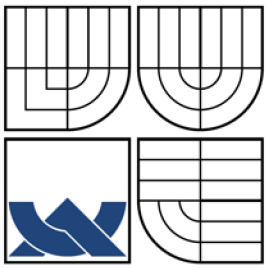
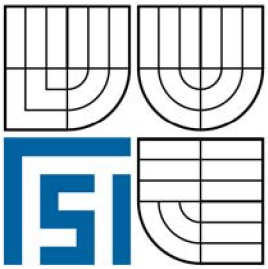


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

VÝPOČET PRŮHYBU SOUČÁSTI PŘI OBRÁBĚNÍ

CALCULATION OF DEFLECTION COMPONENT DURING CUTTING OPERATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — BC. PETR GREBEŇ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — DOC. ING. MIROSLAV PÍŠKA,CSC
SUPERVISOR

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav strojírenské technologie
Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Grebeň Petr, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní technologie a průmyslový management (2303T010)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočet průhybu součástí při obrábění

v anglickém jazyce:

Calculation of workpiece deflection when machining

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při obrábění součástí s poměrem délky k průměru vyšším než 5 dochází k jejich odpružení, které se projevuje změnou rozměrů obráběných součástí. Práce se zabývá výpočtem tohoto průhybu pomocí diferenciálnho počtu, který porovnává s výsledky numerických metod (ANSYS) a reálnými naměřenými hodnotami.

Cíle diplomové práce:

Vytvoření modelu zatížení součásti, analýza napjatosti, vyvolané obráběcím procesem.
Výpočet průhybu pomocí diferenciálního počtu.
Výpočet průhybu pomocí numerických metod.
Verifikace dosažených hodnot, zpracování deformačních diagramů pro běžné podmínky obrábění.

Seznam odborné literatury:

REID, D.T. Fundamentals of Tool Design. 3rd ed., 7th printing, 1991, SME, Dearborn, pp.755, ISBN 0-87263-412-4.
DUDZINSKI, D., SCHULTY, H. Metal Cutting and High Speed Machining. Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York, 2001, 1st. ed., pp. 490, ISBN 0-306-46725-9.
SPITLER, D. Fundamentals of Tool Design. SME, Dearborn, Michigan, 2003, 5th ed., pp.404, ISBN: 1-800-733-4763.
HUMÁR, A., PÍŠKA, M. Moderní řezné nástroje a nástrojové materiály. MM Průmyslové spektrum. Speciální vydání včetně CD. Praha, 2004, 110 s. ISSN 1212-2572.
T.BELYTSCHKO, T.LIU, K.MORAN: Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. J.Wiley, New York, 2000
NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. Pružnost a pevnost ve strojírenství, Praha: SNTL, 1989
HUEBNER, K.H. - THORNTON, E.A. - BYROM, T.G. The Finite Element Method for Engineers, 3rd ed. Wiley, New York, 1995, s.286.

Vedoucí diplomové práce:doc. Ing. Miroslav Píška, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 29.11.2007

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ L.S. DĚKANÁT

doc. Ing. Miroslav Píška, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Vybrané kapitoly z vědní disciplíny Pružnost a pevnost, aplikované na výrobu štíhlých součástí s různým přístupem řešení. Aplikace teorie prutů a nelineární diferenciální rovnice průhybové čáry druhého řádu na obráběnou hřídel. Numerický výpočet v programu ANSYS. Vyhodnocení a návrh variant řešení obrábění štíhlých hřídelových součástí bez podpory.

Klíčová slova

Pružnost a pevnost, prut v pružnosti a pevnosti, namáhání v ohybu, vzpěrná stabilita, metoda konečných prvků, stupeň přesnosti.

ABSTRACT

Selected chapters of the science branch "Elasticity and strength" applied to manufacturing of thin parts with various solution approaches. Applying theory of bars and a non-linear differential equation for the deflection line of the second order to a machined shaft. Numerical calculation in the ANSYS program. Evaluation and design of solution variants to machine thin shaft parts without supporting them.

Key words

Elasticity and strength, bar in elasticity and strength, bending stress, buckling stability, finite element method, accuracy level.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GREBEŇ, Petr. *Název: Výpočet průhybu součástí při obrábění*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60 s., 1 příloha. Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Píška, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Výpočet průhybu součástí při obrábění vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 21.5. 2008 ……

Petr Grebeň

Poděkování

Děkuji tímto **doc. Ing. Miroslavu Píškovi, CSc ,**
prof. Ing. Jindřichu Petruškovi, CSc,
doc. Ing. Antonu Humárovi, CSc
za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

Abstrakt 4
Prohlášení 6
Poděkování 7
Obsah 8
ÚVOD 9
1 POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÝCH METOD 11
2 MKP 13
2.1 *Postup výpočtu* 13
2.1.1 Definice problému 13
2.1.2 Geometrický model 13
2.1.3 Atributy úlohy 13
2.1.4 Zatížení, okrajová podmínka 16
2.1.5 Generování sítě 17
2.1.6 Výpočet 18
2.2 *Vyhodnocení a zpracování vypočtených hodnot* 18
2.3 *Přesnost řešení* 19
3 ZATĚŽOVANÁ SOUČÁST 21
3.1 *Vliv vnější silové soustavy* 21
3.2 *Stanovení řezných sil (odporů)* 22
3.3 *Vazby součásti k okolí* 25
3.4 *Parametry obráběné součásti* 26
3.5 *Zatížení obráběné součásti* 27
4 VERIFIKACE ZADANÉ SOUČÁSTI 28
4.1 Výpočtový model 28
4.2 Výpočet MKP 28
4.2.1 Výpočet dle zatížení varianta A 28
4.2.2 Výpočet dle zatížení varianta B 36
4.2.3 Shrnutí výsledků MKP výpočtu 42
4.3 Analytický výpočet 43
5 STANOVENÍ VÝPOČTU PRŮHYBU OBRÁBĚNÉ SOUČÁSTI 45
5.1 Základní popis stroje 45
5.2 Průhyb součásti 47
ZÁVĚR 55
Seznam použité literatury 57
Seznam použitých zkratek a symbolů 60

