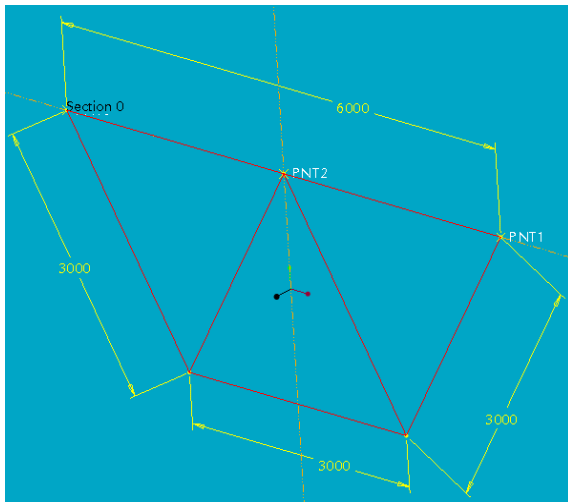
Graf 4.2.1-1 - Odchylka vypočtených deformací v Pro/MECHANICE od analytického výpočtu pro prvek typu „Shell“

4.2.2. Idealizované prvky typu prut (*Beam*)

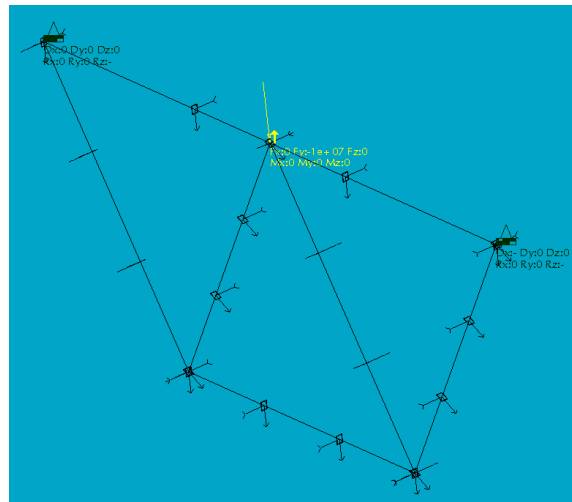
Prut (*Beam*) je jedno-rozměrová idealizace, která v 3D prostoru reprezentuje součásti, u kterých je **délka významně větší** než rozměry ve zbylých dvou směrech a jejichž průřez lze snadno zobecnit. Při tvorbě prutů je tedy klíčová jeho délka, tvar průřezu a jeho orientace vůči globálnímu souřadnému systému a tudíž nedefinovaným uložení a zatížením, které působí na analyzovanou součást.

V nativním módu modulu STRUCTURE se prut (*Beam*) považuje za prvek s konstantním průřezem po jeho celé délce. Definování prutu je řízeno prostřednictvím trojice souřadných systémů. Při definování se určuje tzv. směr Y (*Y Direction*), který udává orientaci akčního souřadného systému prutu BACS (silové účinky působící na prut jsou orientovány podle tohoto souřadného systému) vzhledem ke globálnímu souřadnému systému modelu. Další je souřadný systém průřezu prutu BSCS (vzhledem k tomuto souřadnému systému se orientuje průřez prutu). Poslední souřadný systém BCPCS je vytvořen systémem a v něm vyjádřena většina výsledků veličin vyšetřených na prutu.

Pomocí idealizovaných prvků typu prut (*Beam*) je možno v modulu STRUCTURE vyšetřovat plošné i prostorové prutové soustavy.




Obr. 4.2.2-1 – Model prutové soustavy vytvořený pomocí křivek



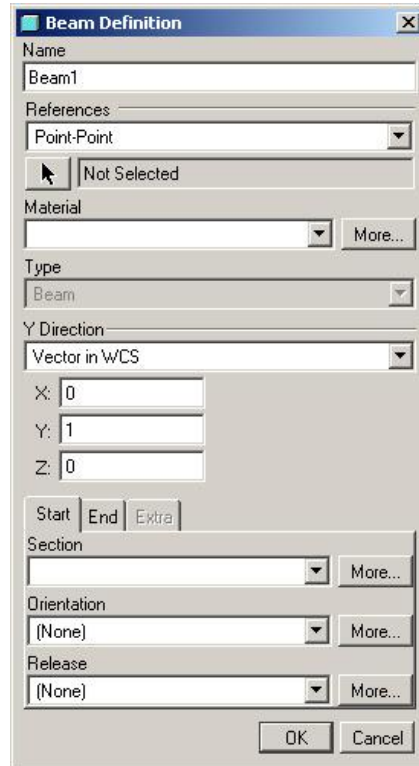
Obr. 4.2.2.-2 – Model prutové soustavy pro pevnostní analýzu vytvořený pomocí idealizovaného prvku typu BAEM

□ Tvorba idealizovaného prvku prut (*Beam*)

Prvek typu prut je možné vytvořit aktivováním příkazu z roletového menu **Insert > Beam**, nebo ikonou  z panelu nástrojů v pravé části pracovní plochy.

Položky menu pro tvorbu prutu (obr. 4.2.2-3):

- References – umožňuje vybrat reference modelu pro vytvoření prutu (dvojice bodů, hranu, bod – hranu aj.).
- Material – výběr materiálu tvořeného prutu.
- Type – týká se pouze FEM módu.
- Y direction – určuje orientaci osy Y akčního souřadného systému prutu BACS.
- Section – definice průřezu prutu a jeho rozměrů. Je možné využít předdefinovaných tvarů, nebo vytvořit vlastní a přidat jej do knihovny.
- Orientation – definuje orientaci průřezu prutu vzhledem k BACS.
- Release – definuje stupně volnosti na koncích prutu.

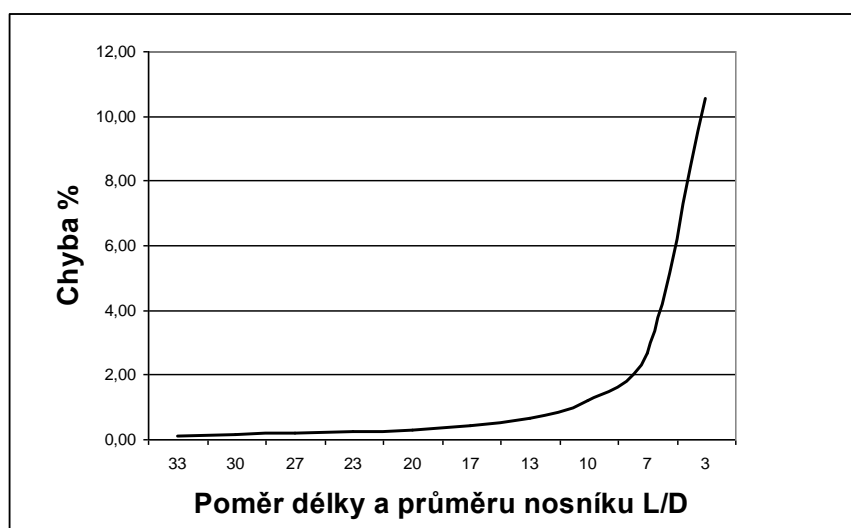


Obr. 4.2.2-3 – Dialogové okno pro definici prutu (*Beam*)

□ Vymezení použitelnosti idealizovaných prvků typu prut (*Beam*)

Pro vymezení použitelnosti pro prvky typu „*Beam*“, byly použity následující hodnoty: Pro konstantní $\sigma_o \cong 13,5[MPa]$, byl proveden výpočet s těmito hodnotami:

$$L = 200 \div 2000[mm] \quad D = 60[mm] \quad t = 1[mm], \text{ (viz obr. 4.2.2-4 a 5).}$$



Graf 4.2.2-1 - Odchylka vypočtených deformací v Pro/MECHANICE od analytického výpočtu pro prvek typu „*Beam*“



Obr. 4.2.2-4 - Schéma zatížení



Obr. 4.2.2-5 - Model prutu

4.2.3. Idealizované prvky typu hmota (*Mass*)

Umožňuje simulovat působení hmoty, aniž by bylo potřeba specifikovat tvar a rozměry hmoty. Lze aplikovat pouze na průsečík křivek (vertex) nebo na bod. Větší význam a smysluplné využití má tato idealizace ve FEM módu systému STRUCTURE a z toho důvodu se jí zde nebudeme podrobněji zabývat.

4.2.4. Idealizované prvky typu pružina (*Spring*)

Umožňuje simulovat pružiny a pružné stojní díly. Nejčastěji se definuje mezi dva body vytvořené v modelu. STRUCTURE je schopen simulovat pružiny tlačné, tažné i torzní. Další rozšířené možnosti nabízí tento prvek ve FEM módu. Nebudeme se jím dále podrobněji zabývat.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s **idealizovanými prvky**, které je možné využít pro tvorbu simulačního modelu v prostředí STRUCTURE. Nejčastěji využívané idealizované prvky jsou prvky typu **skořepina (*Shell*)** a **prut (*Beam*)**, které byly podrobně popsány. Dále jste byli seznámeni s omezeními pro použití těchto prvků.



Kontrolní otázka

- 1) Co to jsou idealizované prvky a k čemu slouží?
- 2) Jaká jsou omezení pro tvorbu idealizovaného prvku typu MIDSURFACE SHELL (skořepina)?
- 3) Jaká jsou omezení pro tvorbu idealizovaného prvku typu BEAM (nosník)?
- 4) Je možné vytvořit výpočtový model jako kombinaci idealizovaných prvků a základního modelu typu SOLID?



Úkol k řešení

Vytvořte modely tenkostěnných profilů podobných jako na obr. 4.2.1-3. Rozměry si vhodně zvolte. Proved'te jejich idealizaci využitím prvků *Midsurface Shell*.



CD-ROM

- Tvorba idealizace Midsurface tenkostěnné trubky je předvedena na animaci (soubor: *midsurface_trubka.avi*).
- Tvorba idealizace Midsurface T-profilu je předvedena na animaci (soubor: *midsurface_tprof.avi*).

5. TVORBA KLOUBŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>V tomto tématickém bloku se seznámíte s možnostmi tvorby kloubů, které umožňují uvolnění rotace ve vybraných osách. Přednáškový blok je členěn do následujících kapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – metodika tvorby kloubů soustavou prutů. – metodika tvorby kloubů použitím jednoho prutu. – tvorba kloubu s možností tří rotací. <p>Po prostudování bloku budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vytvořit kloubové uložení součástí, – uvolnit rotaci uložení (Constraint) definované na plochu v požadované ose. 	<p style="text-align: center;">Cíle přednáškového bloku</p>
--	---

<p><i>Vetknutý nosník, staticky určité uložení, konstrukční řešení kloubů, pevná vazba (Rigid Connection), kulový kloub, objemový region.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>
---	--



Čas ke studiu: 3 hodiny

V předešlých kapitolách byla vysvětlena omezení, která je nutno dodržovat, aby bylo dosaženo správných výsledků. Jedním z omezení, je i problém s uvolňováním rotace u objemových modelů. Poněvadž v technické praxi existuje mnoho případů různých typů kloubů, je potřeba vytvořit takový způsob uložení součástí, aby pokud možno odpovídalo reálnému kloubu.

5.1. Metodika tvorby kloubů soustavou prutů

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na metodiku vytváření kloubu pro uvolnění jedné rotace pomocí soustavy prutů. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – kontrola chování vetknutého nosníku, – konstrukce kloubu, – uvolnění os rotace. <p>Po zvládnutí látky této kapitoly budete umět vytvořit kloub s uvolněnou osou rotace.</p>	<p style="text-align: center;">Cíl kapitoly</p>
<p><i>Vetknutý nosník, staticky určité uložení.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>

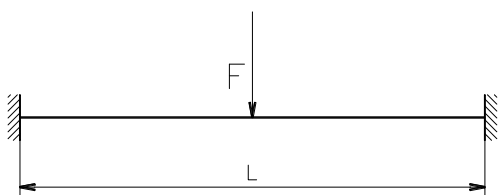


Čas ke studiu: 60 minut

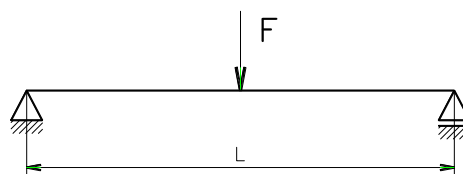


VÝKLAD

Pro základ tvorby kloubu byl vybrán model táhla, které bylo analyzováno v předchozích kapitolách. Na obrázku 5.1-1 je zobrazeno schéma nosníku, jehož výpočtový model lze vytvořit, bez jakýchkoliv úprav. Na následujícím obrázku 5.1-2 je schéma nosníku uloženém v kloubech, tedy stav, který bez úpravy modelu nelze korektně analyzovat.



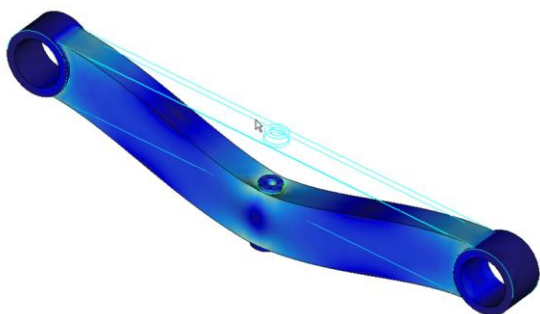
Obr. 5.1-1 Nosník oboustranně vetknutý



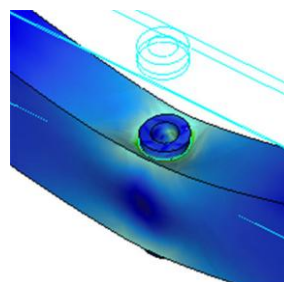
Obr. 5.1-2 Nosník uložený v kloubech

5.1.1. Kontrola chování vetknutého nosníku

Princip tvorby kloubu je založen na předpokladu, že vytvořená konstrukce bude mít při zakázané rotaci shodné vlastnosti jako při vetnutí. Prvním krokem pro tvorbu kloubu je tedy nutno provést výpočet táhla s oběma vetnutými konci. Pro výpočet je použit model táhla podle obrázků 3.1.3-1 a 3.2.1-8.

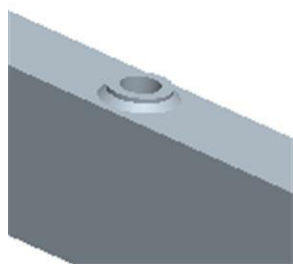


5.1.1-1 Deformace táhla

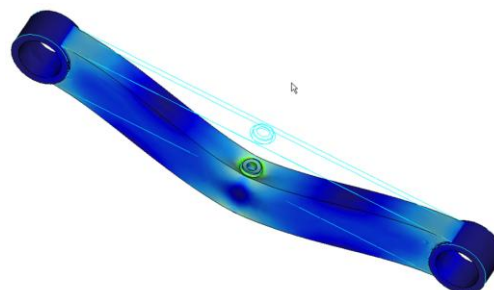


5.1.1-2 Detail středu táhla

Na obrázcích 5.1.1-1 je zobrazeno deformované táhlo. Uprostřed táhla, (obr. 5.1.1-2), kde je vevařena trubka, vznikají v přechodových hranách špičky napětí, které přesahují dovolené napětí. Poněvadž na skutečném modelu bude v těchto místech svar, je třeba jej domodelovat, například jako zaoblení nebo stražení hran. (Problematice svařenců je věnován další tématický blok.)



5.1.1-3 Detail úpravy



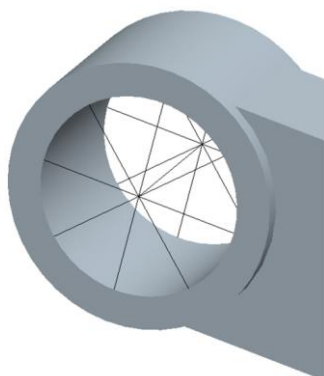
5.1.1-4 deformace upraveného táhla

Úprava táhla je zobrazena na obrázku 5.1.1-3. Tato úprava má za následek radikální snížení napět'ové špičky z 112,5 MPa, klesla tato špička na 93,3 MPa, přičemž maximální deformace je 0,0895 mm. Pro kloubové uložení je nutno vytvořit takovou konstrukci kloubu, aby měla stejnou tuhost.

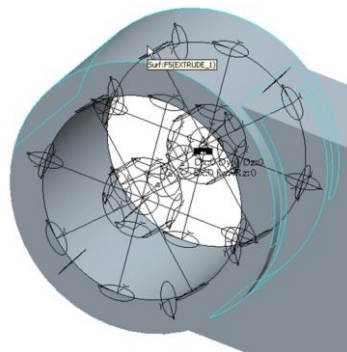
5.1.2. Konstrukce kloubu

Princip tvorby kloubu vychází ze skutečnosti, že rotaci v některé s os lze uvolnit pouze v případě, že uložení je definováno do bodu, na křivku nebo hranu rovnoběžnou s touto osou. Proto bude v osách kloubů vytvořena křivka, která je spojena s objemem pomocí pole křivek, (obrázek 5.1.2-1).

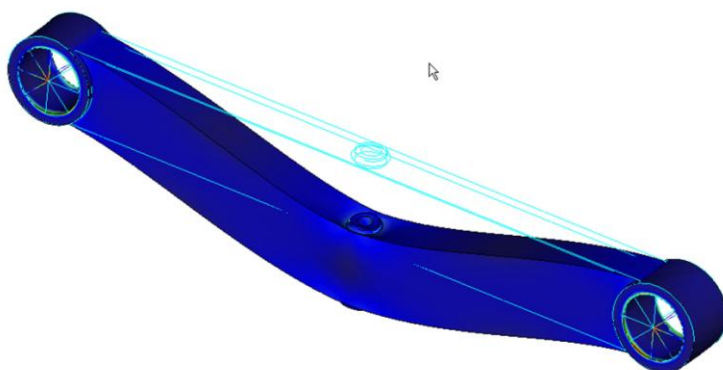
Křivkám jsou přiřazeny pruty kruhového průřezu o průměru **10 mm** (obrázek 5.1.2-2). Aby byla zajištěna dostatečná tuhost kloubu, jsou upraveny vlastnosti materiálu a modul pružnosti „E“ je nastaven na hodnotu, která je 10 000 x větší než má ocel. Výsledná pevnostní kontrola vytvořených kloubů, kterým je zakázána rotace je patrná z obrázku 5.1.2-3.



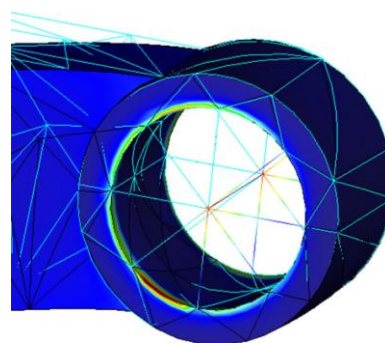
Obr. 5.1.2-1 Křivky kloubu



Obr. 5.1.2-2 Kloub tvořený pruty



Obr. 5.1.2-3 Deformace nosníku



Obr. 5.1.2-4 Detail kloubu

Z obrázku 5.1.2-4 Je zřejmé že v kloubu nedochází k žádnému natočení geometrických prvků a lze konstatovat, že konstrukce je dostatečně tuhá. Vypočtená maximální deformace je 0,102 mm, což je sice o něco větší než u uložení na rotační plochy, ale je to dáno výpočtovou chybou při použití prvků typu „Beam“, poněvadž poměr délky a průměru je pouze 6.

Na hranách díry, ve které je umístěn kloub je vidět značné napěťové špičky, které jsou zapříčiněny spojením prutů s objemovým modelem. Vzhledem k tomu, že při uvolnění rotace v osách kloubů by tyto špičky měly zmizet, jejich vliv se zde ignoruje.

5.1.3. Uvolnění os rotace

Posledním krokem je uvolnění os rotace a provedení pevnostních výpočtů. Jestliže klouby fungují správně měla by deformace táhla odpovídat následujícím vztahům. Jestliže platí pro oboustranně vetknutý nosník zatížený osamělou silou uprostřed vztah:

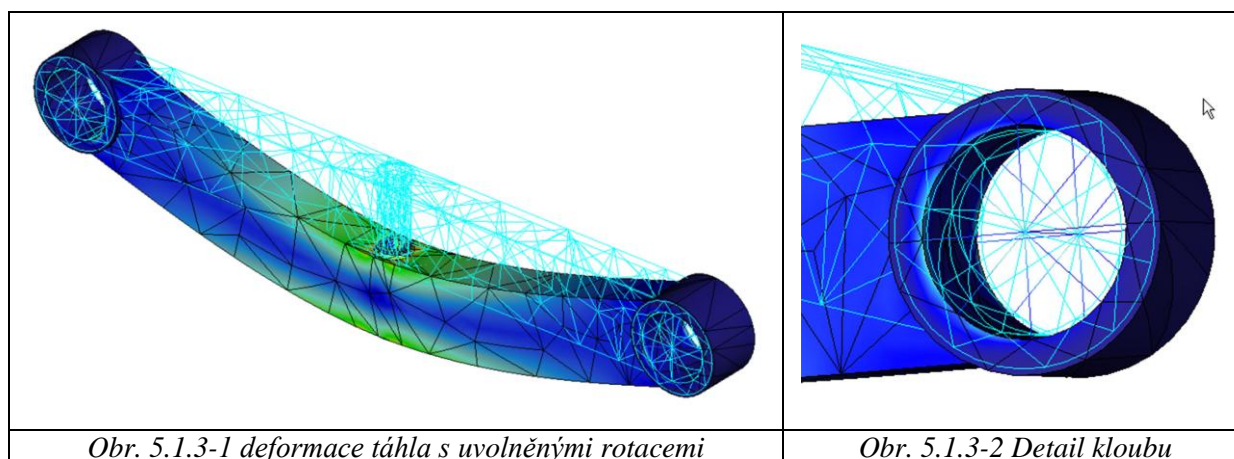
$$y = \frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot J}$$

Pak pro deformaci staticky určitého nosníku uloženého v kloubech a zatíženého osamělou silou uprostřed platí vztah:

$$y = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J}$$

Výsledná deformace táhla s klouby s uvolněnou rotací by měla být 4x větší než u nosníku s vetknutými konci tedy 0,358 mm.

Na obrázku 5.1.3-1 Je zobrazen průhyb nosníku s uvolněnými rotacemi v kloubech.



Z tohoto obrázku a z dalšího obrázku 5.1.3-2 je patrné, že dochází k natočení materiálu kolem uvolněných os. Výsledná deformace je 0,336 mm, což je odchylka asi 6% od předpokládané hodnoty. Proto je možno konstatovat, že takto vytvořený kloub je funkční.

Z uvedených výpočtů vyplývají určitá omezení, je zřejmé, že chyba při výpočtu deformace by se dále zvyšovala při použití této konstrukce pro malé průměry děr. Klesal by poměr mezi délkou prutů a jejich průměrem, což by mělo za následek zvětšování chyby. Rovněž tuhost konstrukce by se snižovala nutným snižováním počtu paprsků, které by bylo možno umístit v díře.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Soustava prutů
Oboustranně vetknutý nosník
Statically určité uložení nosníku
Uvolnění os rotace



Kontrolní otázka

- 1) Které typy idealizovaných prvků lze použít pro konstrukci kloubů?



Úkol k řešení

Proveďte úpravu výpočtového modelu táhla z minulého tematického bloku (schéma – **Příloha 4**), tak aby bylo možno vytvořit staticky určité uložení. Proveďte potřebné analýzy.

5.2. Metodika tvorby kloubů použitím jednoho prutu

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na metodiku vytváření kloubu pro uvolnění jedné rotace pomocí jednoho prutu. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – úprava objemového modelu a tvorba výpočtového modelu, – provedení analýz aplikované náhrady kloubu, úprava plného čepu. <p>Po prostudování této kapitoly budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – dalším způsobem vytvářet kloub s uvolněnou osou rotace, – vymodelovat kloub vhodný pro simulaci uložení nejen čepu v díře, ale i např. hřídele v ložiskách. 	Cíl kapitoly
<p><i>Konstrukční řešení kloubů, pevná vazba (Rigid Connection).</i></p>	Klíčová slova



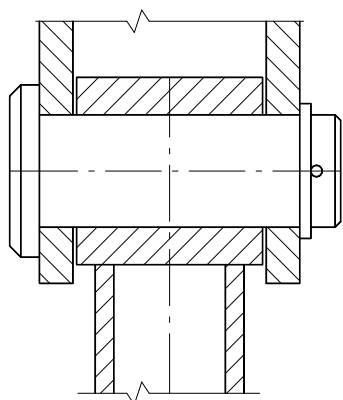
Čas ke studiu: 60 minut



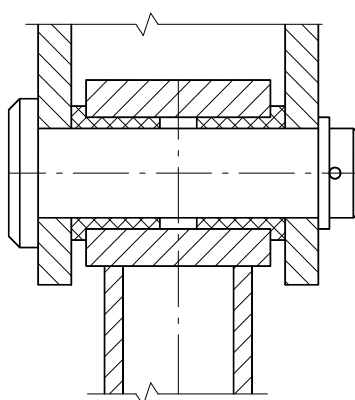
VÝKLAD

V předchozí kapitole byl vysvětlen postup tvorby kloubu pomocí soustavy prutů. I když výsledky analýz jsou akceptovatelné, použití této metody je omezené. Proto je třeba zamyslet se jaké jsou

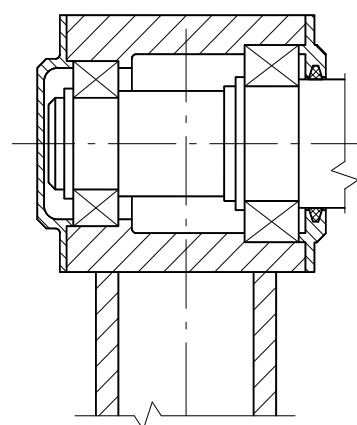
konstrukční řešení kloubů. Na následujících obrázcích 5.2-1 ÷ 3, jsou příklady konstrukčních řešení kloubů.



Obr. 5.2-1 Kloub bez ložisek



Obr. 5.2-2 Kloub s uložením kluzným

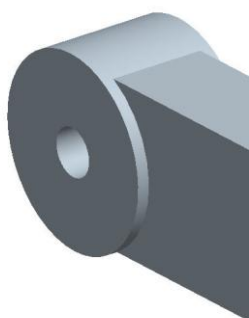


Obr. 5.2-3 Kloub s uložením valivým

Z obrázků je zřejmé, že kloub s jedním rotačním stupněm volnosti je vlastně strojní uzel tvořený otvorem uložením a čepem. V podstatě nemůže nastat situace, aby plochy otvoru byly uloženy pouze na křivky nebo do bodů. Proto pro vytvoření výpočtového modelu s kloubem je třeba provést úpravy modelu.

5.2.1. Úprava objemového modelu a tvorba výpočtového modelu

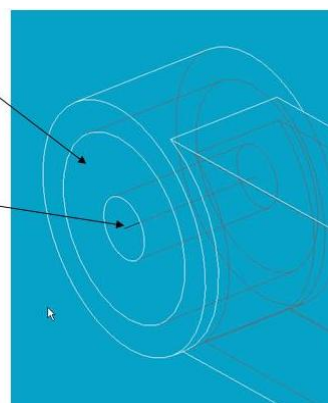
Dříve než se budou provádět úpravy na modelu je potřeba rozhodnout, jestli bude kloub řešen přímo v součásti nebo jako sestava. Z obrázků je celkem zřejmé, že aplikace výpočtového modelu úpravou pouze součásti je vhodná pro kloub bez ložisek, popřípadě s kluzným uložením. Pro kloub s uložením valivým, je vhodné použít metodiku tvorby výpočtového modelu v sestavách. Tato problematika bude objasněna v některém z následujících bloků.



Obr. 5.2.1-1 Úprava otvoru

Objemový region

Křivka



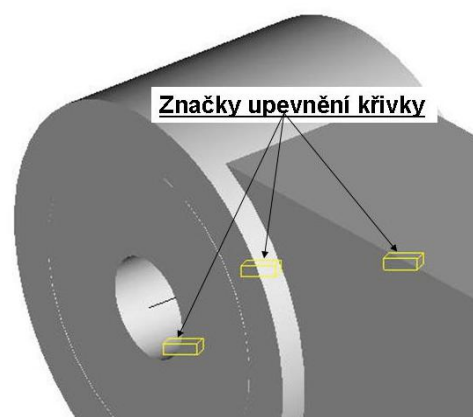
Obr. 5.2.1-2 Objemový region a křivka

Úprava modelu spočívá v tom, že se změní průměr otvoru, ve kterém má být vytvořen čep, obrázek 5.2.1-1. V modulu STRUCTURE je pak v ose kloubu vytvořena křivka pro uložení kloubu. Dále je objem táhla rozdělen v kloubech objemovými regiony, tak aby nahrazovaly čepy kloubu. (obrázek 5.2.1-2)

Upevnění křivky k objemu táhla se provede pomocí vazby „Rigid connection“, která se nachází v položce „Insert“, viz obrázky 5.2.1-3 a 4. Křivka se upevní na plochy mezikruží objemového regionu.



Obr. 5.2.1-3 Upevnění křivky



Obr. 5.2.1-4 Značky pro upevnění

Dalším krokem je definování prutu křivce, která je vytvořená v ose kloubu díry. Dále je k této křivce definováno uložení. Vzhledem k tomu, že definované okrajové podmínky jsou shodné s okrajovými podmínkami výpočtového modelu táhla analyzovaného v předchozí kapitole je možno provést porovnání výsledků.

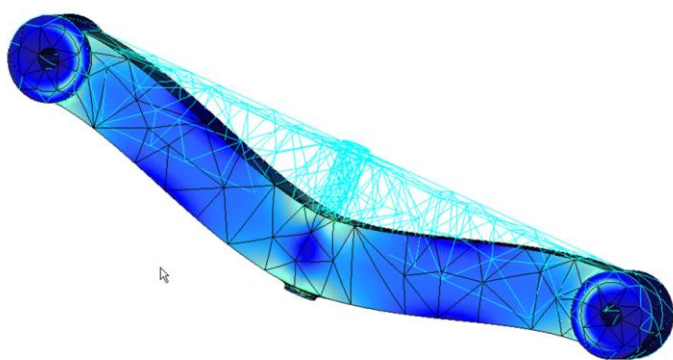
5.2.2. Provedení analýz konstrukce kloubu

Na základě analýz bylo možno provést porovnání výsledků. Z tabulky 5.2.2-1 je patrné, že získané analýzou jsou srovnatelné nejen z předchozí náhradou kloubu, ale z hlediska deformace v případě vetknutí u kloubu tvořeného jedním prutem, jsou v podstatě stejné jako u vetknutí rotačních ploch táhla. Jestliže tato deformace je 0,0895 mm pak odchylka činí necelá 4%. Tuto odchylku lze snížit zvýšením tuhosti, zvětšením průměru otvoru a zvětšením průměru prutu se současným zvětšením modulu pružnosti materiálu prutu.

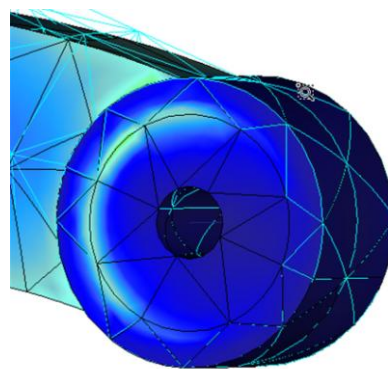
Tab. 5.2.2-1

	Kloub tvořený soustavou prutů		Kloub tvořený jedním prutem	
	Vetknutí	Uvolněná reakce	Vetknutí	Uvolněná reakce
napětí	93,3 MPa	147,2 MPa	90,4 MPa	140,94 MPa
deformace	0,102 mm	0,336 mm	0,093 mm	0,335 mm

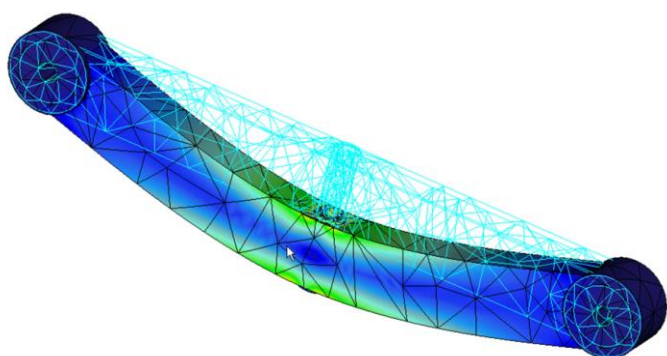
Výsledky analýz jsou patrné z následujících obrázků jakým způsobem je táhlo deformováno při aplikaci kloubů se zakázanou rotací, obrázek 5.2.2-1 a povolenou rotací obrázek 5.2.2-3. Z obrázků 5.2.2-2 a 5.2.2-4 je zřejmé, že při aplikaci tohoto způsobu tvorby kloubů, je eliminován vliv napěťových špiček na výpočtový model.



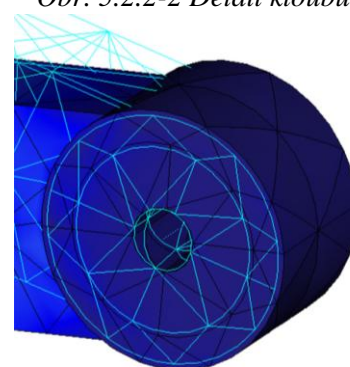
Obr. 5.2.2-1 Kloub – zakázaná rotace



Obr. 5.2.2-2 Detail kloubu



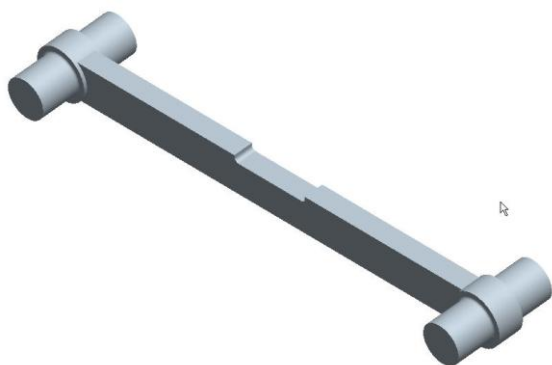
Obr. 5.2.2-3 Kloub – povolená rotace



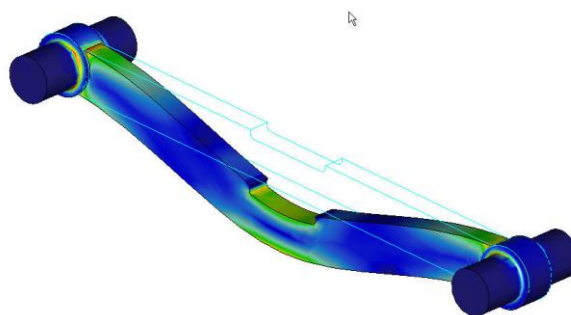
Obr. 5.2.2-4 Detail kloubu

5.2.3. Úprava plného čepu

Obdobný postup lze použít i na případ kloubového uložení u příčnicku, který je zobrazen na obrázku 5.2.3-1.



Obr. 5.2.3-1 Model příčnicku

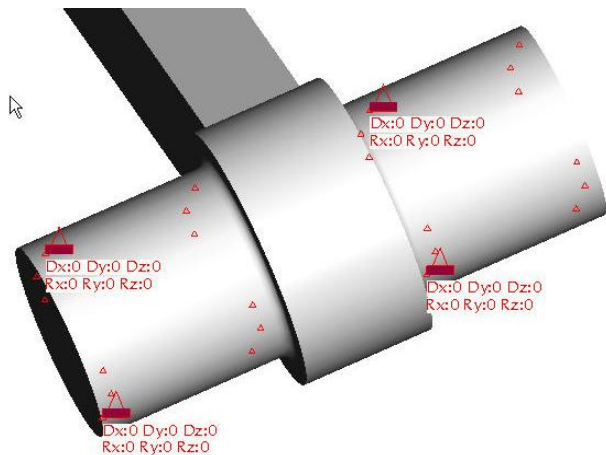


5.2.3-2 Průběhy napětí a deformace příčnicku

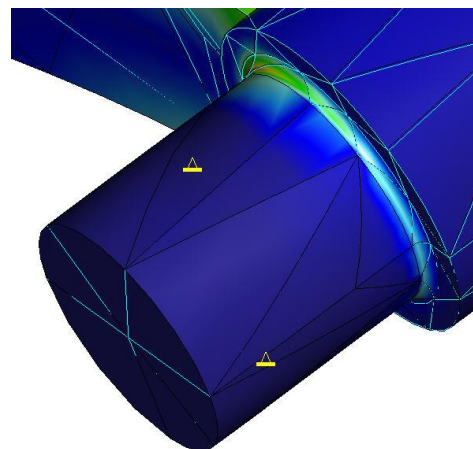
Pro tento případ je velmi důležitý způsob vetknutí, na obrázku 5.2.3-3 je zobrazeno vetknutí válcového čepu za vnější plochy a na obrázku 5.2.3-4 je zobrazena deformace prvků v oblasti přechodu průměrů. Z obrázku je zřejmé, že natočení geometrických prvků je v podstatě nulové. Výsledná deformace příčnicku je 0,04 mm, a maximální napětí, je 37,1 MPa.

Poněvadž je nutno provést úpravu čepů, vytvořením otvorů, do kterých budou umístěny pruty a křivky budou upevněny na čelní plochy čepů, je potřeba provést kontrolu tuhosti příčnicku i při vetknutí čelních ploch čepů, (obrázek 5.2.3-5). Z výsledků analýzy je patrné že při tomto způsobu vetknutí

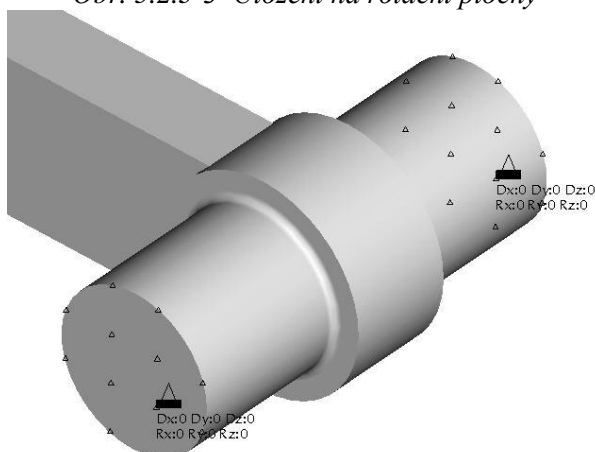
dochází k natočení geometrických prvků (obr. 5.2.3-6). Výsledná maximální deformace je pak 0,0509 mm. Je tedy třeba porovnávat tuhost vytvořeného kloubu na tuto vypočtenou hodnotu.



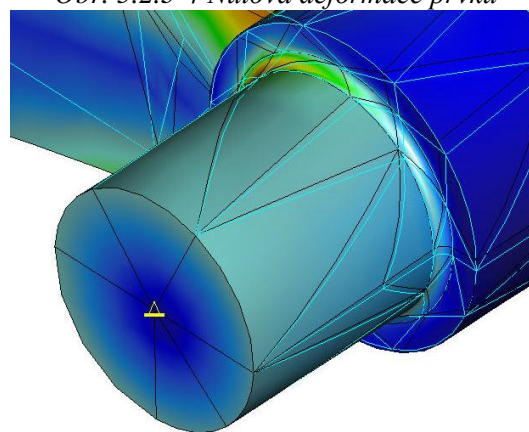
Obr. 5.2.3-3 Uložení na rotační plochy



Obr. 5.2.3-4 Nulová deformace prvků

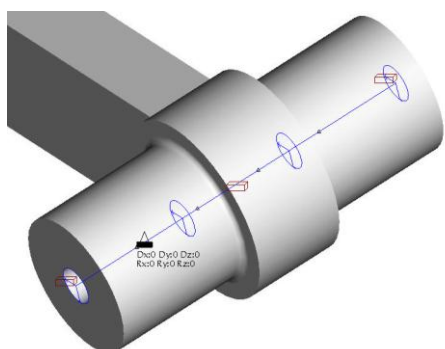


Obr. 5.2.3-5 Uložení na čelní plochy

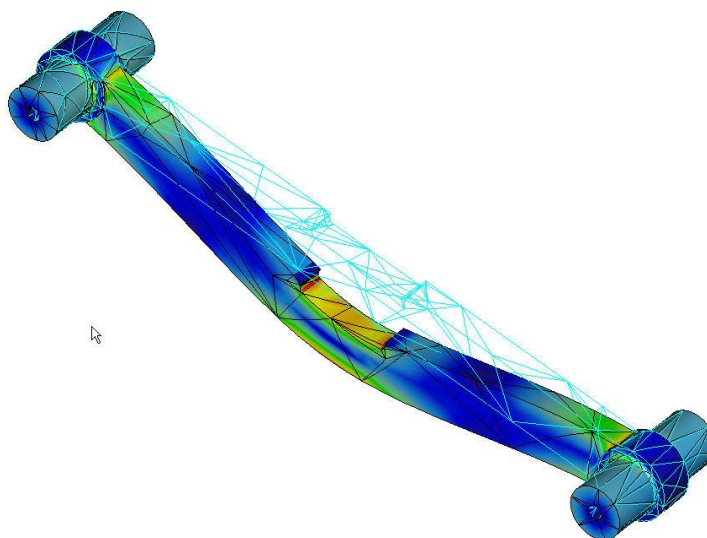


Obr. 5.2.3-6 Natočení prvků

Úprava čepu a vytvořený kloub jsou patrné z obrázku, 5.2.3-7



Obr. 5.2.3-7 Úprava čepu příčnicku

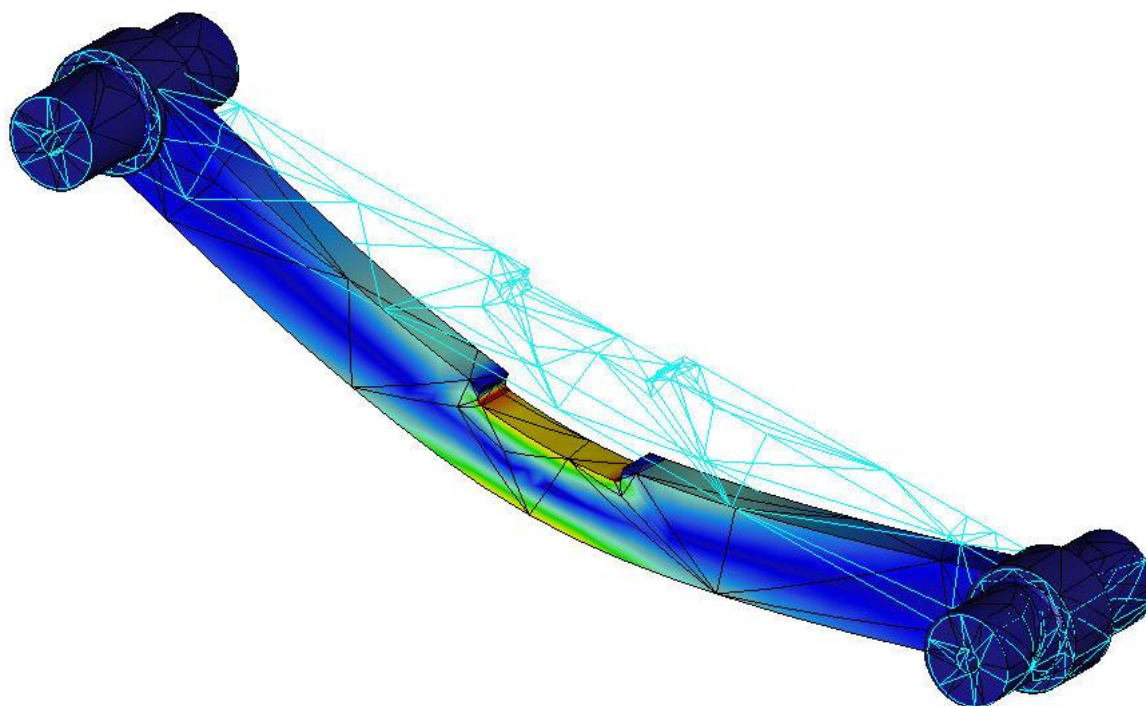


Obr. 5.2.3-8 Deformace upraveného příčnicku

Na obrázku 5.2.3-8 je zobrazen průběh napětí a maximální deformace upraveného příčnicku. Tato deformace činí 0,0511 mm což je v podstatě stejná deformace jako u plného čepu.

Dalším krokem je tedy uvolnění os rotace a jednoho posuvu, aby byl vytvořen staticky určitý nosník. Výsledná deformace pak byla vypočtena 0,185 mm. Jestliže je bráno v úvahu, že ve skutečnosti bude příčnick uložen v ložiscích, tedy na rotačních plochách čepů a deformace u vetknutí za tyto plochy byla 0,04 mm Lze podle výše uvedených vztahů pro průhyb nosníku předpokládat, že skutečná deformace by se pohybovala od $0,16 \div 0,2$ mm. A proto lze konstatovat že vypočtená deformace je v rozmezí těchto hodnot.

Na obrázku 5.2.3-9 je zobrazena deformace příčnicku uloženého v kloubech.



Obr. 5.2.3-9 Průběh napětí a deformace příčnicku uloženého v kloubech



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Konstrukční řešení kloubů
Definice pevné vazby, křivka plocha
Aplikace objemového regionu



Kontrolní otázka

- 1) Vysvětlete důvod použití objemového regionu.



Úkol k řešení

Vytvořte model příčnicku (**Příloha 6**). Proved'te úpravy modelu pro aplikaci kloubů tvořených jedním prutem. Proved'te potřebné analýzy.

5.3. Tvorba SFérického kloubu

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly doplňuje metodiku vytváření kloubů o možnost tvorby kloubů s více rotacemi. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – výpočtový model a zjištění tuhosti ojnice, – tvorba kloubů – kontrola tuhosti, – analýza ojnice při uvolnění rotací. <p>Po zvládnutí látky této kapitoly budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vytvořit dalším způsobem kloub s uvolněnou osou rotace, – vytvořit kloub, který umožňuje uvolnění všech rotačních os. – 	<p>Cíl kapitoly</p>
<p><i>Kulový kloub, objemový region.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>

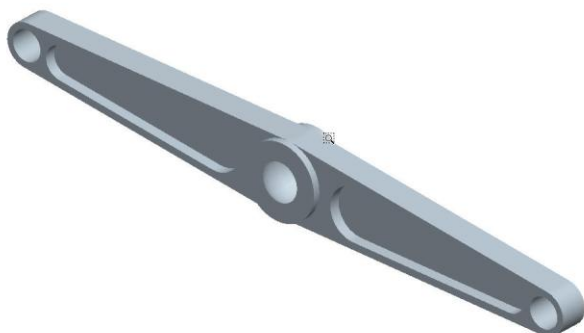


Čas ke studiu: 60 minut

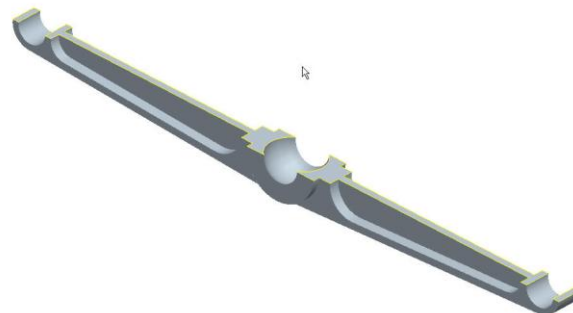


VÝKLAD

V předchozích kapitolách byla vysvětlena tvorba kloubu pro jednu rotaci. V případě že je potřeba uložit součást na kloub s více rotačními stupni, je nutno tento postup mírně upravit. Nelze uložení definovat na křivku, křivka umožňuje pouze jeden stupeň volnosti. Proto pro definování uložení s více rotacemi je potřeba využít vztažných bodů. Na obrázku 5.3-1 je zobrazena součást jejíž střední otvor je tvořen kulovou plochou, viz řez na obrázku 5.3-2.