ÚVOD

Rozhodující vliv na kvalitu a cenu finálního výrobku má konstruktér. Po celou dobu vývoje výrobku zůstává odpovědnost na konstruktérovi. Závisí na jeho schopnostech a intuici, někdy i na štěstí, jak rychle a jak úspěšně dotáhne návrh do výrobní podoby. Pokud výrobek obstojí ve zkouškách, ještě neznamená,že je správně navržen. Návrh je třeba zhodnotit, zda není předimenzovaný, materiálově nebo technologicky zbytečně náročný a z tohoto důvodu zbytečně drahý a méně konkurenceschopný [14] .

K výběru nejlepší varianty řešení lze přistupovat [11] :

- **Intuitivně**
  Návrh řešení na základě znalostí a zkušeností.
- **Početně**
  Vytvoření výpočtového modelu s takovými zjednodušeními, která umožní popis reality dostupnými matematickými prostředky a zajistí přijatelnou shodu s realitou
  Výpočtové modely mohou být - analytické
  - numerické
- **Experimentálně**
  Nevýhodou experimentů na reálném objektu je především ekonomická a časová náročnost .

Konstruktér ovlivňuje významně produktivitu práce, určuje základní technické i ekonomické parametry výrobku, dává předpoklady a určuje charakter technologie výroby a vytváří základní znaky výrobního procesu. Již ve fázi návrhu lze zkontrolovat chování a vlastnosti součástí vystavených požadovanému zatížení. Podle zjištěných výsledků je možné provést konstrukční úpravy návrhu nebo přímo optimalizovat zvolené součásti a skupiny na požadované vlastnosti, a to ještě dříve, než dojde k výrobě [14] .

Stejně tak i při výrobním procesu se dnes stále častěji využívá analýza chování soustavy stroj, nástroj, obrobek. Značný potenciál nabízí metoda konečných prvků (dále jen jako MKP; anglicky Finite Element Method – FEM).

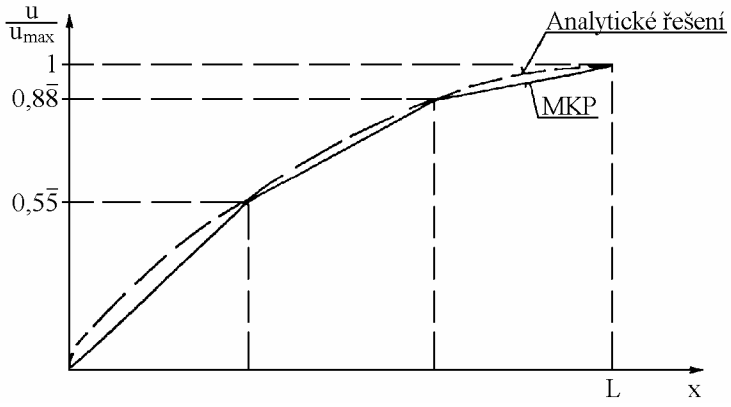
Můžeme tak pozitivně ovlivnit, čas potřebný na výrobu výrobku, jeho cenu, úroveň a kvalitu.

1 POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÝCH METOD

Základní úlohou pružnosti a pevnosti je při známém zatížení a uložení tělesa určit deformaci a napjatost ve všech místech tělesa [1]. Prakticky lze tento příklad řešit pomocí dvou základních postupů:

Analytické řešení - nalezení řešení parciálních diferenciálních rovnic. To lze efektivně provést jen u zatížených těles jednoduchých tvarů. Nalezení řešení pro tělesa obecného tvaru je pomocí analytických metod velmi problematické.

Numerické řešení – se používá pro řešení těles obecných tvarů. Výsledkem řešení výše uvedené úlohy jsou hodnoty posuvů a natočení ve vybraných bodech (uzlech) tělesa.



Obr. 1.1 Porovnání analytického a numerického řešení prutu – posuv střednice [1].

Analytické metody vedou obvykle na jednoznačnou funkční závislost mezi vstupními parametry (geometrické, materiálové, zatížení) a výstupními (napětí a deformace).

Přímá úloha znamená jen kontrolu hodnot (napětí, deformací) u navržené součásti, jednoznačně definované geometricky, vazbami, materiálem a zatížením [3].

Při řešení nepřímé úlohy určujeme výpočtem některou ze vstupních veličin. Vycházíme ze známé hodnoty některé výstupní veličiny. Pak lze obvykle docela snadno z analytického vztahu přímo vyjádřit hledanou vstupní veličinu.