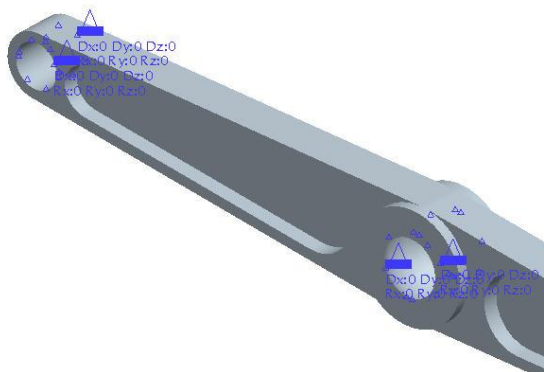
Obr. 5.3-1 Model ojnice



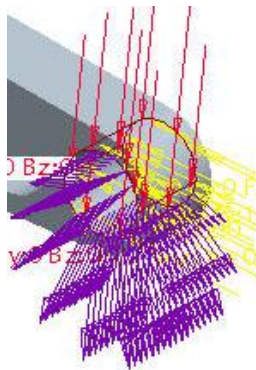
Obr. 5.3.-2 Řez ojnici

5.3.1. Výpočtový model a zjištění tuhosti ojnice

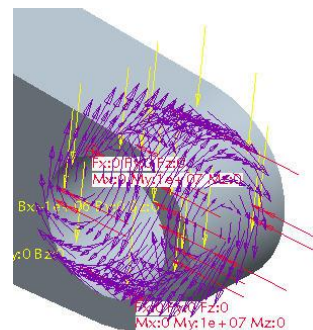
Jako v předchozích případech je potřeba provést kontrolu tuhosti ojnice, Výpočtový model je zobrazen na následujícím obrázku 5.3.1-1. Zatížení ojnice je definováno samostatně jako síla v ložisku a samostatně pro moment tak, aby bylo možno lépe posoudit vliv napětí a deformací obou typů zatížení.



Obr. 5.3.1-1 Vetknutí ojnice



Obr. 5.3.1-2 Zatížení v ložisku



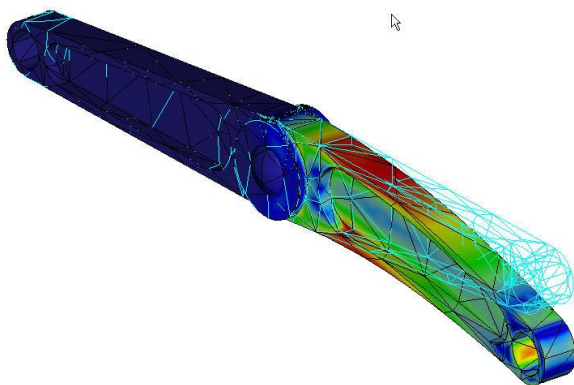
Obr. 5.3.1-3 Zatížení momentem

Pro takto vytvořený model byly vypočteny následující hodnoty deformací, které jsou uvedeny v následující tabulce.

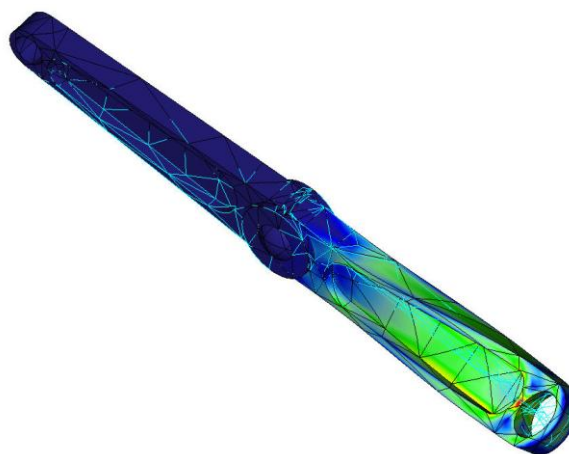
Tab. 5.3.1-1

	Síla v ložisku: 1000 N	Moment : 10 Nm
Maximální deformace	0,0628 mm	0,017 mm
Maximální napětí	8 MPa	6 MPa

Výsledky analýzy jsou zobrazeny na obrázcích 5.3.1-4 a 5.3.1-5.



Obr. 5.3.1-4 Rozložení napětí a deformace od zatížení silou

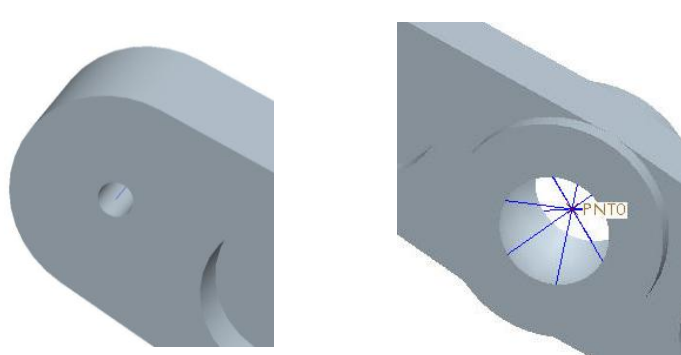


Obr. 5.3.1-5 Rozložení napětí a deformace od zatížení momentem

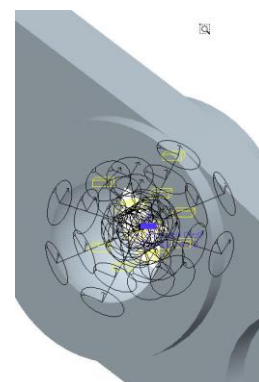
5.3.2. Tvorba kloubu – kontrola tuhosti

Pro vytvoření kloubů je nutno provést některé úpravy modelu. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny tyto úpravy. Jednomu otvoru na konci ojnice byl zmenšen průměr a v ose otvoru byla

vytvořena křivka. V prostředním otvoru byla vytvořena soustava křivek. V jejich průsečíku byl vytvořen bod. (obrázek 5.3.2-2)



Obr. 5.3.2-1 Úpravy kloubů



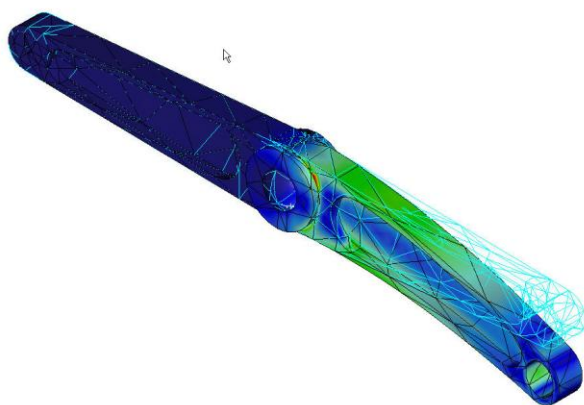
Obr. 5.3.2-2 Kulový kloub

Jednotlivé křivky byly k objemovému modelu upevněny vazbou „*Rigid Connection*“. Dále byly křivkám definovány pruty kruhového průřezu o průměru 20 mm s materiálem se zvýšenou tuhostí, obrázek 5.3.2-2. Uložení bylo definováno křivce v otvoru na jednom konci ojnice a bodu, který leží v průsečíku křivek kulového kloubu. Pro kontrolu tuhosti byly zakázány rotace i posuvy, klouby by se tedy měly chovat jako vetknutí. Výsledky analýzy jsou zobrazeny v následující tabulce.

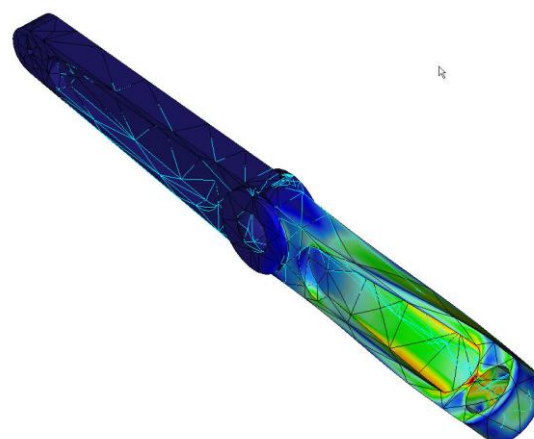
Tab. 5.3.2-1

	Síla v ložisku: 1000 N	Moment : 10 Nm
Maximální deformace	0,0659 mm	0,017 mm
Maximální napětí	16 MPa	6 MPa

Z tabulky je zřejmé, že deformace jsou téměř shodné, vznik napěťové špičky je dán vetknutím kulového kloubu. Na obrázcích 5.3.2-3 a 5.3.2-4 je zobrazen průběh napětí a způsob deformace ojnice.



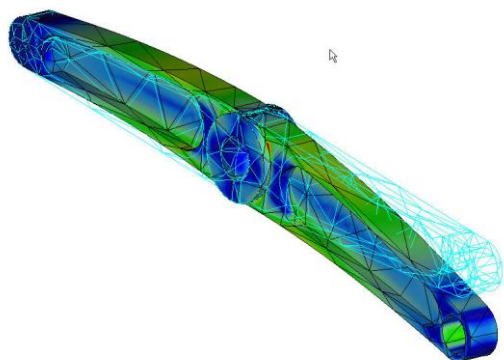
Obr. 5.3.2-3 Rozložení napětí a deformace od zatížení silou



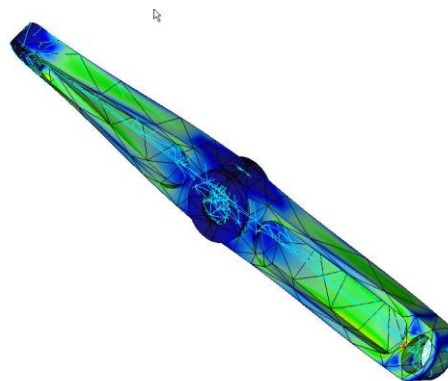
Obr. 5.3.2-4 Rozložení napětí a deformace od zatížení momentem

5.3.3. Analýza ojnice při uvolněné rotaci

Posledním krokem je analýza modelu ojnice při uvolnění rotací a posuvu u kloubů. Kloubu na konci ojnice byla povolena jedna rotace a kulovému kloubu dvě rotace a jeden posuv v příslušných osách. Výsledné průběhy napětí a způsob deformace je zobrazen na obrázcích 3.3.3-1 a 2.



Obr. 5.3.3-1 Rozložení napětí a deformace od zatížení silou



Obr. 5.3.3-2 Rozložení napětí a deformace od zatížení momentem

Výsledné velikosti napětí a deformací jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5.3.3-1

	Síla v ložisku: 1000 N	Moment : 10 Nm
Maximální deformace	0,125 mm	0,032 mm
Maximální napětí	12 MPa	6 MPa



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Kloub s více osami rotace – kulový kloub
Definice pevné vazby, křivka plocha
Aplikace objemového regionu



Kontrolní otázka

- 1) Jakým způsobem lze definovat zatížení, aby bylo možno posoudit samostatné vlivy jednotlivých typů zatížení?



Úkol k řešení

Vytvořte model příčnicku (**Příloha 7**). Proved'te úpravy modelu pro aplikaci kloubů tvořených jedním prutem. Proved'te potřebné analýzy.

6. MOŽNOSTI OVLIVNĚNÍ TVORBY SÍTĚ

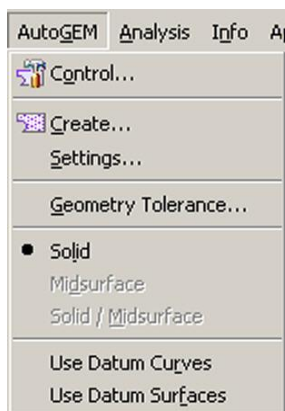
Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Cílem tohoto tématického bloku je seznámit posluchače s možnostmi ovlivnění způsobu tvorby sítě geometrických prvků. Tento blok obsahuje následující kapitoly:</p> <ul style="list-style-type: none"> – ovlivnění sítě konstrukčními prvky, – řízení tvorby sítě „AutoGEM Control“, – ovlivnění sítě nastavením nástroje „AutoGEM“. <p>Po prostudování tématického bloku budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – ovlivnit tvorbu sítě geometrických elementů výpočtového modelu, – upravit síť geometrických prvků podle potřeb analýz. 	<p>Cíle přednáškového bloku</p>
<p><i>Sítování modelu, objemový region, plošný region, body, nastavení vlastností sítě.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>

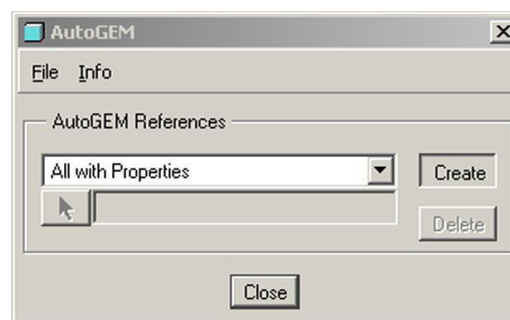


Čas ke studiu: 3 hodiny

Modul Pro/MECHANICA STRUCTURE disponuje automatickým generováním sítě elementů. Tento nástroj umožňuje uživateli celkem pohodlné provádění potřebných analýz. Velmi často se stává, hlavně u složitých modelů, že autogenerátor geometrických prvků není schopen korektně provést vysítování modelu nebo výsledky analýz vykazují na první pohled nesmyslné výsledky. V mnoha případech jsou tyto problémy způsobeny **chybami objemového modelu**. Někdy stačí provést změny v geometrii modelu, potlačit problematické konstrukční prvky, (např. díry vytvořené pomocí funkce „Hole“ za použití normalizovaných tvarů), jindy je třeba přikročit k úpravám sítě prvků. Proto generátor prvků umožňuje určité ovlivnění sítě geometrických prvků. Na obrázku 6-1 je zobrazen základní panel pro řízení tvorby sítě.



Obr. 6-1 Základní panel



Obr. 6-2 Položka „Create“



Obr. 6-3 Výpis tvorby prvků

Pro vysvětlení možností ovlivnění tvorby sítě, je potřeba používat položku „Create“ –vytvoř, (obr. 6-2). Tato položka umožňuje vytvořit na modelu síť geometrických prvků. Současně je uživatel seznámen pomocí výpisu ze strukturou sítě, obrázek 6-3. Vytvořenou síť lze uložit a použít při analýzách.

6.1. Ovlivnění sítě konstrukčními prvky

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na způsoby ovlivňování tvorby sítě geometrických prvků pomocí různých pomocných konstrukčních prvků. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – ovlivnění sítě geometrických prvků vztažnými body, – ovlivnění struktury sítě regiony. <p>Zvládnutím této látky budete umět ovlivňovat generování sítě elementů pomocí vztažných bodů a regionů.</p>	<p>Cíl kapitoly</p>
<p><i>Sítování modelu, objemový region, plošný region, body, uzlové body, způsoby rozdělení hran.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 45 minut

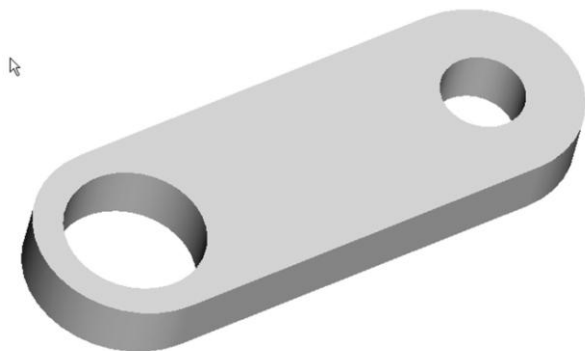


VÝKLAD

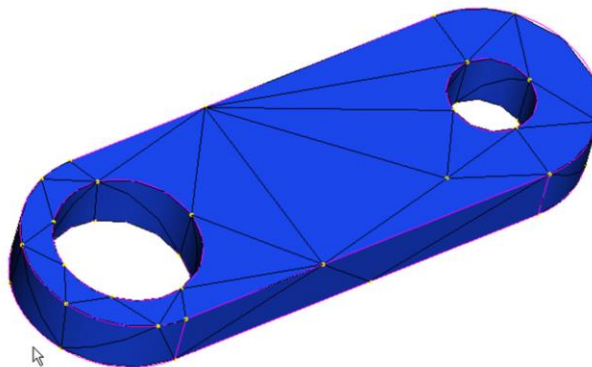
Generování sítě geometrických prvků je závislé na tvaru modelu. Generátor prvků má snahu co nejněvčetněji vyplnit objem. Rozmístění uzlů a hran prvků je závislé nejenom na tvaru modelu ale i na umístěných bodech na modelu. Rovněž rozdělení objemu pomocí objemových regionů a ploch pomocí plošných regionů má za následek rozmístění prvků.

6.1.1. Ovlivnění sítě geometrických prvků vztažnými body

Struktura geometrické sítě je tedy ovlivněna tvarem a rozměry modelu. Na obrázku 6.1.1-1 je zobrazena jednoduchá součást, kterou je třeba analyzovat. Automatický generátor prvků je schopen vygenerovat a optimalizovat síť prvků, tak aby vyhovovala potřebám analýz.

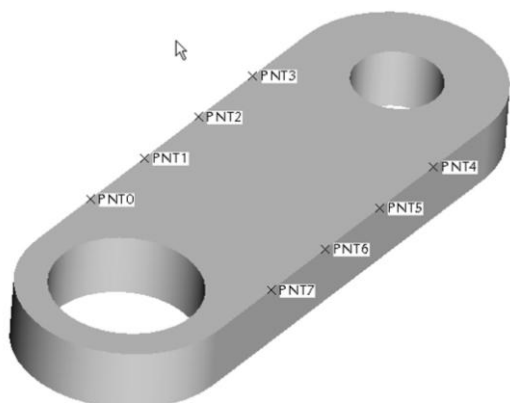


Obr. 6.1.1-1 Model součásti

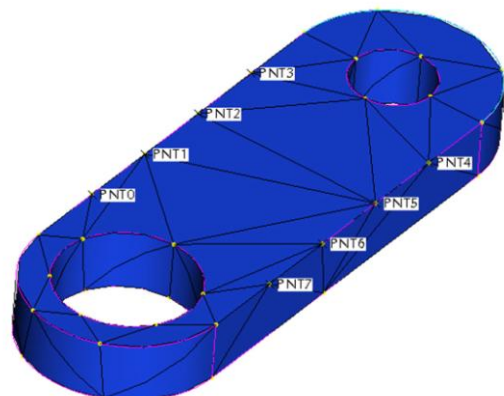


Obr. 6.1.1-2 Základní síťování

Jestliže bude kdekoli na modelu vytvořen vztažný bod, popřípadě více bodů, jsou automaticky tyto body brány jako vrcholy prvků a síť geometrických prvků je upravena podle těchto bodů. Na následujícím obrázku jsou viditelné přidané body k modelu součásti, (obrázek 6.1.1-3). Způsob úpravy sítě je patrný z obrázku 6.1.1-4.



Obr. 6.1.1-3 Model s přidanými body



Obr. 6.1.1-4 Upravená síť

I když pomocí bodů lze takto ovlivnit síť geometrických prvků, jeví se tento způsob jako nevhodný, protože vnáší do modelu zbytečné prvky. Pokud je potřeba ovlivnit síť pomocí vloženého bodu, je vhodnější tyto body vytvářet přímo v modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE.

Poznámka:

Pomocí položek „Use Datum Curves“ a „Use Datum Surfaces“ ve spodní části základního panelu (Obr. 6-1), lze ovlivnit tvorbu sítě, tím že jsou v případě jejich označení vnímány jako běžné hrany modelu.

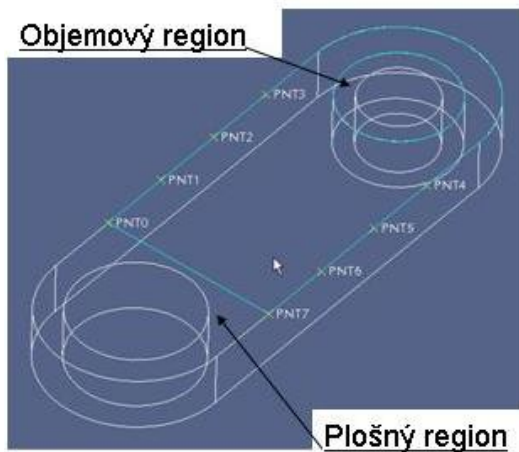
6.1.2. Ovlivnění struktury sítě regionu

Velmi často používaný způsob úpravy síťování modelu je využití objemových nebo plošných regionů. Tyto konstrukční prvky pro simulace, jsou vytvářeny přímo v modulu Pro/MECHANICA

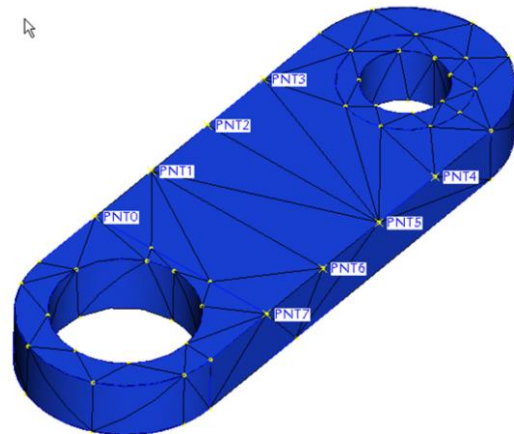
STRUCTURE. Rozdělením objemu pomocí objemových regionů, vznikají hraniční křivky, které jsou autogenerátorem respektovány při tvorbě sítě. Obdobně to platí i o plošných regionech, které vytvářejí hraniční křivky na rozdělené ploše. Příklad použití regionů je znázorněn na obrázcích 6.1.2-1 a 6.1.2-2.

Dalším dělením modelu objemovými regiony vede k určité symetrizaci a stejnoměrnému rozdělení sítě prvků. Napomáhají k tomu další přidání body.

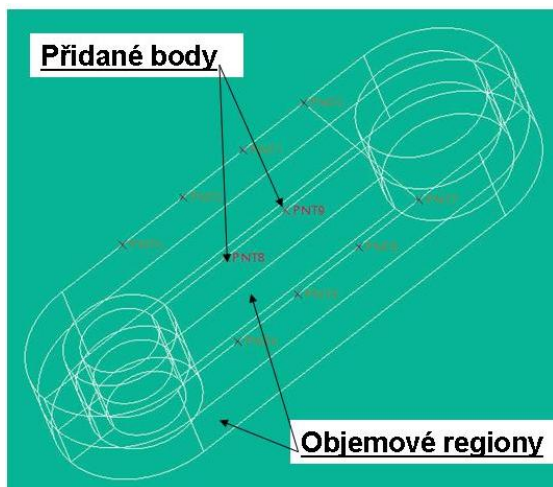
Na obrázcích 3.1.2-3 a 3.1.2-4 je příklad dalšího rozdělení modelu objemovými regiony a přidáními body. Tato symetrizace je vhodná pro některé analýzy nebo optimalizační studie.



Obr. 6.1.2-1 Použití regionů



Obr.6.1.2-2 Vliv regionů



Obr.6.1.2-3 Další úprava modele



Obr.6.1.2-4 Symetrizace síťování



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Tvorba sítě**
- Ovlivnění tvorby sítě**
- Vliv plošných regionů**
- Vliv objemových regionů**



Kontrolní otázka

Které pomocné prvky ovlivňují síť geometrických prvků?



Úkol k řešení

Vytvořte model podobný součásti z obr. 6.1.1-1 (rozměry vhodně zvolte). Přidáváním pomocných bodů na modelu sledujte vliv na vygenerovanou síť. Toto rovněž proveďte pomocí plošných a objemových regionů.

6.2. Řízení tvorby sítě „autogem control“

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na způsoby ovlivňování tvorby sítě nástrojem „AutoGEM Control“. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – dělení hran počtem uzlů, – ignorování malých hran. <p>Po zvládnutí této problematiky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – rozdělit vybranou hranu geometrie na požadovaný počet uzlových bodů pro tvorbu geometrických elementů výpočtového modelu, – vyjmout vybrané malé hrany z procesu generování sítě. 	Cíl kapitoly
---	--------------

Uzlové body, způsoby rozdělení hran.	Klíčová slova
--------------------------------------	---------------

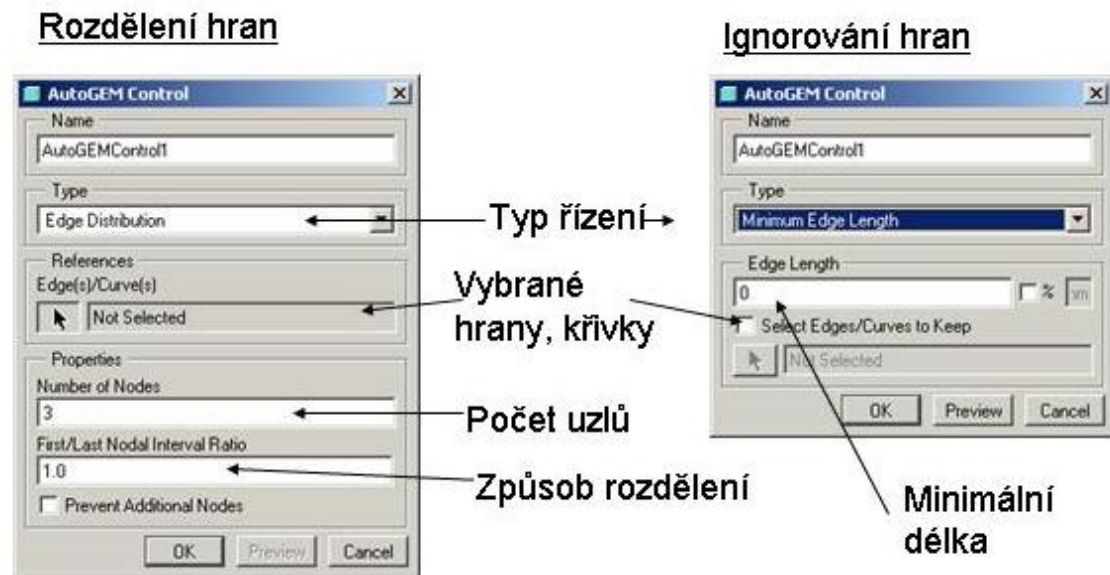


Čas ke studiu: 45 minut



VÝKLAD

Další možností ovlivnění tvorby sítě je její řízení pomocí rozdělení hran, hraničních křivek, nebo naopak ignorování některých malých hran které model obsahuje. Tato možnost je nabízená pomocí nástroje „AutoGEM Control“. Na obrázku 6.2-1 je znázorněn panel pro definování způsobu rozdělení nebo ignorování hran a křivek.



Obr. 6.2-1 Panel řízení

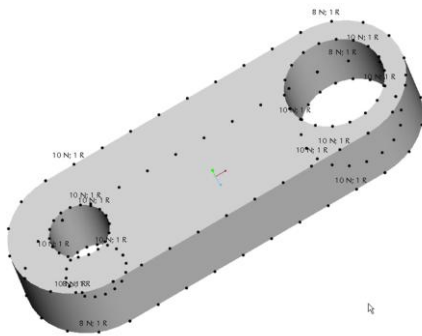
6.2.1. Dělení hran počtem uzlů

Hrany modelů a křivky lze rozdělit na libovolný počet uzlů. Uzly mohou být rozmístěny stejnoměrně pokud poměr mezi jednotlivými uzly „Nodal Interval Ratio“ je roven jedné. Pak počet segmentů na který jsou rozděleny jednotlivé hrany je dá vztahem:

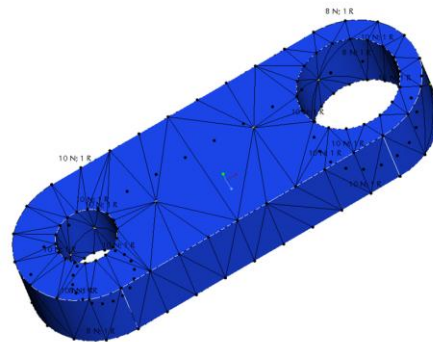
$$n_s = n_u - 1$$

kde n_s ... počet segmentů n_u ... počet uzlů

Na obrázku 6.2.1-1 je zobrazeno rovnoměrné rozdělení hran pomocí uzlů. Na obrázku je 6.2.1-1 zobrazena síť geometrických prvků generovaných s tímto rozdělením.

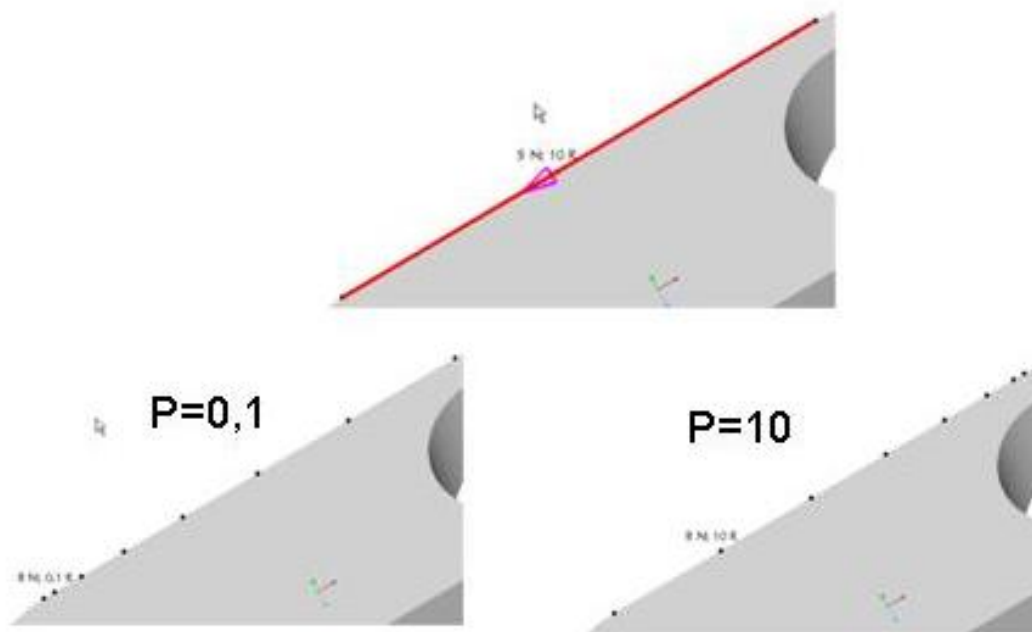


Obr. 6.2.1-1 Rovnoměrné rozdělení hran



Obr. 6.2.1-2 Síť rovnoměrného rozdělení

Jestliže „Nodal Interval Ratio“ „P“ má jinou hodnotu než 1, dochází k nesymetrickému rozdělení uzlů. Hodnota této proměnné odpovídá poměru prvního a posledního segmentu rozdělené hrany nebo křivky. Hodnota této proměnné se může pohybovat v rozmezí od 0,1 do 10. Způsob tohoto rozdělení je patrný z následujícího obrázku.

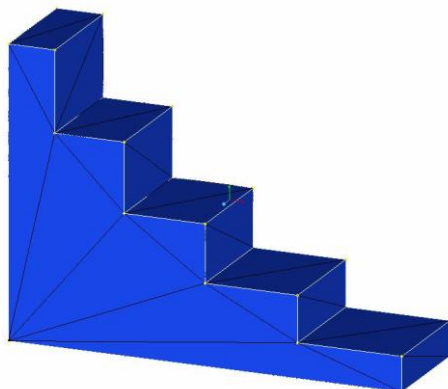


Obr. 6.2.1-3 Nesymetrické rozdělení uzlů

Tento způsob rozdělení hran je vhodné používat v případě nutnosti zjemnění sítě v určitých oblastech modelu.

6.2.2. Ignorování malých hran

V modelech se často objevují konstrukční prvky, které nemají vliv na napětí a deformace analyzované součásti. Tyto prvky je vhodné z modelu odstranit například příkazem „*suppress*“, potlačení prvku. Prvek je chová jako odstraněný i když ve stromu modelu stále existuje a je jej možno kdykoliv aktivovat. Problém vzniká, jestliže na takový prvek se vážou



Obr. 6.2.2-1 Plná síť



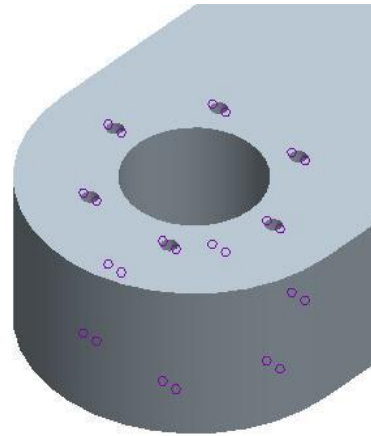
Obr. 6.2.2-2 Ignorování malých hran

další prvky, které mají na analýzu součásti podstatný vliv. Pak prvek nelze zmrazit a je potřeba upravit síť geometrických prvků. K tomu účelu slouží funkce pro ignorování hran. Na obrázku 6.2.2-1 je zobrazen vysíťovaný model. Na následujícím obrázku 6.2.2-1 je tento model vysíťován, jestliže byla definována minimální délka hrany. Z obrázku je patrné že dochází ke značnému deformování model. V některých případech AutoGEM má problémy s vytvořením sítě. Na obrázku je 6.2.2-3 je příklad

definování minimální délky hrany, pro součást která je zobrazena na obrázku 6.2.2-4. S tímto zadáním si automatický generátor sítě není schopen poradit.



Obr. 6.2.2-3 Zadání minimální délky



Obr. 6.2.2-4 Označené hrany

Další omezení platí pro hrany, které jsou vázány s entitami, na které jsou definovány uložení nebo zatížení. Tyto hrany nelze ignorovat.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Rovnoměrné rozdělení vybraných hran uzly**
- Nerovnoměrné rozdělení vybraných hran uzly**
- Ignorování malých hran**



Kontrolní otázka

- 1) Co znamená pojem „Nodal Interval Ratio“ ?



Úkol k řešení

Hrany vytvořeného modelu z předchozí podkapitoly, rozdělte určitým počtem uzlů, sledujte vliv na vygenerovanou síť.



CD-ROM

- Definice uzlů pro ovlivnění sítě generovaných elementů nástrojem AutoGEM Control je předvedena na animaci (soubor: *autogem_contr.avi*)

6.3. Ovlivnění sítě nastavením nástroje autogem

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah kapitoly je zaměřen na způsoby ovlivňování tvorby sítě různým nastavením nástroje „AutoGEM“ Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – nastavení vlastností generátoru elementů, – ovlivnění tvorby sítě výběrem typů elementů, – ovlivnění sítě změnou rozmezí úhlů elementů, – ovlivnění tvorby sítě nastavením geometrických tolerancí. <p>Po zvládnutí této problematiky budete umět ovlivnit tvorbu sítě nastavením podmínek pro automatickou tvorbu geometrických elementů.</p>	Cíl kapitoly
---	--------------

Nastavení vlastností sítě.	Klíčová slova
----------------------------	---------------



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

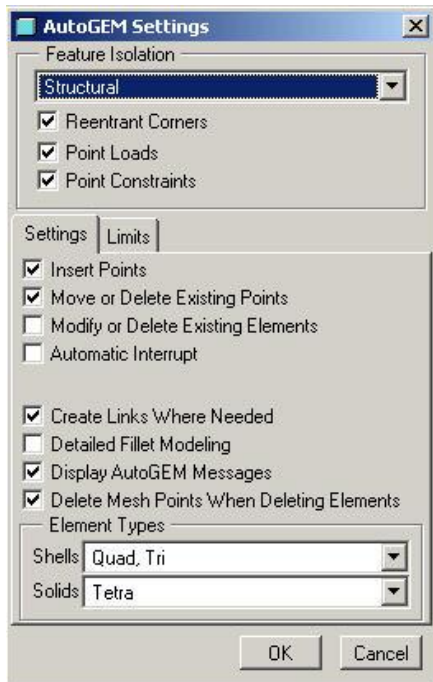
Nástroj „AutoGEM“ umožňuje uživateli provést různá nastavení, která vedou k úpravám sítě prvků. Toto nastavení lze provádět příkazem „AutoGEM Settings“. Na obrázcích 6.3-1 a 2. jsou zobrazena standardní nastavení generování sítě prvků. Toto nastavení by mělo obsáhnout většinu případů analyzovaných součástí.

Pokud se vyskytne při tvorbě sítě problém, autogenerátor nemůže zvládnout síťování, vytvořená síť není podle představ uživatele, lze toto nastavení upravit. Z obrázků je patrné, že tento nástroj má dva typy nastavení:

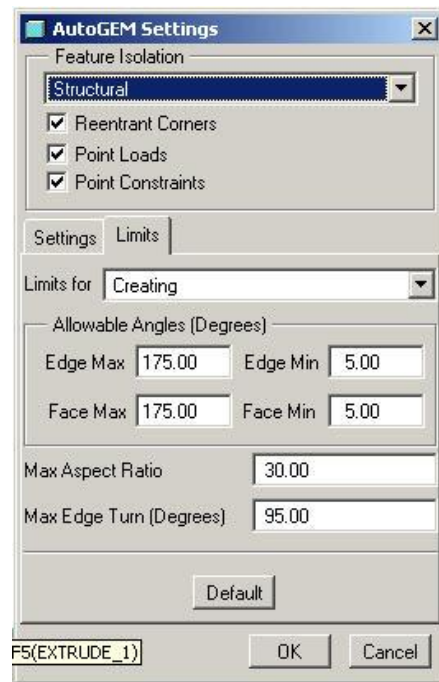
Položka „Settings“... umožňuje ovlivnit síťování změnou některých vlastností tohoto nástroje nebo jejich kombinací.

Položka „Limits“... umožňuje upravit nastavení maximálních a minimálních úhlů elementů.

Další možností úpravy sítě elementů je nastavení typu geometrických prvků pro objemové modely.



Obr. 6.3-1 Nastavení vlastností

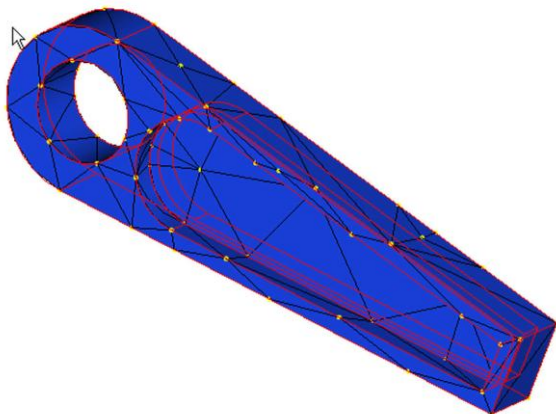


Obr. 6.3-2 Nastavení limit úhlů

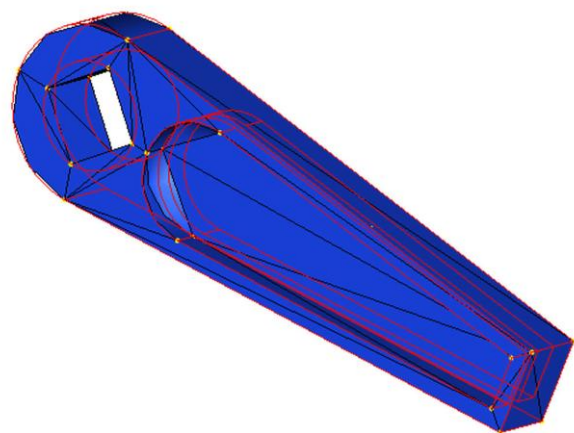
6.3.1. Nastavení vlastností generátoru elementů

V první části panelu pro nastavení autogenerátoru jsou zaškrtnuty položky „*Reentrant Corners*“, „*Point Loads*“ a „*Point Constraints*“. Tyto funkce umožňují eliminovat vliv případných singularit, které mohou vzniknout při opakujících se rozích, definování zatížení nebo uložení. Tyto singularity vedou k vytvoření koncentrací napětí, které by mohly znehodnotit výsledky. Tyto volby je vhodné ponechat.

Vlastnost „*Insert Point*“... tato položka provádí přidání vhodného počtu uzlů na hrany modelu, tak aby bylo dosaženo určitého stupně optimalizace sítě geometrických prvků tak aby kopírovala geometrii modelu. Z následujících obrázků 6.3.1-1 a 2, je patrná rozdíl ve vytvořené síti.



Obr. 6.3.1-1 „Insert point“ zapnuto



Obr. 6.3.1-2 „Insert point“ vypnuto

Z obrázku, 6.3.1-2 je jednoznačně patrná deformace modelu.

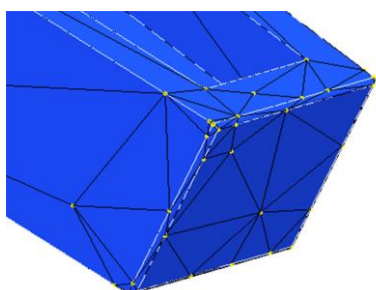
„*Move or Delete Existing Points*“ ... tato položka umožňuje generátoru prvků mazat a posouvat body v případě že má problém s vygenerováním sítě. Doporučuje se tuto vlastnost nechat zapnutou.

„*Modify or Delete Existing Elements*“ ... tato položka umožňuje mazat nebo posouvat již vytvořené elementy sítě. Požívá se v případě problému generátoru s vytvořením sítě. Pozor – není možno použít u prvků typu kostka nebo klín.

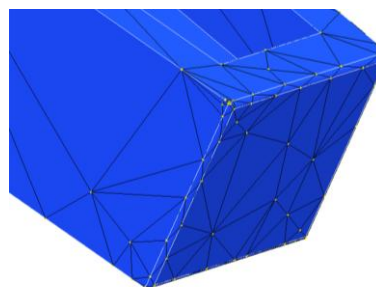
„*Automatic Interrupt*“ ... umožňuje automaticky přerušit tvorbu sítě při určitém procentu vytvořených prvků. Používá se v případě, že jsou problémy se swapovacím prostorem.

„*Create Links Where Needed*“ ... vytváří spojení mezi prvky typu čtyřstěnu a prvky kostka nebo klín tam kde je to zapotřebí. Nelze připojit prvky typu Shell.

„*Detailed Fillet Modeling*“ ... umožňuje zjemnění sítě v místě zaoblení. Na obrázku



Obr. 6.3.1-3 „*Detailed Fillet Modeling*“ vypnuto



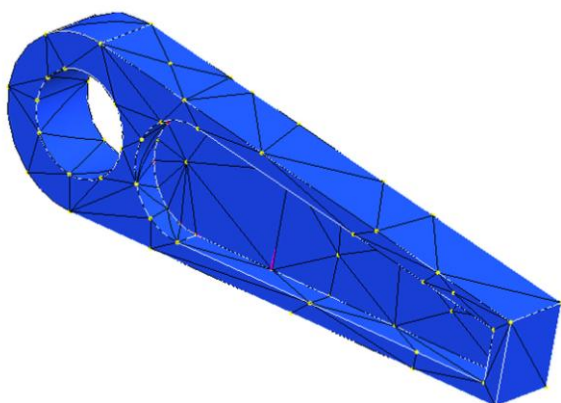
Obr. 6.3.1-4 „*Detailed Fillet Modeling*“ zapnuto

6.3.1-3 je zobrazen detail modelu, na jehož konci je provedeno zaoblení. Je zde patrný standardní způsob provedení sítě. Na následujícím obrázku 6.3.1-4 je zobrazeno síťování funkcí „*Detailed Fillet Modeling*“. Podmínkou pro správnou činnost této funkce musí být zapnuto „*Modify or Delete Existing Elements*“ a vypnuto „*Move or Delete Existing Points*“.

6.3.2. Ovlivnění tvorby sítě výběrem typů elementů

Generátor prvků umožňuje u objemových modelů vygenerování tří kombinací typů prvků. Základním prvkem je čtyřstěn. Tato možnost je doplněna ještě kombinacemi čtyřstěn, klín a čtyřstěn, klín, kostka.

Základním objemovým prvkem je tedy čtyřstěn. Je ideální pro tvarově složité a robustní modely. Výpočtové jádro module STRUCTURE je stavěno právě na tento základní typ prvků. Na obrázku 6.3.1-1, (v předchozí kapitole), je zobrazen jednoduchý model, ve kterém je vytvořena síť ze čtyřstěnnů.



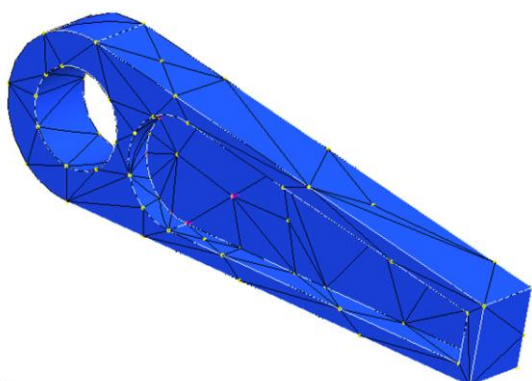
6.3.2-1 Kombinace čtyřstěn - klín

AutoGEM Summary				
Entities Created:				
Beam:	0	Edge:	520	
Tri:	0	Face:	700	
Quad:	0	Face-Face Link:	20	
Tetra:	275	Edge-Face Link:	0	
Wedge:	10			
Brick:	0			
Criteria Satisfied:				
Angles (Degrees):				
Min Edge Angle:	5.20	Max Edge Angle:	165.15	
Max Aspect Ratio:	7.74			
Elapsed Time:		0.03 min	CPU Time:	0.02 min
Close				

6.3.2-2 Výsledek tvorby sítě s klíny

Další možnost ovlivnění tvorby sítě je použití kombinace elementů „*Tetra, Wedge*“. Tuto kombinaci je vhodné vytvořit v případě, když je plný objem kombinován s tenkostěnným, nikoliv ale pro použití prvků typu „*Shell*“. Tento typ sítě je zobrazen na obrázku 6.3.2-1. Na obrázku 6.3.2-2 je zobrazena tabulka výsledku síťování této kombinace.

Na dalším obrázku 6.3.2-3 je zobrazena síť s kombinací „*Brick, Wedge, Tetra*“.



6.3.2-3 Kombinace čtyřstěn - klín - kostka

AutoGEM Summary				
Entities Created:				
Beam:	0	Edge:	593	
Tri:	0	Face:	797	
Quad:	0	Face-Face Link:	20	
Tetra:	318	Edge-Face Link:	0	
Wedge:	6			
Brick:	2			
Criteria Satisfied:				
Angles (Degrees):				
Min Edge Angle:	5.73	Max Edge Angle:	164.90	
Max Aspect Ratio:	9.92			
Elapsed Time:		0.02 min	CPU Time:	0.03 min
Close				

6.3.2-4 Výsledek tvorby sítě s klíny a kostkami

6.3.3. Ovlivnění sítě změnou rozmezí úhlů elementů

Při tvorbě sítě složitých modelů se stává, že generátor geometrických prvků není schopen vytvořit síť z důvodů nemožnosti dodržení nastavení rozmezí úhlu. V tomto případě lze položkou „*Limits*“ (obrázek 6.3-2, úvod této kapitoly), změnit úhly podle požadavků generátoru prvků. Základní nastavení rozmezí úhlů je v tabulce 6.3.3-1.

Nastavení úhlů v položce „*Creating*“ znamená, že hrany a úhly vytvořených elementů budou svírat úhly v tomto zadaném rozmezí.

Nastavení úhlů v položce „*Editing*“ znamená, že v případě optimalizace, kdy dochází ke změně rozměrů modelu tyto úhly mohou dosahovat takto nastavených hodnot. V případě, že není možno tyto úhly dodržet dochází k úpravě celé sítě.

Nastavení poměru mezi velikostí ploch a délek elementů „*Max Aspect Ratio*“ se doporučuje ponechat na hodnotě 30.

Nastavení maximálního natočení protilehlých hran „*Max Edge Turn*“, je standardně nastaveno 95° na nesmí překročit při vytváření sítě 100°.

Tab. 6.3.3-1 Nastavení úhlů

	Entita	Rozsah [°]	Základní nastavení	
			„ <i>Creating</i> “ tvorba [°]	„ <i>Editing</i> “ editace [°]
Minimální úhel	hrany	0÷30	5	1
	plochy			
Maximální úhel	hrany	150÷179	175	179
	plochy			

6.3.4. Ovlivnění tvorby sítě nastavením geometrických tolerancí

Funkce nastavení geometrických tolerancí „*Geometry Tolerance Settings*“ umožňuje opět ovlivnit tvorbu sítě v případě problémů při tvorbě sítě. Tyto problémy mohou být způsobeny velmi malými rozměry geometrií nebo zápornými úhly. Úpravou nastavení geometrických tolerancí, je možno se těmto problémům vyhnout.

Geometrické tolerance v podstatě představují vztah jednotlivých hran, ploch vzhledem k tělesové úhlopříčce kvádrů, do kterého lze analyzovaný model umístit. Pro správnou činnost generátoru prvků, by změna nastavení geometrických tolerancí neměla přesáhnout 10% od standardně nastavených hodnot.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

„*Move or Delete Existing Points*“
 „*Modify or Delete Existing Elements*“
 „*Automatic Interrupt*“
 „*Create Links Where Needed*“
 „*Detailed Fillet Modeling*“
 Elementy typu „*Edge*“, „*Brick*“
 Geometrické tolerance



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou možné rozsahy úhlů mezi hranami a plochami elementů?



Úkol k řešení

Vyzkoušejte změny nastavení vlastností „*AutoGEM*“ na různých modelech, které jste analyzovali v předchozích kapitolách a snažte se o zkvalitnění sítě geometrických elementů.

7. PEVNOSTNÍ ANALÝZY SVAŘENCŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Budete umět:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Zvolit vhodný postup pro analyzování svařence na základě jeho tvaru, složitosti apod. – Upravit model svařence tak, aby byl vhodný pro pevnostní analýzu v modulu STRUCTURE. – Vytvořit výpočtový model pro analýzu svařence. – Vyhodnotit výsledky analýzy svařence a na jejich základě upravit jeho konstrukci. 	<p>Budete umět</p>
<p><i>Svařenec, sestava, simulační prvek, idealizovaný prvek, tenkostěnný svařenec, bodový svar, vazba typu svar.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 3 hodiny

Problematiku je možné zobecnit na pevnostní analýzy sestav, kdy sestavy svařenců jsou jejich nejtypičtějším a nejčastějším představitelem. Modul STRUCTURE CAD systému Pro/ENGINEER umožňuje pevnostní analýzy sestav vytvořených ve standardním modeláři. Sestava je vyšetřována jako celek, tedy jako jedna geometrie složená z objemových regionů, které odpovídají jednotlivým dílům sestavy, jejichž objemy jsou vzájemně pevně spojeny.

Dalším možným přístupem jak analyzovat svařenec je vytvoření celého svařence do jednoho dílu „parts“. Tohoto přístupu bylo nutno využívat u starších verzí modulu STRUCTURE, které neumožňovaly analýzy sestav. To v drtivé většině znamená vytvořit nový model svařence jako jednoho dílu, protože je logické svařenec modelovat jako sestavu, kdy jednotlivé díly sestavy představují součásti (např. výpalky atd.), které se budou svařovat v jeden celek. K vytvoření jednoho dílu ze sestavy je možno využít příkazu „Merge“.

Důležitým krokem při analyzování svařenců je stanovení dovoleného napětí pro materiál svařence. Je nezbytné uvažovat tepelné ovlivnění základního materiálu svařence v průběhu procesu svařování a rozmístění a způsob provedení svarů by měl být konzultován se svařovacím technologem. Zejména v případě tenkostěnných svařenců může tepelné ovlivnění základního materiálu výrazně ovlivnit jejich mechanické vlastnosti.

Napětí v okolí nosných svarů by nemělo překročit hodnotu σ_{DS} , která se stanoví z hodnoty dovoleného napětí pro základní materiál svařence.

$$\sigma_{DS} = k \cdot \sigma_D,$$

kde

k ... převodní součinitel zohledňující provedení svaru, technologii svařování a způsob zatěžování svaru (viz. Tab. 7-1).

Tab. 7-1 Převodní součinitel k

Druh svaru	Namáhání	Převodní součinitel k (Typ svařování)		
		Ručně	Odporově	Automatizovaně
Tupý	Tlak	1	1	1
Tupý	Tah	0,85	0,9	1
Tupý	Ohyb	0,9	1	1
Tupý	Smyk	0,7	0,7	0,7
Koutový – čelní	Smyk	0,75	0,9	1
Koutový - boční	Smyk	0,65	0,8	0,9

Úplný návod pro stanovení převodních součinitelů pro svarové spoje je uveden v ČSN 05 0120.

Při určování dovoleného namáhání základního materiálu u ocelí běžně používaných pro svarové spoje (uhlíkové a nízkolegované ocele) se vychází z jejich meze kluzu R_e a z odpovídající hodnoty koeficientu bezpečnosti k_e v rozmezí $k_e = 1,25 \div 2$.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_e}$$

7.1. Pevnostní analýzy objemových modelů svařenců

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Zvolit vhodný postup pro analyzování svařence vytvořeného objemovými modely.
- Interpretovat výsledky statické analýzy svařence a vyvodit z nich závěry.
- Vytvořit výpočtový model svařence z jeho modelu, který byl ve standardu vytvořen jako sestava (assembly).
- Sloučit model, který byl vytvořen jako sestava do jedné součásti využitím příkazu merge.
- Upravit výpočtový model v kritických místech svařence, ovlivněním podmínek pro generování geometrických elementů sítě modelu.

Budete umět

Svařenec, sestava, simulační prvek, sloučení sestavy (Merge).

Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut

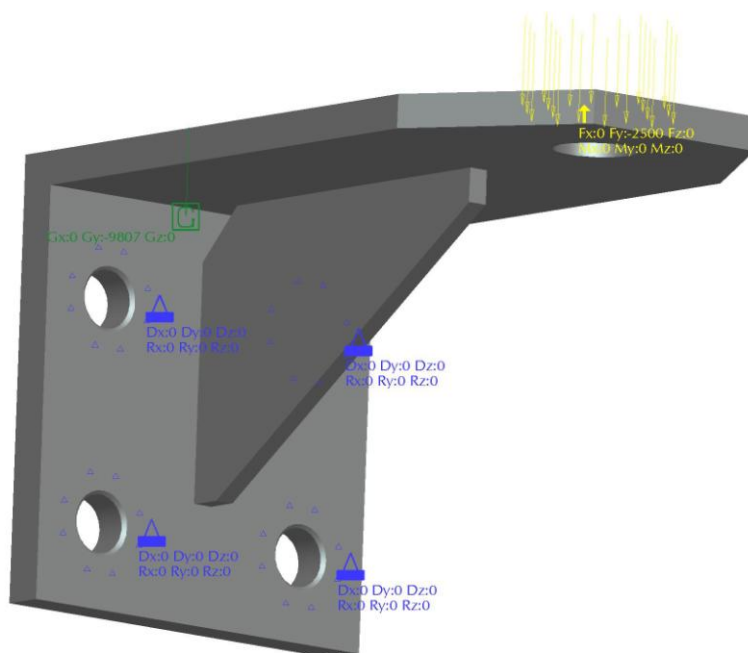


VÝKLAD

Na první pohled by se mohlo zdát, že pro pevnostní analýzu svařence stačí vymodelovat sestavu svařence, přejít s ní do modulu STRUCTURE nadefinovat uložení (*Constraints*), zatížení (*Loads*),

přiřadit modelu materiálové vlastnosti, nadefinovat a následně spustit výpočet statické analýzy. Tento postup je platný a poměrně krátký, ale vytvoření dobrého výpočtového modelu už tak jednoduché není.

Při tvorbě výpočtového modelu, který by měl co nejdříve postihovat podmínky působící na svařenec se téměř jistě nevyhneme tvorbě plošných regionů pro nadefinování uložení a zatížení působících na model.

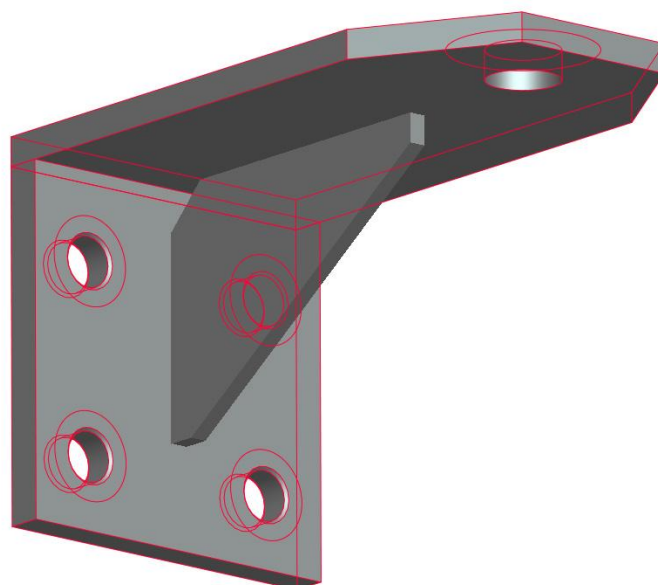


Obr. 7.1-1 – Výpočtový model svařence konzoly

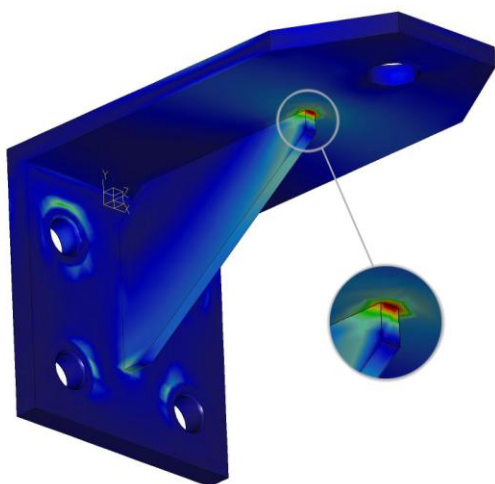
Na tomto místě je vhodné zmínit drobnou odlišnost při tvorbě simulačních prvků (*Simulation Features*) v modelech sestav. Po spuštění nástroje pro tvorbu plošných regionů (*Surface Region*) nás systém nejprve vyzve k výběru komponentu, na kterém budeme region tvořit. Musíme vybrat díl (*part*) na kterém chceme region vytvořit. Po jeho výběru už pokračuje tvorba plošného regionu jak bylo popsáno v kapitole č. 4. Až region dokončíme, mohlo by se zdát, že v modelovém stromě chybí položka *Simulation Features*. Není tomu tak. Položka se pouze vytvořila pod dílem sestavy na který jsme region vytvořili a zpřístupníme ji rozbalením tohoto dílu. Simulační prvky vytvořené v modulu STRUCTURE se v modelovém stromě zobrazují i když nemáme aktivováno zobrazování prvků (*Features*) v modelovém stromě sestavy.

Drobná komplikace může nastat rovněž při přiřazení materiálových vlastností geometrie modelu. Materiálové vlastnosti je nutné přiřadit všem dílům (*Partům*) sestavy. Při analýzách svařenců půjde většinou o stejný materiál, který je potřeba přiřadit každému dílu (*Partu*) sestavy. Toto se provede výběrem (označením) všech dílů sestavy, kterým chceme přiřadit stejný materiál, se stisknutou klávesou CTRL. Výběr dílů můžeme provést kliknutím na požadovaný díl v modelovacím prostoru nebo kliknutím na jeho název v modelovém stromě.

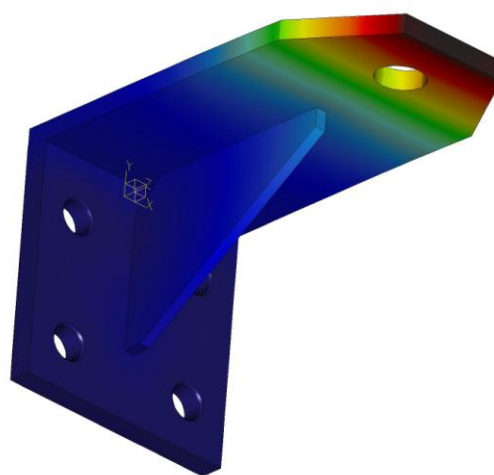
Výpočtový model na obr. 7.1-1 už je možné považovat za reálný model simulující přišroubovanou konzolu, která je zatěžovaná silou 2500 N vyvozenou např. zavěšeným závažím. V modelu je rovněž zahrnuto působení gravitace, které je orientováno ve stejném směru, jako zatěžující síla. Provedeme statickou analýzu (*Multi-Pass Adaptive* řešenou nanejvýše polynomem 8. stupně a 10% konvergencí sledovaných veličin) takto vytvořeného výpočtového modelu a podíváme se na získané výsledky simulace.



Obr. 7.1-2 – Přiřazování materiálů dílům sestavy, červeně jsou vyznačeny již vybrané díly. Kružnice okolo děr v modelu jsou již vytvořené plošné regiony.

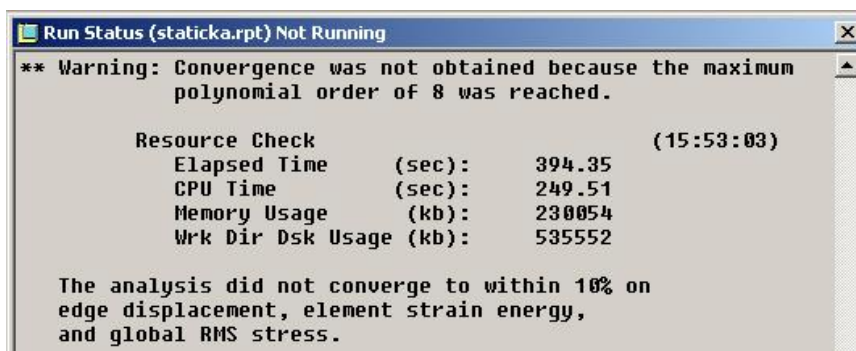


Obr. 7.1-3 – vizualizace rozložení vypočítaného napětí (max. 309 MPa)

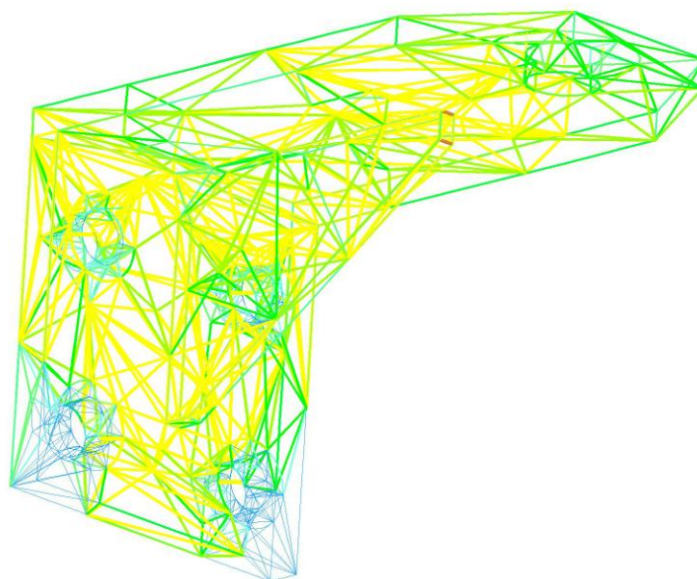


Obr. 7.1-4 – průhyb konzoly (max. 0,45 mm)

Maximální napětí podle metody „Von Mises“ s hodnotou 309 MPa je na obr 7.1-3 znázorněno červenou barvou. Napětí se koncentruje na ostrém přechodu mezi žebrem a horní deskou konzoly. Je tato hodnota napětí vypočítaná správně? Jsou dva možné způsoby jak zjistit zda analýza proběhla řádně. Kontrolou výpisu analýzy (*Display study status*), nebo graficky vykreslením *P-levels* modelu. Varování (obr. 7.1-5), že výpočet nedosáhl stanovené konvergence se v reportu analýzy vypisuje za shrnutím posledního vypočítaného kroku (*Pass*) analýzy. Pokud se v reportu objeví, znamená to, že v modelu se nachází oblast nebo oblasti, kde vygenerované elementy výpočtového modelu nejsou dostatečně hustě rozmístěny. Kde se tyto oblasti v modelu vyskytují zjistíme zobrazením *P-levels* modelu, které barevně zobrazují hrany vygenerovaných elementů modelu. Barvy jsou jednotlivým hranám přiřazovány podle toho, jaký nejvyšší stupeň polynomu musel být využit pro výpočet veličin, které na nich působí.




Obr. 7.1-5 – Varování o nesplnění požadované konvergence výpočtu analýzy



Obr. 7.1-6 – P-levels analyzovaného modelu

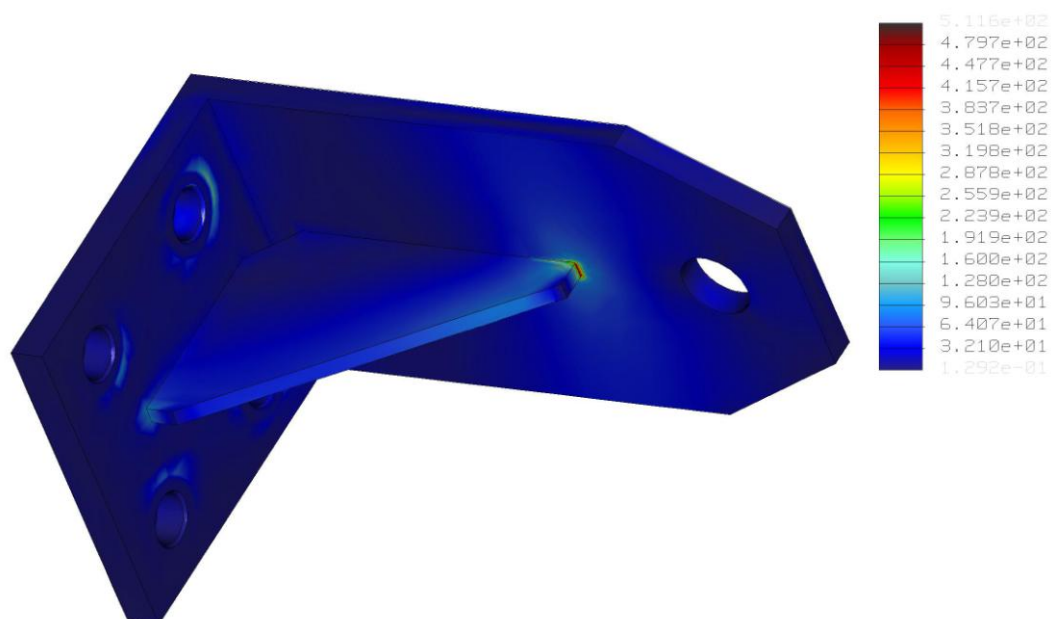
Červeně zobrazené hrany na špičce žebra konzoly jsou místa, kde by pro výpočet veličin s požadovanou konvergencí výsledků bylo potřeba polynomu vyššího stupně, než je povolen v okrajových podmínkách analýzy. Není velkým překvapením, že se jedná o oblast s největší koncentrací napětí. Vypočítaná hodnota napětí tedy může být zatížena poměrně velkou chybou a měly by být přijaty kroky k odstranění této nejistoty výsledků.

Problém je logicky možno řešit zvýšením povoleného stupně polynomu (*P-level*) v nastavení podmínek analýzy. Tento způsob řešení však není nejvhodnější a pravděpodobně nepovede k dobrým výsledkům.

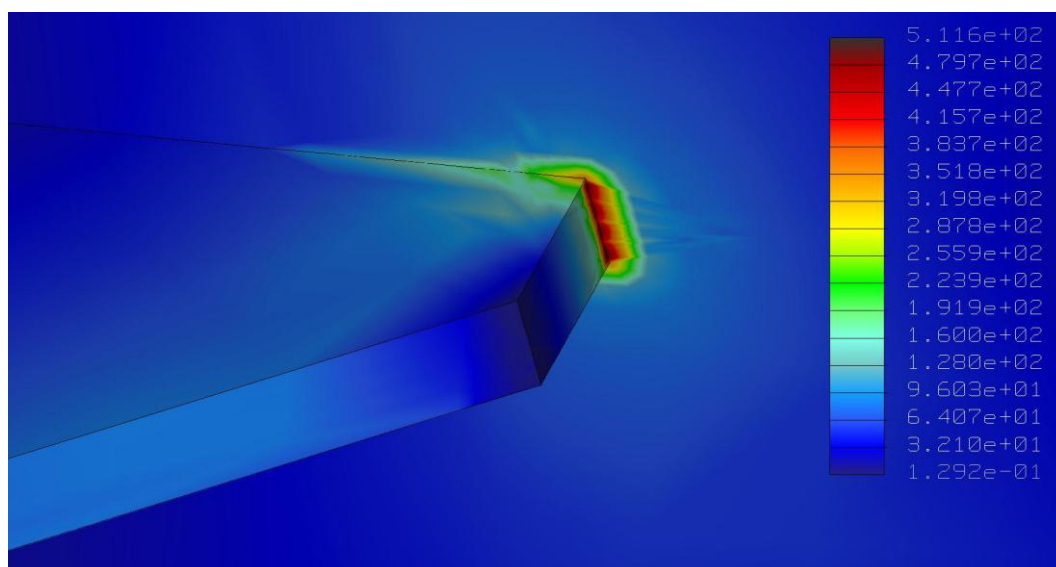
Vhodným řešením tohoto problému je úprava podmínek pro generování geometrických elementů výpočtového modelu. A to rozdělením kritických hran na více částí. Tímto dojde ke zhuštění vytvořených elementů v oblasti modelu s výraznou koncentrací napětí. Nástroj, který tuto operaci umožní spustíme přes roletové menu **AutoGEM > Control**, nebo kliknutím na ikonu  při pravém okraji pracovní plochy. Tato problematika byla podrobně popsána v předchozí kapitole.

Po úpravě sítě pro generování objemových elementů výpočtového modelu svařence konzoly byly, jeho statickou analýzou se stejnými okrajovými podmínkami (*Multi-Pass Adaptive*) řešenou nanejvýše polynomem 8. stupně a 10% konvergencí sledovaných veličin), získány následující výsledky napětí a průhybu:

Max. napětí	512 MPa
Max. průhyb	0,46 mm

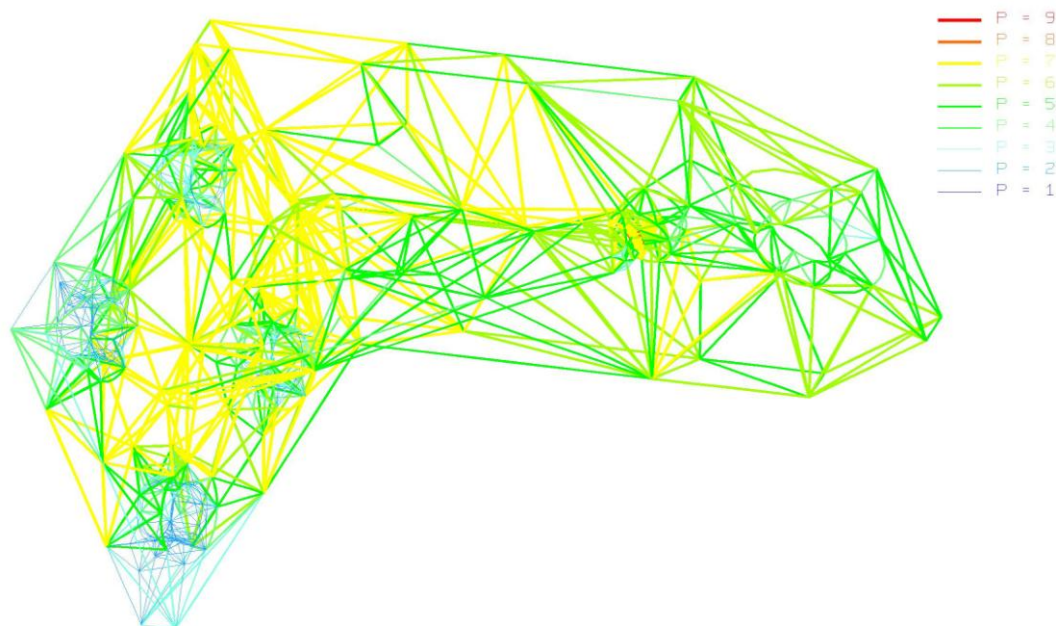


Obr. 7.1-7 – rozložení napětí výpočtového modelu s upravenou sítí



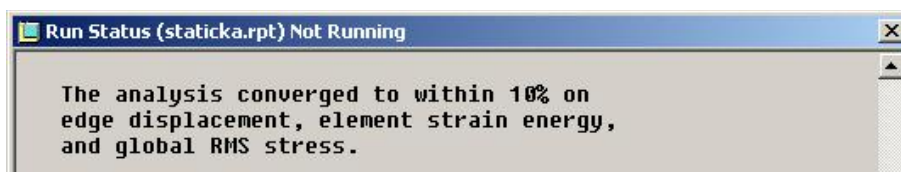
Obr. 7.1-8 – detail místa s největší koncentrací napětí (max. 512 MPa)

Ze zobrazení maximálního stupně polynomu (*P-levels*) je zřejmé, že v kritickém místě bylo k výpočtu využito maximálního povoleného 8. stupně.



Obr. 7.1-9 – P-levels upraveného modelu

Kontrolou výpisu o průběhu výpočtu statické analýzy bylo ověřeno, že výpočet konvergoval v požadovaném rozmezí 10% (obr. 7.1-10). Ve výpisu se nachází ve stejném místě jako varování o nekonvergenci výpočtu, tedy za souhrnem posledního kroku výpočtu analýzy.



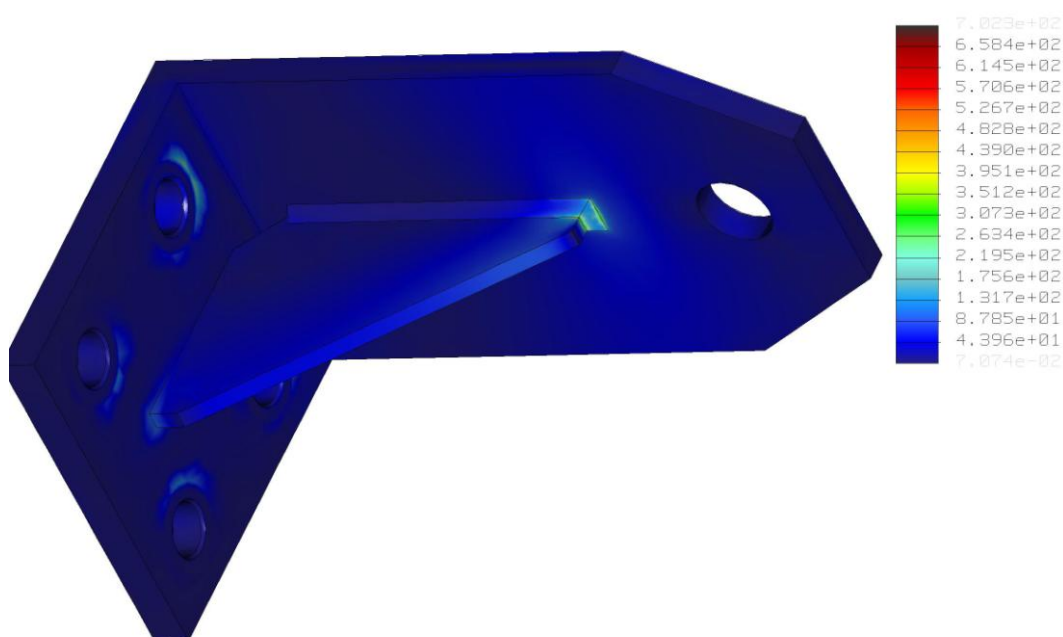
Obr. 7.1-10 – část výpisu analýzy

Srovnáním výsledků analýzy modelu s neupravenou a upravenou sítí pro generování objemových elementů výpočtového modelu zjistíme, že se liší o více než 200 MPa, což je ohromný rozdíl, který by mohl mít fatální důsledky. Nebezpečí je zejména v tom, že v případě neupraveného modelu došlo k výpočtu nižší hodnoty napětí, to může vést k výraznému **poddimenzování** součásti. Proto je **nutné po každé analýze kontrolovat její výpis, jestli výpočet konvergoval** v požadovaném tolerančním pásmu. Je vhodné zároveň kontrolovat i maximální stupeň polynomu (*P-levels*) využitý pro výpočet analýzy.

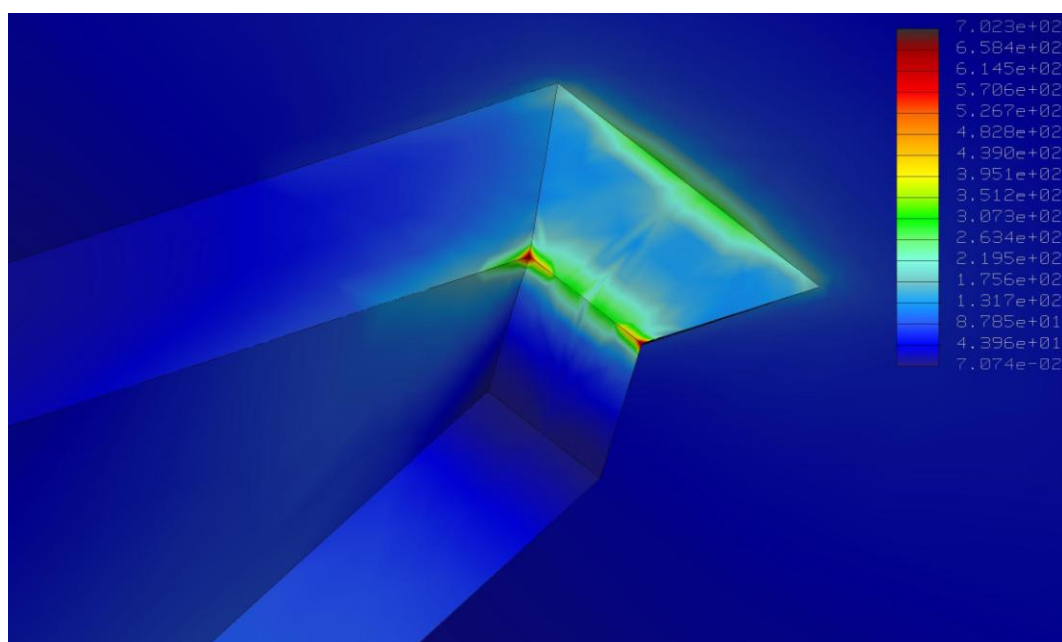
Nyní se zaměříme na oblast s největší koncentrací napětí (obr. 7.1-8). Napětí 512 MPa je na svařované součást skutečně nepříjemně vysoká hodnota a bylo by nutné přijmout opatření pro její výrazné snížení. Bude se v tomto místě ve skutečnosti opravdu koncentrovat tak vysoké napětí? V tomto místě bude na reálné součásti svar, který za předpokladu jeho precizního provedení bez defektů způsobí snížení koncentrace napětí. Pokusíme se tento přídavný materiál namodelovat a takovýto model svařence podrobit statické analýze.

Statickou analýzou výpočtového modelu s vymodelovaným svarem simulovaným pravoúhlým trojúhelníkem vytaženým po křivce byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	702 MPa
Max. průhyb	0,432 mm



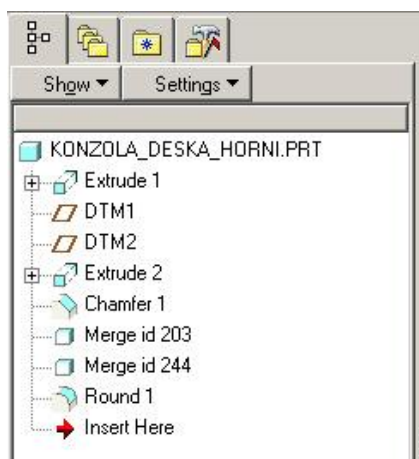
Obr. 7.1-11 – Vizualizace rozložení vypočítaného napětí



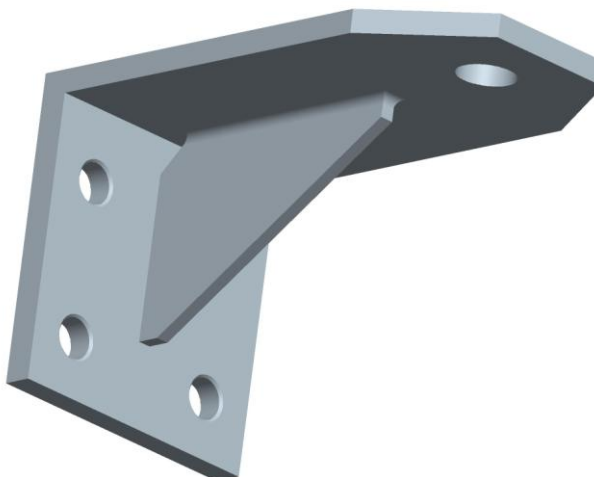
Obr. 7.1-12 – Detailní pohled na místo s největší koncentrací napětí

Oproti očekávání je z výsledků analýzy modelu s vymodelovaným svarem patrné, že v místech přechodů rovinných ploch dochází k ještě větší koncentraci napětí než u modelu beze svaru. Je to způsobeno ostrými přechody mezi vygenerovanými geometrickými elementy výpočtového modelu. Z detailního pohledu na kritické místo (obr. 7.1-12) je dále patrné, že ke koncentraci vysokých hodnot napětí dochází ve velice malých oblastech a v jejich blízkém okolí dochází k rychlému poklesu vypočítaných hodnot napětí. Jde o teoretické napětí vypočítané na ideální geometrii modelu. Tuto výraznou koncentraci napětí by mělo být možné odstranit zaoblením ploch v místech vzájemného přechodu.

Zaoblení přechodových ploch vymodelovaného svaru však způsobí velký problém při tvorbě geometrických elementů výpočtového modelu. V tomto místě je potřeba opustit model svařence jako sestavu a přepracovat jej do podoby jedné součásti (*Part*). Tedy vymodelovat svařenec znovu jako jednu součást nebo sloučit existující sestavu do jedné součásti (*Part*) pomocí příkazu *merge*.



Obr. 7.1-13 – modelový strom součásti do které byla pomocí *merge* sloučena sestava.



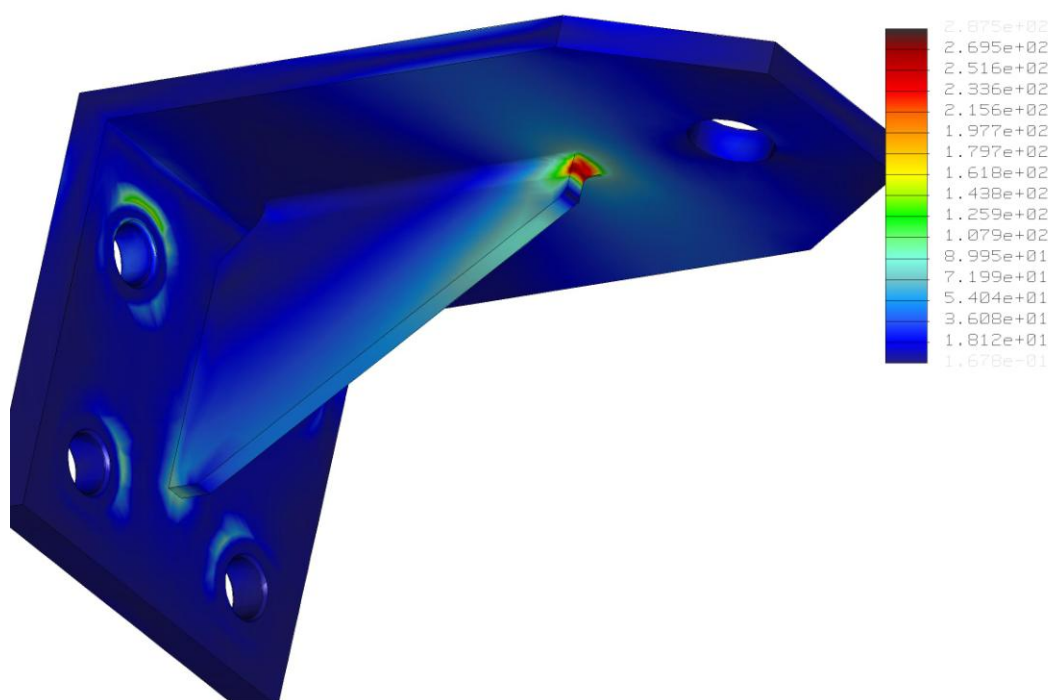
Obr. 7.1-14 – model součásti po sloučení sestavy svařence s využitím příkazu *merge* do této součásti.

Využitím příkazu *merge* získáme jednu součást (*Part*), ve které jsou další součásti sestavy v jejím modelovém stromě uvedeny jako prvky (*Features*) s označením *merge id XXX*. Po sloučení součástí do jedné je možné využít nástroje zaobli (*Round*) na ostré hrany tvořené přechody ploch v místech kontaktu jednotlivých prvků součásti (dříve součástí sestavy). Takto vytvořené zaoblené přechody je modul STRUCTURE schopen akceptovat pro tvorbu geometrických elementů výpočtového modelu. V každém případě je ale vhodné nechat si vytvořit síť elementů před spuštěním analýzy pomocí příkazu **AutoGEM > Create**. Pravděpodobně systém upozorní na problémy s generováním elementů v místech zaoblení, ale nakonec by měl vytvoření sítě úspěšně zvládnout. Vytvořenou síť uložit a teprve potom spustit výpočet nastavené statické analýzy. Přes tento krok se není schopen (nebo ho neumíme vhodným nastavením přimět) dostat s modelem svařence vytvořeným jako sestava, i když vizuálně jsou modely naprosto shodné.

Statickou analýzou modelu svařence sloučeného příkazem *merge* ze sestavy do jedné součásti s vymodelovaným svárem pomocí zaoblení styčných ploch žebra a horní desky konzoly byly získány tyto maximální hodnoty veličin:

Max. napětí	287,5 MPa
Max. průhyb	0,438 mm

Kontrolou výpisu bylo ověřeno, že výpočet konvergoval v požadovaném rozmezí 10% u kontrolovaných veličin.



Obr. 7.1-15 – Vizualizace rozložení vypočítaného napětí

□ Souhrn a vyhodnocení výsledků

Úpravami modelu bylo získáno několik sad výsledků statické analýzy svařence konzoly, které se pokusíme nyní interpretovat a stanovit závěry.

Tab. 7.1-1 Souhrn výsledků analýz svařence konzoly

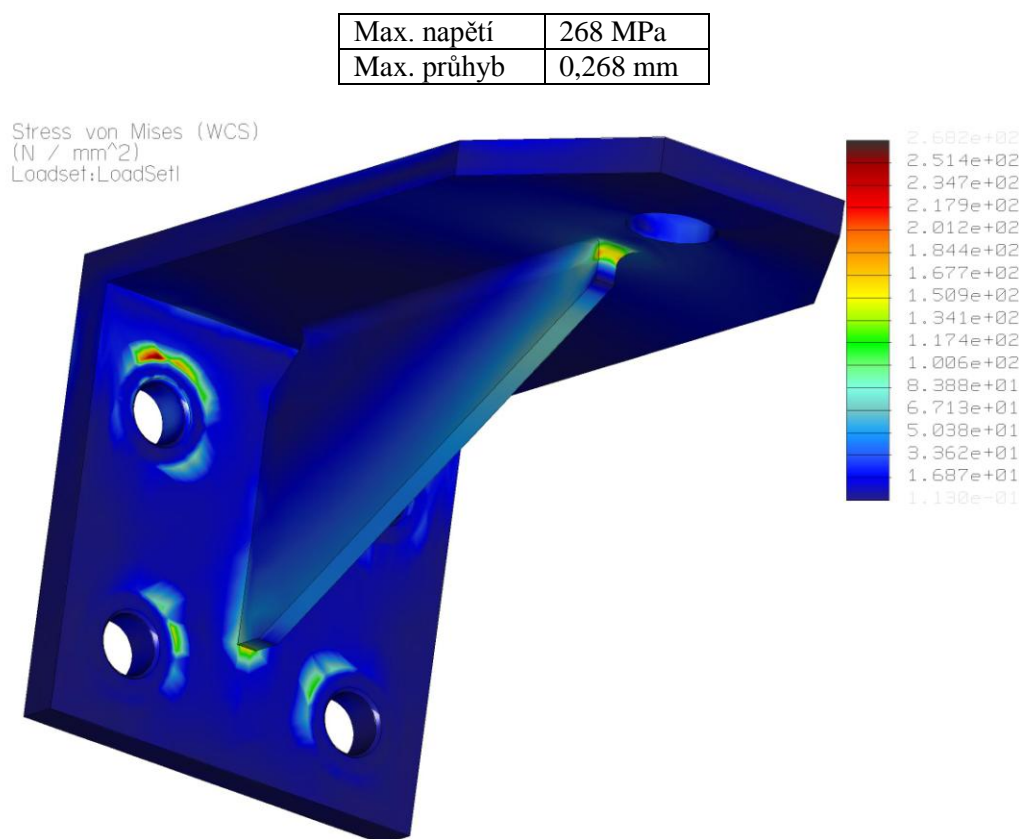
Model - popis	Výsledky	Poznámky
Sestava – bez úprav	Max. napětí – 309 MPa Max. průhyb – 0,45 mm	Výpočet nekonvergoval
Sestava – rozděleny hrany v kritickém místě na více úseků (zjemnění generované sítě elementů)	Max. napětí – 512 MPa Max. průhyb – 0,46 mm	Výpočet konvergoval
Sestava – vložena součást simulující materiál svaru (pravoúhlý trojúhelník), hrany v kritickém místě rozděleny	Max. napětí – 702 MPa Max. průhyb – 0,432 mm	Výpočet konvergoval
Sestava – svar simulován jako zaoblení mezi plochami žebra a desky		Výpočet zhavaroval, nepodařilo se vytvořit geom. elementy
Součást (merge sestavy) - svar simulován jako zaoblení mezi plochami žebra a desky	Max. napětí – 287,5 MPa Max. průhyb – 0,438 mm	Výpočet konvergoval, ale problémy při tvorbě elementů

Z výsledků je zřejmé, že jakýkoliv přechod rovinných ploch geometrie modelu působí jako výrazný koncentrátor napětí (vrub) a to i v případech, kdy plochy mezi sebou svírají tupý úhel. Na vzniklých hranách pak vycházejí vysoké hodnoty napětí, které neodpovídají realitě. Odstranění hran zaoblením se ukázalo jako značně komplikované a lze jej provést pouze na geometrii vytvořené jako jedna

součást (part). Ne snad, že by neexistovaly způsoby jak toto zaoblení vytvořit v sestavě, ale proto, že modul STRUCTURE není schopen vytvořit geometrické elementy výpočtového modelu v místech kde zaoblení tečně přechází v rovinou plochu u geometrie vytvořené v sestavě. Vytvoření elementů výpočtového modelu se svarem simulovaným jako zaoblení mezi plochami součástí se podaří pouze u geometrie vytvořené jako jedna součást a to ještě s komplikacemi. Nicméně výsledky získané analýzou takto vytvořeného modelu již lze považovat za reálné (výsledky bohužel nejsou podloženy zkouškami na reálných svařencích).

□ Úprava konstrukce konzoly a její vliv na koncentraci napětí

Napětí 287,5 MPa je pro svařovanou konstrukci vyrobenou z běžných materiálů nepřijatelná hodnota. Je tedy zřejmé, že takto navržená konzola je pro námi zamýšlené využití nepoužitelná. Řekněme si rovnou, že umístění žebra není nejšťastnější. Svar v tomto místě opravdu působí jako významný vrub a tudíž koncentrátor napětí. Navíc se nad špičkou žebra namáhá materiál horní desky výrazně namáhá ohybem. Pokusíme se tedy tento problém nejprve odstranit prodloužením žebra co nejdříve k místu působení síly. Analýzou takto upraveného modelu byly získány tyto výsledky:

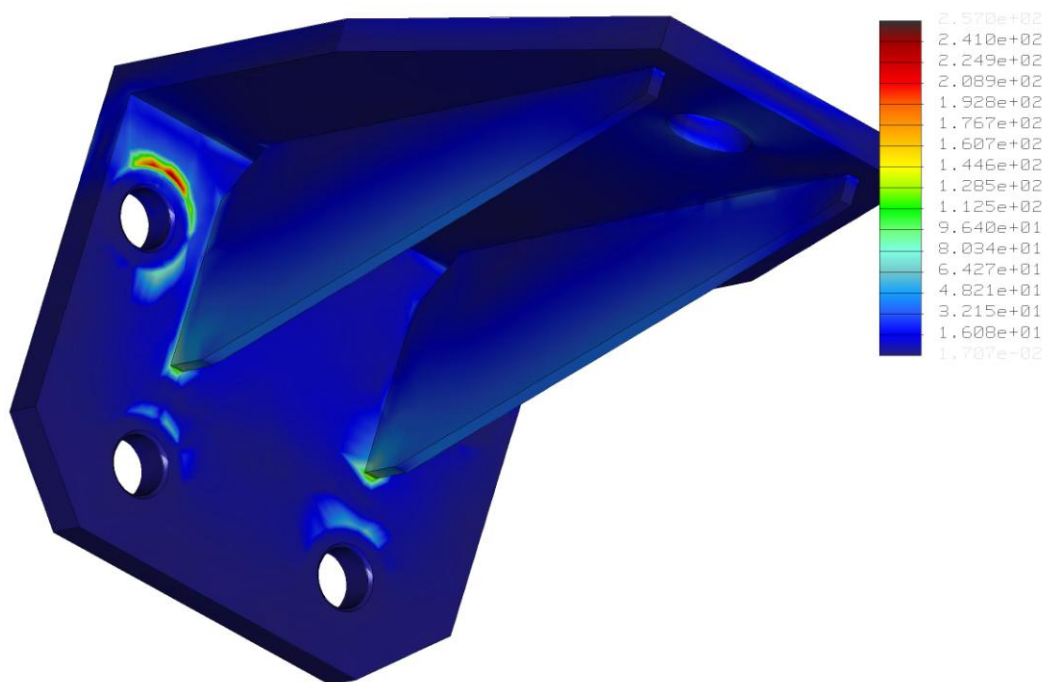


Obr. 7.1-16 – rozložení napětí vypočítaného analýzou modelu s prodlouženým žebrem

Z obr. 7.1-16 je patrné, že maximální napětí již není v dříve kritickém místě na konci žebra, ale kolem regionů pro umístění uložení. Na konci žebra je nyní napětí kolem 180 MPa, což je výrazné snížení. Pochopitelně došlo k výraznému snížení průhybu horní desky konzoly.