Numerické metody vycházejí z variačního principu. Hledají řešení problému jako stav , v němž energie analyzovaného tělesa dosahuje extrémní (resp. neměnné) hodnoty. Energetický přístup je spojován s metodami jako je např. MKP. Numerické řešení převádí problém hledání spojitých funkcí na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů, pomocí nichž se hledané funkce přibližně aproximují [4].

2 MKP

2.1 *Postup výpočtu*

2.1.1 Definice problému

Jedná se o činnosti od rozhodnutí o způsobu výpočtu (statika lineární, nebo nelineární, dynamika, statika s teplem apod.), materiálovém modelu (lineární, plastický, teplotně závislý apod.), zatížení (charakter, časová závislost apod.), okrajové podmínce a další potřebná data.

2.1.2 Geometrický model

V současných programech převažuje způsob přebírání modelu součástí nebo sestav pro výpočty z CAD systémů, kde byly předtím vytvořeny jako součást návrhu nebo tvorby dokumentace přes standardní formáty, nebo nejnověji tzv. přímým přenosem geometrie ve formátu daného CAD systému. MKP systémy mohou být integrovány přímo do konkrétního CAD systému. Odpadají problémy transformace, přenosu a úpravy dat.

Pro výpočet je nutné idealizovat tvar geometrického modelu. Tím je myšleno odstranění detailů (zápichy, závity, malé rádiusy), které jsou nevýznamné pro výpočet a zbytečně by zvyšovaly velikost MKP modelu. U větších soustav bývá nutné nahradit spojovací díly kontakty [4].

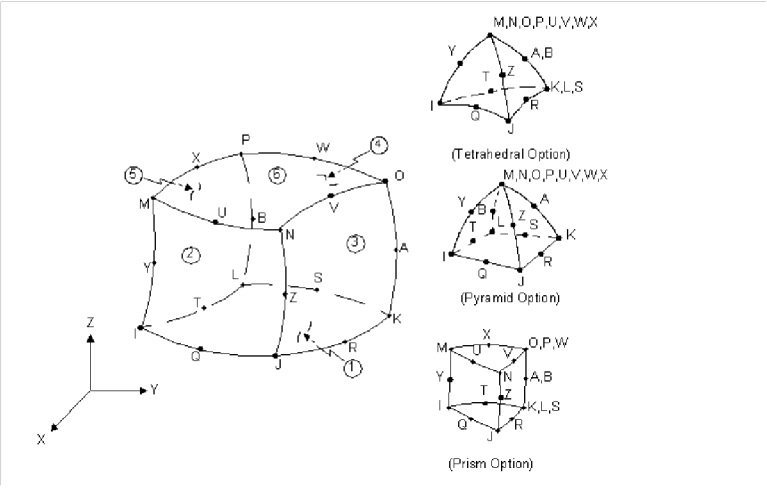
2.1.3 Atributy úlohy

Pro geometrický model je nutné zadat informace o materiálu, zvolit typ elementů a nastavit reálné konstanty popisující matematické vyjádření některých geometrických funkcí při volbě určitého typu elementů.

Materiálové vlastnosti

U MKP systémů to je velmi široký pojem. Pro multifyzikální výpočty je nutné znát kromě mechanických vlastností materiálu (v lineární i nelineární oblasti) také jejich závislost na teplotě, změny v závislosti na čase (tečení materiálu), únavové charakteristiky a podobně [4].

Volba typu elementů



Obr. 2.1 Element typu ANSYS SOLID 95 a jeho varianty [4].

Správná volba typu elementu je důležitým krokem MKP výpočtu. Řadu praktických úloh lze řešit zjednodušeně, bez plného trojrozměrného modelu. Týká se to např. úloh rovinných nebo rotačně symetrických.

Měřítkem kvality síťě konečných prvků může být rozdíl mezi vypočítanými a vyhlazenými průběhy napětí. Procentuální energetická chyba (poměr celkové energetické chyby sečtené na všech prvcích sítě k celkové energii napjatosti modelu) je parametr umožňující základní posouzení, zda použitá síť konečných prvků byla dostatečně hustá [1].

Přehled základních prvků **podle tvaru** [4]:

- 2D prvky (rovinné, resp. rotační symetrické),
- 3D prvky (prostorové),
- prutové prvky (pouze pro tah - tlak nebo ohyb)
- skořepinové prvky,
- deskostěnové prvky,
- speciální prvky.

Další rozdělení prvků je podle materiálových vlastností (konstitutivních vztahů). Základní typy prvků samozřejmě vycházejí z předpokladu lineárně elastického izotropního materiálu. U některých komerčních programových systémů však umožňují i modelování komplikovanějšího chování materiálu, jejich praktické používání však již vyžaduje podrobné pochopení matematického popisu jejich vlastností.

Základní typy **materiálového chování** [4] jsou:

- neizotropní elastické parametry jsou směrově závislé (příkladem jsou monokrystaly, dřevo, vláknové kompozity nebo vrstvené materiály),
- pružně plastické (ocel po překročení meze kluzu) s různým charakterem chování nad mezí kluzu (ideálně pružně plastický materiál, různé typy zpevnění),
- nelineárně elastické (deformace jsou vratné, ale nelineárně závislé na napětí,
- hyperelastické (vykazující pružné deformace řádu desítek až stovek procent),
- viskoelastické (deformace je i časově závislá, vykazují tečení, resp. relaxaci napětí),
- viskoplastické (jejich plastická deformace je časově závislá) atd.

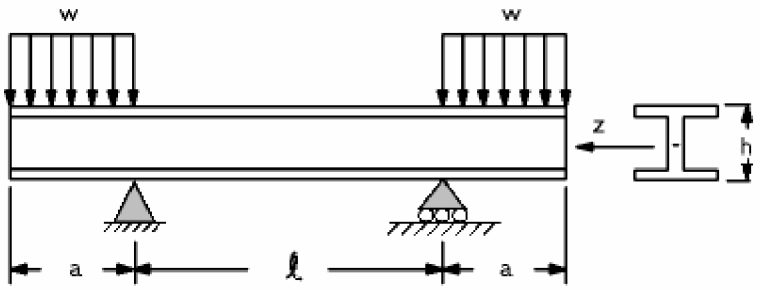
Nelineární chování řeší MKP systémy tak, že rozloží zatížení tělesa na řadu zátěžných kroků tak malých, aby chování v daném rozmezí bylo možné s dostatečnou přesností linearizovat (například nelineární závislost mezi napětím

a přetvořením nahradíme řadou přímek). Zatížení se přidává v jednotlivých krocích, deformace a napjatost se počítá lineárně, ale další přírůstek zatížení se přidává na těleso (síť konečných prvků) již zdeformované, případně se změněnými materiálovými vlastnostmi. Takto se postupuje až do dosažení konečné hodnoty zatížení. Každý přírůstkový krok zatížení přitom vyžaduje několik iterací a doba výpočtu bývá proto řádově vyšší než u úloh lineárních [4].

2.1.4 Zatížení, okrajová podmínka

Každá součást, jejíž mechanické vlastnosti máme simulovat výpočtem, je obklopena nějakým fyzikálním prostředím, které na ni určitým způsobem působí [11] . Počítanou součást je třeba stejně jako při klasických výpočetních postupech z fyzikálního prostředí uvolnit.

Analogicky s klasickými výpočetními metodami spočívá uvolnění součásti v definici jejího zatížení a uložení: je třeba definovat, jakým způsobem je součástka uložena a jak je zatížena.



Obr. 2.2 Zatížení a okrajové podmínky na součásti [4].

V určitých případech je nutné nejdříve zjistit zatížení pro výpočet předchozí kinematickou nebo dynamickou analýzou. Pokud je součást nedostatečně analyzována, je konstruktér odkázán na cit a zkušenosti.

Při uvolňování součásti je nutné postupovat velmi obezřetně: V případě špatně uvolněné součásti získáme výsledek neodpovídající skutečnosti. Takovou chybu žádný software neodhalí. Z fyziky je obecně známo, že každé těleso má v prostoru 6 stupňů volnosti , 3 posuvy ve směru základních os x, y, z

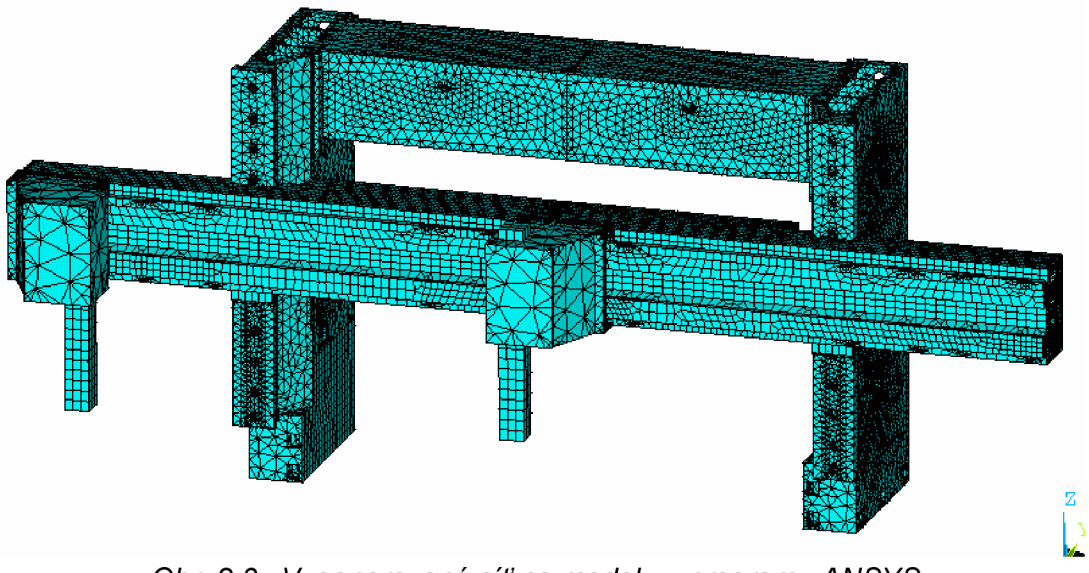
a 3 rotace kolem těchto základních os. Na tomto postulátu je založena i logika zadávání zatížení a uložení v analýze metodou konečných prvků. Způsob upevnění je označován jako okrajová podmínka.

Často používaný pojem „obecná okrajová podmínka“ zahrnuje zatížení plus okrajovou podmínku. Je nutné si uvědomit, že pro numerický výpočet nepostačuje prostá rovnováha vnějších sil. Každá součástka musí být správným způsobem uložena, a to i v případě rovnováhy sil.