Další možností je vytvořit žebra dvě a zajistit jimi podepření místa působení síly. Analýzou tohoto modelu byly získány následující výsledky:

Max. napětí	257 MPa
Max. průhyb	0,17 mm



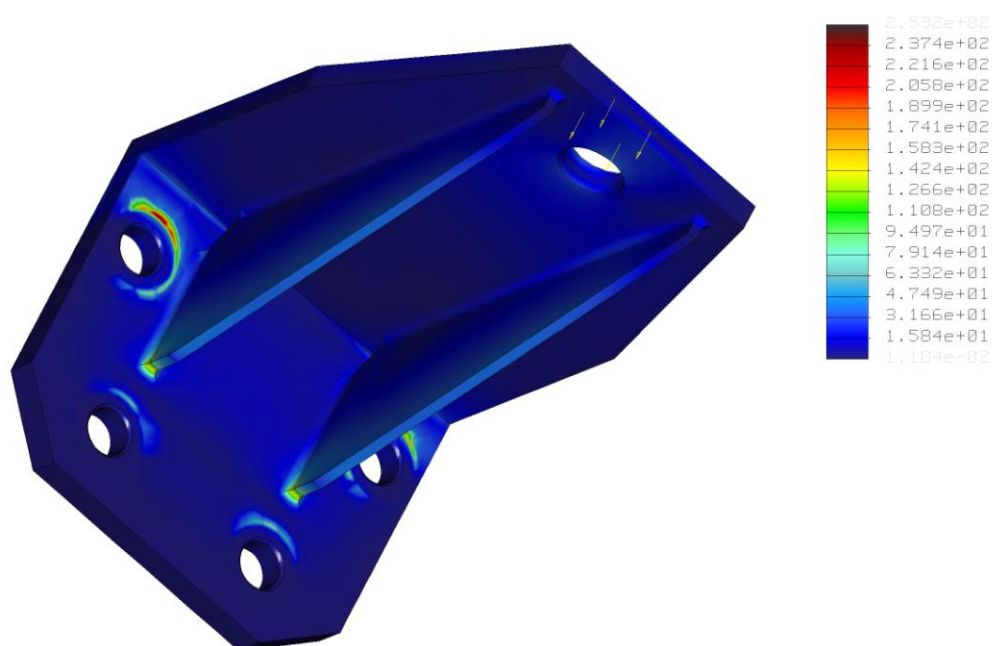
Obr. 7.1-17 – rozložení napětí na modelu konzoly se dvěma žebry (sestava bez svarů)

Ze statické analýzy výpočtového modelu konzoly se dvěma žebry, který byl vytvořen ze sestavy bez vymodelování přídavného materiálu svarů je patrné, že ve dřívě kritickém místě je nyní napětí kolem 45 MPa. Nejvyšší hodnoty napětí se nyní vyskytují kolem hranice plošného regionu, který simuluje podložku šroubového spoje a je na něj aplikováno pevné uložení, které odebrá všechny stupně volnosti. Na reálné součásti však tato ostrá hranice není, takže se zde tak vysoké hodnoty napětí koncentrovat nebudou, v tomto místě je tedy možné špičky napětí zanedbat. Ke koncentraci napětí dále dochází v místě přechodu žeber a boční desky s dírami. Mezní hodnoty napětí zde dosahují ke 140 MPa. Nejde však o nosný svar a navíc bude tento ostrý přechod odstraněn vytvořeným svarem. V místech, kde budou nosné svary nepřesahuje napětí 50 MPa a nedochází ke koncentracím napětí v místech, kde by mohly dojít k ovlivnění pevnostních charakteristik konzoly jako celku a její případné destrukci, jako tomu bylo v případě jednoho žebra.

Pro srovnání a ověření výsledků byl vytvořen výpočtový model, který vycházel z modelu konzoly sloučené do jedné součásti (*Part*) pomocí příkazu *merge* a byly v něm simulovány svary pomocí zaoblení mezi hraničními plochami částí konzoly. Statickou analýzou byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	253 MPa
Max. průhyb	0,17 mm

Bylo potvrzeno, že k největší koncentraci napětí dochází na hranicích plošných regionů, které slouží pro definování uložení (*Constraints*). V místě přechodů spodních částí žeber a boční desky s dírami se vymodelováním svarů vytvořili zaoblené hrany kolem rohů žeber a na nich dochází k velké koncentraci napětí až 195 MPa. To je opět teoretická hodnota způsobená ostrým přechodem ideální geometrie.



Obr. 7.1-18 - rozložení napětí na modelu konzoly se dvěma žebry (merge se svary)



Shrnutí kapitoly

Analýzy sestav svařenců zůstávají v modulu STRUCTURE i nadále problematickou záležitostí, toto však platí i pro ostatní pevnostní výpočtové softwary využívající jak metodu geometrických elementů tak MKP. Při modelování sestav svařenců se není možné vyhnout ostrým přechodům geometrie, které se stávají významnými koncentrátory napětí. Vypočtené napětí, které se koncentruje na ostrých přechodech geometrie je třeba brát jako informativní (teoretické), ale nejsme schopni říci o kolik je nadhodnoceno a jak se rozloží na reálné součásti. V každém případě nás upozorní na místa v modelu, kde ke koncentraci napětí dochází a odhalit tak slabá místa konstrukce jako např. v případě konzoly s jedním žebrem. Koncentrace napětí v místě svaru špičky žebra s horní deskou konzoly je opravdu nebezpečná. Pokud by svar nevydržel a porušila se celistvost materiálu horní desky, která je přes okraj žebra výrazně namáhána na ohyb, mohlo by to vést k jejímu zlomení v tomto místě. Hodnoty vypočteného průhybu je možno považovat za věrohodné.

Pokud bude výpočtový model svařence vytvořen přímo ze sestavy, je nutno počítat s výraznou koncentrací napětí v místech ostrých přechodů (každá hrana) namáhaných oblastí modelu. Pro úspěšné splnění okrajových podmínek analýzy bude s největší pravděpodobností nutné upravit model prvky pro zajištění zjemnění sítě vygenerovaných geometrických elementů. Jak je patrné s výkladu výše, vymodelovat koutový svar jako trojúhelník vytažený po křivce, která je průsečnicí ploch součástí svařence nemá kýžený efekt. Vzniknou tak další hrany, na kterých se napětí významně koncentruje. Další možností se jeví vymodelovat svar jako zaoblení mezi sousedícími plochami. To je však možné pouze v případě, že je model sloučen jako jedna součást a zaoblení vytvořeno pomocí příkazu zaobli (*Round*). Pokud je zaoblený svar simulován stejně jako jeho trojúhelníková simulace vytažením po křivce v samostatné součásti (*Part*) sestavy, není STRUCTURE schopen takový model vysíťovat a výpočet končí fatální chybou.

Příprava výpočtového modelu pro statickou analýzu sestavy svařence je tedy poměrně časově náročná a v drtivé většině případů nelze použít přímo model sestavy vytvořený ve standardním prostředí Pro/ENGINEER.



Kontrolní otázka

- 1) Je možné posuzovat konstrukci svařence pouze podle maximální hodnoty napětí stanovené při analýze jejího výpočtového modelu? Zdůvodněte.
- 2) Jaké je omezení využití modelu svařence vytvořeného jako sestava (*Assemble*)?
- 3) Jak budete postupovat v případě, že výpočet analýzy nebude konvergovat v zadaném rozsahu?



Úkol k řešení

Vytvořte model sestavy svařence podobný modelu z obr. (rozměry a zatížení si vhodně zvolte). Vytvořte výpočtový model, nadefinujte statickou analýzu (*Multi-Pass*) a vyhodnoťte získané výsledky. Upravte vygenerovanou síť elementů výpočtového modelu a porovnejte výsledky analýz. Tyto analýzy jsou hardwarově značně náročné a můžou trvat dlouho (i hodiny).

7.2. Pevnostní analýzy tenkostěnných svařenců

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Zvolit vhodný postup pro analyzování tenkostěnného svařence.
- Interpretovat výsledky statické analýzy svařence a vyvodit z nich závěry.
- Využít idealizovaných prvků typu MIDSURFACE SHELL při analýzách tenkostěnných svařenců.
- Vytvořit výpočtový model svařence z jeho modelu, který byl ve standardu vytvořen jako sestava (*Assembly*).
- Sloučit model, který byl vytvořen jako sestava do jedné součásti využitím příkazu *merge*.
- Upravit výpočtový model v kritických místech svařence, ovlivněním podmínek pro generování geometrických elementů sítě modelu.

Budete umět

Sestava, tenkostěnný svařenec, sloučení sestavy (Merge), simulační prvek, idealizovaný prvek.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 60 minut

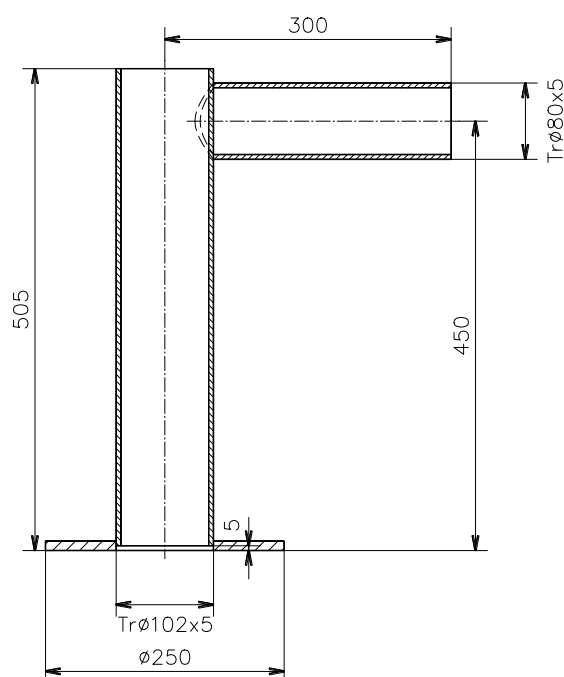


VÝKLAD

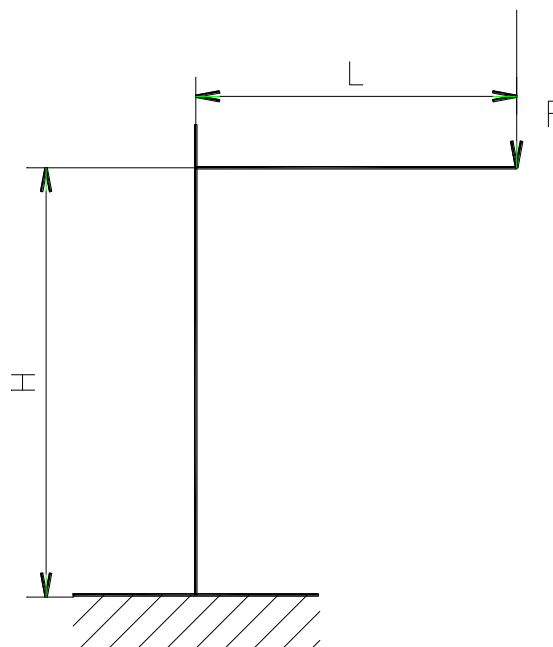
Pro analyzování tenkostěnných svařenců nám modul STRUCTURE ke dvěma již v minulé kapitole zmíněných přístupů poskytuje ještě jeden další, který využívá idealizovaných prvků typu *Midsurface Shell*. Při analyzování tenkostěnných svařenců můžeme využít těchto přístupů:

- Vytvořit výpočtový model z objemových modelů součástí sestavy svařence.
- Vytvořit výpočtový model z objemového modelu svařence, který je vytvořen jako jedna součást (nebo sestava sloučená příkazem *merge* do jedné součásti).
- Vytvořit výpočtový model s využitím idealizovaných prvků pro komprimování geometrie tenkostěnných profilů (*Midsurface Shell*)

Na příkladu jednoduchého svařence si předvedeme všechny přístupy a porovnáme je z hlediska pracovních a získaných výsledků.



Obr. 7.2-1 – schéma sestavy svařence



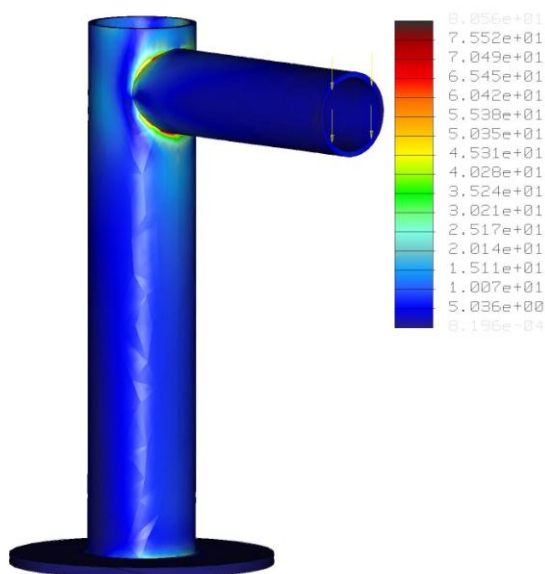
Obr. 7.2-2 – zátěžové schéma svařence
(síla $F = 1000 \text{ N}$)

7.2.1. Analýza tenkostěnného svařence jako objemových modelů sestavy

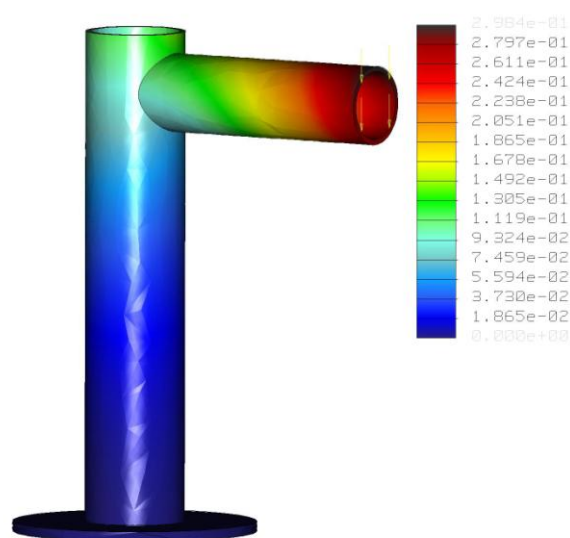
Po přechodu se sestavou svařence do modulu STRUCTURE nadefinujeme uložení (*Constraints*) a zatížení (*Loads*) výpočtového modelu. Nutnou podmínkou pro výpočet analýzy je přiřazení materiálových vlastností součástem sestavy. Dále je vhodné zkontrolovat rozmístění geometrických elementů výpočtového modelu vytvořením sítě (**AutoGEM > Create**). Je-li síť elementů dostatečně hustá, je možné přistoupit ke spuštění analýzy (*Multiple-pass Adaptive*, max. povolený stupeň polynomu 9 a 10% konvergenčí). Byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	80,6 MPa
Max. průhyb	0,298 mm

Jedná se o nejrychlejší způsob analyzování svařence. Lépe řečeno, nejrychlejší způsob vytvoření výpočtového modelu svařence. Nevyhnete se však ostrým přechodům geometrie, které způsobují výraznou koncentraci napětí. Tyto špičky napětí se na reálném svařenci za předpokladu precizního provedení svaru vyskytovat nebudou. Není však možné odhadnout velikost špičky, kterou by bylo možné zanedbat. Hodnotu napětí je tedy nutno považovat za spíše informativní. Velikost průhybu by měla být reálná.



Obr. 7.2.1-1 - napětí



Obr. 7.2.1-2 - průhyb

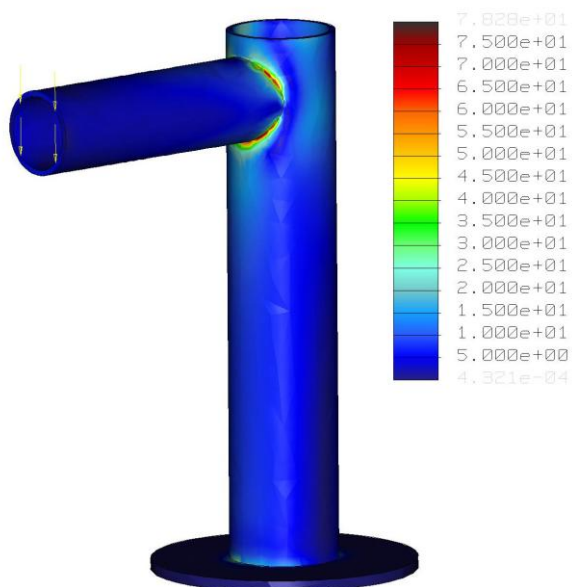
7.2.2. Analýza tenkostěnného svařence jako objemového modelu jedné součásti (Parts)

Svařenec je namodelován v jedné součásti (Part). Většinou se však svařence modelují jako sestavy, což znamená buď modelovat svařenec znovu jako jednu součást nebo využít příkazu *merge* a sloučit sestavu do jedné součásti. Odměnou za přepracování sestavy do jedné součásti je možnost vytvoření zaoblení geometrie v místech svarů, které je schopen akceptovat generátor geometrických elementů výpočtového modelu a vytvořit z nich síť, která nezpůsobí zastavení výpočtu analýzy.

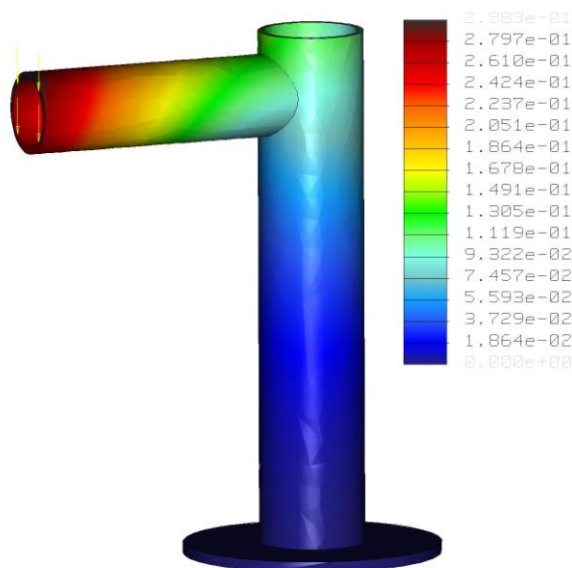
Pro srovnání byl proveden výpočet analýzy modelu svařence sloučeného do jedné součásti, kde není simulován materiál svarů zaoblením (obr. 7.2.2-1 a 2). Jedná se tedy o stejnou geometrii jako v případě sestavy.

Max. napětí	78,3 MPa
Max. průhyb	0,298 mm

Výsledky jsou téměř shodné. Rozdíl 2 MPa v hodnotě vypočtené špičky napětí je způsoben jiným rozložením vygenerovaných elementů sítě výpočtového modelu v místě ostrého přechodu geometrie modelu. Průhyb byl vypočítán stejně a lišil se na 4. desetinném místě.



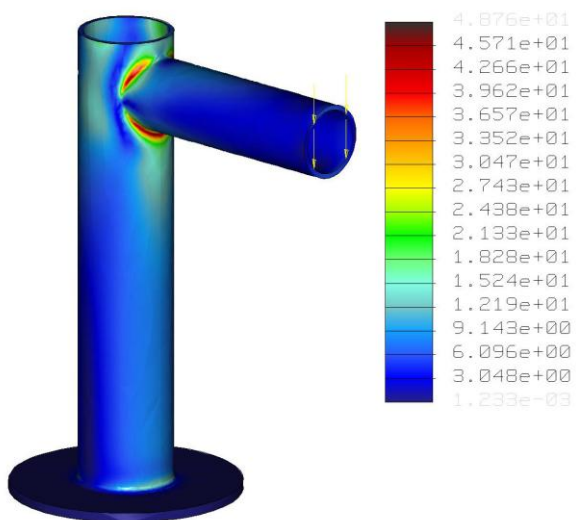
Obr. 7.2.2-1 - napětí



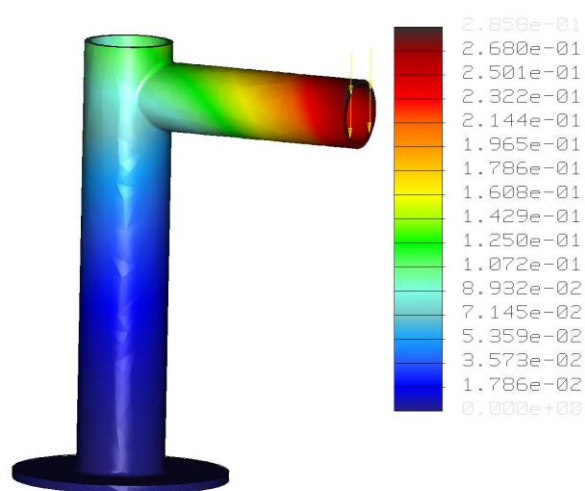
Obr. 7.2.2-2 - průhyb

Dále byl proveden výpočet analýzy stejného modelu s vytvořeným zaoblením v místech svaru.

Max. napětí	48,8 MPa
Max. průhyb	0,286 mm



Obr. 7.2.2-3 - napětí



Obr. 7.2.2-4 - průhyb

Zaoblení v místech svarů výrazně snížilo koncentraci napětí a vypočtené napětí je o 30 MPa nižší než v případě špiček u modelů s ostrými přechody geometrie. Důsledkem zesílení materiálu v těchto místech je i hodnota průhybu o jednu setinu mm menší.

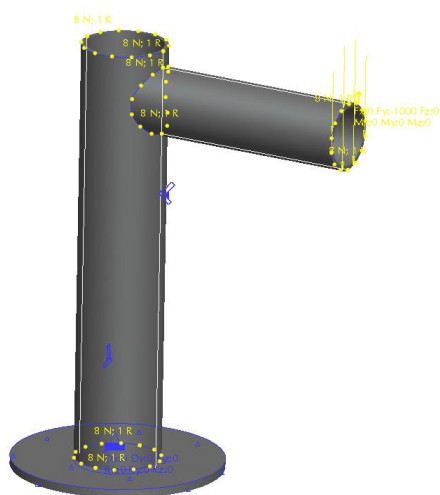
7.2.3. Analýza tenkostěnného svařence s využitím idealizovaných prvků

Pro svařence skládající se z dílů, které **je možno idealizovat** s využitím prvků typu *Midsurface Shell* umožňuje modul STRUCTURE další možný přístup k jejich analyzování. Tenkostěnné prvky sestavy

je možno nahradit idealizovanými prvky typu *Midsurface Shell*. Postup se liší pro svařence namodelované jako sestava a pro svařence vytvořené jako jedna součást v modeláři CAD systému Pro/ENGINEER.

V případě svařence vymodelovaného jako jedna součást vytvoříme idealizované prvky typu *Midsurface Shell* bez větších komplikací. Je však třeba důsledně dbát na dodržení podmínek pro tvorbu. Idealizovaný prvek *Midsurface* je automaticky tvořen tak, aby idealizace jednotlivých součástí byly v kontaktu. Například u svařence vytvořeného dle schématu na obr. 7.2-1 při tvorbě *Midsurface* všech komponentů svařence bude STRUCTURE hlásit, že jedna z vybraných ploch nemá druhou paralelní plochu, která je nutnou podmínkou pro vytvoření komprese *Midsurface*. Problém způsobuje zapuštění trubky do podstavy svařence. Řešit ho lze dvěma způsoby. Odstranit zapuštění trubky do podstavy editací modelu, nebo podstavu nenahrazovat idealizovaným prvkem a analyzovat model složený z geometrie objemového modelu podstavy a idealizovaných prvků trubek. V případě kombinovaného výpočtového modelu je však potřeba počítat s tím, že v místě přechodů objemových modelů a modelů idealizovaných může docházet k výpočtu špiček napětí na hraničních elementech idealizovaných prvků.

Úskalí ve využití idealizovaných prvků u modelů svařenců vytvořených jako sestava spočívá v tom, že po přechodu s modelem sestavy do modulu STRUCTURE není možné idealizované prvky *Midsurface* vytvořit. Je nutné se vrátit do standardního modeláře a s každou součástí sestavy, kterou zamýšlíme idealizovat je třeba přejít do modulu STRUCTURE samostatně a v něm vytvořit idealizaci *Midsurface* této součásti. Poté přejít do modulu STRUCTURE s celou sestavou svařence. V případě zobrazení

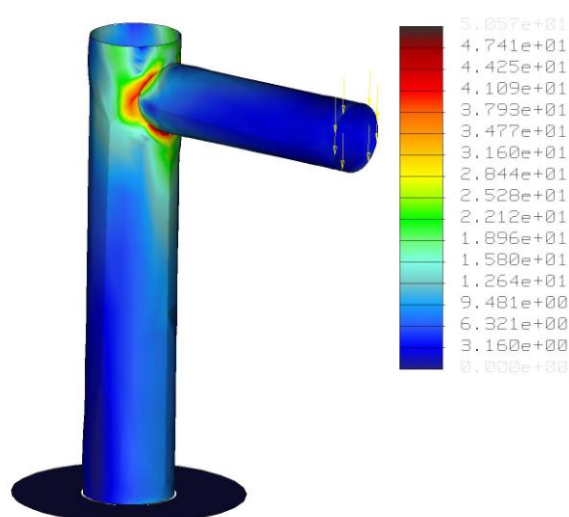


Obr. 7.2.3-1 – model svařence

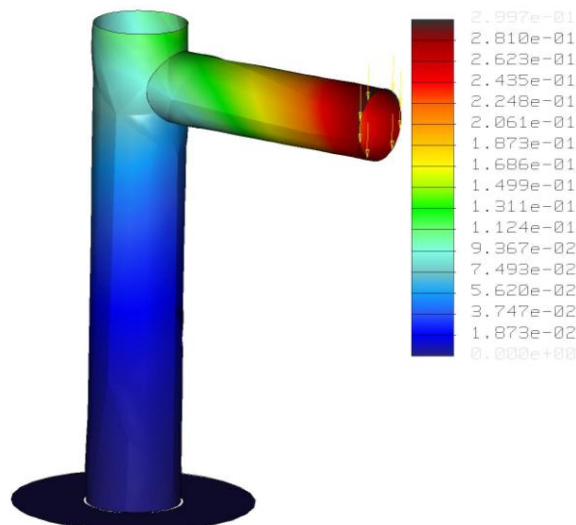
vytvořených idealizovaných prvků je možné si všimnout mezer v místech přechodů (svarů) mezi součástmi sestavy. Kontakt idealizovaných prvků není vytvořen automaticky a systém vyžaduje nadefinovat vazbu (**Insert > Connection**) mezi těmito prvky. V případě svařenců se logicky nabízí vazba svar (*Weld*). Zobrazí se menu pro vytvoření svaru. Pro spojení idealizovaných prvků je vhodné využít přednastaveného typu svaru (*End weld*). Systém od nás očekává výběr dvou ploch, mezi kterými je ve skutečnosti zhotoven svar. Vybírají se plochy „normálního“ modelu. Systém neumožňuje vybrat plochu idealizovaného prvku. Po vytvoření vazeb je vhodné nechat vygenerovat síť geometrických elementů výpočtového modelu a pokud je síť málo hustá zajistit její zhuštění alespoň v místech svarů. V opačném případě se budou na přechodech elementů koncentrovat špičky napětí.

Analýzou modelu svařence s využitím idealizovaných prvků součástí sestavy byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	50,6 MPa
Max. průhyb	0,2997 mm



Obr. 7.2.3-2 - napětí



Obr. 7.2.3-3 - průhyb

Ze srovnání výsledků této metody s ostatními metodami tvorby výpočtového modelu je patrné, že je možné je považovat za dobré a jsou téměř shodné s modelem se simulovanými svary zaoblením přechodových hran. Je smutné, že čas, který je ušetřen na rychlosti výpočtu analýzy využívající idealizovaných prvků je nutné vynaložit na tvorbu těchto prvků, kterou musím tvořit pro každou součást samostatně. Další zdržení způsobí definování vazeb (svaru) mezi idealizovanými prvky modelu. Po vytvoření výpočtového modelu pak následný výpočet analýzy je podstatně rychlejší než v případě objemového (*Solid*) modelu.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s možnými přístupy tvorby výpočtových modelů tenkostěnných svařenců v modulu STRUCTURE. Kromě analýzy **objemových (*Solid*)** modelů součásti svařence je možno s výhodou využít **idealizovaných prvků *Midsurface Shell***. Využití idealizovaných prvků významně urychlí výpočet analýzy a při vytvoření dobrého výpočtového modelu (vygenerování sítě geometrických elementů) svařence poskytuje tato metoda poměrně přesné výsledky.

Je však třeba mít na paměti, že idealizace *Midsurface* musí být vytvořena pro jednotlivé součásti samostatně. To znamená otevřít každou součást sestavy, přejít s ní do modulu STRUCTURE a zde pro ni vytvořit idealizaci. Pak po přechodu do modulu STRUCTURE se sestavou svařence a využití vazby typu svar, je možno vytvořit výpočtový model pro sestavu tenkostěnného svařence. Další omezení využití tohoto postupu je v tom, že ne každá geometrie tenkostěnného modelu lze dobře idealizovat jako *Midsurface*. STRUCTURE má problémy s idealizací geometrie a následným generováním geometrických prvků sítě např. u ohýbaných plechů, profilů se zaoblením atd. Obecně lze říci, že jakékoliv zaoblení geometrie modelu způsobuje při generování elementů výpočtového modelu problémy a je třeba tento proces bedlivě sledovat (generovat síť elementů před spuštěním vlastní analýzy).

U sestav svařenců, kdy nelze idealizovat jejich všechny součásti je možno využít výpočtového modelu, který kombinuje objemové a idealizované modely součástí. Tento postup však není příliš ideální. V místech přechodů objemových a idealizovaných modelů dochází k výpočtu výrazných špiček napětí, které mohou analýzu znehodnotit. Tyto špičky napětí bývají větší než při analýzách objemových modelů s ostrými přechody geometrie.



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou možné postupy pro vytvoření výpočtového modelu tenkostěnného svařence?
- 2) Jaká omezení platí pro využití idealizovaných prvků *Midsurface Shell*?
- 3) Jaké jsou rozdíly při tvorbě idealizovaných prvků v případě, že je základní model svařence vytvořen jako sestava (*Assembly*) a v případě, kdy je vytvořen jako jedna součást (*Part*)?



Úkol k řešení

Vytvořte reálný model tenkostěnného svařence jako sestavu. Takto vytvořený model si zkopírujte do jiného adresáře, takže budete mít k dispozici dva stejné modely sestavy svařence v různých pracovních adresářích. S modelem sestavy z prvního pracovního adresáře přejděte do modulu STRUCTURE a vytvořte výpočtový model tohoto svařence z objemových (*Solid*) modelů. Nadefinujte a proveďte statickou analýzu (*Multiple-pass adaptive*) výpočtového modelu. V druhém pracovním adresáři vytvořte výpočtový model svařence s využitím idealizovaných prvků *Midsurface*. Nadefinujte a proveďte stejnou statickou analýzu (s jiným názvem) jako v předchozím případě. Srovnajte rychlost výpočtu obou analýz a samozřejmě proveďte srovnání jejich výsledků.

7.3. Další nástroje modulu structure pro analýzy svařenců

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Postupy pro tvorbu a principy funkcí vazeb typu svar.
- Omezení pro využití vazeb typu svar.
- Využívat vazeb typu svar při tvorbě výpočtových modelů svařenců vytvořených jako sestavy (*Assembly*).
- Nadefinovat vazbu typu svar – *End Weld*.
- Nadefinovat vazbu typu obvodový svar – *Perimeter Weld*.
- Vytvářet simulace bodových svarů – *Spot Weld*.

Budete umět

Bodový svar, idealizovaný prvek, prut (Beam), vazba typu svar.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 30 minut



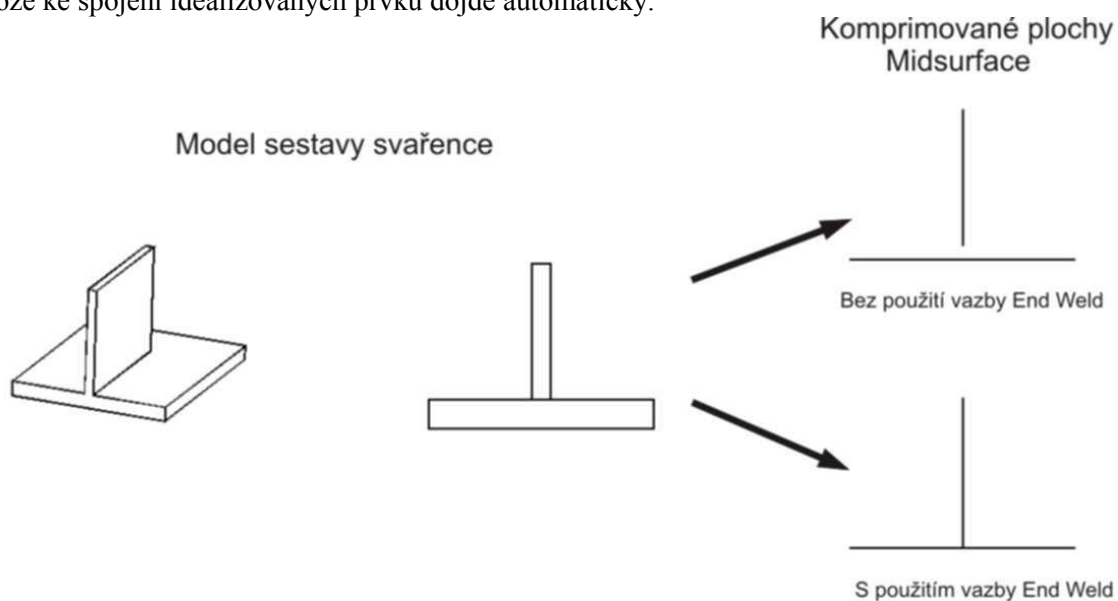
VÝKLAD

Modul STRUCTURE disponuje nástroji speciálně určenými pro analýzy svařenců. S vytvořením vazby (*Connection*) svar (*Weld*) jsme se již seznámili v předchozí kapitole. Ikonu s nástrojem pro tvorbu svarů lze nalézt i při pravém okraji pracovní plochy, ale určitě nepatří k nejpoužívanějším. Základní omezení pro využití nástroje pro tvorbu svarů v modulu STRUCTURE je, že je lze aplikovat

pouze na idealizované prvky typu *Midsurface Shell*. Ne všechny svařence jsou tenkostěnné, takže pro ně idealizace není vhodná, ale navíc ne každou tenkostěnnou geometrii je systém schopen správně komprimovat na *Midsurface*.

7.3.1. Vazba svar – End Weld

Využití této vazby má smysl v případě, že je svařenec ve standardním modeláři vytvořen jako sestava (*Assembly*). Pokud je svařenec namodelován jako jedna součást (*Part*), není použití vazby potřeba, protože ke spojení idealizovaných prvků dojde automaticky.



Obr. 7.3.1-1 – princip vazby typu *End Weld*



Obr. 7.3.1-2 – dialogové okno pro definování svaru

Nástroj pro tvorbu svaru se aktivuje přes roletové menu **Insert > Connection > Weld**, nebo příslušnou ikonou umístěnou při pravém okraji pracovní plochy.

Systém očekává výběr dvou ploch mezi kterými má být svar realizován např. v případě svařence z obr. 7.3.1-1 je to horní plocha podstavné desky a boční plocha přivařovaného plechu. Pro simulování svaru okolo celého přivařovaného plechu stačí vytvořit pouze jednu vazbu, tedy vybrat pouze jednu dvojici ploch spojovaných geometrií.

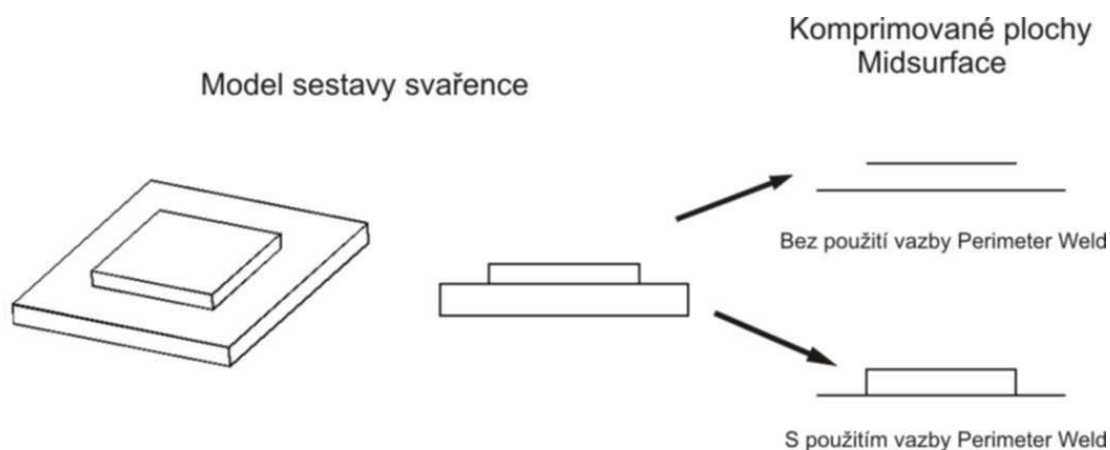
7.3.2. Vazba svar – Perimeter Weld

Nástroj pro tvorbu obvodového svaru se aktivuje přes roletové menu **Insert > Connection > Weld**, nebo příslušnou ikonou umístěnou při pravém okraji pracovní plochy stejně jako v případě vazby *End Weld*. V dialogovém okně je potřeba změnit typ svaru na *Perimeter Weld*.

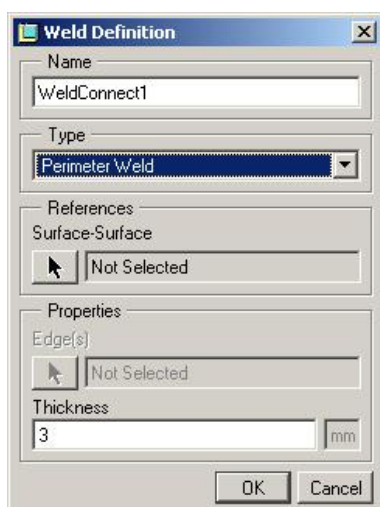
Systém očekává výběr dvou rovnoběžných ploch. Jako první je třeba zvolit plochu na připojované součásti (z obr. 7.3.2-1 je to plocha malé desky) a poté vybrat plochu na základové součásti (velká deska). Výběr těchto ploch potvrdit a dále nadefinovat hrany, na kterých je proveden svar. Pořadí

výběru ploch je třeba dodržet. V další fázi systém očekává nadefinování hran, na kterých má být svar simulován.

Tímto způsobem je možno simulovat značně omezenou škálu svařovaných konstrukcí a na nich provedených svarů, jejichž zatížení je možno poměrně snadno vypočítat analyticky podle norem pro svařované konstrukce. Z toho důvodu bych u obdobných typů svarových spojů jako na obr. 7.3.2-1 doporučoval provést ruční výpočet, než upravovat model pro následnou tvorbu výpočtového modelu svařence. Navíc v případě komplikovanějších tvarů svařovaných součástí je často problematické vytvořit idealizaci *Midsurface*.



Obr. 7.3.2-1 – princip vazby typu *Perimeter Weld*



Obr. 7.3.2-2 – dialogové okno pro definování obvodového svaru

Vazby *Perimeter Weld* je možné využít pro spojení dvou součástí, které nejsou v kontaktu a vyžadují vytvořit objemový (*Solid*) výpočtový model. Svařované konstrukce se často modelují s mezerami pro kořeny svaru. V tomto případě je však třeba počítat se značně dlouhým a hardwarově náročným výpočtem i pro zdánlivě velmi jednoduché sestavy. Jedná se o výpočtový model, který kombinuje objemové a idealizované modely. Na přechodech různých typů výpočtových modelů často dochází k výpočtu špatných hodnot lokálního napětí a následná interpretace výsledků analýzy vyžaduje zkušenosti z oblasti svařovaných konstrukcí.

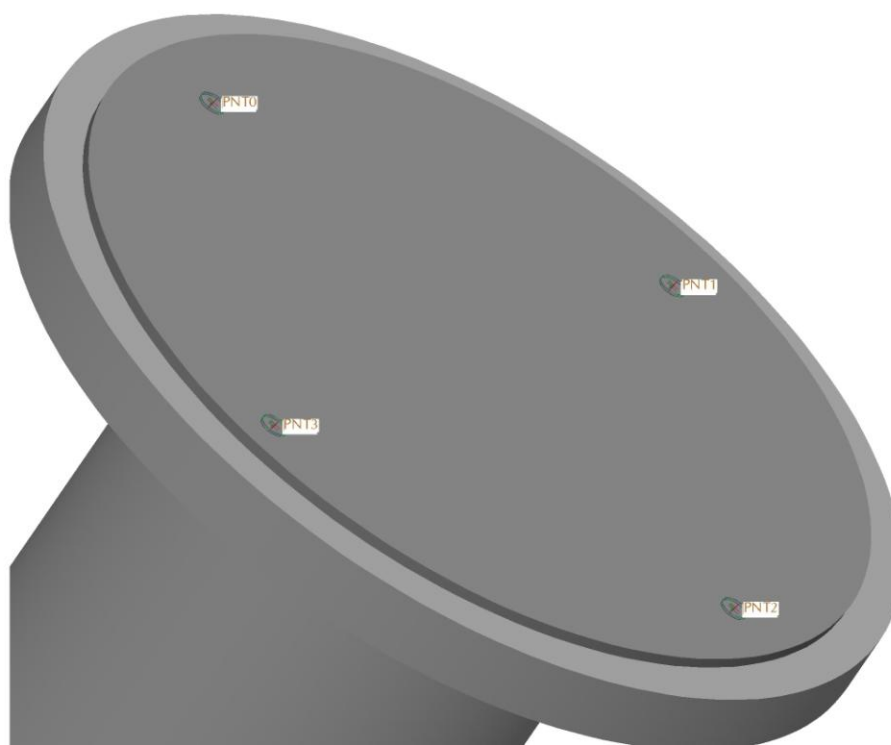
7.3.3. Bodové svary

Modul STRUCTURE umožňuje namodelování jednoduchých konstrukcí s bodovými svary. Tímto postupem je možno rovněž analyzovat nýtované konstrukce. STRUCTURE v místě svaru vytvoří kruhový prut (*Beam*) o zadaném průměru, který simuluje bodový svar.

Při tvorbě bodových svařů je třeba mít na paměti několik omezení:

- Plochy mezi kterými je vytvářen bodový svař by měly být paralelní, maximální odchylka paralelnosti nesmí překročit 15°. Plochy se nesmějí dotýkat.
- Bodové svař přenášejí silové působení mezi spojenými částmi, nicméně vypočítané napětí v jejich bezprostředním okolí nemusí být správné.
- Pruty (*Beams*) vytvořené jako bodové svař nelze uvolnit jako v případě idealizovaných prvků typu prut (*Beam*).

Bodové svař je možno vytvořit přes menu **Insert>Connection>Spot Weld>Create**. Systém nás vyzve k výběru první ze dvou ploch (objeví se okno pro výběr (*Select*) a informace o tom, co po nás systém vyžaduje je zobrazena v informačním řádku), mezi kterými má být bodový svař vytvořen. Dále požaduje výběr bodů. K tomu je potřeba mít nachystané body na obou spojovaných součástech v místech kde mají být vytvořeny bodové svař. Je možné vytvořit i více bodových svařů na jednou, je však třeba vybrat po sobě vždy dvojici bodů, která náleží jednomu bodovému svař. Po potvrzení vybraných bodů se systém dotáže na průměr bodového svař. Zadáním průměru svař je definování bodového svař příp. bodových svař hotovo. V místech bodových svař se vytvoří příslušné značky.



7.3.3-1 – Model svařence s vytvořenými bodovými svař

Bodové svařování se většinou používá při výrobě složitých a tvarově komplikovaných konstrukcí rámu (např. rámy karoserie automobilů, rámy postelí apod.). Analýzy takových konstrukcí jako celků by v modulu STRUCTURE asi nebylo příliš vhodné provádět. Vytvoření výpočtového modelu (vytvoření sítě geometrických elementů) by bylo značně komplikované a i kdyby se podařilo, následný výpočet analýzy by byl velmi hardwarově náročný a trval by dlouho. Získané výsledky analýz by pravděpodobně neměly takovou přesnost, aby se jejich provádění vyplatilo.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s nástroji modulu STRUCTURE, které rozšiřují možnosti tvorby výpočtových modelů a analýz svařovaných konstrukcí. Nástroje jsou primárně určeny pro geometrie modelů idealizované pomocí prvků *Midsurface*, které vývojáři PTC zřejmě považují za nejlepší nástroj pro vytváření výpočtových modelů. Je pravda, že v případě velmi jednoduchých svařenců z geometricky nekomplikovaných dílů lze výpočtový model s využitím idealizovaných prvků vytvořit snadno a rychle a rovněž výsledky těchto analýz dávají dobré výsledky, ale v případě komplikovanějších svařenců čekají uživatele mnohá úskalí a problémy.



Kontrolní otázka

- 1) Jakých idealizovaných prvků je využito při simulování bodových svarů (*Spot Weld*)?
- 2) Proč není potřeba vytvořit vazby typu svar (*End Weld*) při idealizaci MIDSURFACE v případě, že je model svařence viz. Obr. 7.3.1-1 vytvořen ve standardu jako jedna součást (*Part*)



Úkol k řešení

- 1) Vytvořte sestavu svařence viz. Obr. 7.3.1-1. Vytvořte výpočtový model pro pevnostní analýzu tohoto svařence s využitím vazby typu svar – *End Weld*.
- 2) Vytvořte sestavu svařence viz. Obr. 7.3.2-1. Vytvořte výpočtový model pro pevnostní analýzu tohoto svařence s využitím vazby typu svar – *Perimeter Weld*.

8. METODIKA ANALÝZ ROZEBÍRATELNÝCH SESTAV

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>V tomto přednáškového bloku se seznámíte s možnostmi analýz některých rozebíratelných sestav, jako například šroubové spoje nebo uložení ve valivých ložiskách. Tento blok je tedy rozdělen do následujících okruhů:</p> <ul style="list-style-type: none"> – analýza šroubových spojů, – analýzy uložení ve valivých ložiskách. <p>Po prostudování této problematiky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vytvořit výpočtový model rozebíratelných sestav, – definovat statickou pevnostní analýzu pro model rozebíratelné sestavy. 	<p style="text-align: center;">Cíle přednáškového bloku</p>
---	---

<p><i>Šroubový spoj, tvarový součinitel, simulace šroubového spoje, uložení součástí, matice tuhosti, orientace materiálu.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>
--	--



Čas ke studiu: 3 hodiny

Strojní zařízení a strojní uzly se neobejdou bez různých typů rozebíratelných uzlů, jako jsou různé typy šroubových spojů nebo různých typů uložení rotačních součástí ve valivých nebo kluzných ložiskách. Tyto strojní uzly mají svá specifika, která je nutno při tvorbě modelů respektovat. Tento tématický blok se zabývá možnostmi jakým způsobem vytvářet výpočtové modely, aby se jejich chování co možná nejvíc přibližovalo reálným podmínkám.