2.1.5 Generování sítě

Je to proces vedoucí k vyplnění geometrického modelu uzly a elementy, tedy vytvoření sítě konečných prvků. Pro výpočet jsou nutné uzly a elementy, ne geometrický model. Počet prvků a způsob dělení je nutné provádět tak, aby výsledky byly dostatečně přesné. Jemnějším dělením (větší počet prvků) obdržíme přesnější výsledky, ale prudce narůstá náročnost úlohy na výpočtový čas a hardware. Obecně platí, že v místech, kde lze předpokládat koncentraci napětí (vruby, přechody) je nutné použít jemnější dělení.

Obecně platí, že jemnější dělení na prvky a poddajnější konstrukce dává přesnější výsledky. Model vytvořený pomocí sítě konečných prvků je vždy tužší než ve skutečnosti. Vždy vycházejí menší deformace než ve skutečnosti.



Obr. 2.3 Vygenerovaná síť na modelu v programu ANSYS.

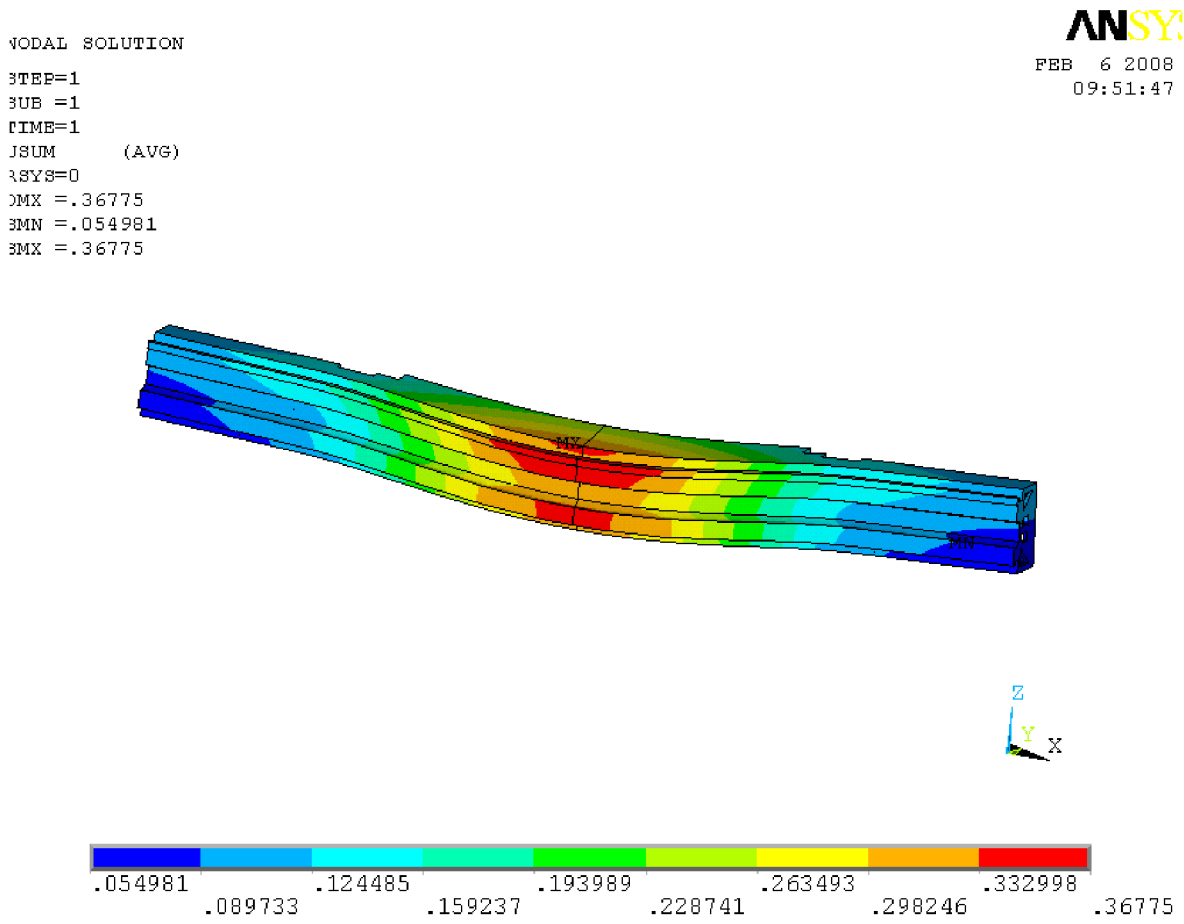
2.1.6 Výpočet

Hlavní faktory, ovlivňující čas výpočtu jsou velikost modelu (součást, soustava) a typ analýzy. Lineární výpočet běžných strojních součástek trvá řádově několik minut. Rychlost výpočtu je závislá jak na parametrech použitého hardware (procesor, operační paměť), tak i na velikosti modelu, která je dána počtem elementů a uzlů MKP modelu. Jestliže má např. objemový prvek pro statiku v každém uzlu 3 stupně volnosti, představuje počet uzlů vynásobený třemi počet neznámých řešené soustavy rovnic. I v případě jednotlivých, ale tvarově složitých součástek, se tak může jednat o soustavy řádově s tisíci a desetitisíci neznámých. Velikost modelu úzce souvisí s pojmem kvality a hustoty sítě.