8.1. Analýza šroubových spojů

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>V této kapitole se seznámíte s tvorbou a analýzy šroubových spojů a jejich vlivy na okolní součásti. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vliv šroubového spoje na modely spojovaných součástí, – analýza tlakové nádoby, – kontrola šroubu, – simulace šroubového spoje v sestavě. <p>Po zvládnutí této látky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definovat výpočtový model šroubového spoje, – provést potřebné statické analýzy. 	<p style="text-align: center;">Cíl kapitoly</p>
--	---

<p><i>Šroubový spoj, tvarový součinitel, simulace šroubového spoje.</i></p>	<p style="text-align: center;">Klíčová slova</p>
---	--

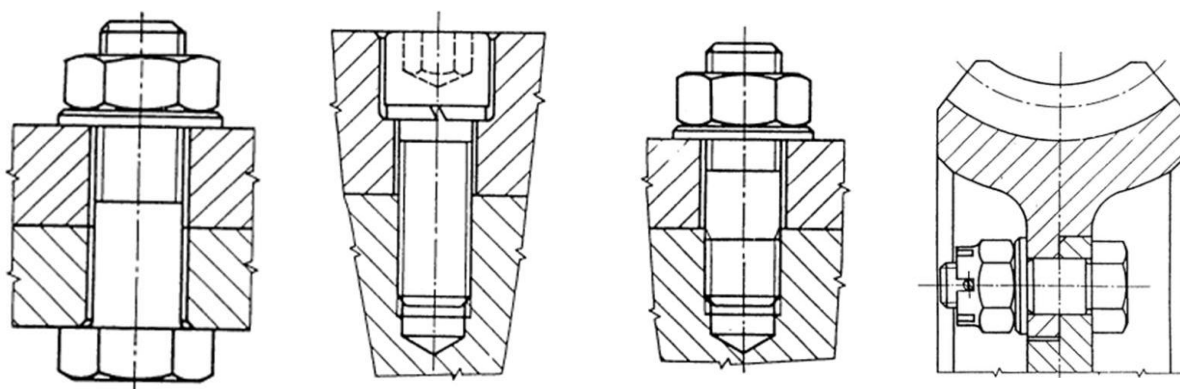


Čas ke studiu: 100 minut



VÝKLAD

Velmi častým konstrukčním prvkem strojních uzlů jsou šroubové spoje. Jejich použití je rozsáhlé i díky tomu, že spojovací součásti, (šrouby, matice a pod.) jsou normalizovány a tím je dána jejich vyměnitelnost. Proto je nutno se zabývat analýzou šroubových spojů a hlavně důsledky tohoto typu spojení na související součásti, které jsou pomocí šroubů spojeny. Na následujícím obrázku 8.1-1 jsou zobrazeny některé typy šroubových spojů.



Obr. 8.1-1 Příklady šroubových spojů

8.1.1. Vliv šroubového spoje na modely spojovaných součástí

Šroubový spoj, svým konstrukčním řešením, má velký vliv na modely spojovaných součástí. Aby byla tato problematika lépe pochopena je vhodné seznámit se z následujícími několika pravidly pro konstrukci šroubového spoje:

Šrouby by měly být zatíženy pouze silou v ose šroubu.

U šroubových spojů se předpokládá přímý styk spojovaných ploch bez vůle.

Pro zamezení smykových namáhání šroubů se volí různá konstrukční řešení, například osazení, použití kolíků, apod.

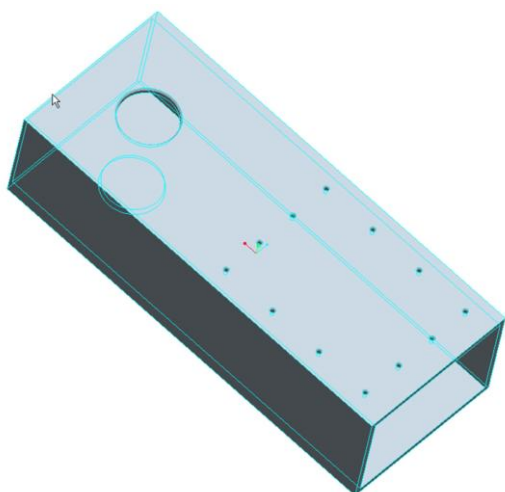
Při zatížení jinou silou než osovou, se používají lícované šrouby.

Dostatečné předpětí šroubů zajišťuje vyvození třecích sil, které eliminují případná smyková zatížení.

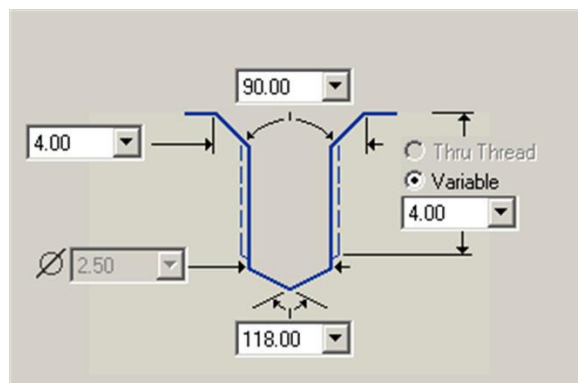
Z bodu 2) uvedených pravidel je zřejmý zásadní vliv šroubového spoje na výpočtový model uzlu. Jestliže se sešroubované součásti dotýkají, generátor geometrických prvků při tvorbě sítě provede jejich spojení, jako by byly jeden celek. V tomto případě šrouby při výpočtu ztrácejí smysl. Pokud se předpokládá dostatečné předpětí šroubů lze tedy šrouby z výpočtového modelu vypustit. Jestli je nutno šroubové spojení do analýzy zahrnout musí být mezi spojovanými součástmi vůle.

Nepříznivý vliv na modely spojovaných součástí mohou mít i otvory malých rozměrů, které velmi často dělají problémy při vytváření sítě geometrických prvků, a pokud generátor je schopen síť vytvořit, je v místě malých otvorů síť prvků zbytečně jemná. Velký problém dělají díry, které mají sražené hrany, při použití prvků typu „Shell“. Generátor prvků není schopen vygenerovat tyto prvky,

poněvadž plocha vzniklá sražením hran zamezuje vzniku střední plochy. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny příklady problematických otvorů.

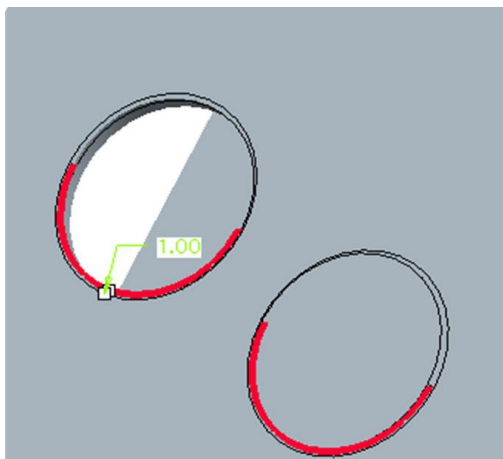


Obr. 8.1.1-1 Model s otvory

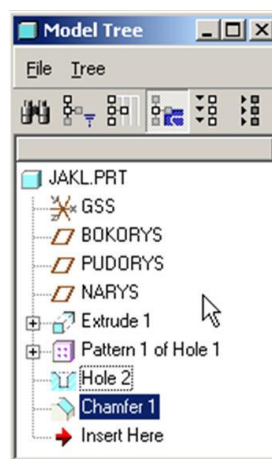


Obr. 8.1.1-2 Normalizovaný otvor

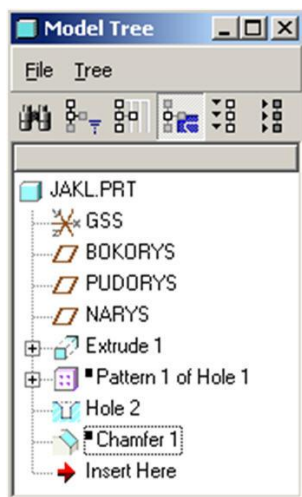
Na obrázku 8.1.1-1 je model součásti, která je tvořená jako tenkostěnná a jsou do ní vytvořeny otvory. Je vytvořeno pole otvorů konstrukčním prvkem „Hole“ za použití normalizovaných tvarů (obrázek 8.1.1-2). Druhý otvor je tvořený jako hladká přímá díra a sražení je vytvořeno jako samostatný konstrukční prvek. Při vytváření sítě elementů typu „Shell“ generátor není schopen tyto prvky vygenerovat z důvodů sražení hran. Aby bylo možno vygenerovat tyto elementy, bylo nutno provést následující úpravy, které jsou patrné ze stromu upraveného modelu.



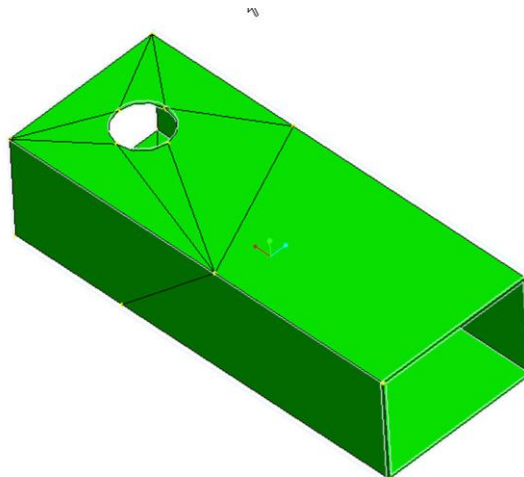
Obr. 8.1.1-3 Detail sražení



Obr. 8.1.1 -4 Strom modelu



Obr. 8.1.1-5 Strom upraveného modelu



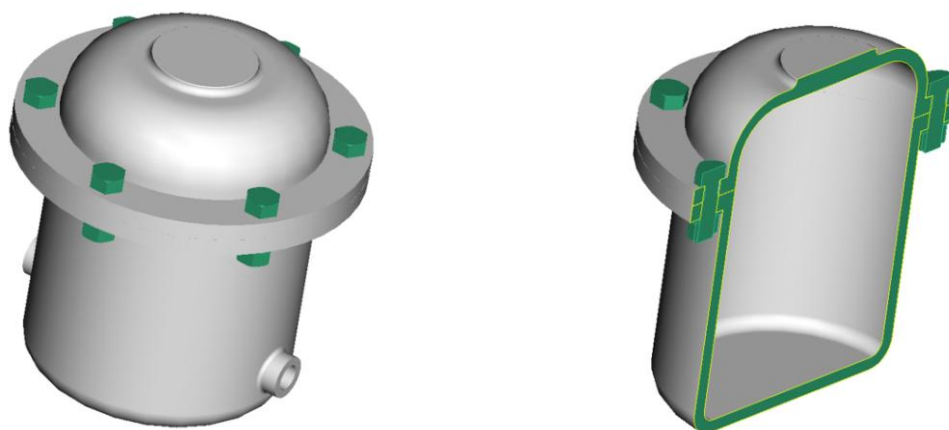
Obr. 8.1.1-6 Síť prvků „Shell“

Pole prvků („Pattern 1 of Hole 1“) bylo nutno zmrazit celém poněvadž sražení hran je součástí tohoto konstrukčního prvku. U větší díry stačí potlačit pouze sražení hran. (potlačené prvky jsou ve stromě označeny černými čtverečky). Na obrázku 8.1.1-6 je zobrazena vygenerovaná síť upraveného modelu.

8.1.2. Analýza tlakové nádoby

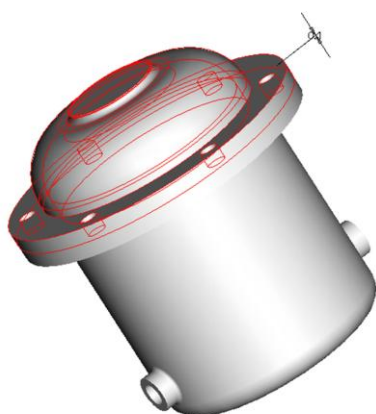
Příklad analýzy šroubového spoje bude demonstrován na analýze tlakové nádoby. Na obrázku 8.1.2 -1 je zobrazen model tlakové nádoby, který dostane výpočtář od konstruktéra, s úkolem, aby mu ověřil jestli je tlaková nádoba včetně šroubových spojů dostatečně dimenzována. Přičemž maximální tlak v nádobě je 5 MPa.

Šroubový spoj je realizován pomocí šroubů M24x3. Vnitřní průměr nádoby 270 mm.

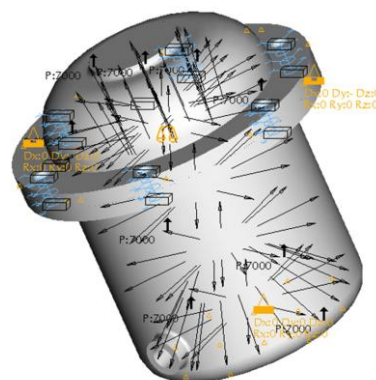


Obr. 8.1.2-1 Model nádoby

Aby bylo možno provádět kontrolní výpočty, potřeba celý model upravit. V první fázi je třeba zkontrolovat správnost volby velikosti šroubů a maximální napětí v nádobě od tlakového zatížení. Na obrázku 8.1.2-2 je provedena úprava modelu, jsou zmrazeny spojovací součásti a do středů otvorů jsou vytvořeny vztažné body. Vzhledem k tomu, že díry pro šrouby jsou přímé a neuvažuje se o použití prvků typu „Shell“ není na nich třeba provádět úpravy.



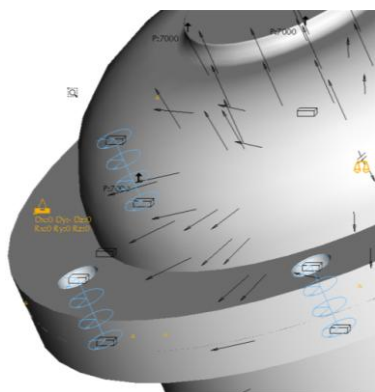
Obr. 8.1.2-2 Upravený model



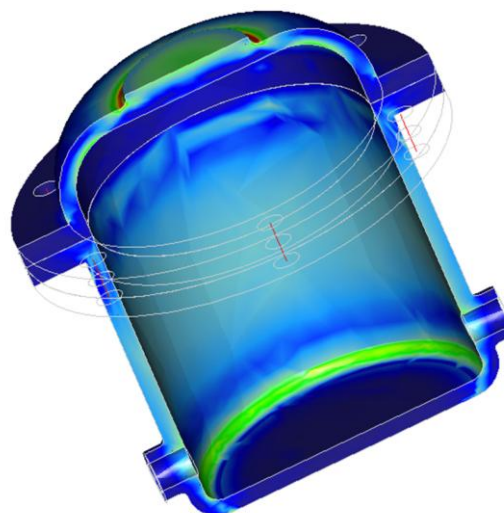
Obr. 8.1.2-3 Výpočtový model

Dále je mezi nádobou a víkem vytvořena mezera, aby nedošlo k jejich spojení při tvorbě sítě, ale je mezi stykovými plochami vytvořen kontaktní region. V otvorech pro šrouby jsou vytvořeny pruty kruhového průměru 20 mm což je zhruba průměr jádra šroubu M 24x3. Tyto pruty jsou vytvořeny z bodu do bodu přičemž jednotlivé body jsou upevněny k objemovému modelu vazbou „Rigid Connectoin“.

Z první analýzy vyplývá že špičky napětí 169,6 jsou ve víku nádoby. Síly vypočtené ve šroubech 47,7 kN se plně shodují s analytickými výpočty. Rovněž napětí 151 MPa odpovídá analytickému výpočtu. Poněvadž byl materiál šroubů zvolen 8.8 (dřívější 8E), který má dovolené napětí 240 MPa, lze zatím konstatovat, že zvolené šrouby jsou v pořádku. I když vypadají předdimenzované, není zde uvažováno napětí ve smyku při utahování.



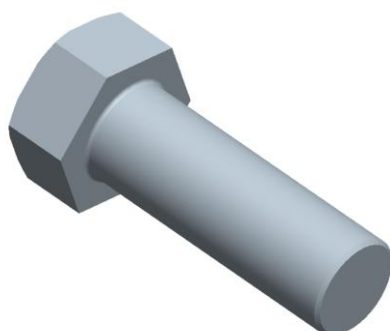
Obr. 8.1.2-4 Detail úprav



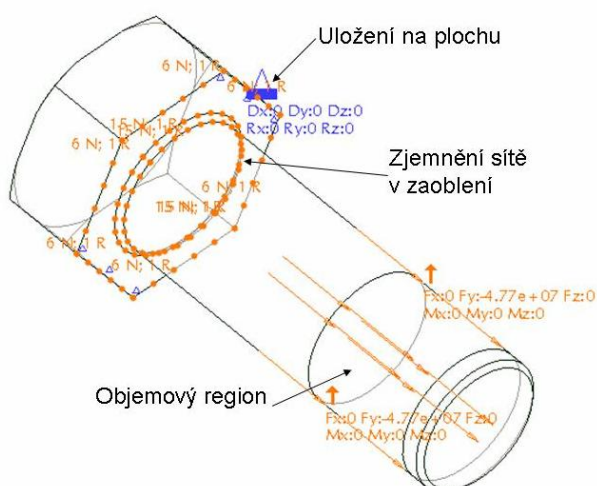
Obr. 8.1.2-5 Rozložení napětí

8.1.3. Kontrola šroubů

V předchozí kapitole byla pomocí prvků typu „Beam“ vypočtena zatěžovací síla na jednotlivé šrouby. Pro pevnostní kontrolu existuje velmi podrobná metodika výpočtu. Pokud je ale potřeba analytický výpočet konfrontovat s analýzou na konkrétním modelu, je potřeba upozornit na určitá úskalí správné interpretace výsledků.

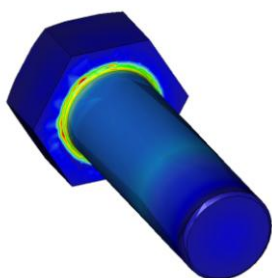


Obr. 8.1.3 -1 Model šroubu

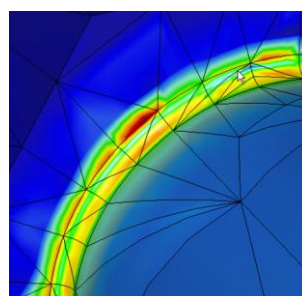


Obr. 8.1.3- 2 Výpočtový model

Na obrázku 8.1.3-1 je zobrazen jednoduchý model šroubu. Na následujícím obrázku 8.1.3-2 je vysvětlen způsob tvorby výpočtového modelu. Uložení je provedeno na celou plochu hlavy šroubu. Aby bylo dosaženo co nejlepších výsledků hlavně v oblasti zaoblení je provedeno rozdělení tečných křivek. Výsledky analýzy jsou zobrazeny na obrázcích 8.1.3-3 a 8.1.3-4.



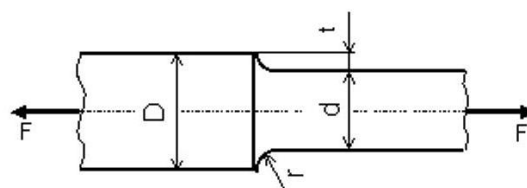
8.1.3-3 Výsledky analýzy šroubu



8.1.3-4 Špičky napětí

Z obrázků je patrné, že v oblasti zaoblení se koncentruje napětí. Tato koncentrace ale přesahuje značně napětí, které lze analyticky vypočítat. Hodnota tvarového součinitele lze vypočítat podle následujícího vztahu:

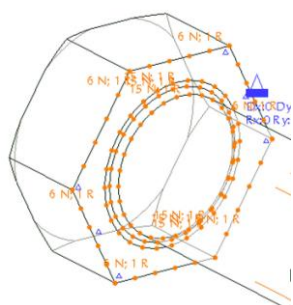
$$\alpha_{\sigma} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 7 \cdot \frac{r}{d} \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2}}$$



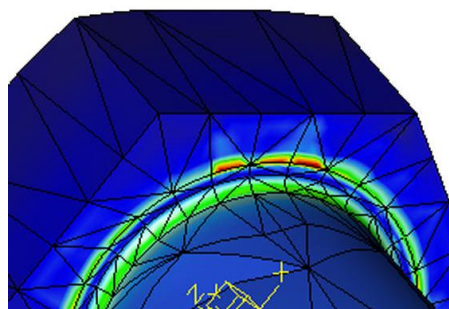
8.1.3-5 Schéma vrubu

Pro šroub M 24 má tvarový součinitel hodnotu 2,53. Jestliže napětí na povrchu hladké části šroubu je vypočtená 105,5 MPa, neměla by špička napětí přesáhnout 267,3 MPa. Ale špička napětí vypočtená modulem STRUCTURE vykazuje hodnotu 5x větší. Důvod je patrný z obrázku 8.1.3-4, největší špičky napětí jsou na hranici elementů tečné křivky, která je vlastně přechod mezi poloměrem a rovinnou plochou. Problém vzniká tím že tato křivka je rovněž hranicí pro plochu, která je vetnutá.

Proto je provedena úprava, na ploše hlavy šroubu je vytvořen plošný region, který hranici vetknutí posune od přechodové křivky. Obrázek 8.1.3-6.



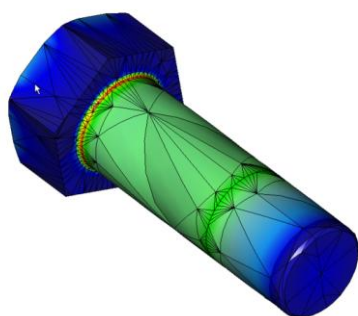
Obr. 8.1.3-6 Úprava vetnutí



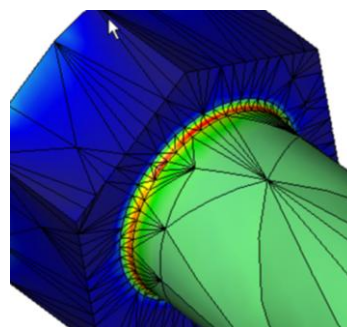
Obr. 8.1.3-7 Posunutí špiček napětí

Z obrázku 8.1.3-7 je patrné jakým způsobem se posunuly špičky napětí. Jsou opět na hraniční kružnice vetknuté plochy. Přičemž napětí v zaoblení je cca 3x větší, což se sice přibližuje tvarovému součiniteli, ale chyba výpočtu ve srovnání a analytickým výpočtem je velká. Je to způsobeno tím, že ve skutečnosti plocha hlavy šroubu, která je ve výpočtovém modelu vetknutá má určitou podajnost.

Vzhledem k tomu, že systém vyžaduje pro výpočet dostatečné uložení, je vetknutí přesunuto na vnější plochu hlavy šroubu, i když se toto uložení zdá nelogické, umožní uvolnění namáhané plochy hlavy šroubu. Na následujících obrázcích je zřejmý rozdíl výsledných napětí. Obrázky 8.1.3-8, 8.1.3-9.



Obr. 8.1.3-8 Výsledné napětí



Obr. 8.1.3-9 Detail zaoblení

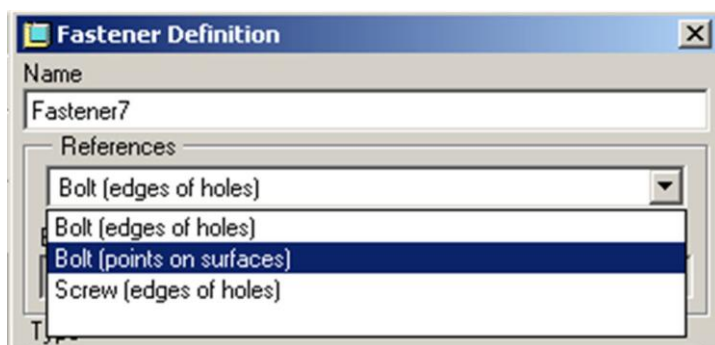
Výsledná špička napětí je 273,6 MPa, což je asi o 5 MPa více než bylo spočteno analyticky. Lze tedy konstatovat, že takto definovaný výpočtový model funguje správně.

8.1.4. Simulace šroubového spoje v sestavě

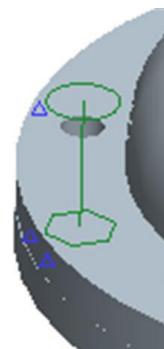
Další možností, jakým způsobem analyzovat sestavu, která obsahuje šroubové spoje, je použití typu spojení „Fastener“. Tento nástroj umožňuje vytvářet šroubové spoje mezi součástmi v sestavě. Pro použití tohoto nástroje platí následující podmínky:

- 1) Šroubové spoje lze simulovat pouze v sestavách.
- 2) Pomocí šroubů lze spojovat pouze dvě součásti, díry v obou součástech musí být průchozí.
- 3) Mezi styčnými plochami šroubového spoje musí být vůle a musí být vytvořen kontaktní region.
- 4) Délka šroubů nesmí být nulová. Pokud budou analyzovány skořepiny, musí být zajištěna mezera mezi středními plochami.
- 5) Otvory pro šrouby musí být přímé, kruhové a kolmé, plochy musí být rovinné.
- 6) Spojované součásti musí být zajištěny vazbami tak aby nemohlo dojít k protočení součástí.

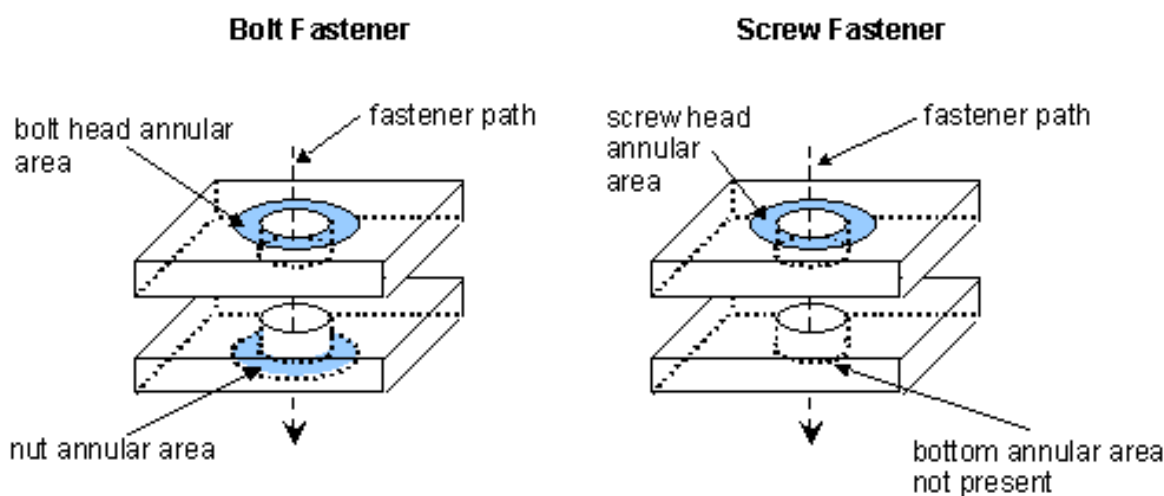
Tento nástroj umožňuje dva typy šroubového spojení, které jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



Obr. 8.1.4-1 Panel zadání šroubového spoje



Obr. 8.1.4-2 Šroubový spoj



Obr. 8.1.4-3 Rozdíly mezi typy šroubových spojů

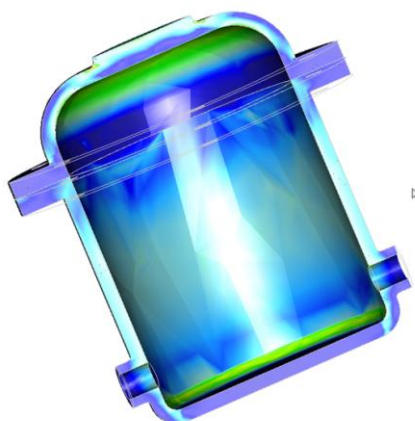
Z obrázku 8.1.4-3 je patrný rozdíl mezi typy šroubových spojů:

„**Bolt Fastener**“ představuje šroubové spojení šroub- matice, a lze jej zadat jako:

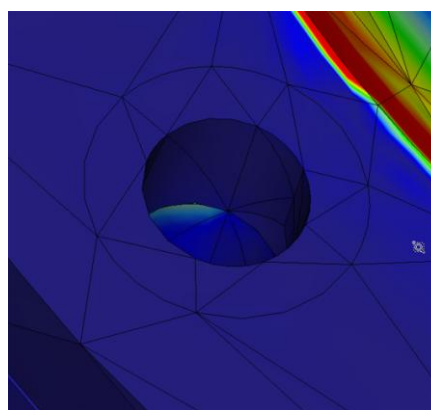
- Vnější hrany otvorů , přičemž první vybraná hrana je uvažována jako hlava šroubu a druhá vybraná hrana jako matice, jako průměr šroubu je nabízen průměr díry a materiál je nabízen podle spojovaných součástí.
- Body na plochách, první vybraný bod je hlava šroubu a druhý je matice. Jelikož není vybrán otvor, je nutno zadat průměr šroubu.

„**Screw Fastener**“ představuje šroubové spojení šroub- otvor ze závitem, a lze jej zadat jako hrany otvorů , přičemž první vybraná hrana je uvažována jako hlava šroubu a druhá vybraná hrana určuje závitovou díru, jako průměr šroubu je nabízen průměr díry a materiál je nabízen podle spojovaných součástí.

Z obrázku je patrné že STRUCTURE vytvoří na plochách styku hlav šroubů a matic plošné regiony.



Obr. 8.1.4-4 Průběhy napětí



Obr. 8.1.4-5 Detail hlavy šroubu

Na obrázcích 8.1.4-4 a 8.1.4-5 jsou zobrazeny průběhy napětí v tlakové nádobě a napětí pod hlavou šroubu. Na následujících obrázcích jsou uvedeny výpisy deformací a napětí pro tlakovou nádobu, jejíž části jsou spojené pruty (obr. 8.1.4-6) a ve druhém 8.1.4-7 pomocí šroubových spojů.

```
max_disp_mag: 1.803707e-01
max_disp_x: -2.975750e-02
max_disp_y: 1.803667e-01
max_disp_z: 3.364947e-02
max_prin_mag: -2.171709e+05
max_rot_mag: 1.009184e-06
max_rot_x: -6.296957e-07
max_rot_y: 1.983886e-08
max_rot_z: -9.501903e-07
max_stress_prin: 1.853455e+05
max_stress_vm: 1.695660e+05
```

Obr. 8.1.4 -6 Pruty

```
max_disp_mag: 1.793664e-01
max_disp_x: 3.003406e-02
max_disp_y: 1.793663e-01
max_disp_z: -3.279492e-02
max_prin_mag: 1.866650e+05
max_rot_mag: 1.274905e-05
max_rot_x: -1.133380e-05
max_rot_y: -1.005787e-06
max_rot_z: 1.114755e-05
max_stress_prin: 1.866650e+05
max_stress_vm: 1.634761e+05
```

Obr. 8.1.4-7 Šroubové spoje

Z výsledných hodnot je patrné že chování tlakové nádoby je v obou případech stejné. Jediný rozdíl je v tom, že při použití nelze odečíst sílu ve šroubu. U prutů (Beam) toto lze.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Pravidla konstrukce šroubového spoje**
- Vlivy modelu šroubového spoje**
- Náhrada šroubového spoje pruty**
- Tvarový součinitel**
- Simulace šroubového spoje**



Kontrolní otázka

- 1) Jaký je doporučený způsob namáhání šroubu?
- 2) Co ovlivňuje velikost napětí při analýze šroubu?



Úkol k řešení

Vytvořte model sestavy tlakové nádoby podle výkresu (**Příloha 8**). Definujte výpočtový model a proveďte potřebné analýzy podle výše uvedených návodů.

8.2. Analýzy uložení ve valivých ložiskách

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na tvorbu a analýzy uložení rotačních součástí ve valivých ložiscích. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – typy modelů uložení, – analýza typů modelů uložení, – příprava modelu pro možnost naklopení ložisek, – analýzy upravených modelů uložení. <p>Po zvládnutí této látky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – vytvořit výpočtový model hřídelů a simulovat jejich uložení, – uplatnit předvedený postup i na jiné rotační součásti. 	Cíl kapitoly
Uložení součástí, matice tuhosti, orientace materiálu.	Klíčová slova



Čas ke studiu: 80 minut



VÝKLAD

Mezi velmi často používané strojní uzly patří i různé typy uložení rotačních součástí. Uložení rotačních součástí je realizováno pomocí různých typů ložisek, kluzných nebo valivých. Tyto uzly slouží především pro přenos kroutících momentů. Analýzy hřídelů a jiných rotačních součástí, které přenášejí pouze kroutící moment lze provádět pouze na modelu jedné součásti, není nutno analýzy aplikovat na sestavu. V případě, že tyto rotační části jsou namáhány kombinovaným zatížením je potřeba analýzy aplikovat na sestavu celého uzlu.

8.2.1. Typy modelů uložení

Aby bylo možno vytvořit vhodný výpočtový model, na kterém by bylo možno simulovat chování uložení rotačních součástí, je nutno provést rozbor možných případů modelů, které mají představovat valivá ložiska. Tento rozbor je proveden na příkladu běžného kuličkového ložiska. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny modely představující kuličkové ložisko.

Na obrázku 8.2.1-1 je zobrazen nejjednodušší model ložiska, tvořený pouze kroužkem, jehož rozměry jsou dány přípojovacími rozměry ložiska. Tento model je tvořen jednou součástí. Na následujícím obrázku 8.2.1-2 je model sestavy ložiska, které je tvořeno vnějším a vnitřním kroužkem a dále

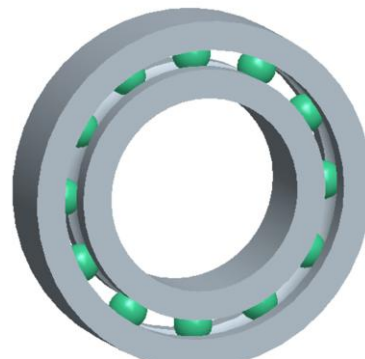
vnitřním prstencem, který zde nahrazuje věneček kuliček. Poslední model ložiska, obrázek 8.2.1-3, představuje skoro věrný obraz skutečného ložiska. Tyto jednotlivé modely ložisek jsou použity pro vytvoření jednoduchých typů uzlů uložení hřídele.



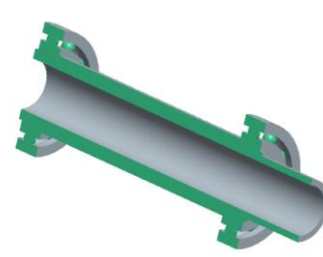
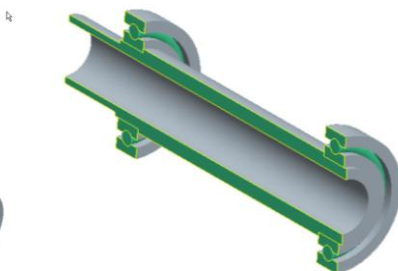
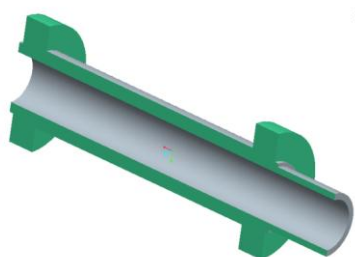
Obr. 8.2.1-1 Kroužek



Obr. 8.2.1-2 Vnitřní prsteneček



Obr. 8.2.1-3 Kuličky



Obr. 8.2.1-4 Typy modelů uložení

Aby bylo možno posoudit vhodnost jednotlivých typů modelů pro analýzy je nejdříve nutno provést vysítování jednotlivých modelů, aby se předešlo problémům ve výpočtu.

8.2.2. Analýza typů modelů uložení

Aby bylo možno posoudit vhodnost jednotlivých typů modelů pro analýzy je nejdříve nutno provést vysítování jednotlivých modelů, aby se předešlo problémům ve výpočtu. Na následujících obrázcích 8.2.2-1 až 3 jsou zobrazeny výpisy počtu elementů pro jednotlivé typy modelů uložení hřídele. I když se počet prvků od sebe značně liší, automatický generátor neměl problém z vygenerováním sítě ani v jednom případě.

AutoGEM Summary	
Entities Created:	
Beam:	0
Tri:	0
Quad:	0
Tetra:	1169
Wedge:	0
Brick:	0

Obr. 8.2.2-1 Uložení kroužkem

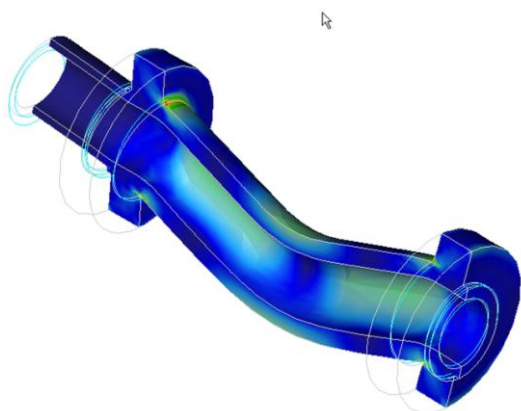
AutoGEM Summary	
Entities Created:	
Beam:	0
Tri:	0
Quad:	0
Tetra:	3180
Wedge:	0
Brick:	0

Obr. 8.2.2-2 Uložení vnitřním prstencem

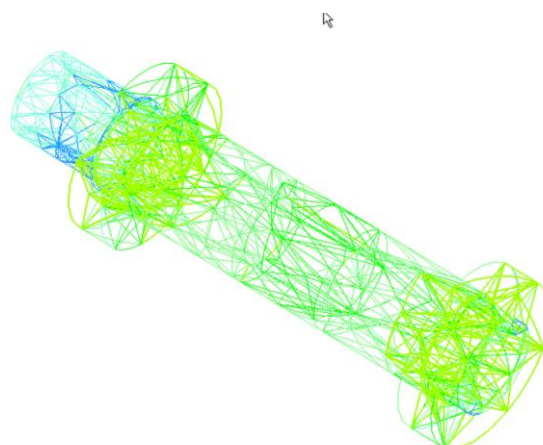
AutoGEM Summary	
Entities Created:	
Beam:	0
Tri:	0
Quad:	0
Tetra:	2805
Wedge:	0
Brick:	0

Obr. 8.2.2-3 Uložení pomocí kuliček

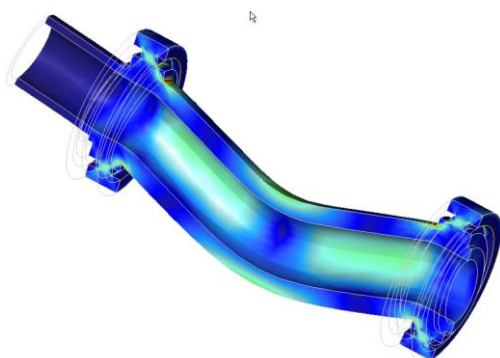
Všechny tři modely uložení byly tedy podrobeny pevnostní analýze a výsledku analýz jsou na následujících obrázcích.



Obr. 8.2.2-4 Analýza uložení kroužkem



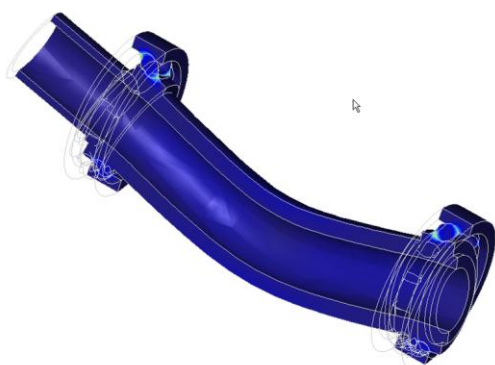
Obr. 8.2.2-5 Konvergence výpočtu při uložení kroužkem



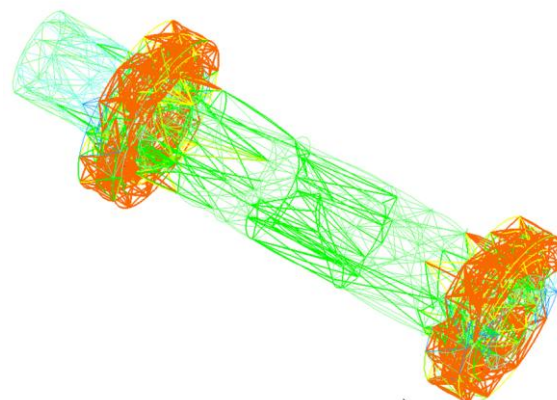
Obr. 8.2.2-6 Analýza uložení prstencem



Obr. 8.2.2-7 Konvergence výpočtu při uložení prstencem



Obr. 8.2.2-8 Analýza uložení kuličkami



Obr. 8.2.2-9 Konvergence výpočtu při uložení kuličkami

Z obrázku je patrné, že v prvních dvou případech proběhla analýza korektně, výsledky napětí a deformací jsou shodné napětí 44,5 MPa a deformace 0,013 mm. Analýza třetího způsobu uložení neproběhla v pořádku. Jak je vidět z obrázku 8.2.2-9, oblast sítě v ložiskách je vybarvena červeně, což znamená, že výpočty v těchto prvcích probíhaly při 9. stupni polynomu básových funkcí. Výpočet

nedosáhl požadované konvergence, Špičky napětí dosahují cca 50násobku vypočtených hodnot než v předchozích dvou případech. Tento model bude z dalšího postupu vyloučen.

8.2.3. Příprava modelu pro možnost naklonění ložisek

Takto vytvořené modely, při vetknutí vnějších kroužků, sice vykazují výsledky, ale některé typy ložisek umožňují určité mírné naklonění. Aby bylo možno toto naklonění realizovat je nutno upravit model uložení. Jednou z možností je použití materiálu s různou tuhostí v jednotlivých osách.

Pro/MECHANIKA umožňuje definování tří typů materiálů z hlediska matice tuhosti:

Izotropní materiál... 2 nezávislé prvky matice tuhosti, stejné elastické vlastnosti ve všech směrech.

Ortotropní materiál... 3 roviny symetrie materiálových vlastností, 9 nezávislých prvků matice tuhosti.

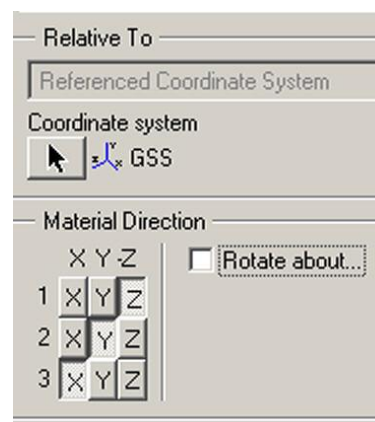
Příčně (transverzálně) izotropní materiál... 3 roviny symetrie materiálových vlastností, v jedné z rovin se chová jako izotropní, 5 nezávislých prvků matice tuhosti

Obr. 8.2.3-1 definice ortotropního materiálu

Pro výpočetní model bude použit ortotropní materiál, který bude mít v jedné ose sníženou tuhost. Na obrázku 8.2.3-1 je zobrazen panel, pomocí něž je definován materiál, který do jisté míry umožní naklonění ložiska. Definice ortotropního materiálu vychází z matice tuhosti, která je zobrazena na následujícím obrázku. 8.2.3-2.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\nu_{12} & -\nu_{13} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{21} & \frac{1}{E_2} & -\nu_{23} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{31} & -\nu_{32} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{21}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{32}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix}$$

Obr. 8.2.3-2 Matice tuhosti

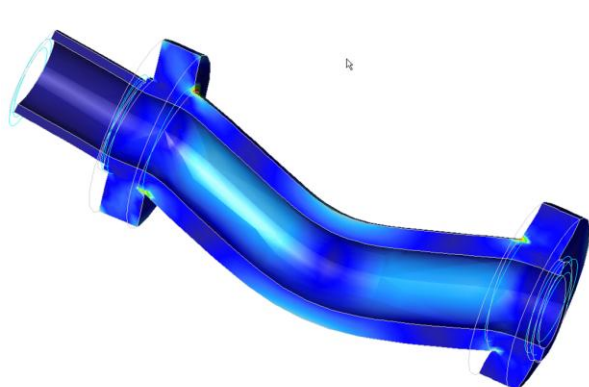


Obr.8.2.3- 3 Orientace materiálu

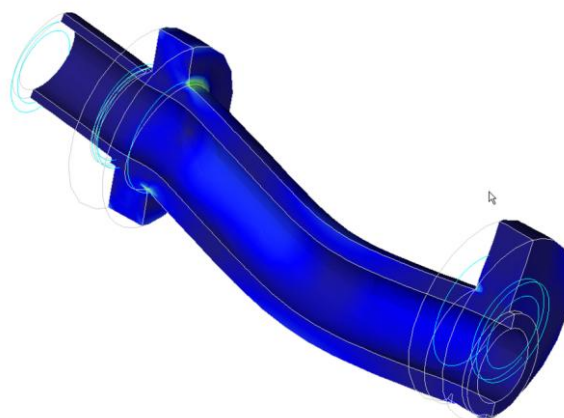
Jednotlivým osám jsou přiřazeny hodnoty E, G, ν . Aby bylo možno správně definovat tuhosti jednotlivým osám je potřeba zorientovat materiál.. toto lze provést pomocí funkce „*Properties, Material Orientations*“. Jelikož pro výpočet budou použity pouze modely sestav s uložením pomocí kroužků a pomocí podsestavy ložiska s prstencem, jsou upraveny pouze tyto dvě sestavy uložení.

8.2.4. Analýzy upravených modelů uložení

Pro takto upravené modely byly podrobeny analýze a výsledky jsou patrné z následujících obrázků.

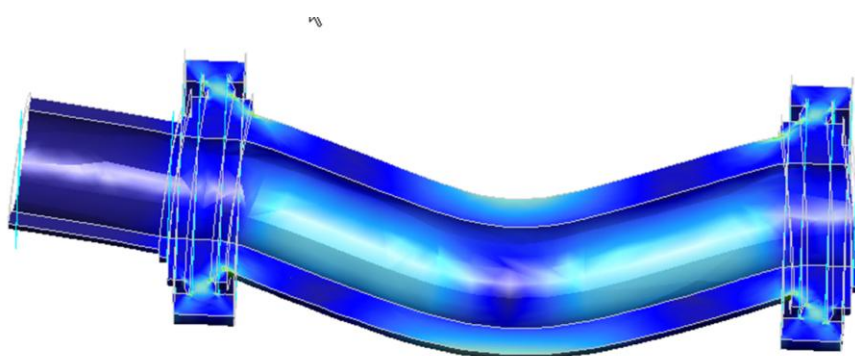


Obr. 8.2.4-1 Průběh napětí a deformace hřídele (tuhost v jedné ose snížena cca 10x)

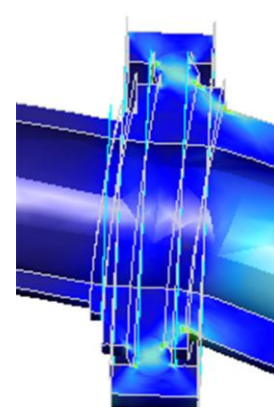


Obr. 8.2.4-2 Průběh napětí a deformace hřídele (tuhost v jedné ose snížena cca 100x)

Poněvadž je velmi složité jak určit snížení tuhosti v jedné ose je potřeba provést několik analýz aby bylo dosaženo výsledků které by mohly odpovídat skutečnému chování uložení. Na obrázku 8.2.4-1 je zobrazeno chování uložení jestliže byla tuhost ve vybrané ose snížena cca 10x. I když dochází k určitému natočení vnitřního průměru kroužku ložiska, dá se předpokládat, že ve skutečnosti bude toto natočení větší. Proto byla tuhost snížena ještě 10x, Výpočet, i když konverguje vykazuje nesmysl, (jak je zřejmé z obrázku 8.2.4-2), proto tento model pro simulaci možného naklopení ložisek bude nevhodný.



8.2.4-3 Deformace hřídele uloženého v ložisku tvořeného prstencem



8.2.4-4 detail natočení ložiska

Na obrázku 8.2.4-3 je zobrazen průhyb hřídele. Z tohoto obrázku je patrné, že dochází k naklopení ložiska. Tuhost materiálu kroužku v ose naklopení je snížena cca 100násobně. Lze tedy konstatovat,

že tato osa je dostatečně uvolněna a tedy chování modelu uložení hřídele se velmi přibližuje skutečnému uložení.

V této kapitole byly nastíněny možnosti uložení rotačních součástí v ložiskách. Tato problematika je náročná, poněvadž existuje několik typů valivých ložisek a každé má jiné vlastnosti. Proto je nutno při jejich použití brát toto v úvahu při tvorbě výpočtových modelů uložení. Tato kapitola tedy slouží jako návod pro jednu z možností simulace chování uložení valivými ložisky.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Typy uložení rotačních součástí

Typy modelů ložisek

Matice tuhosti

Orientace materiálu

Isotropní materiál

Ortotropní materiál

Příčně (transverzálně) izotropní materiál



Kontrolní otázka

- 1) Který typ materiálu bude použit pro simulaci naklopení kroužku ložiska?
- 2) K čemu slouží funkce „*Material Orientations*“ ?



Úkol k řešení

Vytvořte model sestavy uložení hřídele podle výkresu (**Příloha 9**). Definujte výpočtový model a proveďte potřebné analýzy podle výše uvedených návodů.

9. TVAROVÁ A ROZMĚROVÁ OPTIMALIZACE

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

<p>Obsahem tohoto přednáškového bloku je seznámit posluchače s nástroji tvarové a rozměrové optimalizace Tento blok je tedy rozdělen do následujících okruhů:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tvarová a rozměrová optimalizace v konstrukčním procesu, – příprava modelu pro optimalizaci, – průběh a vyhodnocení optimalizace. <p>Po jeho prostudování budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – optimalizovat tvar a rozměry analyzované součásti podle zvolených kritérií. – posoudit citlivost zvolených optimalizačních parametrů na požadované vlastnosti součásti. – využít výsledků optimalizace pro úpravu navržené součásti. 	<p>Cíle přednáškového bloku</p>
<p><i>Optimalizovaný systém, cílová funkce, limitující podmínka, optimalizační parametry.</i></p>	<p>Klíčová slova</p>



Čas ke studiu: 6 hodin

Teorie optimalizace je matematickou disciplínou, která se zabývá určováním minimálních a maximálních funkcí, při určitých omezujících podmínkách, tj. řešením optimalizačních úloh.

Z hlediska charakteru optimalizačních úloh lze provést rozdělení úloh optimalizace na:

- 1) Úlohy statické optimalizace, pokud kritérium optimality, tj. cílová funkce je funkcí reálných proměnných. Tyto úlohy lze dále rozdělit na:
 - statickou optimalizaci funkce jedné proměnné,
 - statickou optimalizaci funkcí více proměnných.
- 2) Úlohy dynamické optimalizace, pokud účelová funkce má tvar reálného funkcionálu, u kterého nezávislé proměnné jsou reálné funkce, reálné proměnné, nejčastěji funkcí času.

Metody jimiž se provádí řešení optimalizačních úloh je možno rozdělit takto:

- 1) Analytické metody... využívají výsledků klasických i neklasických metod diferenciálního a variačního počtu.
- 2) Numerické metody... využívají každou předcházející informaci v iteračním procesu ke zlepšení řešení, přičemž se pracuje s konkrétními numerickými hodnotami.
- 3) Grafické metody... jsou založeny na grafickém zobrazení dané optimalizační úlohy a na její grafické analýze.
- 4) Experimentální metody... experimentuje se přímo s reálnými objekty, přičemž výsledky předcházejícího experimentu jsou využívány k plánování následujícího experimentu, což umožňuje dosáhnout zlepšení řešení.

V následujících kapitolách se seznámíte s možnostmi tvarové a rozměrové optimalizace pomocí CAD systému Pro/ENGINEER.

9.1. Tvarová a rozměrová optimalizace v konstrukčním procesu

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen na základní teorii tvarové a rozměrové optimalizace strojních součástí. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – klasifikace tvarové a rozměrové optimalizace, – specifikace optimalizačních kritérií, – příklady definice optimalizovaného systému. <p>Po prostudování budete schopni porozumět výkladu a terminologii dalších kapitol.</p>	Cíl kapitoly
<p><i>Optimalizovaný systém, cílová funkce, limitující podmínka, optimalizační parametry, Citlivostní studie, lokální citlivost, globální citlivost, iterace optimalizačního procesu, výběr optimální varianty.</i></p>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 60 minut



VÝKLAD

Konstrukční proces vývoje nového technického objektu představuje mimo jiné i následující činnosti:

- tvarování jednotlivých součástí,
- dimenzování součástí z hlediska pevnosti a dynamických vlastností,
- rozložení hmot,
- určování materiálů,
- určení typu ložisek,
- ...

Tato etapa je charakterizována rutinními a časově náročnými činnostmi. Aby bylo možno docílit nejvhodnějších rozměrů a tvaru jednotlivých součástí, je vhodné použít některou z metod tvarové a rozměrové optimalizace.

9.1.1. Klasifikace tvarové a rozměrové optimalizace

Účelem tvarové a rozměrové optimalizace je nalezení nejvhodnějšího tvaru a rozměrů součástí, vzhledem k její předpokládané funkci z hlediska minimalizace hmotnosti a při zachování dostatečné tuhosti. Optimalizační parametry pak jsou:

- geometrické ... délky, úhly,
- hmotnostní ... hmotnost, těžiště, momenty setrvačnosti,
- materiálové ... modul pružnosti, konstanta tuhosti, dovolené namáhání, aj.

Vzhledem k tomu, že výše uvedená kritéria nejsou závislá na čase jedná se o statickou optimalizaci více proměnných.

Některé z optimalizačních proměnných se mohou měnit spojitě v určitém rozsahu, jiné mohou nabývat pouze diskretních hodnot. Poněvadž se předpokládá, pro použití analytických metod, spojitost cílové funkce i její parciální derivace, je velmi obtížné aplikovat při tvarové a rozměrové optimalizaci tradiční analytické metody.

Proto se pro tvarovou a rozměrovou optimalizaci aplikují numerické metody. Tyto metody můžeme dále dělit podle několika kritérií:

1) Podle počtu optimalizačních proměnných:
metoda řešící optimalizační úlohu jedné proměnné,
metoda řešící optimalizační úlohu několika proměnných.

2) Podle strategie optimalizace:
pasivní metody... u nichž je předem určeno, ve kterých bodech s bude počítat cílová funkce,
postupné metody... po vyhodnocení výsledků získaných výpočtem cílové funkce v jednom nebo v několika bodech, je rozhodnuto o tom, ve kterých dalších bodech se bude počítat cílová funkce.

3) Podle optimalizačních postupů:
metody přímé... které využívají pouze výpočtu funkčních hodnot cílové funkce (metody nultého řádu),
metody gradientní... které vyžadují výpočet parciálních derivací cílové funkce nebo vedlejších podmínek podle optimalizačních proměnných.

4) Podle způsobu generování jednotlivých bodů v nichž bude prováděn výpočet:
metody deterministické... algoritmus metody v každém okamžiku jednoznačně určuje, ve kterém dalším bodě bude výpočet pokračovat,
metody stochastické... body, ve kterých se počítá cílová funkce, jsou generovány náhodně.

5) Další hledisko provádí rozdělení na:
optimalizační metody bez limitujících podmínek,
optimalizační metody s limitujícími podmínkami:
definovanými rovnicemi,
definovanými nerovnostmi.

Tyto metody s limitujícími podmínkami nejsou tak efektivní, poněvadž kromě hlavního cíle - vyhledávání extrému cílové funkce, je nutno zabezpečit taky splnění vedlejších podmínek. Proto se velmi často používají metody penalizačních a bariérových funkcí, které převádějí optimalizační úlohy s vedlejšími podmínkami na úlohy bez vedlejších podmínek.

9.1.2. Specifikace optimalizačních kritérií

Základními požadavky na vývoj nového technického objektu (TO) lze specifikovat takto:

- maximální spolehlivost z hlediska všeobecně platných zákonů a vyhlášek,
- přijatelná tržní cena, za kterou je možno TO prodávat,
- energetické náklady na provoz TO,
- náklady na údržbu TO,
- užité vlastnosti, a pod.

Z hlediska technického lze tyto kritéria charakterizovat těmito požadavky:

- dosažení minimální hmotnosti,
- dosažení tuhosti v přípustných hodnotách,
- výběr vhodných materiálů,

- volba technologie výroby,
- a pod.

Z uvedeného výčtu je zřejmé, že tato kritéria jsou velmi protichůdná, a proto veškeré metody optimalizace navržené konstrukce budou vždy určitým kompromisem mezi požadovanými vlastnostmi optimalizovaného systému a reálnými možnostmi jeho konstrukce.

Z těchto požadavků lze specifikovat cílovou funkci, která je předmětem optimalizace. Výše uvedené požadavky lze matematicky popsat takto:

- **hmotnost ...** $m = V \cdot \rho$

kde pro obecné těleso v třírozměrném euklidovském prostoru je objem „V“ definován obecně funkcí... $V = f(x, y, z)$,

- **napětí ... pro zatížení v tahu a tlaku ...** $\sigma_t = \frac{F}{S}$,

kde F je zatížení a $S = f(x, y)$,

... **pro zatížení ohybem ...** $\sigma_o = \frac{M_o}{w_o}$,

kde moment zatížení je dán funkcí $M_o = f(l, F)$ kdy l... je rozhodujícím délkovým rozměrem analyzované součásti, F... zatížení, a proměnná w_o je funkcí rozměrů charakterizující průřez součásti ... $w_o = f(x, y)$

... **pro zatížení krutem ...** $\tau_k = \frac{M_k}{w_k}$,

kde moment zatížení je dán funkcí $M_k = f(r, F)$ kdy r... je jedním z rozměrů analyzované součásti, nebo rozměr navazující součásti, F... zatížení, a proměnná $w_k = f(x, y)$ je funkcí rozměrů charakterizující průřez součásti,

... **pro smyková zatížení ...** $\tau_s = \frac{F}{S}$,

kde F je síla a $S = f(x, y)$,

- **deformace ... při zatížení v tahu nebo tlaku**

... **prodloužení** $\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot S}$,

kde l je délka tyče, S je kolmá plocha zatěžovaného průřezu k síle F a E je modul pružnosti materiálu, který je pro vybraný typ konstantou,

... **při zatížení ohybem ...** průhyb $Y = \frac{M \cdot l^2}{n \cdot E \cdot J}$,

kde n je konstanta, která v sobě zahrnuje typ zatížení a způsob uložení, moment průřezu $J = f(x, y)$,

... **při zatížení krutem ...** úhel zkroucení $\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k}$,

kde G je materiálová konstanta označovaná jako modul pružnosti ve smyku, moment průřezu $J_k = f(x, y)$.

Těmito vztahy lze definovat cílovou funkci i vedlejší podmínky. Poněvadž úkolem tvarové a rozměrové optimalizace je minimalizace hmotnosti při dodržení určitých hodnot dovolených napětí a deformací lze cílovou funkci definovat takto:

$$m = f(x, y, z, \rho) \quad \begin{array}{ll} x, y, z & \dots \text{ rozměry optimalizovaného objektu,} \\ \rho & \dots \text{ hustota použitého materiálu.} \end{array}$$

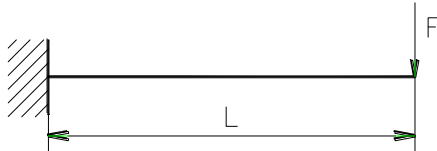
Dovolená napětí a deformace určují limitující podmínky ve tvaru nerovností

$$\begin{array}{ll} \sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{dov}} & \begin{array}{l} \sigma_{\max} \dots \text{ maximální hodnota napětí,} \\ \sigma_{\text{dov}} \dots \text{ maximální hodnota napětí,} \end{array} \\ \varphi_{\max} \leq \varphi_{\text{dov}} & \begin{array}{l} \varphi_{\max} \dots \text{ maximální hodnota deformace,} \\ \varphi_{\text{dov}} \dots \text{ dovolená hodnota deformace.} \end{array} \end{array}$$

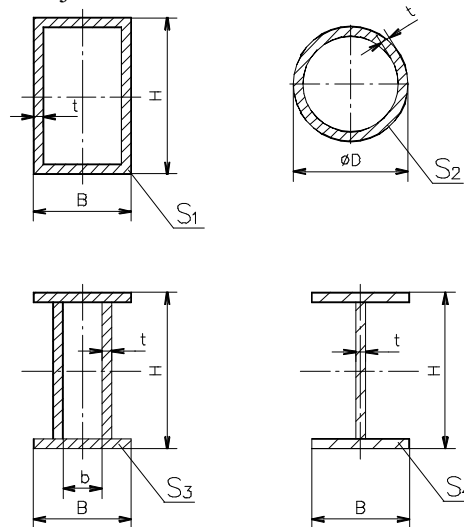
Z těchto vztahů vyplývá, že se jedná o řešení optimalizační úlohy cílové funkce **několika proměnných** s vedlejšími podmínkami ve tvaru **nerovností**.

9.1.3. Příklady definice optimalizovaného systému

Pro předběžný návrh průřezu n_p -tou částí je možno uvažovat několik možností. Na obrázku 9.1.3 - 2 jsou zobrazeny některé z možností průřezů. Pro jejich volbu je potřeba provést analýzu z hlediska plochy průřezu, průřezových modulů a maximálních vnějších rozměrů.



Obr. 9.1.3-1 Zadání nosníku



Obr. 9.1.3-2 Příklady průřezů nosníku

Pro vybrané průřezy platí:

$$S_1 = 2 \cdot (H \cdot t + B \cdot t - 2 \cdot t^2)$$

$$S_2 = \pi \cdot (D \cdot t - t^2)$$

$$S_3 = 2 \cdot (H \cdot t + B \cdot t - 2 \cdot t^2)$$

$$S_4 = H \cdot t + 2B \cdot t - 2 \cdot t^2$$

Na velikosti zvoleného průřezu je závislá hmotnost modelu. Další vlastnosti, které do značné míry ovlivňují návrh průřezu jsou moment setrvačnosti průřezu J a průřezový modul pro ohyb w_o . Pro výše uvedené návrhy můžeme definovat :

průřez S_2

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$d = D - 2 \cdot t$$

průřezy S_1 a S_3

$$J = \frac{1}{12} (B \cdot H^3 - bh^3)$$

$$b = B - 2 \cdot t, \quad h = H - 2 \cdot t$$

průřez S_4

$$J = \frac{1}{12} (B \cdot H^3 - (B-t)h^3) \quad w_o = \frac{J}{e}$$

e ... vzdálenost krajního vlákna průřezu od těžiště.

Optimalizovaný systém budou mít následující podobu:

Cílová funkce:	minimalizace hmotnosti,
Limitující podmínka :	průhyb nosníku nesmí přesáhnou určitou hodnotu.
Parametry optimalizace:	pro průřezy S_1 a S_3 , B , H , t , pro průřez S_2 , D , t , pro S_4 , B , H , b , t ,



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Tvarová a rozměrová optimalizace
Optimalizovaný systém
Cílová funkce
Okrajová podmínka
Optimalizační parametry



Kontrolní otázka

- 1) Co je účelem tvarové a rozměrové optimalizace?



Úkol k řešení

Vytvořte model ramene robotu podle výkresu (**Příloha 10**). Tento model budete dále připravovat k optimalizaci.

9.2. Příprava modelu pro optimalizaci

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen přípravu 3D modelu součásti k provedení tvarové a rozměrové optimalizace. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definice optimalizovaného systému, – citlivostní analýzy – lokální citlivost, – citlivostní studie – globální citlivost. <p>Po zvládnutí této látky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – posoudit vliv jednotlivých optimalizačních parametrů na cílovou funkci a limitující podmínku a na základě toho upravit model součásti pro potřeby rozměrové a tvarové optimalizace. 	Cíl kapitoly
<p><i>Citlivostní studie, lokální citlivost, globální citlivost.</i></p>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 150 minut



VÝKLAD

Modul Pro/MECHANIKA obsahuje nástroje pro aplikaci tvarové a rozměrové optimalizace. Proces tvarové a rozměrové optimalizace v principu představuje hledání optimálních tvarů rozměrů, je tedy založen na změnách rozměrů, jejichž cílem je dosažení optimálních parametrů součásti. Zásadním předpokladem pro provádění optimalizací je jednoznačnost definice modelu, jak po stránce rozměrové tak i tvarové. Díky tvrdé parametrizaci modelů vytvořených v Pro/ENGINEERu je tato podmínka splněna. Nicméně potřebné změny, které vedou k dosažení optimálního stavu mohou přinášet různé záležitosti, které mají za následek zhavarování procesu optimalizace.

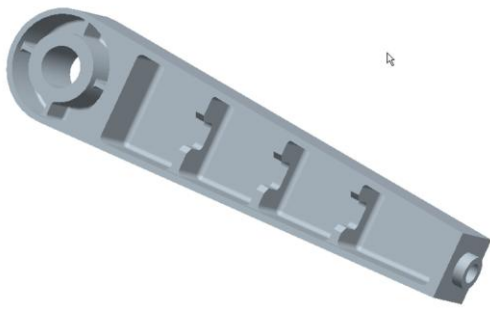
9.2.1. Definice optimalizovaného systému

Pro příklad optimalizace byl vybrán model ramene robotu (obr. 9.2.1-1). Pro optimální funkci ramene je důležitá jeho hmotnost a tuhost. Pak je možno definovat:

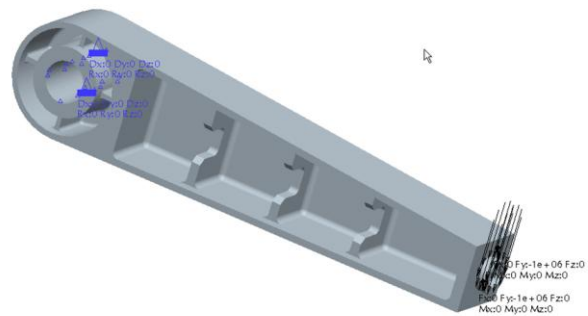
Cílová funkce: minimální hmotnost

Limitující podmínka: zachování tuhosti.

Aby bylo možno definovat limitující podmínku, tedy požadovanou tuhost, je nutno provést analýzu ramene, a na jejím základě provést konstrukční úpravy k dosažení požadované tuhosti. Pro tuhost ramene je charakteristickou veličinou její maximální deformace.



Obr. 9.2.1-1 Model ramene



Obr. 9.2.1-2 Výpočtový model ramene

Na obrázku 9.2.1-2 je zobrazen výpočtový model ramene. Rameno je vetknuto v otvoru a zatíženo silou na konci, na vnější plochu válcové části.

Vstupní hodnoty pro analýzy ramene jsou následující:

Materiál... hliníková slitina AL 2014 (knihovna Pro/MECHANIKA)

Zatížení ... 700 N

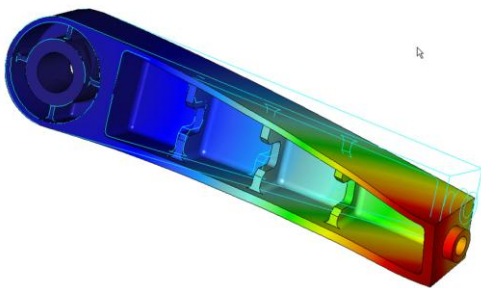
Výsledky analýzy:

Maximální deformace: 0,30 mm

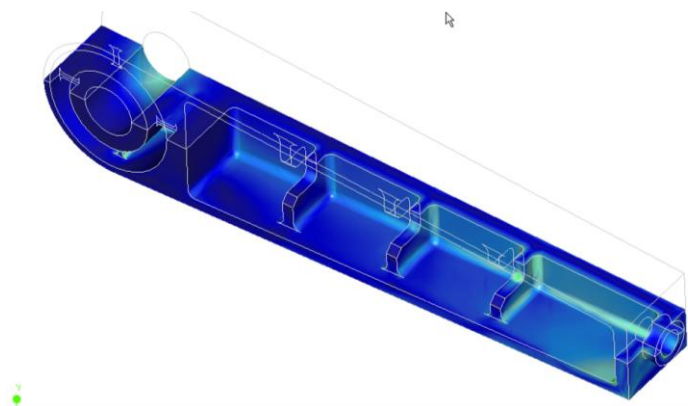
Napětí podle HMH: 32,9 MPa

Celková hmotnost: 2,78 kg

Způsob deformace a rozložení napětí je zobrazen na obrázku 9.2.1-3 a 9.2.1-4

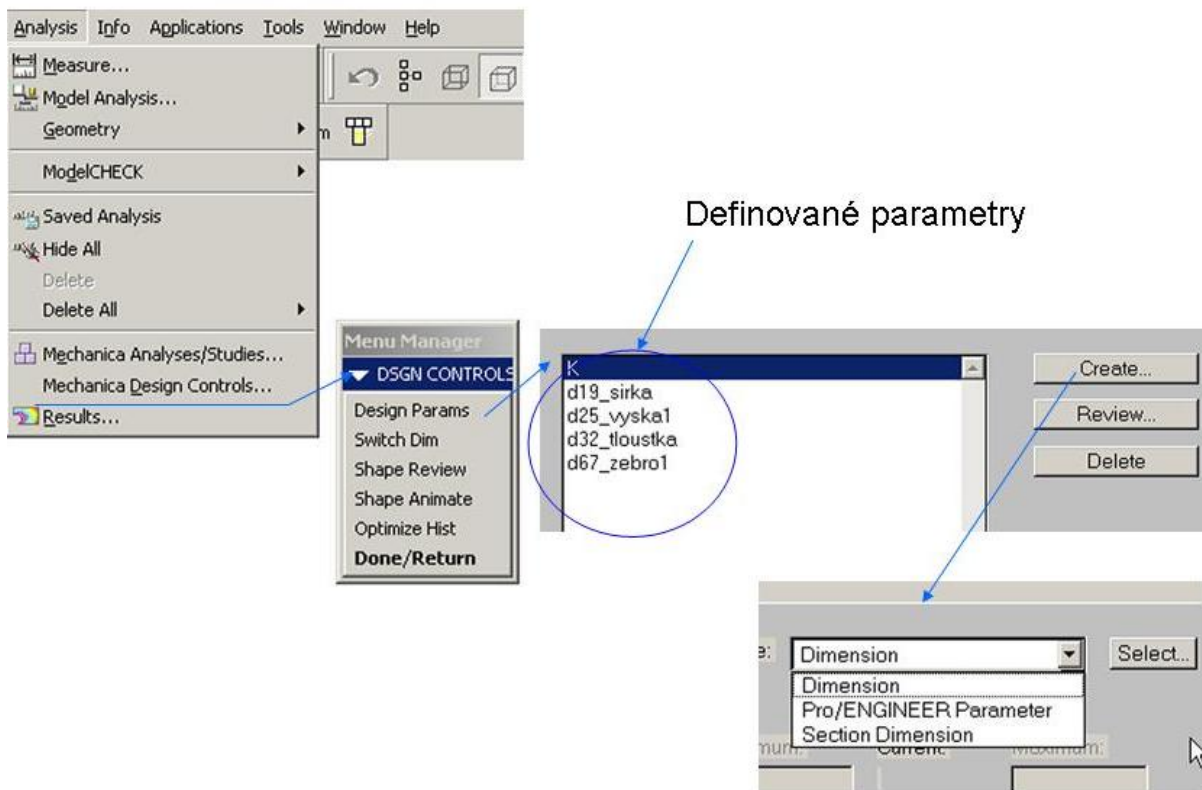


Obr. 9.2.1-3 Deformace ramene



Obr. 9.2.1-4 Rozložení napětí

Aby bylo možno provést optimalizaci je nutno definovat parametry optimalizace, tedy kóty a parametry, které se budou měnit.



Obr. 9.2.1-5 Způsob definice parametrů optimalizace

Na obrázku 9.2.1-5 je zobrazen postup definování optimalizačních parametrů. Pro pochopení metodiky provádění optimalizace bylo vybráno pouze 5 parametrů, které by mohly vést k úspěšnému řešení této optimalizační úlohy.

System umožňuje definovat jako optimalizační parametry:

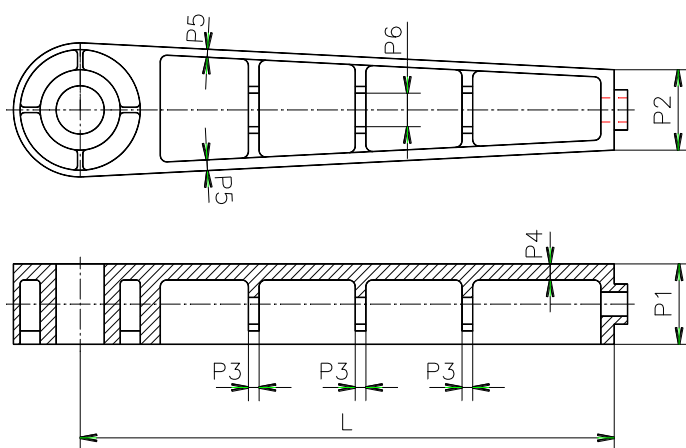
koty... „Dimension“

parametry... „Pro/ENGINEER Parameter“

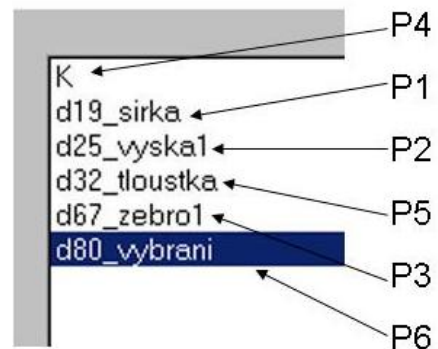
koty velikostí prutů... „SectionDimension“.

Pomocí tohoto nástroje byly definovány následující parametry, podle obrázku 9.2.1-6.

Na obrázku 9.2.1-7 je zobrazeno přiřazení jednotlivých kot parametrům.



Obr. 9.2.1-6 Vybrané parametry



Obr.9.2.1-7 Přiřazení parametrů

Poznámka:

Poněvadž tloušťka $P4$ je vytvořena jako odečtení objemu o určité hloubce je vytvořen parametr „ K “, který je roven rozdílu $P1$ a hloubky vybrání. Toto je definováno pomocí relací. Délka „ L “ není zařazena mezi parametry poněvadž je výchozí konstrukční veličinou ramene, která musí být zachována, vychází například z kinematického schématu apod.

Optimalizačních parametrů je možno definovat libovolné množství, důležité pro optimalizaci je vliv jednotlivých parametrů na cílovou funkci a okrajovou podmínku. Toto se zjišťuje pomocí citlivostních analýz.

9.2.2. Citlivostní analýzy – lokální citlivost

Definování optimalizačních parametrů neznamená pouze jejich výběr a tím přidání do optimalizovaného systému. Poněvadž proces optimalizace představuje změnu optimalizačních parametrů, je potřeba definovat i minimální a maximální hodnoty jednotlivých kritérií. V tomto rozmezí je potřeba, aby optimalizovaný model byl plně funkční, nedošlo k zhavarování optimalizace, a hlavně je důležité aby bylo dosaženo cíle optimalizace.

Rovněž počet optimalizačních kritérií značně ovlivňuje průběh a výsledky optimalizačního procesu. Modul Pro/MECHANIKA disponuje následujícími nástroji pro provádění citlivostních analýz optimalizačních parametrů:

- 1) **Lokální citlivost...** je proveden výpočet citlivosti optimalizované měrné veličiny na jednotlivé optimalizační parametry v bezprostředním okolí jejich aktuálních hodnot. V podstatě je provedena parciální derivace měrné veličiny optimalizovaným parametrem.

$$\lambda_i = \frac{\partial C(fD_1 \dots D_i \dots D_n)}{\partial D_i}$$

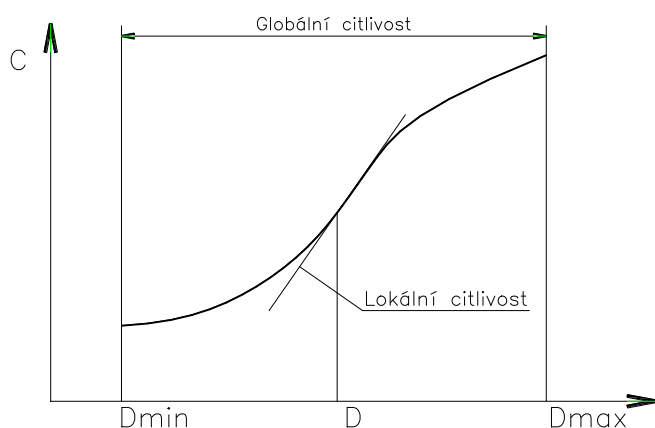
Výsledkem lokální citlivostní analýzy je tečna k průběhu závislosti „ C “ na „ D “ v aktuální hodnotě optimalizačního parametru D .

- 2) **Globální citlivost...** je proveden výpočet průběhu „ C “ v závislosti na „ D “ v celém rozmezí „ D_{min} “ ÷ „ D_{max} “. Tento typ analýzy dává přehled o průběhu měrných veličin a lze získat případná maxima nebo minima měrných hodnot a provést změnu nastavení hodnot optimalizačních parametrů.

Na obrázku 9.2.2 -1 je zobrazen princip citlivostních analýz.

Jestliže jsou nastaveny mezní hodnoty parametrů je možno provést lokální citlivostní studii, pomocí které se získá přehled o tom, jak ovlivňují definované parametry měrné veličiny, se kterých bude následně vytvořen optimalizovaný systém.

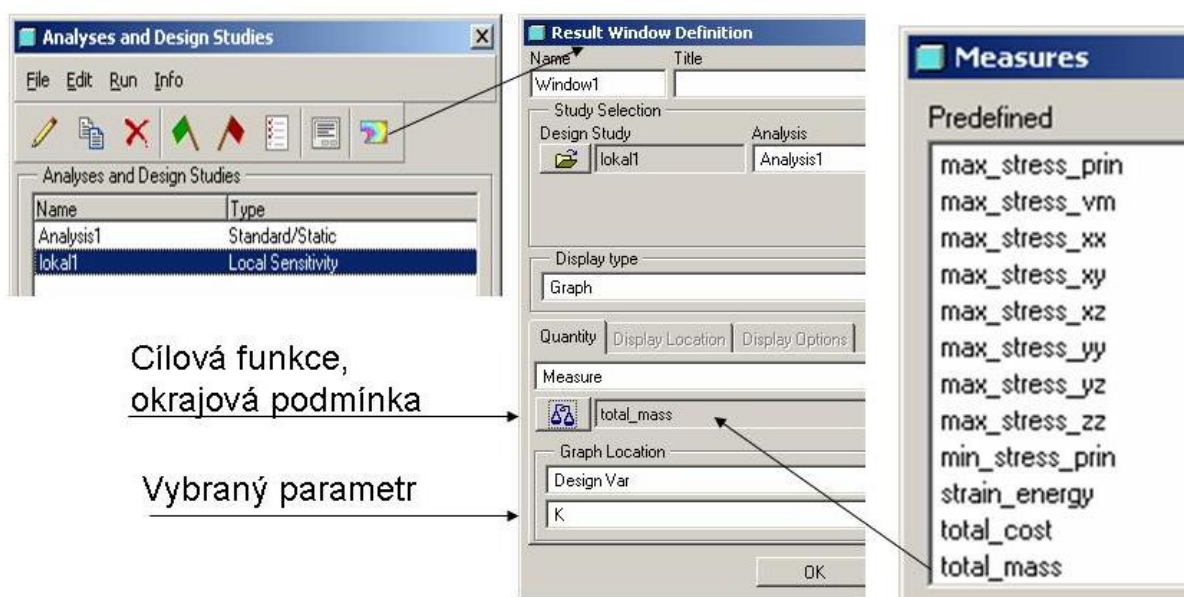
Výsledky citlivostní analýzy lze zobrazit grafy, všechny parametry lze zobrazit na jedné obrazovce, obrázek 9.2.2-4. Postup získání grafů jednotlivých citlivostí je patrný z obrázku 9.2.2-3



Obr. 9.2.2-1 Princip citlivostních analýz

Parameters:	Settings:
<input checked="" type="checkbox"/> d25_vyska1	60
<input checked="" type="checkbox"/> d19_sirka	60
<input checked="" type="checkbox"/> d32_tloustka	8
<input checked="" type="checkbox"/> d67_zebro1	8
<input checked="" type="checkbox"/> K	12
<input checked="" type="checkbox"/> d80_vybrani	25

Obr. 9.2.2-2 Nastavení lokální citlivosti



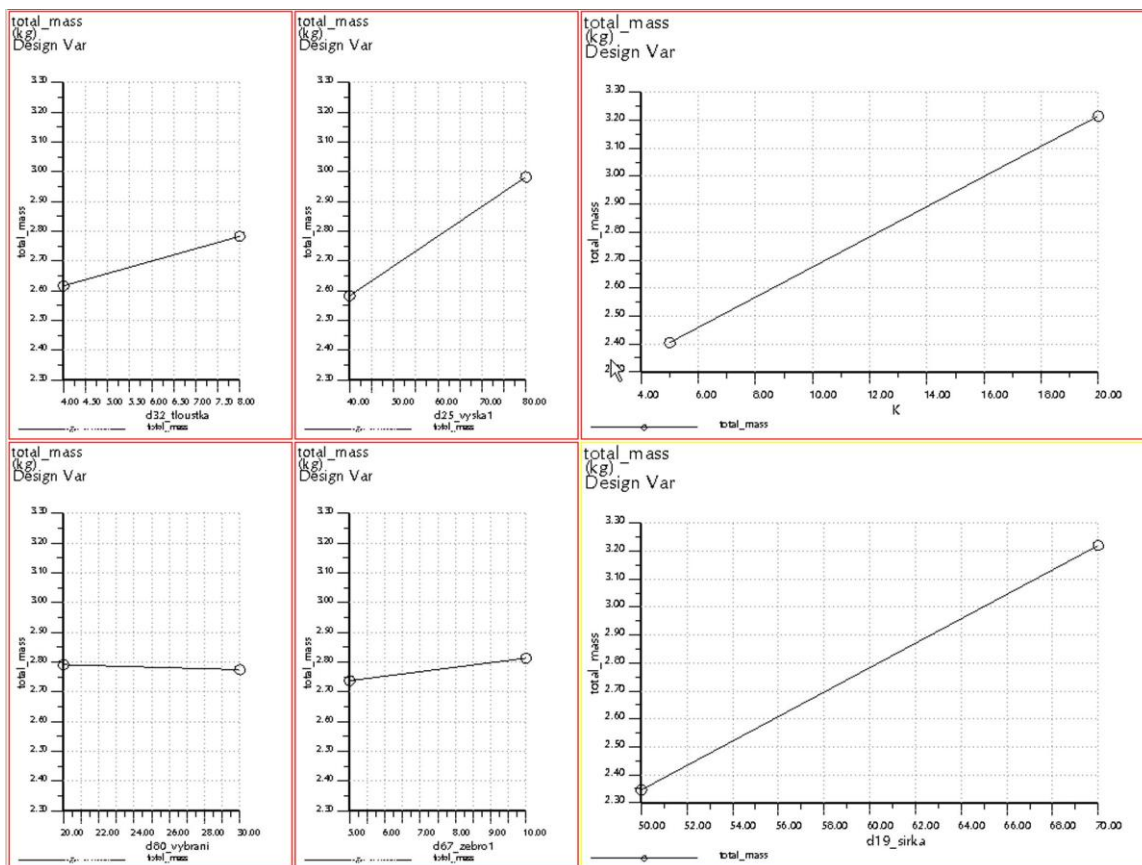
Obr. 9.2.2-3 Tvorba citlivostních grafů.

Z obrázku 9.2.2-4 je na první pohled patrné, jak které parametry ovlivňují cílovou funkci, (zvolena minimální hmotnost). Grafy na obrázku jsou již upraveny tak aby byly sjednoceny měřítka jednotlivých os „Y“.

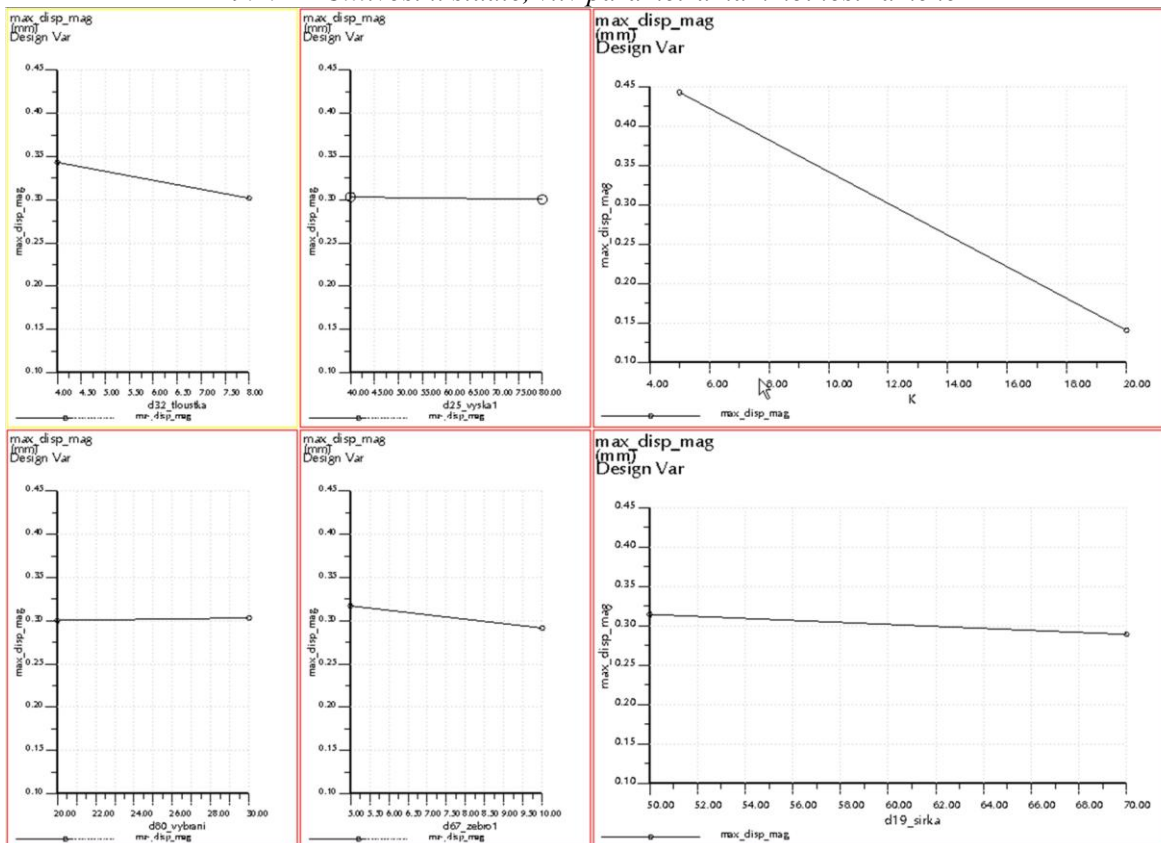
Při vložení všech grafů do jedné obrazovky mají osy Y různá měřítka. Toto lze sjednotit pomocí funkce „Utilities, Tie, Graph Quantity“. Postup je následující, musí být aktivní graf, podle kterého je potřeba sjednotit měřítka. Aplikací této funkce se vybere graf u kterého je potřeba sjednotit měřítka osy „Y“. Tento postup se opakuje pokud nemají všechny grafy stejná měřítka.

Pokud po sjednocení měřítek je některý graf rovnoběžný s osou „X“ popřípadě se velmi blíží rovnoběžce s touto osou je zřejmé že tento parametr nemá vliv na měrnou veličinu a je možno jej z optimalizace vyloučit. Z obrázku vyplývá že největší vliv na hmotnost ramene mají tyto parametry:

- Par. K ... rozdíl šířky ramene a hloubky vybrání (P4)
- Par. D25_vyska... (P2)
- Par. D19-sirka... (P1)
- Par. D32_tloustka... (P5)



9.2.2-4 Citlivostní studie, vliv parametrů na hmotnost ramene



9.2.2-5 Citlivostní studie, vliv parametrů na deformaci ramene

Poněvadž se jedná o optimalizaci s limitující podmínkou, je potřeba provést tento postup i pro deformaci ramene. Výsledky lokální citlivosti parametrů na deformaci jsou zobrazeny na obrázku 9.2.2-5. Z grafů vyplývá že rozhodující vliv na deformaci má opět parametr K... (P4), a určitý vliv vykazuje i parametr D32_tloustka... (P5). Z obou citlivostních studií vyplývá výběr optimalizačních parametrů pro optimalizaci.

Par. K ... rozdíl šířky ramene a hloubky vybrání (P4)

Par. D25_vyska... (P2)

Par. D19-sirka... (P1)

Par. D32_tloustka... (P5)

Poznámka:

Grafy zobrazené na obrázcích 9.2.2-4 a 9.2.2-5, jsou pouze tečny v aktuálních hodnotách jednotlivých parametrů.

9.2.3. Citlivostní studie – globální citlivost

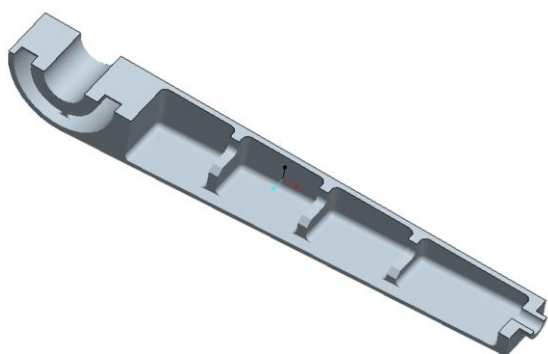
V předchozí kapitole byla provedena selekce definovaných parametrů. Tyto parametry je možno podrobit ještě globální citlivosti. Jednotlivé parametry mají nastaveno rozmezí ve kterých je možno tyto parametry měnit. Pro tento optimalizovaný model jsou nastaveny tyto meze parametrů, tab. 9.2.3-1.

Tab. 9.2.3-1 Nastavení parametrů

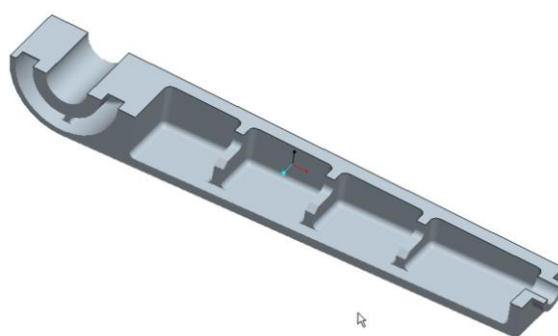
Parametr	Minimum	Aktuální hodnota	Maximum
K	5	12	20
D25_vyska	40	60	80
D19-sirka...	50	60	70
D32_tloustka	4	8	12

Požadované změny parametrů nesmí mít za následek havárii geometrie modelu proto je vhodné prověřit toto nastavení na modelu a manuálně provést změny hodnot kot, a tím si ověřit, že optimalizační výpočty proběhnou.

Na obrázcích 9.2.3-1 až 9.2.3-3 jsou zobrazeny jednotlivá nastavení optimalizačních parametrů přímo na modelu. Je z nich patrné, že nedochází k havárii geometrie modelu. (nebyla hlášena žádná chyba typu „FIX MODEL“). Lze tedy provést globální studii optimalizačních parametrů.



Obr. 9.2.3-1 Minimální hodnoty parametrů

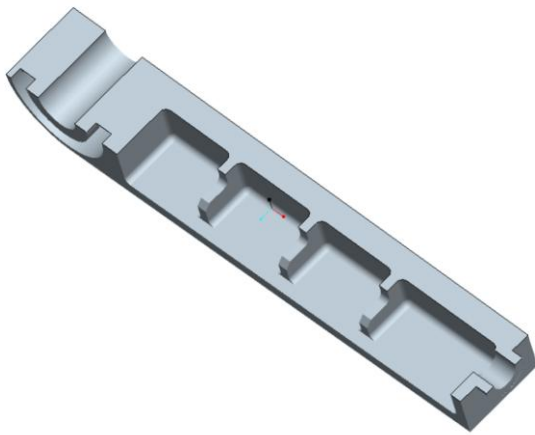


Obr. 9.2.3-2 Aktuální hodnoty parametrů

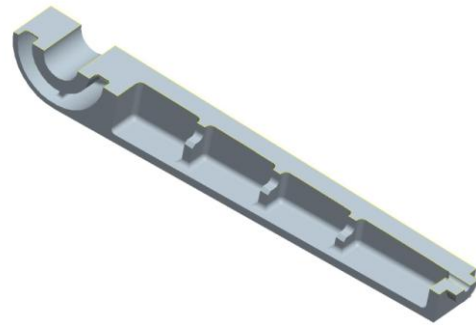
Další nástroj, který by měl zamezit zhavarování geometrie, jsou relace. Jejich použitím lze docílit takových vlastností modelu, které umožní v optimalizačním procesu potřebné změny geometrie modelu.

Vytvořené relace pak mají tyto funkce:

- 1) $D79=D80_VYBRANI/2 \dots$ vybrání v žebrech je symetrické podle jedné ze základních rovin modelu.
- 2) $D27=D19_SIRKA-K\dots$ provádí výpočet tloušťky stojiny, K je optimalizační parametr
- 3) $D24=D25_VYSKA1/2\dots$ konec ramene je symetrický podle jedné ze základních rovin modelu
- 4) $d28=d32_tloustka\dots$ přiřazení hodnoty tloušťky příruby profilu ramene, tloušťka je rovněž optimalizační parametr
- 5) $d78=d19_sirka-(k+17)\dots$ relace která zamezuje vnoření vybrání žebek do zaoblení.