2.2 *Vyhodnocení a zpracování vypočtených hodnot*

K zpracování a vyhodnocování výsledků slouží tzv. postprocesor, který je buď součástí základního programu (ANSYS), nebo to může být samostatný, na výpočtu nezávislý systém (FEMAP, Hypermesh, ICEM). Jedná se o rozsáhlý software. Mnohdy složité vyhodnocování v profesionálních systémech končí hodnocením únavy a životnosti, která je případně rozšířena o pravděpodobnostní hodnocení.

U integrovaných systémů je problematika výpočtů většinou zúžena na lineární oblast. Hodnocení lineárních výpočtů umožňuje použití jednoduchého vyhodnocení výsledků pomocí koeficientu bezpečnosti.



Obr. 2.5 Vyhodnocení celkové deformace součásti.

2.3 *Přesnost řešení*

V případě přesnosti výsledku řešení je nutné rozlišit rozdělení tohoto pojmu – diskretizace a chyba modelu.

Kvalita diskretizace udává přesnost výpočetní metody při zadaných okrajových podmínkách úlohy. Je přímo úměrná kvalitě sítě.

Pod pojmem chyba modelu si můžeme představit například nesprávně nebo nepřesně definovaná velikost a typ zatížení, uložení součásti, nevhodné nebo nepřesné zjednodušení modelu a podobně. Chyby modelu vznikají při převodu reálného fyzikálního problému na výpočetní model. Jako takové leží vně programu, a žádný software je nemůže odhalit.

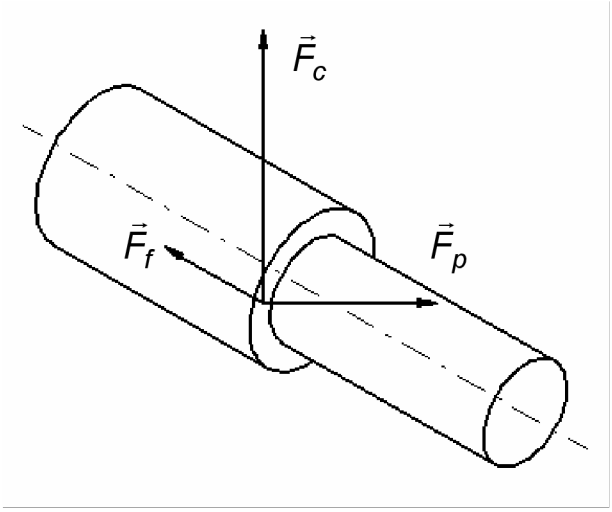
Teoretické znalosti mechaniky a fyziky a konstruktérský cit by měly být dostatečnou zárukou, aby chyby modelu byly minimální. Standardní dobře provedené výpočty vykazují poměrně malou odchylku od naměřených hodnot (5 ÷ 10 %).

3 ZATĚŽOVANÁ SOUČÁST

3.1 *Vliv vnější silové soustavy*

Při podélném soustružení tenkých hřídelovitých součástí dochází k jejich silovému namáhání [13] od :

- Stroje – namáhání na vzpěr normálnou silou působící v ose rotace obrobku. Je to vlastně síla, kterou upneme obrobek do stroje (síla přitlačení obrobku koníkem)
- Nástroje – namáhání na ohyb (pasivní síla nástroje F_p),
  – namáhání na krut (řezná síla nástroje F_c),
  – namáhání na vzpěr (posuvová síla nástroje F_f).



Obr. 3.1 Zatížení modelu silami od nástroje.

Abychom mohli zhodnotit zda lze danou tenkou hřídelovitou součást obrábět námi zadanými hodnotami tj. rychlosti posuvu, otáček, záběru třísky atd. bez podpory proti průhybu, je nutné zhodnotit vliv uvedených vnějších sil.

3.2 *Stanovení řezných sil (odporů)*

Řezná síla a řezný odpor korelují s principem akce a reakce. Tyto síly jsou stejně velké, ale opačně orientované.

Vektor celkové řezné síly F_{celk} vyvolané působením nástroje na obrobek je umístěný ve zvoleném bodu na ostří nástroje. Pro analýzu silových poměrů řezného procesu se celková řezná síla F_{celk} rozkládá do příslušných geometrických složek:

- řezná síla F_c (složka celkové řezné síly F_{celk} identifikovaná pravoúhlým průmětem do směru hlavního pohybu)
- posunová síla F_f (je dána průmětem celkové řezné síly F_{celk} do směru posunového pohybu)
- pasivní síla F_p (složka celkové řezné síly F_{celk} kolmá na pracovní boční rovinu a na směr výslednice řezného pohybu)

Výpočet složek celkové řezné síly je možné provést na základě empiricky vyšetřených závislostí. Pro podélné soustružení válcové plochy se uvádí mocninné závislosti [23] :

-vliv a_p , f

$$F_c = C_{F_c} \cdot a_p^{x_{F_c}} \cdot f^{y_{F_c}} \tag{3.1}$$

$$F_p = C_{F_p} \cdot a_p^{x_{F_p}} \cdot f^{y_{F_p}} \tag{3.2}$$

$$F_f = C_{F_f} \cdot a_p^{x_{F_f}} \cdot f^{y_{F_f}} \tag{3.3}$$

-vliv a_p , f , v_c

$$F_c = C_{F_{cv}} \cdot a_p^{x_{F_c}} \cdot f^{y_{F_c}} \cdot v_c^{z_{F_c}} \tag{3.4}$$

$$F_p = C_{F_{pv}} \cdot a_p^{x_{F_p}} \cdot f^{y_{F_p}} \cdot v_c^{z_{F_p}} \tag{3.5}$$

$$F_f = C_{F_{fv}} \cdot a_p^{\,x_{F_f}} \cdot f^{\,y_{F_f}} \cdot v_c^{\,z_{F_f}} \tag{3.6}$$

kde $C_{F_c}, C_{F_p}, C_{F_f}, C_{F_{cv}}, C_{F_{pv}}, C_{F_{fv}}$ jsou konstanty vyjadřující zejména vliv obráběného materiálu,

$x_{F_c}, x_{F_p}, x_{F_f}$ jsou exponenty, vyjadřující vliv hloubky řezu,

$y_{F_c}, y_{F_p}, y_{F_f}$ jsou exponenty, vyjadřující vliv posunu na otáčku,

$z_{F_c}, z_{F_p}, z_{F_f}$ jsou exponenty, vyjadřující vliv řezné rychlosti.

Pro dané podmínky řezného procesu jsou empiricky stanovené, přičemž a_p je hloubka řezu , f posuv na otáčku a v_c řezná rychlost.

Platnost vztahů *3.1 až 3.6* je omezena pracovními podmínkami zkoušek, na jejichž podkladě byly experimentálně stanoveny (obráběný materiál, nástroj – obvykle neotupený, typ nástroje, geometrie a řezný materiál, řezné podmínky, způsob chlazení). Jakákoli změna některého z uvedených parametrů se projeví ve změně hodnoty příslušné složky řezné síly. V literatuře je tento problém řešen opravnými koeficienty, kterými se vyjádří vliv konkrétní změny (např. úhel čela, úhel nastavení hlavního ostří, opotřebení nástroje atd.). Z hlediska řezných podmínek mohou být dané vztahy s předpokladem určité chyby použity i pro výpočet složek řezné síly pod dolní, resp. nad horní hranicí experimentálního rozsahu hodnot a_p, f, v_c.

Celková síla při obrábění se stanoví ze vztahu [13]

$$F_{celk} = \sqrt{F_c^{\,2} + F_p^{\,2} + F_f^{\,2}} \tag{3.7}$$

Pro známou velikost měrné řezné síly k_c je možné vypočítat řeznou sílu F_c dle vztahu [24] :

$$F_c = k_c \cdot A_D = k_c \cdot h_D \cdot b_D \tag{3.8}$$

Velikost řezné síly určují:

- fyzikální vlastnosti materiálu obrobku (zejména tvrdost a pevnost),
- velikost průřezu třísky → zejména tloušťka třísky,
- geometrie nástroje, případně další deformační podmínky,
- řezné prostředí, apod.

Měrnou řeznou sílu lze stanovit dle vztahu [24]

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h^{mc}} = \frac{k_{c1}}{\left(f \cdot \sin \kappa_r\right)^{mc}} \tag{3.9}$$

Hodnota exponentu ***mc*** závisí na fyzikálních vlastnostech materiálu obrobku a řezných podmínkách, zejména na tloušťce třísky $\boldsymbol{h_D}$ ($h_D = h$). Zmenšuje-li se tloušťka třísky, zvětšuje se poměrná hodnota deformační práce, protože se zvětšuje stupeň zpevnění materiálu i podíl pasivních prací na tvorbu třísky. Poměrně velmi malý vliv na měrnou řeznou sílu má šířka třísky $\boldsymbol{b_D}$.

V odborné literatuře [13] se také uvádí vzájemný poměr složek řezných sil při podélném soustružení pro

$\kappa_r = 45^\circ, h_D / f = 10$ a $\gamma_n > 0$ je

$$F_c : F_p : F_f = 1 : 0{,}4 : 0{,}25 \tag{3.10}$$

Řezná rychlost ovlivňuje velikost měrné řezné síly tím, že:

- ovlivňuje velikost oblasti a intenzity primární deformace,
- má značný vliv na teplotu deformovaného materiálu,
- určuje rychlost zatěžování materiálu obrobku,
- ovlivňuje velikost součinitele tření na čele i na hřbetě a vznik a velikost nárůstku.

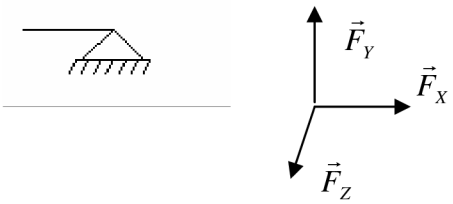
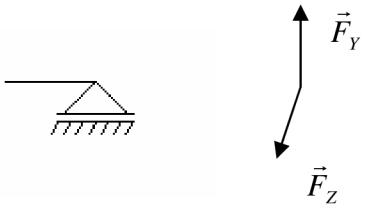
V **příloze 1** je uvedeno rozdělení materiálů a hodnoty měrných řezných sil podle firmy Sandvik Coromant [24].

3.3 *Vazby součásti k okolí*

Pro výpočet bylo zadáno uchycení součástky mezi čelní unašeč a koník (hrot).