Obr. 9.2.3-3 Maximální hodnoty parametrů

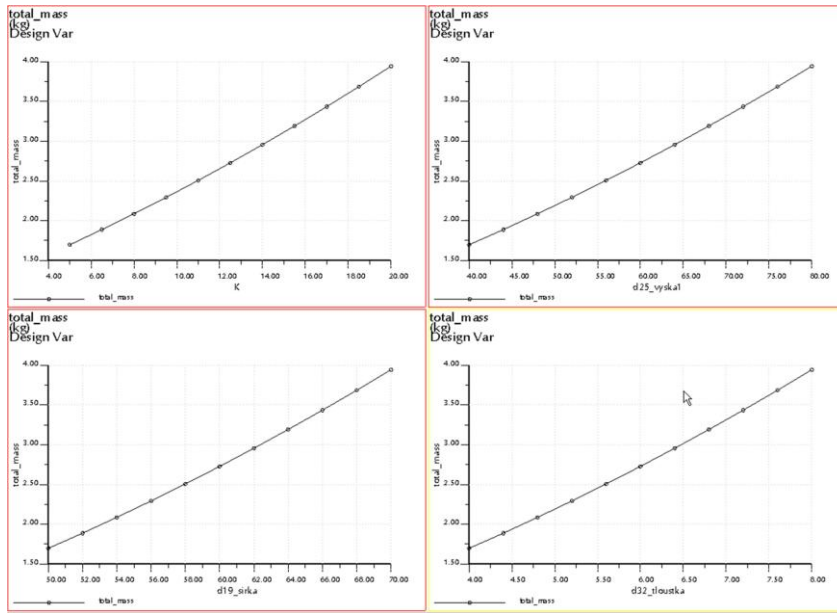


Obr. 9.2.3-4 Maximální hodnota K a minimální hodnota šířky ramene

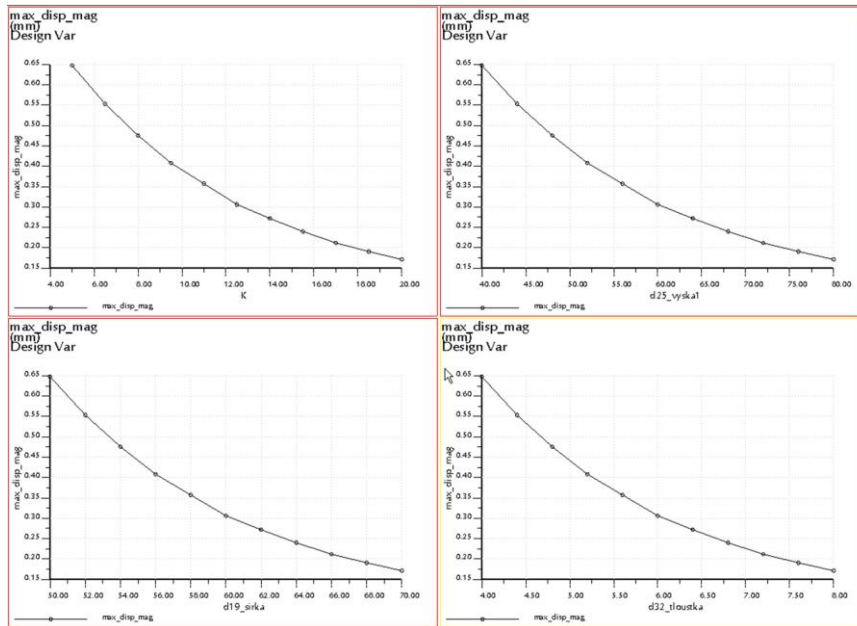
Na obrázku 9.2.3-4 je zobrazen případ kdy tloušťka stojiny „ K “ je maximální a šířka ramene má minimální hodnotu. Z obrázku je patné že nedochází k deformaci geometrie.

Na následujících obrázcích jsou výsledky globální citlivosti na cílovou funkci a limitující podmínku.

Z grafů globální citlivosti je patné že mají klesající neb stoupající průběh. Ani jeden parametr nemá v některém bodě maximum nebo minimum. Přičemž průběh citlivostních grafů na hmotnost má protikladný charakter oproti citlivostním grafům na deformaci ramene. Lze tedy konstatovat, že model je připraven k optimalizační studii.



Obr. 9.2.3-5 Globální studie citlivosti na hmotnost ramene



Obr. 9.2.3-6 Globální studie citlivosti na deformaci ramene



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Citlivostní analýzy**
- Lokální citlivost**
- Globální citlivost**
- Meze optimalizačních parametrů.**



Kontrolní otázka

- 1) Jaký je rozdíl mezi lokální a globální citlivostí?



Úkol k řešení

Podle návodů v této kapitole proveďte úpravy optimalizovaného modelu.

9.3. Průběh a vyhodnocení optimalizace

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

<p>Obsah této kapitoly je zaměřen provedení rozměrové a tvarové optimalizace a její správné interpretace. Kapitola je členěna do následujících podkapitol:</p> <ul style="list-style-type: none"> – definice a průběh optimalizační studie, – využití výsledků optimalizace, – hodnocení optimalizačního procesu. <p>Po zvládnutí této látky budete schopni:</p> <ul style="list-style-type: none"> – nadefinovat a provést rozměrovou a tvarovou optimalizaci, – interpretovat výsledky proběhlé optimalizace. 	Cíl kapitoly
<p><i>Iterace optimalizačního procesu, výběr optimální varianty.</i></p>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 150 minut



VÝKLAD

Předchozí kapitoly pojednávaly o činnostech, které je nutno provést aby mohla optimalizace úspěšně proběhnout. Posledním krokem před započítím optimalizace je definování optimalizovaného systému.

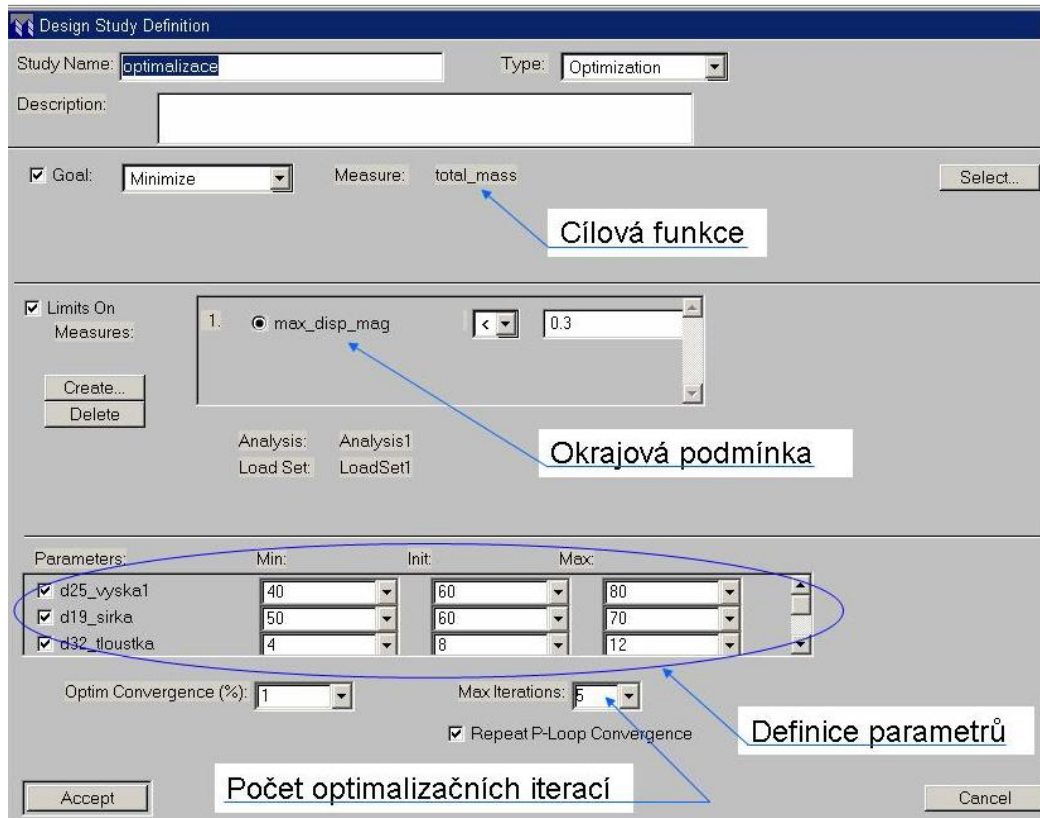
9.3.1. Definice a průběh optimalizační studie

Optimalizovaný systém se definuje pomocí optimalizační studie „*Design Study Optimization*“. Způsob je patrný z obrázku 9.3.1-1.

Formulář pro definování optimalizovaných hodnot umožňuje definovat minimální nebo maximální hodnotu cílové funkce. Pro případ celkové hmotnosti „*Total mass*“ je pochopitelně zvoleno minimum. Cílová funkce může být v jedné studii pouze jedna.

Dále je potřeba definovat limitující podmínky, okrajových podmínek může být několik, buď ve tvaru rovnosti nebo nerovnosti, ale pro první optimalizační pokusy je vhodné použít pouze jednu limitující

podmínku. Její nastavení velmi ovlivňuje průběh optimalizačního procesu. Nesprávně nastavená limitující podmínka vede většinou k přerušení optimalizace. Nejvhodnější je dosadit do hodnoty limitující podmínky vypočtenou hodnotu z analýzy na základě které se optimalizace provádí. Limitující podmínka musí mít takovou hodnotu aby ji bylo možno změnou optimalizačních parametrů dosáhnout. Velmi častou chybou při zadávání limitujících podmínek je zadání hodnoty, která je sice požadovaná zadáním, ale není výpočtem ověřeno, zda nastavení optimalizačních parametrů umožní dodržení limitující podmínky.



Obr. 9.3.1-1 Definice optimalizační studie

Proto je důležité i správné nastavení optimalizačních parametrů, To znamená nastavení aktuální hodnoty ve formuláři, na skutečnou aktuální hodnotu, která je na modelu, a dále nastavení minimálních a maximálních hodnot parametrů, jak byly nastaveny ve formuláři pro jejich definici.

Pro první výpočet je vhodné zvolit počet optimalizačních iterací 5, aby bylo možno zjistit jestli výpočet konverguje k nějakému rozumnému výsledku. Postup optimalizace je možno sledovat ve výstupním souboru „Display Study Status“, který zobrazuje aktuální stav výpočtu.

V následující tabulce je zobrazen průběh optimalizačního procesu.

Tab. 9.3.1-1 Průběh optimalizace

Definice optim. systému	<p>Goal Minimize: total_mass</p> <p>Limit: 1 Analysis: Analysis1 Load Set: LoadSet1 max_disp_mag < 3.0000e-001</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Parameter</th> <th>Min. Value</th> <th>Initial Value</th> <th>Max. Value</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>d25_vyska1</td> <td>40</td> <td>60</td> <td>80</td> </tr> <tr> <td>d19_sirka</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> </tr> <tr> <td>d32_tloustka</td> <td>4</td> <td>8</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>K</td> <td>5</td> <td>12</td> <td>20</td> </tr> </tbody> </table>	Parameter	Min. Value	Initial Value	Max. Value	d25_vyska1	40	60	80	d19_sirka	50	60	70	d32_tloustka	4	8	12	K	5	12	20
Parameter	Min. Value	Initial Value	Max. Value																		
d25_vyska1	40	60	80																		
d19_sirka	50	60	70																		
d32_tloustka	4	8	12																		
K	5	12	20																		
Počátek optimalizace	<p>Parameters: d25_vyska1 60.4 d19_sirka 60 d32_tloustka 8 K 12</p> <p>Recovering from invalid parameter values by cutting step size.</p> <p>Goal: 2.8510e+00</p> <p>Status of Optimization Limits: 1. max_disp_mag 2.7470e-01 < 3.0000e-01 (satisfied)</p>																				
I. iterace	<p>Result of Optimization Iteration 1</p> <p>Parameters: d25_vyska1 52.5344 d19_sirka 54.9348 d32_tloustka 7.54426 K 11.8565</p> <p>Goal: 2.5368e+00</p> <p>Status of Optimization Limits: 1. max_disp_mag 2.9480e-01 < 3.0000e-01 (satisfied)</p>																				
II. iterace	<p>Result of Optimization Iteration 2</p> <p>Parameters: d25_vyska1 40 d19_sirka 50.2 d32_tloustka 7.11777 K 13.0477</p> <p>Recovering from invalid parameter values by cutting step size.</p> <p>Goal: 2.2586e+00</p> <p>Status of Optimization Limits: 1. max_disp_mag 3.1987e-01 < 3.0000e-01 (VIOLATED)</p>																				
III. iterace	<p>Result of Optimization Iteration 3</p> <p>Parameters: d25_vyska1 40 d19_sirka 50 d32_tloustka 7.09752 K 15.3424</p> <p>Goal: 2.3355e+00</p> <p>Status of Optimization Limits: 1. max_disp_mag 2.9766e-01 < 3.0000e-01 (satisfied)</p>																				
IV. iterace	<p>Result of Optimization Iteration 4</p> <p>Parameters: d25_vyska1 40 d19_sirka 50 d32_tloustka 6.51677 K 14.9681</p> <p>Goal: 2.2919e+00</p>																				

	Status of Optimization Limits: 1. max_disp_mag 3.0749e-01 < 3.0000e-01 (VIOLATED)								
Závěr optimalizace	Optimization stopped; iteration limit exceeded. Best Design Found: Best Design Found: Parameters: <table style="margin-left: 20px;"> <tr><td>d25_vyska1</td><td>40</td></tr> <tr><td>d19_sirka</td><td>50</td></tr> <tr><td>d32_tloustka</td><td>6.94752</td></tr> <tr><td>K</td><td>15.3424</td></tr> </table> Goal: 2.3355e+00	d25_vyska1	40	d19_sirka	50	d32_tloustka	6.94752	K	15.3424
d25_vyska1	40								
d19_sirka	50								
d32_tloustka	6.94752								
K	15.3424								

Z průběhu optimalizace je patrné, že optimalizační proces velmi rychle konvergoval k optimální variantě. Již v druhé iteraci jsou nabídnuty hodnoty parametrů které vedou ke snížení hmotnosti o 20%.

Poznámka:

*Výrazy v závorce u ověření okrajové podmínky znamenají:
(VIOLATED)... porušení okrajové podmínky,
(SATISFIED)... splnění okrajové podmínky.*

Další iterace pouze doladují rozměry modelu tak aby byla dodržena okrajová podmínka. Ze závěru optimalizace je zřejmé že parametry výšky a šířky konce ramene dosáhly minima a proto bylo možno měnit pouze parametr K a tloušťku příruby. Pro kontrolu by bylo vhodné provést další optimalizační výpočet kdy by se pozměnily limitní hodnoty u výšky a šířky konce ramene. Toto bylo sice provedeno, ale výsledek optimalizace byl obdobný jako výsledek tohoto výše uvedeného výpočtu.

9.3.2. Využití výsledků optimalizace

Výsledky výše uvedeného optimalizačního procesu ukazují, že optimalizace proběhla úspěšně a jsou zde nabídnuty možnosti na úpravu rozměrů ramene, které vedou ke snížení celkové hmotnosti, při dodržení okrajové podmínky.

Nabízené hodnoty jsou výsledkem určitého výpočtu, který předpokládá, že průběhy funkcí jednotlivých parametrů jsou spojité. Takto navržené výsledky nejsou použitelné pro výsledný model jak z technologického tak i výrobního hlediska. Je proto provést zaokrouhlení hodnot z vybrané iterace, takto změnit rozměry modelu a provést opět kontrolní výpočet. Poněvadž nejnižší hmotnost byla ve druhé iteraci jako výchozí hodnoty budou použity navržené v této iteraci v následující tabulce je proveden návrh optimálních rozměrů ramene.

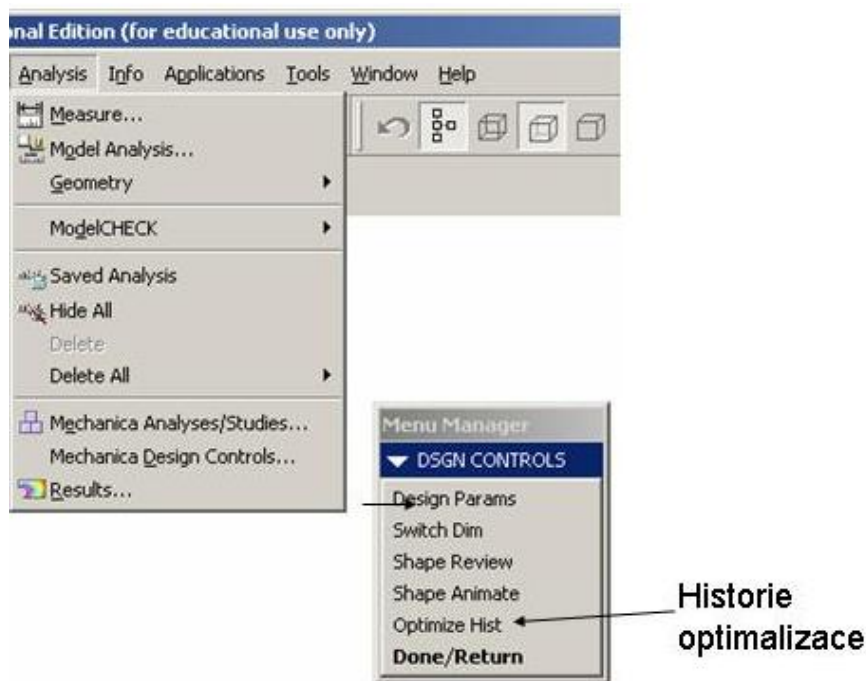
Tab. 9.3.2-1 Řešení optimalizace

Parametr	d25_vyska1	d19_sirka	d32_tloustka	K	hmotnost	deformace
Výchozí	60	60	8	12	2,851	0,3
Navržený optimalizací	40	50,2	7,1177	13,04	2,259	0,32
Var. I	40	50	7	13	2,23	0,323
Var. II	40	50	7	13,5	2,253	0,316
Var.III	40	50	7	14	2,28	0,31

Pro návrh optimální varianty ramene byly provedeny kontrolní výpočty. Rozhodnutí o optimální variantě spočívá pouze na konstruktérovi (týmu konstruktérů), kteří se musí rozhodnout na základě svých zkušeností a znalostí, na základě požadavků zadání a podmínek, ve kterých bude navrhovaná součást fungovat, pro optimální variantu.

9.3.3. Hodnocení optimalizačního procesu

Z výše uvedených kapitol je zřejmé, že tvarová a rozměrová optimalizace je velmi náročný proces, který vyžaduje nejen výkonný HW, ale hlavně dostatek znalostí a zkušeností konstruktérů. Pro/MECHANICA sice nabízí přímou změnu rozměrů podle zvolené iterace „Optimize Hist“, viz obrázek 9.3.3-1, ale názor konstruktéra je rozhodující.



9.3.3-1 Historie optimalizace

Při zhodnocení optimalizačního procesu je nutno upozornit, že z časových důvodů a z důvodů náročnosti na HW byly zde prezentované pouze výsledky získané metodou „Quick Check“. Tato metoda dává celkem uspokojivé výsledky co se týče deformací modelů. V případě, že by jako okrajová podmínka nebo cílová funkce bylo zvoleno napětí, bylo by potřeba zvolit metodu „Multi Pass“, u této metody velmi záleží na vytvořené síti geometrických prvků, poněvadž změnou rozměrů dochází i ke změně síťování a může to mít nepříznivý vliv průběh optimalizace. Pokud dojde k radikálním změnám vygenerované sítě, může dojít i ke změnám konvergence výpočtů a tedy k přerušení optimalizačního procesu. Rovněž vzniklé napěťové špičky mohou nepříznivě ovlivnit na průběh optimalizace. Tolerance okrajové podmínky je velmi citlivá na nedodržení předepsané hodnoty a může působit problematičticky na průběh optimalizace.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Postup optimalizace
Iterace optimalizačního procesu
Interpretace vypočtených výsledků
Variantní návrh optimálního řešení



Kontrolní otázka

- 1) Co je rozhodující pro výběr optimální varianty?



Úkol k řešení

Podle návodů v této kapitole proveďte tvarovou a rozměrovou optimalizaci.

10. PEVNOSTNÍ ANALÝZY SYMETRICKÝCH SOUČÁSTÍ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Budete umět:

- Posoudit, zda je při analýze součásti možno využít její symetrie.
- Používat nástroje modulu STRUCTURE pro analýzy symetrických součástí.
- Pracovat se soubory CAD systému Pro/ENGINEER tak, aby nedošlo k ovlivnění nadřazených sestav součástí, které jsou analyzovány v modulu STRUCTURE.
- Zjednodušit výpočtový model symetrické součásti.
- Nadefinovat symetrické uložení typu *Mirror*.
- Nadefinovat symetrické uložení typu *Cyclic*.
- „Odříznout“ symetrickou část součásti z jejího modelu tak, aby na ni bylo možno nadefinovat symetrické uložení.

Budete umět

Symetrické uložení, zatížení typu ložisko (Bearing), zrcadlové uložení, cyklické uložení, symetrický model, rovina symetrie, osa symetrie.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny

Stejně jako jiné systémy pro pevnostní analýzy virtuálních modelů součástí, umožňuje i modul STRUCTURE CAD systému Pro/ENGINEER využívat jejich symetričnosti ke zjednodušení tvorby výpočtového modelu. Využití symetrie součásti umožňuje významně zjednodušit tvorbu výpočtového modelu. Jednodušší model je pak možno rychleji a s nižšími hardwarovými nároky analyzovat.

V následujících kapitolách je na konkrétních příkladech demonstrováno použití nástrojů využívajících symetrie analyzovaných součástí. Jsou zde popsány limitující faktory pro jejich použití a provedeno srovnání výsledků analýz zjednodušených a nezjednodušených modelů.

10.1. Zjednodušení výpočtového modelu symetrických součástí

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Zjednodušit výpočtový model symetrické součásti.
- Posoudit zda je možné symetrie součásti využít pro zjednodušení výpočtového modelu.
- Nadefinovat symetrické uložení (*Symmetry Constraint*).
- Vytvořit výpočtový model s využitím symetrického uložení.
- Využitím symetrie urychlit výpočet analýzy a snížit její hardwarové nároky.

Budete umět

Symetrické uložení, zatížení typu ložisko (Bearing), zrcadlové uložení, cyklické uložení, symetrický model, rovina symetrie, osa symetrie.

Klíčová slova



Čas ke studiu: 120 minut

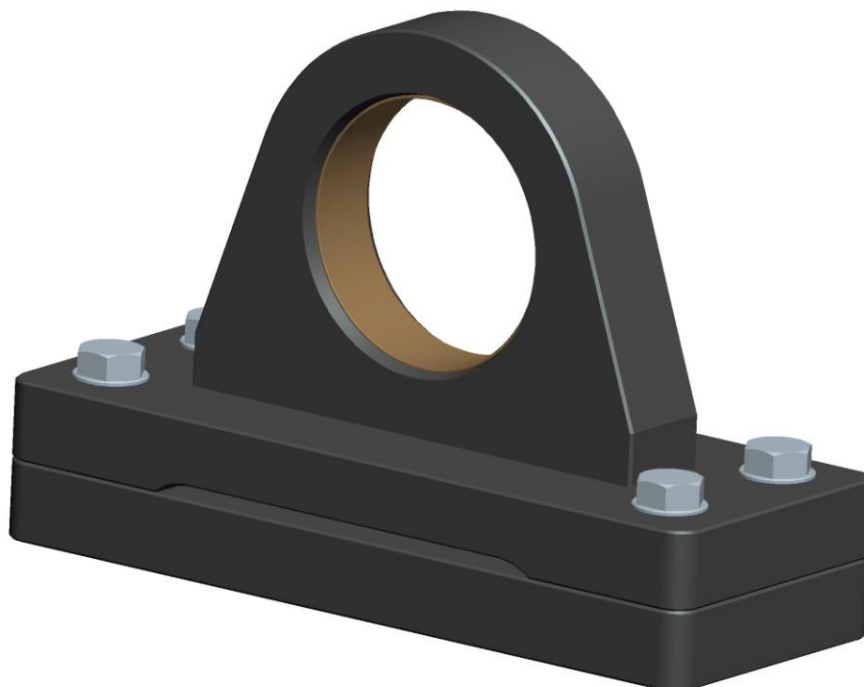


VÝKLAD

V modulu STRUCTURE lze v případě symetrických součástí dosáhnout úspory časových a systémových nároků na výpočet analýz. A to využitím nástroje symetrické uložení (*Symmetry Constraint*). Základní myšlenkou tohoto zjednodušení je, že symetrické části součástí, které jsou rovněž symetricky uloženy a zatíženy se chovají stejně, tedy napětí a průhyb součástí bude rovněž symetrické. Stačí tedy analyzovat polovinu nebo čtvrtinu symetrické součásti, která je symetricky zatížena. Výpočtový model bude tudíž jednodušší, protože k jeho vytvoření je zapotřebí teoreticky polovina geometrických elementů. Není potřeba vytvářet tolik plošných regionů, vybírat tolik ploch, hran atd. k vytvoření reálného výpočtového modelu analyzované součásti.

10.1.1. Analýza ložiskového domku

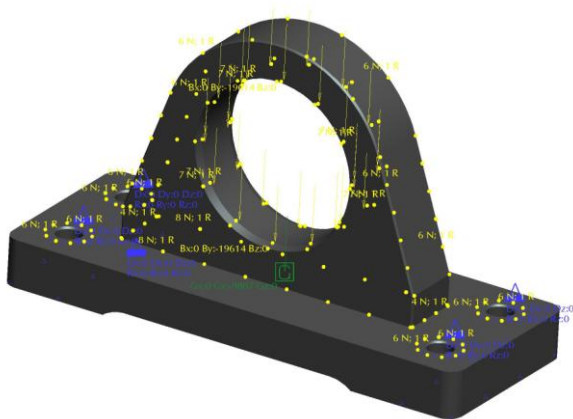
Jako příklad byl vybrán model ložiskového domku. Jedná se o jednoduchý svařenec s nalisovaným kluzným pouzdem pro hřídel o průměru 200 mm. Domek je přišroubován k základní desce, která je přivařena k nosnému rámu zařízení.



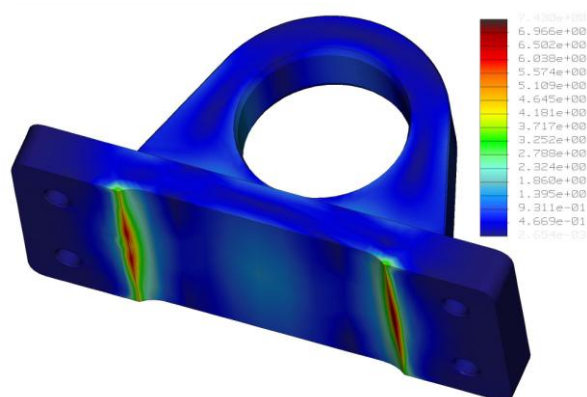
Obr. 10.1.1-1 – Ložiskový domek přišroubovaný k základní desce

Nejdříve byl model analyzován jako celek. Byla nastavena statická analýza s metodou konvergence *Multi-Pass Adaptive* s požadovanou 10% tolerancí konvergence následných kroků výpočtu. Maximální stupeň polynomu byl nastaven na 9. Analýzou byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	7,4 MPa
Max. průhyb	0,0028 mm

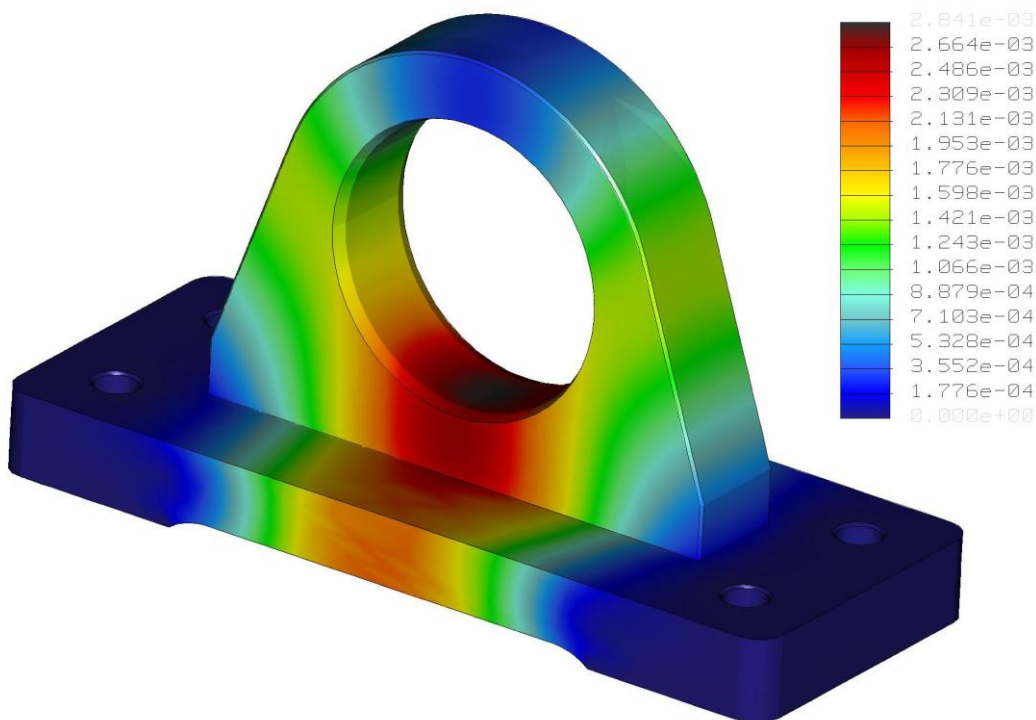


Obr. 10.1.1-2 – Výpočtový model ložiskového domku

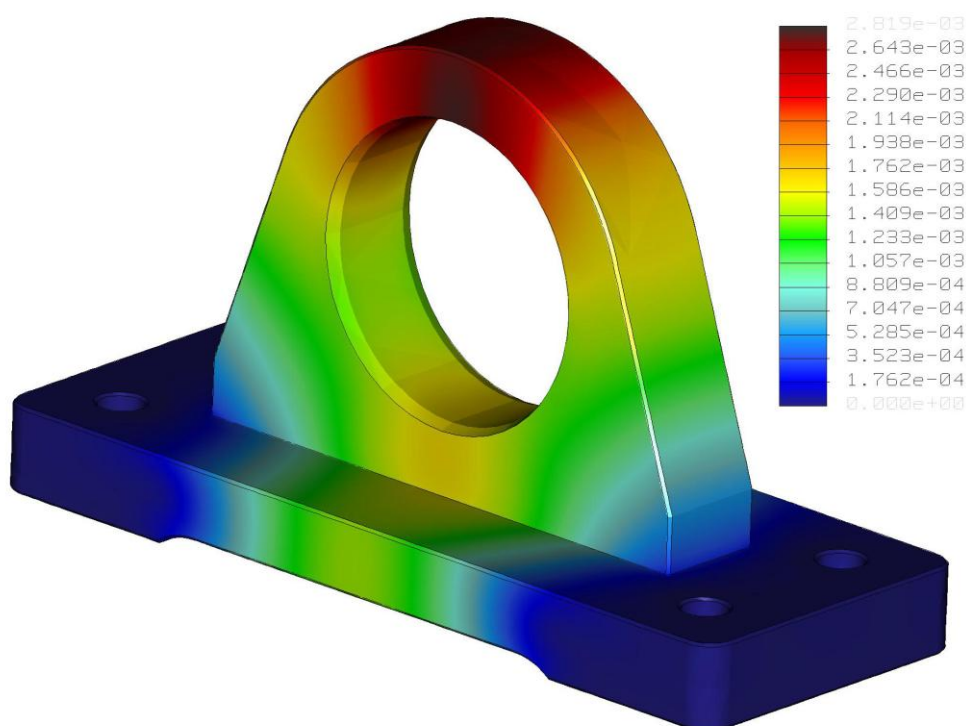


Obr. 10.1.1-3 – Rozložení napětí na ložiskovém domku (MPa)

Na ložiskový domek působí síla 19614 N. Směr jejího působení je zřejmý z obr. 10.1.1-2. Ve stejném směru je zavedena i gravitace. Síla působící na domek je nadefinována jako **zatížení ložiska (Bearing Load)**. V těchto případech nelze na vnitřní průměr nadefinovat prostou sílu (*Force*), protože by docházelo k plnému zatížení i horní části otvoru, ke kterému v případě ložiska nedochází. Pro srovnání je uveden výsledek analýzy průhybu tohoto domku se zatížením nadefinovaným jako prostá síla (obr. 10.1.1-5). Z obrázku je jasně patrný rozdíl způsobený rozdílným pojetím působení síly v případě zatížení od ložiska a prosté síly.



Obr. 10.1.1-4 – Průhyb v mm ložiskového domku. Zatížení nadefinováno jako ložisko (Bearing Load)



Obr. 10.1.1-5 – Průhyb v mm ložiskového domku. Zatížení nadefinováno jako prostá síla (Force).

AutoGEM Summary			
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	4360
Tri:	0	Face:	6020
Quad:	0	Face-Face Link:	0
Tetra:	2588	Edge-Face Link:	0
Wedge:	0		
Brick:	0		

Pro výpočtový model ložiskového domku analyzovaného jako celek bylo vygenerováno při tvorbě sítě 2588 geometrických elementů. Musely být vytvořeny čtyři plošné regiony, které musí být tvořeny jednotlivě.

Obr. 10.1.1-6 – Část výpisu reportu o procesu generování elementů

Statická analýza se stejnými okrajovými podmínkami byla provedena pro výpočtový model využívající symetričnosti ložiskového domku. **Síla působící na polovinu válcové plochy je rovněž poloviční.** Analýzou byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	8 MPa
Max. průhyb	0,0028 mm

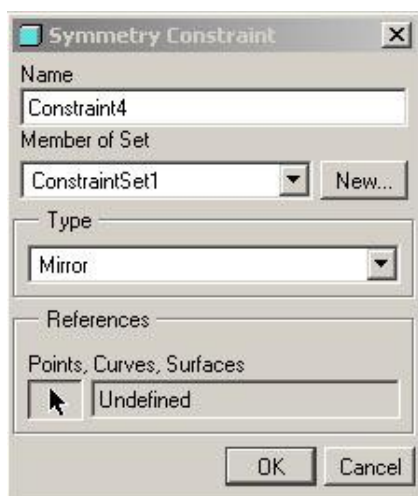
Hodnota vypočítaného průhybu je naprosto shodná jako v případě modelu celého domku. Došlo k výpočtu vyšší hodnoty napětí o zhruba 0,6 MPa. Jedná se o lokální špičku napětí v místě přechodu geometrie, která je pravděpodobně způsobena jiným rozložením geometrických elementů v této oblasti výpočtového modelu. Navíc i hodnota této špičky, kterou je možno zanedbat je nízká a nijak neovlivní vlastnosti součástí. Bylo tedy ověřeno, že tato metoda analyzování modelů dává dobré výsledky, ale klade určité nároky na znalosti uživatele v oblasti pevnostních analýz.

AutoGEM Summary			
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	2516
Tri:	0	Face:	3436
Quad:	0	Face-Face Link:	0
Tetra:	1471	Edge-Face Link:	0
Wedge:	0		
Brick:	0		

Obr. 10.1.1-10 – vygenerované elementy

Pro výpočtový model ložiskového domku analyzovaného s využitím symetrického uložení bylo vygenerováno při tvorbě sítě 1471 geometrických elementů. K vytvoření modelu stačilo vytvořit dva plošné regiony.

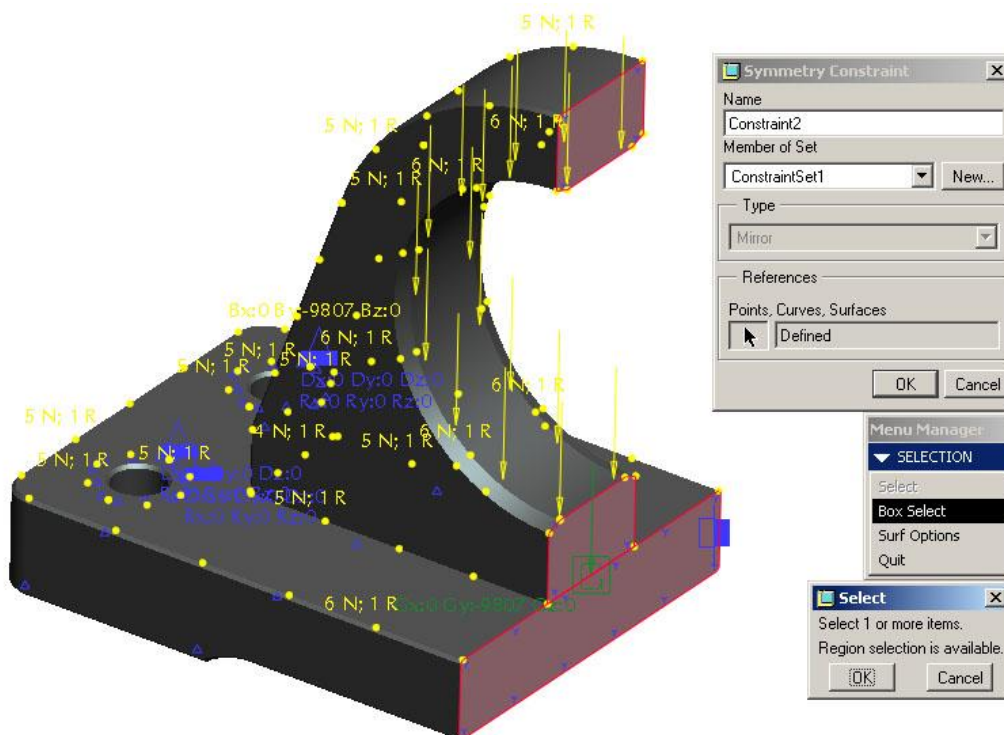
□ Vytvoření symetrického uložení



Obr. 10.1.1-11 – dialogové okno nástroje symetrické uložení

Nástroj se aktivuje přes roletové menu **Insert > Symmetry Constraint** nebo příslušnou ikonou v panelu nástrojů, který je umístěn při pravém okraji pracovní plochy. Jeho aktivováním se zobrazí dialogové okno jako na obr. 10.1.1-11.

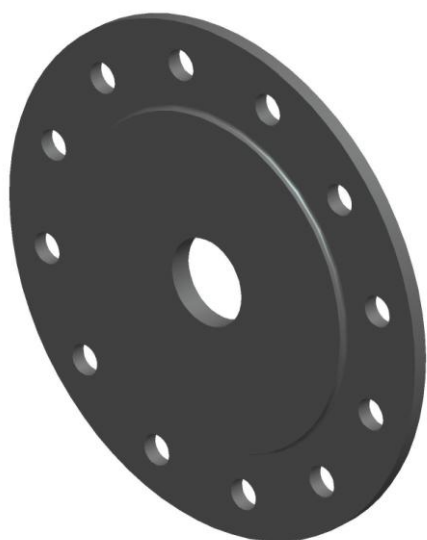
Systém očekává zadání již vytvořeného, příp. vyžaduje vytvoření nového souhrnu uložení (*ConstraintSet*). Typ symetrického uložení zvolit zrcadlový (*Mirror*) pro součásti symetrické podle roviny. U součástí, které mají společnou osu symetrie (rotační součásti) je možno využít i dalšího typu symetrické uložení – cyklické (*Cyclic*). Jako reference symetrického uložení při analýzách objemových modelů nejčastěji slouží plochy modelu vzniklé při řezu v rovině symetrie.



Obr. 10.1.1-12 – Referenční roviny pro definování symetrického uložení modelu ložiskového domku

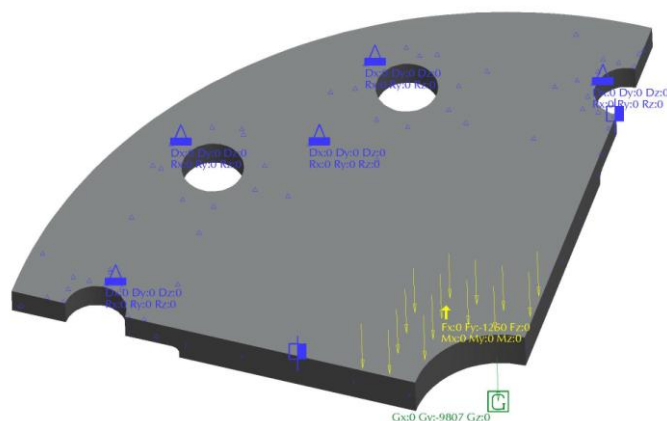
Při využívání symetrického uložení, které v případě ložiskového domku zrcadlí uložení nadefinované na připojovací desku domku je třeba dbát zvýšené pozornosti při definování zatížení (*Loads*) takových modelů. Na polovinu plochy otvoru pro ložisko působí poloviční síla než v případě modelu celého domku. Je nutné nezapomenout na správné přizpůsobení hodnot zatěžujících silových účinků působících na model.

10.1.2. Analýza deskové rotační součásti



Obr. 10.1.2-1 – Model analyzované příruby

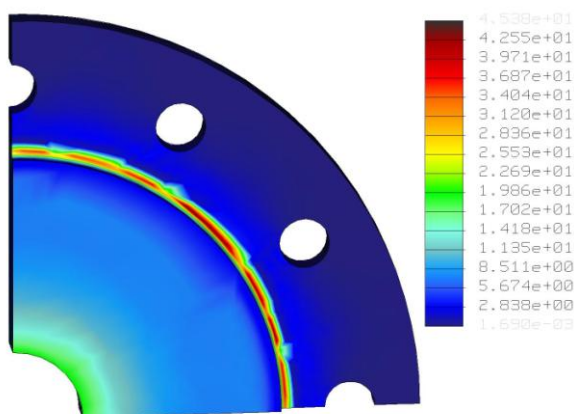
Úkolem analýzy je zjistit průhyb příruby (viz. Obr 10.1.2-1), která je zatěžována silou 5000 N působící v okolí středové díry ve směru osy této díry. Příruba je položena na protikus v místě vybrání a je připevněna dvanácti šrouby M20. Představa tvorby dvanácti plošných regionů pro definování uložení, které by simulovaly podložky šroubového spojení přírub není nikterak lákavá. Proto byla z modelu vyříznuta jeho čtvrtina, která bude podrobena analýze s využitím dvojnásobného symetrického uložení typu zrcadlové uložení (*Mirror*). Na výpočtový model byla nadefinována čtvrtinová zatěžující síla, tedy 1250 N.



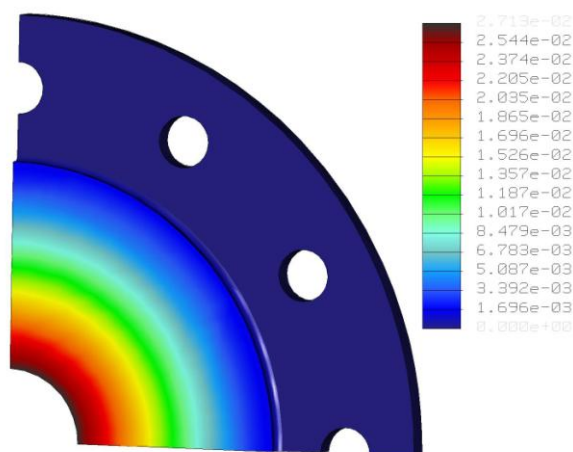
Obr. 10.1.2-2 – Výpočtový model čtvrtiny příruby

Analýzou byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	45,3 MPa
Max. průhyb	0,027 mm



Obr. 10.1.2-3 – Napětí na přírubě (MPa)

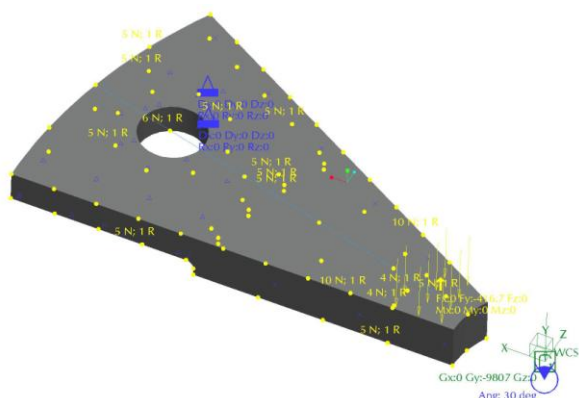


Obr. 10.1.2-4 – Průhyb příruby (mm)

Napětí se koncentruje zejména na přechodu geometrie mezi zaoblením a plochou, na kterou je nadefinováno uložení (*Constraint*). Avšak i hodnota špičky napětí 45,3 MPa je vyhovující.

V tomto případě analýzy čtvrtiny příruby bylo využito dvou symetrických uložení typu *Mirror*. Tento typ uložení lze nadefinovat pouze pro jednu rovinu symetrie, proto musela být vytvořena dvě. Jinak je postup shodný jako v případě popsaném v kap. 10.1.1.

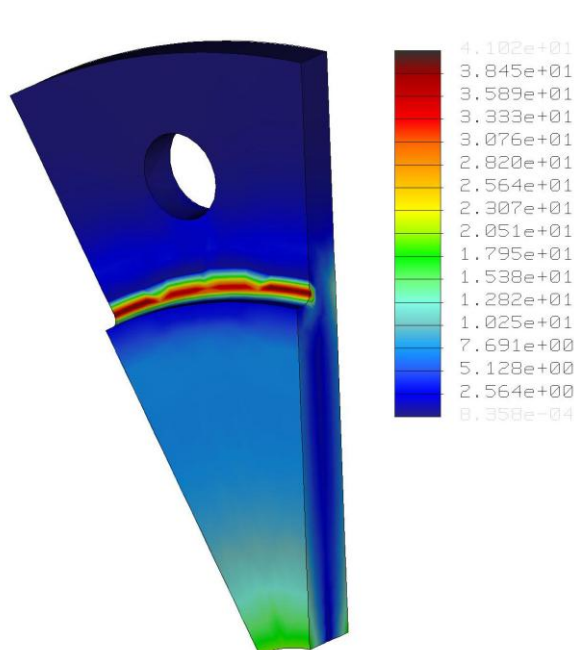
V případě příruby, která je symetrická podle středové osy (přírubou lze proložit více rovin symetrie, které se protínají ve společné ose) lze využít rovněž **symetrického uložení typu *Cyclic*** a tvorbu výpočtového modelu si tak ještě více zjednodušit. V případě příruby s 12 dírami pro šrouby lze pro analýzu použít její jednu dvanáctinu.



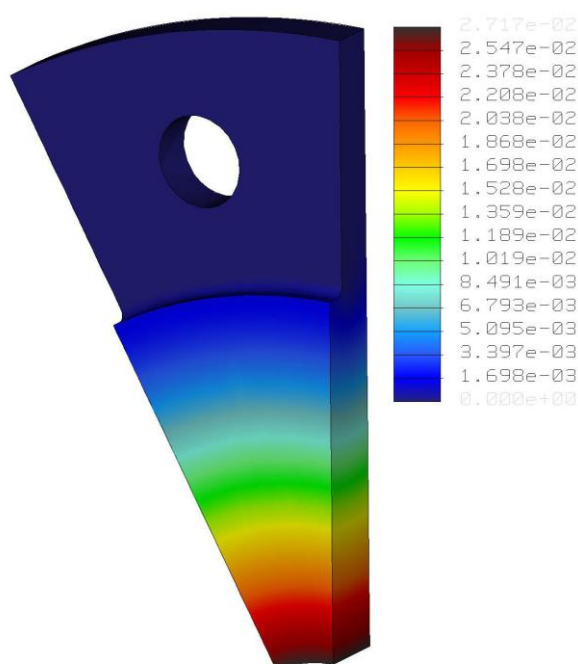
Obr. 10.1.2-5 – Výpočtový model příruby s využitím symetrického uložení typu CYCLIC

Analýzou takto vytvořeného modelu byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	41 MPa
Max. průhyb	0,027 mm



Obr. 10.1.2-6 – Napětí na přírubě (MPa)

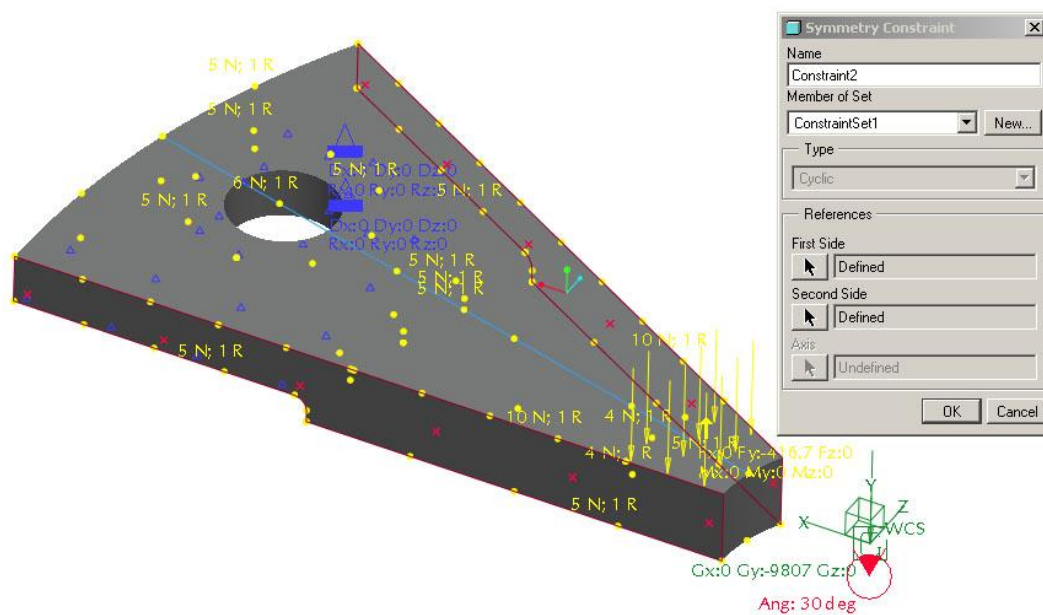


Obr. 10.1.2-7 – Průhyb příruby (mm)

Na výpočtový model dvanáctiny příruby byla nadefinována 1/12 působící síly $5000/12 = 416,7$ N. Dále musely být využity prvky pro ovlivnění tvorby geometrických elementů sítě, protože výpočet analýzy neupravené sítě nekonvergoval s požadovanou přesností. Tato úprava modelu je však podstatně rychlejší, než tvorba dalších jedenácti plošných regionů v okolí děr pro šrouby.

□ Vytvoření symetrického uložení typu *Cyclic* příruby

Při tvorbě symetrického uložení typu *Cyclic* musíme nejprve tento typ zvolit, změnou původního nastavení *Mirror*. Poté se dialogové okno změní do podoby jako na obrázku 10.1.2-8. Jako první referenci (*First Side*) zvolíme jednu z bočních ploch (rovina) dvanáctiny příruby. Druhá referenze (*Second Side*) je pochopitelně druhá boční plocha (rovina) dvanáctiny příruby. Osa (*Axis*) symetrie je systémem určena automaticky v průsečnici námi vybraných rovinných ploch. Každá z námi vybraných ploch by byla rovina symetrie, dělicí celou přírubu na dvě poloviny.

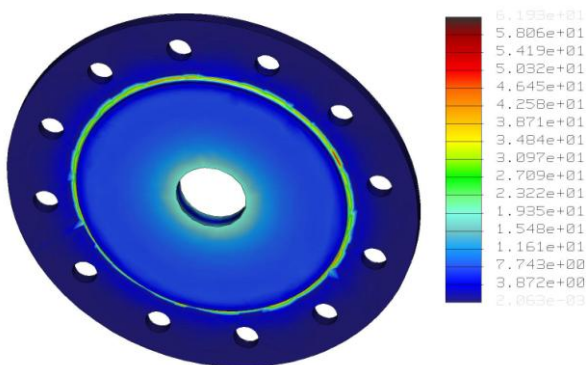


Obr. 10.1.2-8 – Výběr referencí při definování symetrického uložení typu CYCLIC

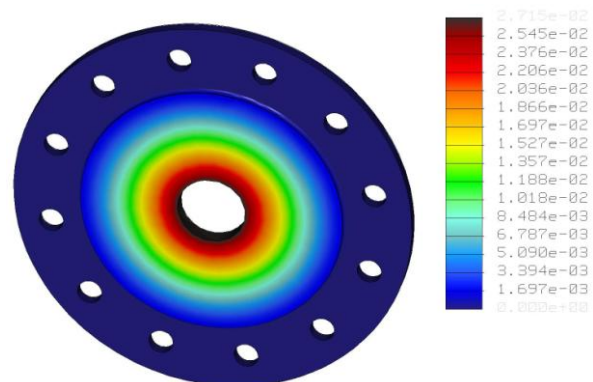
□ Porovnání výsledků zjednodušených modelů s výsledky „celého“ modelu

Pro ověření výsledků získaných analýzami modelů využívajících symetrických uložení, byl vytvořen i výpočtový model celé příruby. Analýzou tohoto modelu byly získány tyto výsledky:

Max. napětí	61,9 MPa
Max. průhyb	0,027 mm



Obr. 10.1.2-9 – Napětí na přírubě (MPa)



Obr. 10.1.2-10 – Průhyb příruby (mm)

Přímé srovnání hodnot vypočteného napětí by mohlo ukazovat na značnou nepřesnost ve výpočtu. Avšak důkladnějším prohlédnutím obrázku se znázorněním rozložení napětí na přírubě (Obr. 10.1.2-9) je možné si všimnout, že špičky napětí jsou na symetrické přírubě, která je symetricky zatížena rozmístěny nesymetricky. To znamená, že je to důsledek nesymetricky vygenerované sítě geometrických elementů výpočtového modelu příruby. Tyto špičky napětí je možno zanedbat. Hodnoty vypočteného napětí v dalších místech přechodu geometrie odpovídají hodnotám stanoveným při analýzách využívajících symetrického uložení. Průhyb je vypočítán téměř shodně. Z toho lze usuzovat, že analýzy modelů využívající symetrické uložení dávají dobré výsledky pro oba jeho typy.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s možností **využití symetrie** součástí pro usnadnění tvorby výpočtového modelu. Na příkladech byly předvedeny možnosti, které skýtá nástroj **symetrické uložení** (*Symmetry Constraint*) v obou jeho typech (*Mirror* a *Cyclic*). Nástroj lze využít při tvorbě výpočtových modelů součástí, stejně jako sestav. **Zatížení** (*Load*) je třeba **přizpůsobit** adekvátně vymodelované symetrické části součásti nebo sestavy. Využití symetrického uložení předpokládá úpravu modelu analyzované součásti, vytvoření její symetrické části ve standardním modeláři CAD systému Pro/ENGINEER. Proces této úpravy je popsán v následující kapitole.



Kontrolní otázka

- 1) Jaké podmínky musí být splněny, aby bylo možno při tvorbě výpočtového modelu součásti využít symetrického uložení?
- 2) Jaký je rozdíl mezi typy symetrického uložení (*Mirror* a *Cyclic*)?
- 3) Jak je potřeba upravit model součásti ve standardním modeláři, aby bylo možné využít symetrického uložení při tvorbě výpočtového modelu v modulu STRUCTURE?
- 4) Proč nelze zatížení přenášené ložiskem simulovat zatížením (*Load*) síla (*Force*)?



Úkol k řešení

- 1) Ve standardním modeláři Pro/ENGINEER si připravte model součásti jejíž výpočtový model bude možné vytvořit s využitím symetrického uložení typu *Mirror*.
- 2) Ve standardním modeláři Pro/ENGINEER si připravte model součásti jejíž výpočtový model bude možné vytvořit s využitím symetrického uložení typu *Cyclic*.

10.2. Příprava modelu pro aplikaci symetrického uložení

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

Budete umět:

- Modelovat ve standardním modeláři s ohledem na možné využití vytvořeného modelu pro tvorbu symetrického uložení v modulu STRUCTURE .
- Organizovat práci se soubory tak, aby nedošlo k ovlivnění vazeb nadřazených modelů úpravami modelu analyzovaného uzlu pro umožnění tvorby jeho výpočtového modelu.
- Vytvořit model symetrické části součásti vyříznutím z jejího kompletního modelu.

Budete umět

Symetrické uložení, , symetrický model, rovina symetrie, osa symetrie, řez modelu.

Klíčová slova

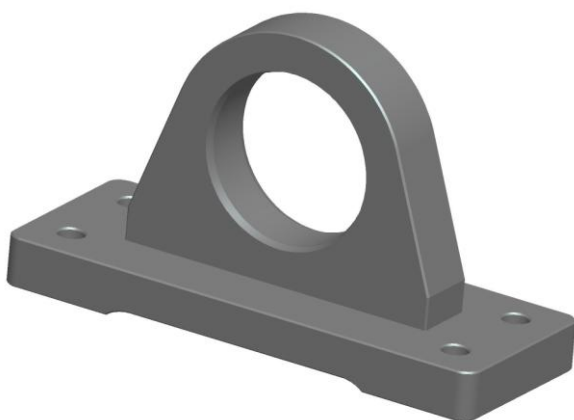


Čas ke studiu: 60 minut

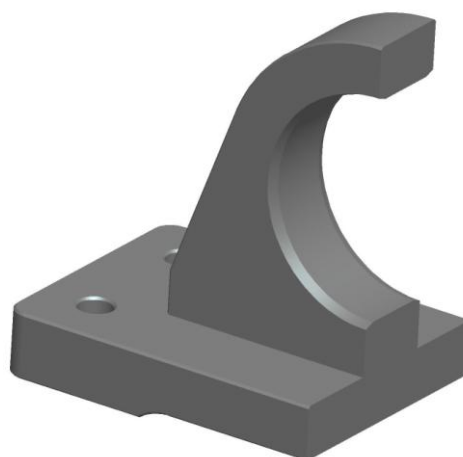


VÝKLAD

K tomu, abychom mohli využít výhod, které skýtá použití symetrického uložení při tvorbě výpočtového modelu analyzované součásti je potřeba model připravit již ve standardním modeláři CAD systému Pro/ENGINEER. Nelze totiž předpokládat, že model součásti získáme jako její řez v rovině symetrie. Model si proto musíme připravit. Existuje několik možných řešení, která si popíšeme.



Obr. 10.2-1 – Původní model



Obr. 10.2-2 – „Odřezaná“ symetrická polovina modelu

10.2.1. Záloha modelu součásti nebo sestavy

Tento krok by měl být proveden při všech typech analýz a postupech tvorby výpočtových modelů, zejména pak při odříznutí symetrické části (částí) modelů součástí nebo sestav. Jde o zkopírování součásti nebo sestavy do jiného adresáře a v něm je vhodné provést její přejmenování. K tomu lze využít příkazu **Backup (File > Backup)**, který provede zálohu aktivního modelu do námi vybraného nebo vytvořeného adresáře. Následuje zavření okna s uloženým aktivním modelem a vyčištění paměti (**File > Erase > Not Displayed**), nastavení pracovního adresáře na adresář do kterého jsme uložili kopii modelu. Toto doporučuji provést zejména v případech, že budeme analyzovat sestavu. V případě jedné součásti (Part) stačí tuto součást zkopírovat v pracovním adresáři pod jiným názvem (**File > Save a Copy**) a s touto kopií přejít do modulu STRUCTURE, ale jejím uložení do samostatného adresáře se nic nezkazí, naopak je to příznivější pro přehlednou správu dat na disku.

Tímto postupem se zajistí, že změny na modelu součásti, které budou vyžadovány pro úspěšné vytvoření výpočtového modelu v modulu STRUCTURE (odstranění kosmetických prvků (*Features*) jako jsou sražení a zaoblení hran apod.) neovlivní původní model, který je třeba součástí sestavy a provedené změny by v něm nebyly žádoucí.

Postup není nutnou podmínkou pro tvorbu výpočtových modelů v modulu STRUCTURE, ale je pouze dobře míněným doporučením, které by mělo zamezit problémům se správou souborů, které by mohly vést ke kolapsům vymodelovaných sestav.

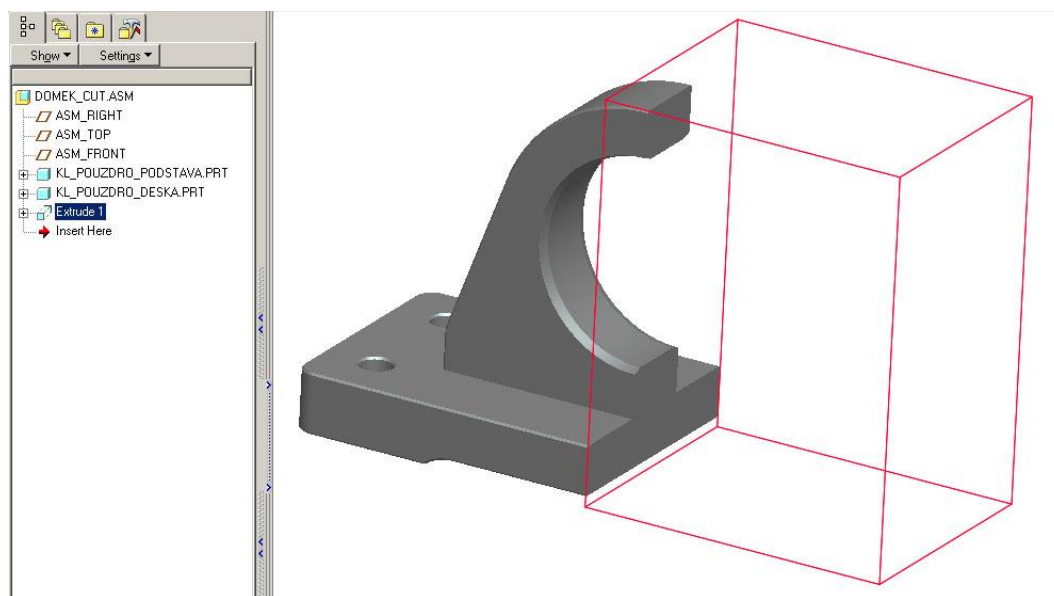
10.2.2. Vytvoření řezu modelu zrušením zrcadlení

Pokud chceme analyzovat model symetrické součásti vytvořený zkušeným uživatelem Pro/ENGINEERu je vysoce pravděpodobné, že v něm využije její symetrie při jejím modelování. Využije nástroje zrcadli (*Mirror Tool*). Úpravu pak tedy provedeme zrušením prvku vytvořeného tímto nástrojem a získáme tak model vhodný pro využití symetrického uložení v modulu STRUCTURE.

Nutno dodat, že tento postup lze aplikovat pouze na velmi omezené množství modelů, které si nejlépe tvoříme sami a už při jejich tvorbě bereme potaz následné využití jejich symetrie pro tvorbu symetrického uložení. U sestav se aplikovat nedá.

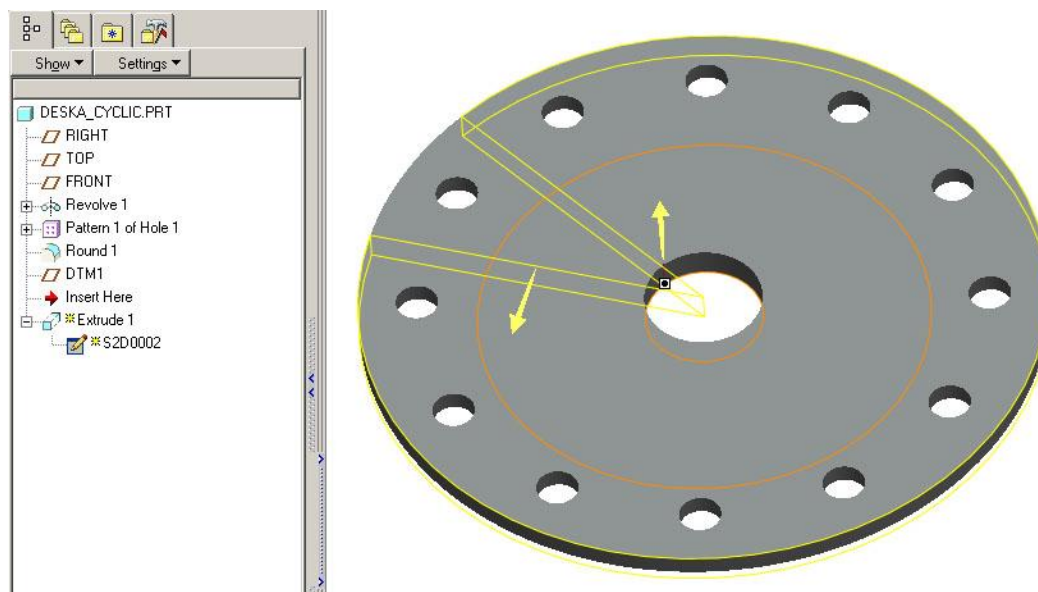
10.2.3. Univerzální tvorba řezu modelem

Někteří zkušení uživatelé by možná očekávali, že tímto univerzálním postupem je vytvoření řezu přes nástroj *View Manager – Xsec (View > View Manager)*, ale není tomu tak. Takto vytvořené řezy nelze použít v modulu STRUCTURE pro tvorbu symetrických uložení. Oním univerzálním nástrojem je **vložení prvku** (*Feature*), který od celého modelu odebere jeho nadefinovanou část. Nejčastěji se bude jednat o prvek vytvořený nástrojem *Extrude Tool*, který odebírá materiál v nadefinovaném prostoru. Tento postup funguje jak u modelů jednotlivých součástí (Part) tak u sestav (*Assembly*). V případě jeho využití u sestav je vhodné mít v modelovém stromě sestavy povoleno zobrazování prvků (*Features*)



Obr. 10.2.3-1 – Prvek sestavy vytvořený pro odříznutí symetrické části modelu sestavy

Tento postup lze aplikovat na všechny modely vytvořené nejrůznějšími modelovacími technikami, které CAD systém Pro/ENGINEER umožňuje. Jeho další nespornou výhodou je, že při odstranění, nebo potlačení (*Supress*) „odřezávajícího“ prvku získáme původní model součásti nebo sestavy.



Obr. 10.2.3-2 – Definování prvku pro odříznutí jedenácti dvanáctin z modelu příruby



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s technikami tvorby řezu symetrické části součásti vymodelované jako celek. Byl zde předveden postup, který lze aplikovat jak na modely součástí, tak sestav. V kapitole je rovněž věnován prostor doporučením ke správě souborů systému Pro/ENGINEER a vytváření záloh modelů součástí, ze kterých jsou tvořeny výpočtové modely pro analýzy v modulu STRUCTURE.



Kontrolní otázka

- 1) Jak lze dosáhnout vytvoření symetrické části modelu součásti nebo sestavy?
- 2) Proč je vhodné uložit model součásti, kterou hodláte analyzovat v modulu STRUCTURE pod jiným názvem?



Úkol k řešení

Proveďte odříznutí symetrické části (částí) z modelu součásti, kterou jste si připravili při řešení úkolu 10.1-1. S takto upraveným modelem přejděte do modulu STRUCTURE a v něm vytvořte výpočtový model součásti s využitím symetrického uložení typu *Mirror*. Nadefinujte a proveďte statickou analýzu vámi vytvořeného výpočtového modelu.

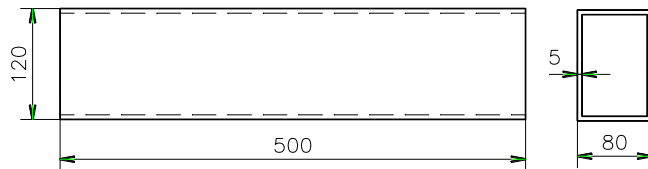
Proveďte odříznutí části z modelu součásti, kterou jste si připravili při řešení úkolu 10.1-2 tak, aby při tvorbě jejího výpočtového modelu bylo možné použít symetrického uložení typu *Cyclic*. Nadefinujte a proveďte statickou analýzu vámi vytvořeného výpočtového modelu.

11. PŘÍLOHY

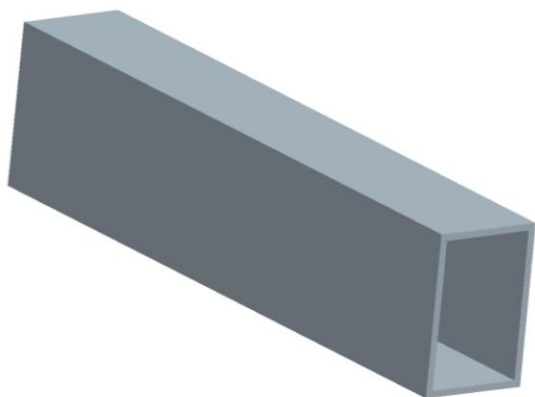
Příloha 1. krakorcový nosník



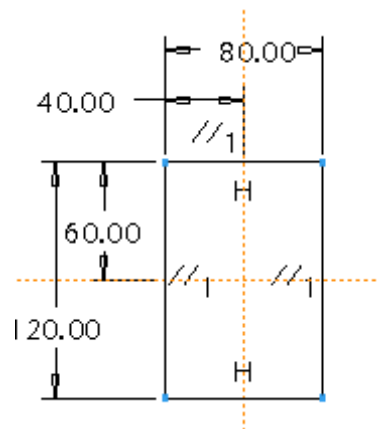
P.1-1 Schéma zadání
 $F=1000N$



P.1-2 Rozměry nosníku

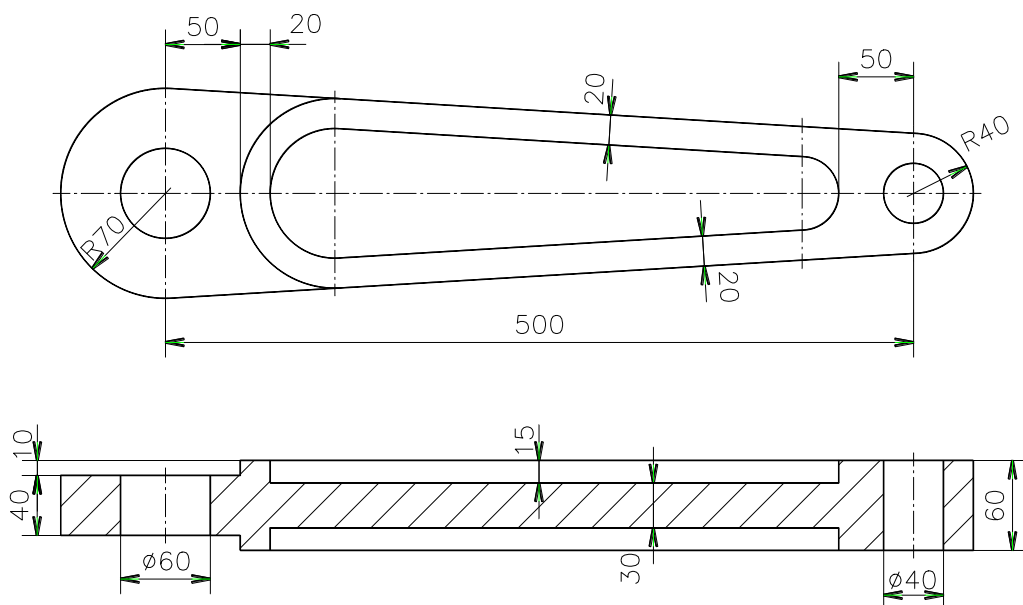


P.1-3 Model nosníku

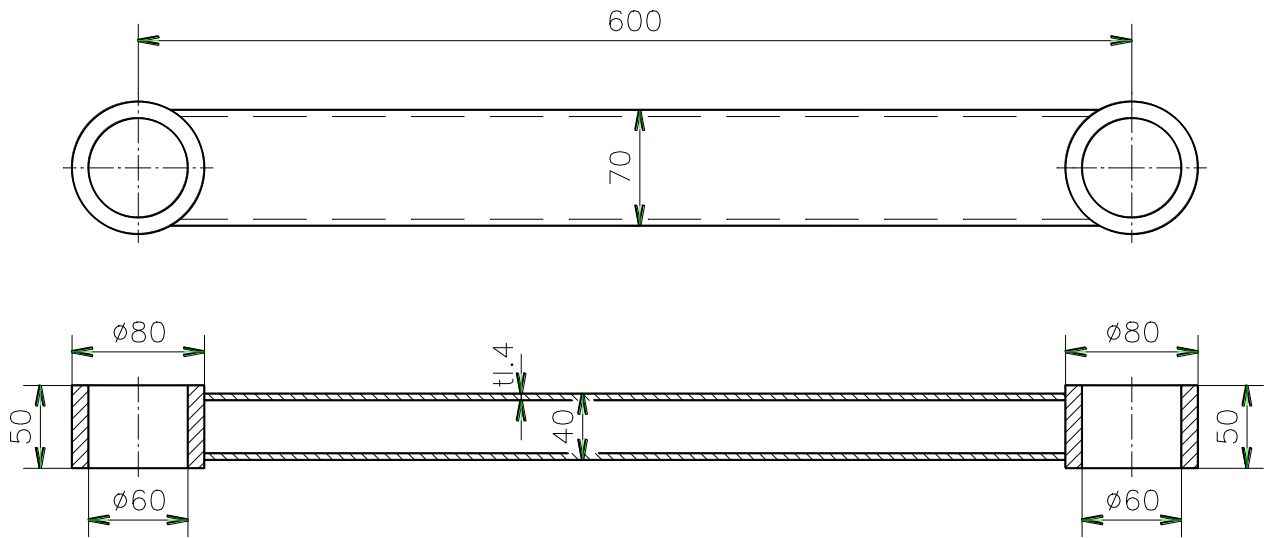


P.1-4 Kótování skici

Příloha 2. rameno

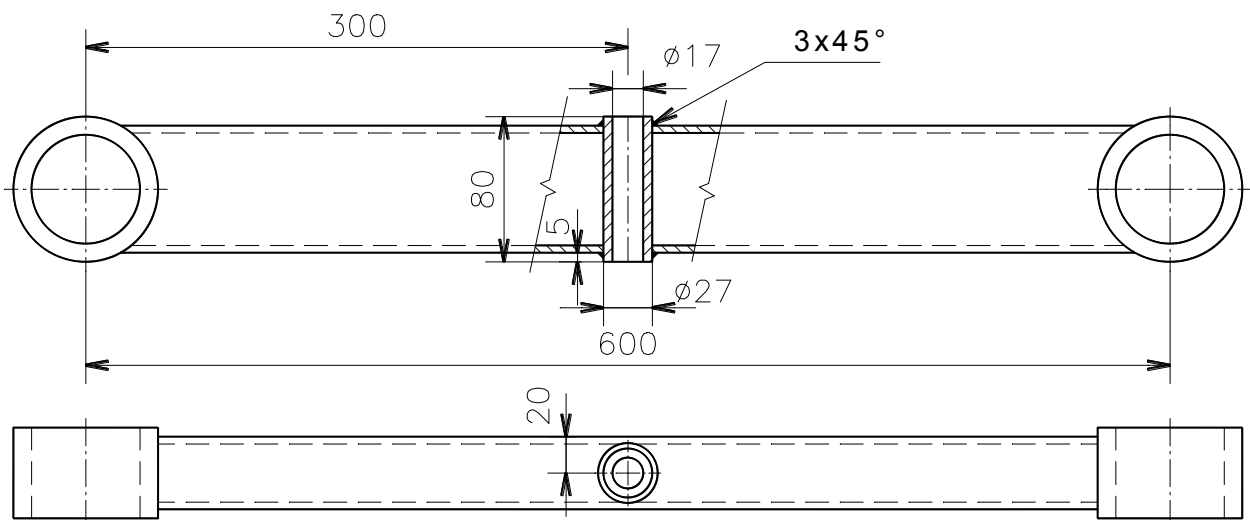


P.2-2 Výkres ramene

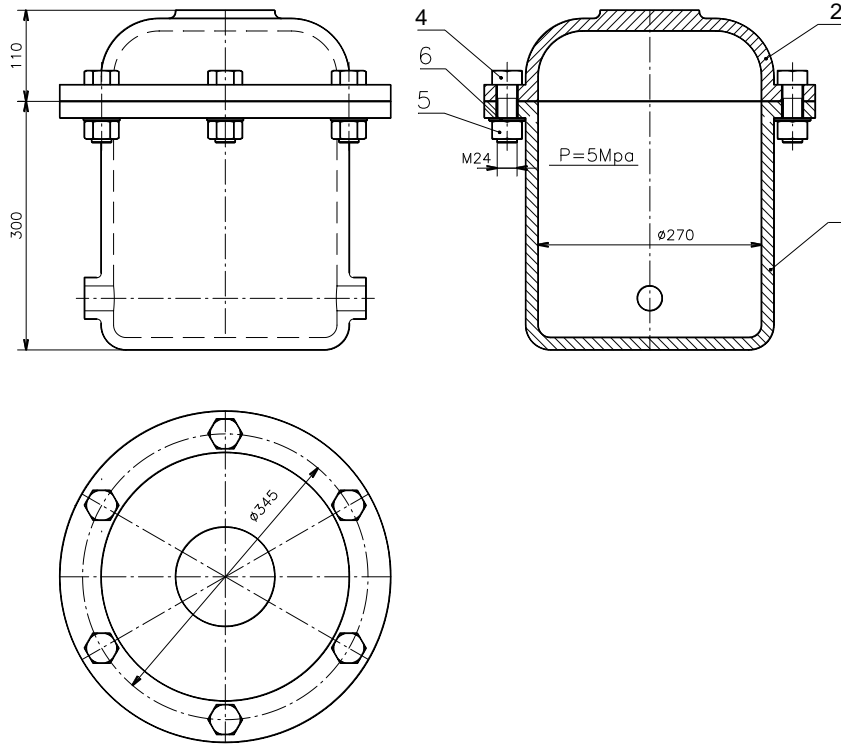
Příloha 3. Táhlo

P.3-1 Výkres táhla

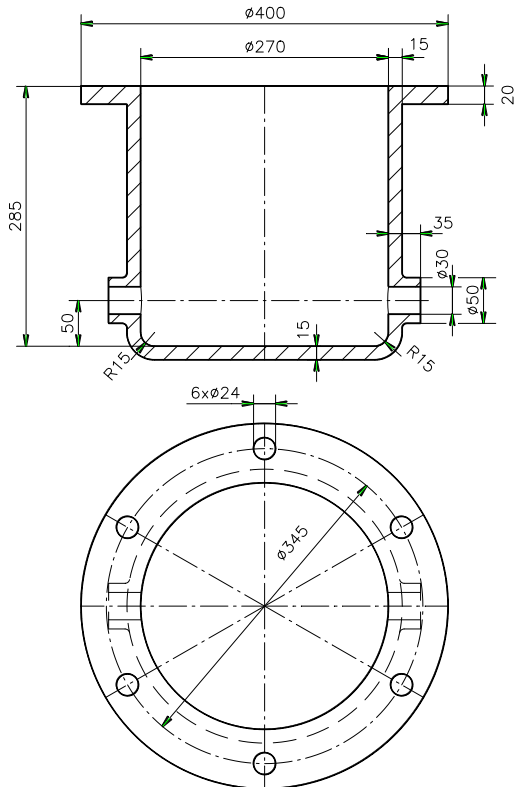
Materiál: Ocel (Steel)
 $F = 1000 \text{ N}$

Příloha 4. Úprava táhla

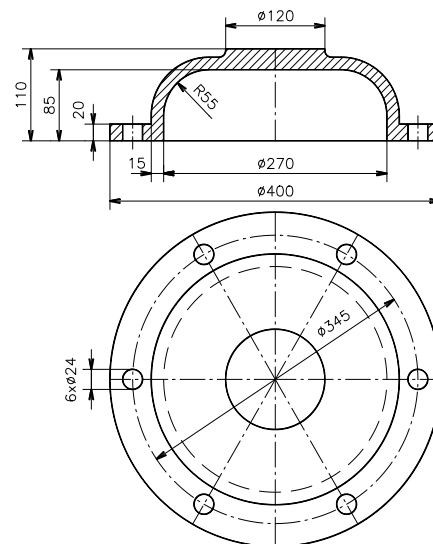
P.4-1 Upravené táhlo

Příloha 8. Tlaková nádoba

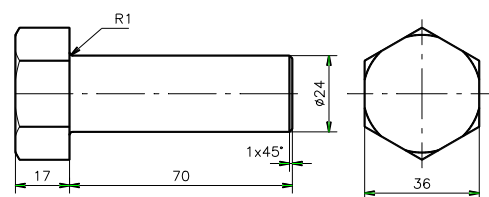
P.8-1 Sestava nádoby



P.8-2 Spodek nádoby



P. 8-3 Víko nádoby



P. 8-4 Šroub



Další zdroje

- HORYL, P. *Inženýrské základ MKP*. <http://www.337.vsb.cz/>
- PETRUŠKA, J. Počítačové metody mechaniky II- Metoda konečných prvků - <http://u208.fsih.cvut.cz/vyuka/PocitacovaMechanikaII.pdf>
- <http://www.ipmsolutions.sk/showdoc.do?docid=153> *Metódy adaptívnosti v Pro/Mechanica Structure.*
- <http://wood.q.mendelu.cz/cz/sections/FEM/?q=node/32> *Metoda konečných prvků.*
- PTC, Waltham , Massachusetts, USA, Pro/MECHANIKA, Using Structure, whith Pro/ENGINEER: USA 1997.
- Pro/ENGINEER Help, Structure and Thermal Simulation Help.
- Dejl, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I.*, MONTANEX, Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- LEINVEBER, J. – VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003, 866 str. ISBN 80-6-86490-74-2
- FRYDRÝŠEK, K. *Nosníky a rámy na pružném podkladu 1*. 1. vydání, VŠB TU Ostrava 2006, 463 str. ISBN 80-248-1244-4
- ČERNOCH, S. & KOL. *Strojně technická příručka*. Svazek 1.13. vyd. Praha: SNTL Praha, 1977, 1296 str.
- ČERNOCH, S. & KOL. *Strojně technická příručka*. Svazek 2.13. vyd. Praha: SNTL Praha, 1977, 1296 str.
- Havlík, J., Havlík, T.: *Pevnostní kontrola svaru trubky šneku a posouzení použitých materiálů trubky a náboje šnekového dopravníku*, XIII Miedzynarodowa konferencja – TEMAG 2005, Ustroń 2005, str. 79 - 84, ISBN 83-917265-9-2
- Havlík, J., Havlík, T.: *Dimenzování předepjatých šroubových spojení drah kladkostrojů s pojezdem*, 46. mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů, Sedmihorky 2005, str. 101 – 104, ISBN 80-7083-951-1
- KONEČNÝ, Z. KRYŠ, V. *Creation of the rotational joint for the strength calculation purposes*. Acta Mechanica Slovaca: Strojnická fakulta technickej university v Košiciach, Košice, 2-A/2006 ROBTEP 2006, ročník 10, str. 243 – 247, ISSN 1335-2393
- KONEČNÝ, Z. *Problematika optimalizace v konstrukci robotů*. IT CAD: Brno 2004: Brno, CCB, s.r.o., ročník 14, číslo 5/2004, s. 4-5, ISSN 0862-996x
- KONEČNÝ, Z.- FRYDRÝŠEK, K. *Methods of Strength Analyses in Robotic Design*, Prešov: ROBTEP 2002. s. 213-216. ISBN 80-7099-826-1
- KONEČNÝ, Z. *The stress analysis of robots and manipulators welded parts*. International Scientific Conference 55th anniversary of foundation of the Fakulty of Mechanical Engineering, Sesion 5 Robotics, Ostrava VŠB-TUO 2005, p. 45- 48, ISBN 80-248-0905-2
- KONEČNÝ Z. *Tvarová a rozměrová optimalizace při návrhu PraM: (disertační práce)*, Ostrava 2000



Klíč k řešení

Blok 1

- O 1.1-1 K čemu se používá metoda konečných prvků?
Metoda konečných prvků se používá pro pevnostní a deformační analýzy strojních součástí a uzlů.
- O 1.2-1 Pro který typ modelu se generuje prvek typu „tetrahedon“?
Prvek typu „tetrahedron“ se generuje pro objemové modely.
- O 1.3-1 Kolik stupňů volnosti má vetknuté uložení součásti?
Vetknuté uložení má nula stupňů volnosti.

Blok 2

- O 2.1-1 Která z použitelných výpočtových metod výpočtu používá P-technologie.
Metoda geometrických prvků.
- O 2.1-2 Jaký nejvyšší stupeň polynomu lze nastavit v metodě Quick Check
V této metodě je stupeň polynomu nastaven na hodnotu 3.
- O 2.2-1 Jaké jsou typy zobrazení měrných veličin?
Vystínovaný model, graf, vektory měrných veličin, zobrazení typu „model“.
- O 2.2-2 V jakých jednotkách se zobrazují měrné veličiny?
Zobrazené jednotky jsou závislé na nastavení jednotek modelu.

Blok 3

- O 3.1-1 Které entity lze použít pro definování kloubových podpěr?
Body, křivky, hrany.
- O 3.1-2 Jaký typ podpěr lze použít u objemového tělesa?
Pouze vetknutí.
- O 3.2-1 Jaký je průběh sil při zatížení v ložisku?
Má eliptický průběh.

O 3.2-2 Lze zatížit objemové těleso osamělou silou do bodu?

Ne, vznikají velké koncentrace napětí.

Blok 4

O 4.1-1 K čemu slouží plošné regiony v modelu?

Plošné regiony umožňují nadefinovat uložení (Constraint) nebo zatížení (Load) na požadovanou část (region) celistvé plochy modelu součásti. Dále jich lze využít jako prvků ovlivňujících automatické generování sítě geometrických elementů výpočtového modelu.

O 4.1-2 Lze vytvořit více plošných regionů najednou?

Nelze, každý plošný region musí být vytvořen samostatně. Toto platí i pro křivky, kterých se využívá při tvorbě plošných regionů. Referenční křivka plošného regionu musí být samostatný prvek (Feature) modelu, nebo musí být vytvořena přímo v průběhu tvorby regionu (pouze plošné regiony tvořené na rovině ploše).

O 4.1-3 Lze k vytvoření plošného regionu použít křivku vytvořenou ve standardním modeláři CAD systému Pro/ENGINEER?

Ano. Je však třeba dodržet pravidlo, že pro každý region musí být vytvořena křivka jako samostatný prvek (Feature). Nelze využít nástrojů pro zrcadlení (Mirror Tool) a tvorbu pole (Pattern Tool).

O 4.1-4 Jaký je rozdíl mezi křivkou, bodem příp. dalšími prvky modelu (Datum features) vytvořenými ve standardním modeláři a simulačními prvky vytvořenými v modulu STRUCTURE?

Simulační prvky vytvořené v modulu STRUCTURE se nezobrazují a nejsou přístupné v prostředí standardního modeláře.

O 4.2-1 Co to jsou idealizované prvky a k čemu slouží?

Idealizovaný prvek je komprimovaná geometrie součásti do plochy a jejím hlavním cílem je výrazné zjednodušení výpočtového modelu, které vede k rychlejšímu výpočtu analýzy. Lze jich využít pro simulování případu, kdy má povrchová vrstva součásti výrazně jiné materiálové vlastnosti než její zbytek. Další oblastí jejich využití jsou analýzy prutových soustav.

O 4.2-2 Jaká jsou omezení pro tvorbu idealizovaného prvku typu MIDSURFACE SHELL (skořepina)?

Idealizovaná součást musí být tenkostěnná. Pro tvorbu Shellu typu Midsurface je nutným předpokladem existence vnější a vnitřní plochy původní geometrie součásti, které jsou vzájemně rovnoběžné příp. soustředné. Plošné regiony výpočtového modelu musí být vytvořeny před vytvořením idealizovaných prvků. Geometrie součástí by měla být zjednodušena na maximální možnou míru.

- O 4.2-3 Jaká jsou omezení pro tvorbu idealizovaného prvku typu BEAM (nosník)?
Délka součásti musí být výrazně větší než její rozměry ve zbylých dvou směrech. V modelu musí být vytvořeny referenční prvky (body, křivky atd.) mezi kterými má být nosník (Beam) vytvořen.
- O 4.2-4 Je možné vytvořit výpočtový model jako kombinaci idealizovaných prvků a základního modelu typu SOLID?
Ano, ale na přechodech mezi idealizovanými prvky a objemovými (Solid) modely bude docházet k výrazné koncentraci napětí. U složitějších kombinovaných modelů často dochází ke zhavarování výpočtu. Vygenerování geometrických elementů je velmi problematické.

Blok 5

- O 5.1-1 Které typy idealizovaných prvků lze použít pro konstrukci kloubů?
Lze použít prvky typu „Beam“.
- O 5.2-1 Vysvětlete důvod použití objemového regionu.
Umožňuje rozdělení objemu pro upevnění křivky kloubu.
- O 5.3-1 Jakým způsobem lze definovat zatížení, aby bylo možno posoudit samostatné vlivy jednotlivých typů zatížení?
Při zadávání zatížení lze definovat několik „Load Sets“.

Blok 6

- O 6.1-1 Které pomocné prvky ovlivňují síť geometrických prvků?
Vztažné body.
- O 6.2-1 Co znamená pojem „Nodal Interval Ratio“ ?
Poměr mezi uzly při dělení hran.
- O 6.3-1 Jaké jsou možné rozsahy úhlů mezi hranami a plochami elementů?
Maximální úhel je $150^\circ \div 179^\circ$, minimální úhel $0^\circ \div 30^\circ$.

Blok 7

- O 7.1-1 Je možné posuzovat konstrukci svařence pouze podle maximální hodnoty napětí stanovené při analýze jejího výpočtového modelu? Zdůvodněte.
Není. Je nutné vycházet ze zobrazení rozložení vypočítaného napětí na součásti. Špičky napětí se budou koncentrovat v místech ostrých přechodů geometrie modelu, kterým se v případě analýz sestav nelze vyhnout. Dalším místem kde vznikají špičky napětí výpočtového modelu jsou hraniční křivky

plošných regionů, na které jsou nadefinovány uložení nebo zatížení. Je nutné rovněž zkontrolovat rozložení geometrických elementů sítě výpočtového modelu v místech špiček napětí.

O 7.1-2 Jaké je omezení využití modelu svařence vytvořeného jako sestava (Assembly)?

V případě, že je analyzovaný svařenec vytvořen ve standardním modeláři jako sestava, není možné simulovat materiál svaru se zaoblením (plynulý přechod mezi plochami).

O 7.1-3 Jak budete postupovat v případě, že výpočet analýzy nebude konvergovat v zadaném rozsahu?

V tomto případě je vhodné přistoupit k úpravě sítě vygenerovaných geometrických elementů výpočtového modelu tak, aby došlo k jejímu zhuštění v kritických místech modelu.

O 7.2-1 Jaké jsou možné postupy pro vytvoření výpočtového modelu tenkostěnného svařence?

Jsou v podstatě 3. Analyzovat svařenec jako objemové modely (Solid). Další možností je provést idealizaci MIDSURFACE tenkostěnných modelů svařence. Poslední možností je model, který kombinuje objemové a idealizované prvky. Tyto postupy je možné aplikovat nezávisle na tom jestli svařenec namodelován jako sestava nebo jeden part.

O 7.2-2 Jaká omezení platí pro využití idealizovaných prvků MIDSURFACE SHELL?

Idealizovaná součást musí být tenkostěnná. Pro tvorbu Shellu typu Midsurface je nutným předpokladem existence vnější a vnitřní plochy původní geometrie součásti, které jsou vzájemně rovnoběžné příp. soustředné. Plošné regiony výpočtového modelu musí být vytvořeny před vytvořením idealizovaných prvků. Geometrie součástí by měla být zjednodušena na maximální možnou míru.

O 7.2-3 Jaké jsou rozdíly při tvorbě idealizovaných prvků v případě, že je základní model svařence vytvořen jako sestava (Assembly) a v případě, kdy je vytvořen jako jedna součást (Part)?

V případě, že je model svařence vytvořen jako sestava je nutné idealizaci MIDSURFACE provést pro každou součást sestavy samostatně. To znamená s každou součástí sestavy přejít do modulu STRUCTURE a v něm vytvořit její idealizaci. Je to jediný způsob jak vytvořit idealizaci v sestavě. Dále je nutno pro spojení idealizovaných prvků vytvořit v modelu vazby typu svar (Weld) nebo pevná (Rigid Connection).

O 7.3-1 Jakých idealizovaných prvků je využito při simulování bodových svarů (Spot Weld)?

Při simulaci bodových svarů je využito idealizovaných prvků typu BEAM, které jsou nadefinovány mezi dvojicemi bodů.

- O 7.3-2 Proč není potřeba vytvořit vazby typu svar (*End Weld*) při idealizaci MIDSURFACE v případě, že je model svařence viz. Obr. 7.3.1-1 vytvořen ve standardu jako jedna součást (*Part*)?

Pokud je svařence vymodelován jako jedna součást (Part) nebo sloučen do jedné součásti příkazem MERGE, jsou vytvářené idealizované prvky MIDSURFACE spojovány automaticky.

Blok 8

- O 8.1-1 Jaký je doporučený způsob namáhání šroubu?
Šroub by měl být namáhán pouze silou v ose šroubu.
- O 8.1-2 Co ovlivňuje velikost napětí při analýze šroubu?
Způsob uložení šroubu.
- O 8.2-1 Který typ materiálu je použit pro simulaci naklopení kroužku ložiska?
Ortotropický materiál, v jedné ose má sníženou tuhost.
- O 8.2-2 K čemu slouží funkce „*Material Orientations*“ ?
K přiřazení materiálových vlastností vzhledem k osám vybraného souřadného systému.

Blok 9

- O 9.1-1 Co je účelem tvarové a rozměrové optimalizace?
Cílem tvarové a rozměrové optimalizace je nalezení optimálních tvarů součástí, při dosažení minimálních hodnot například hmotnosti, a při dodržení okrajových podmínek, tuhost, napětí apod.
- O 9.2-1 Jaký je rozdíl mezi lokální a globální citlivostí?
Lokální citlivost ukazuje vliv optimalizačních parametrů na cílovou funkci a okrajové podmínky v blízkosti aktuální hodnot parametrů, globální citlivost ukazuje vliv v celém rozsahu nastavení.
- O 9.3-1 Co je rozhodující pro výběr optimální varianty?
Zkušenost konstruktéra, technologické a výrobní podmínky.

Blok 10

- O 10.1-1 Jaké podmínky musí být splněny, aby bylo možno při tvorbě výpočtového modelu součásti využít symetrického uložení?

Součást musí mít přinejmenším jednu rovinu symetrie. Podle této roviny musí být symetrické rovněž uložení (Constraint) a zatížení (Load) výpočtového modelu součásti.

O 10.1-2 Jaký je rozdíl mezi typy symetrického uložení (*Mirror* a *Cyclic*)?

*Pro využití symetrického uložení typu *Cyclic* musí mít součást osu symetrie (rotační součásti, které je možno vytvořit orotováním kolem osy). Pro analýzu takových součástí pak stačí analyzovat pouze nejmenší pravidelně se opakující segment z jejího celku.*

O 10.1-3 Jak je potřeba upravit model součásti ve standardním modeláři, aby bylo možné využít symetrického uložení při tvorbě výpočtového modelu v modulu *STRUCTURE*?

*Je potřeba „odříznout“ symetrickou část nebo části modelu součásti. Do modulu *STRUCTURE* se přechází pouze se symetrickou částí modelu v případě uložení typu *Mirror*, nebo pravidelně se opakujícím segmentem v případě uložení typu *Cyclic*.*

O 10.1-4 Proč nelze zatížení přenášené ložiskem simulovat zatížením (*Load*) síla (*Force*)?

V případě zatížení Síla je totiž zatěžována celá válcová plocha díry. Síla je na tuto plochu rovnoměrně rozložena, což v případě ložiska není správné.

O 10.2-1 Jak lze dosáhnout vytvoření symetrické části modelu součásti nebo sestavy?

*Univerzálním způsobem je vytvoření prvku (*Feature*) ve standardním modeláři, který „odřízne“ symetrickou část modelu součásti. Platí jak pro model jedné součásti tak i pro model sestavy.*

O 10.2-2 Proč je vhodné uložit model součásti, kterou hodláte analyzovat v modulu *STRUCTURE* pod jiným názvem?

*Aby se změny na modelu nutně pro vytvoření výpočtového modelu v modulu *STRUCTURE* neprojevíly v původním modelu součásti, který může být prvkem sestavy. Změnami by mohlo dojít k odstranění referenčních prvků této nadřazené sestavy a k jejímu zhroucení.*