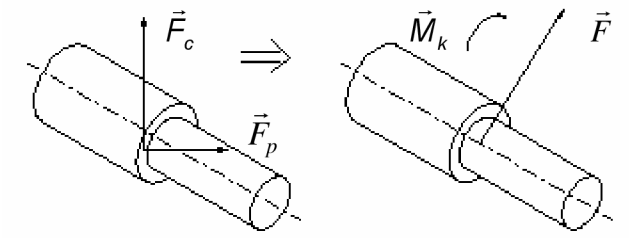
Čelní unašeč ⇒ vazba rotační

Koník ⇒ obecná vazba (podpora)

Vazbové parametry	***Schéma***	***Uvolnění***	***omezení***
Rotační vazba			UX = 0 UY = 0 UZ = 0
Podpora			UY = 0 UZ = 0

Obr. 3.2 Vazby na obráběné součásti.

Podle axiomu o soustředění sil do jednoho bodu lze zjednodušit namáhání [5] :



Obr. 3.3 Zjednodušení dle axiomu o soustředění sil.

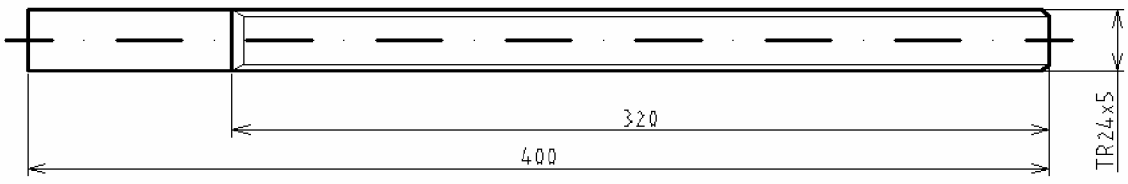
Výpočet průhybu a kritické vzpěrné síly poté ovlivňuje síla ***F***. M_k nemá vliv na početní výsledek průhybu a kritické vzpěrné síly.

3.4 *Parametry obráběné součásti*

Jde o hřídel na níž je soustružen v dané délce trapézový závit. Pro výpočet průhybu a kritické vzpěrné síly při řezání závitu je vhodné zvolit zjednodušení modelu. V místě závitu proto uvažujeme pro výpočet střední průměr závitu.

Materiálové vlastnosti obráběné oceli 12 050.1 [25] :

Youngův modul pružnosti	$2{,}05 \cdot 10^5$ MPa
Poissonovo číslo	0,29

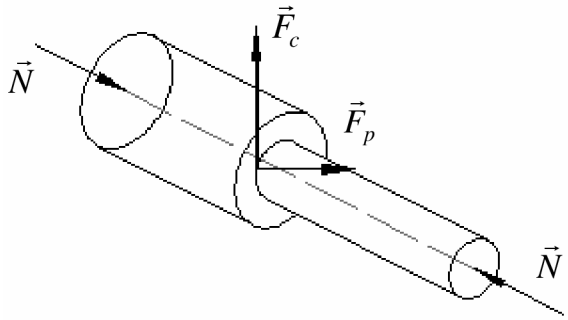


Obr. 3.4 Schéma obráběné součásti.

3.5 *Zatížení obráběné součásti*

Pro výpočet součásti byly zvoleny dvě varianty zatížení porovnávající vliv posuvové síly $\vec{F}_f$ a použití axiomu o soustředění sil.

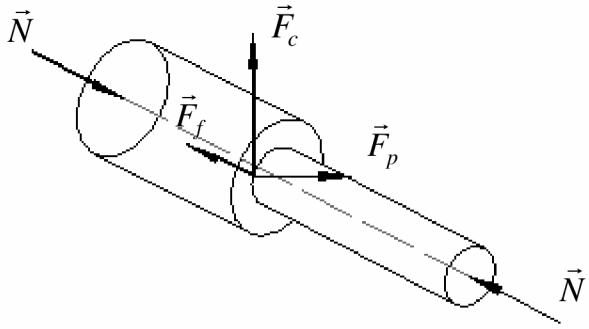
Varianta A)



Obr. 3.5 Zatížení varianta A.

$\vec{F} = 300\ N$ ($\vec{F} = \vec{F}_c + \vec{F}_p$), $\vec{N} = 6000\ N$

Varianta B)



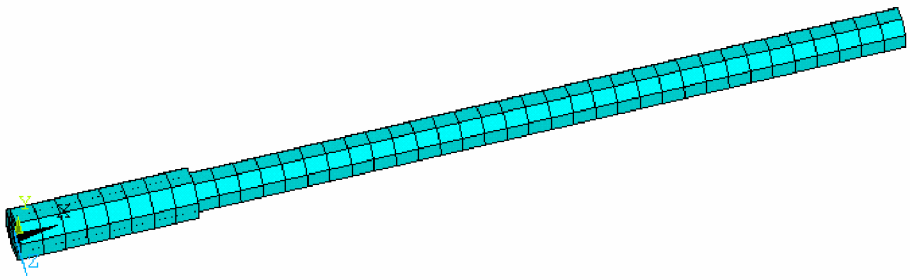
Obr. 3.6 Zatížení varianta B.

$\vec{F}_c = 278\ N$, $\vec{F}_p = 111\ N$, $\vec{F}_f = 70\ N$, $\vec{N} = 6000\ N$

4 VERIFIKACE ZADANÉ SOUČÁSTI

4.1 Výpočtový model

Hřídel (obr. 3.4) je řešena jako prutové těleso. V tomto případě je pak možné zatěžovat model osamělými silami bez vzniku napěťových singularit. Silové zatížení od nástroje bylo aplikováno uprostřed hřídele. K vytvoření sítě byl vybrán tříuzlový kvadratický prutový prvek BEAM189 [4].



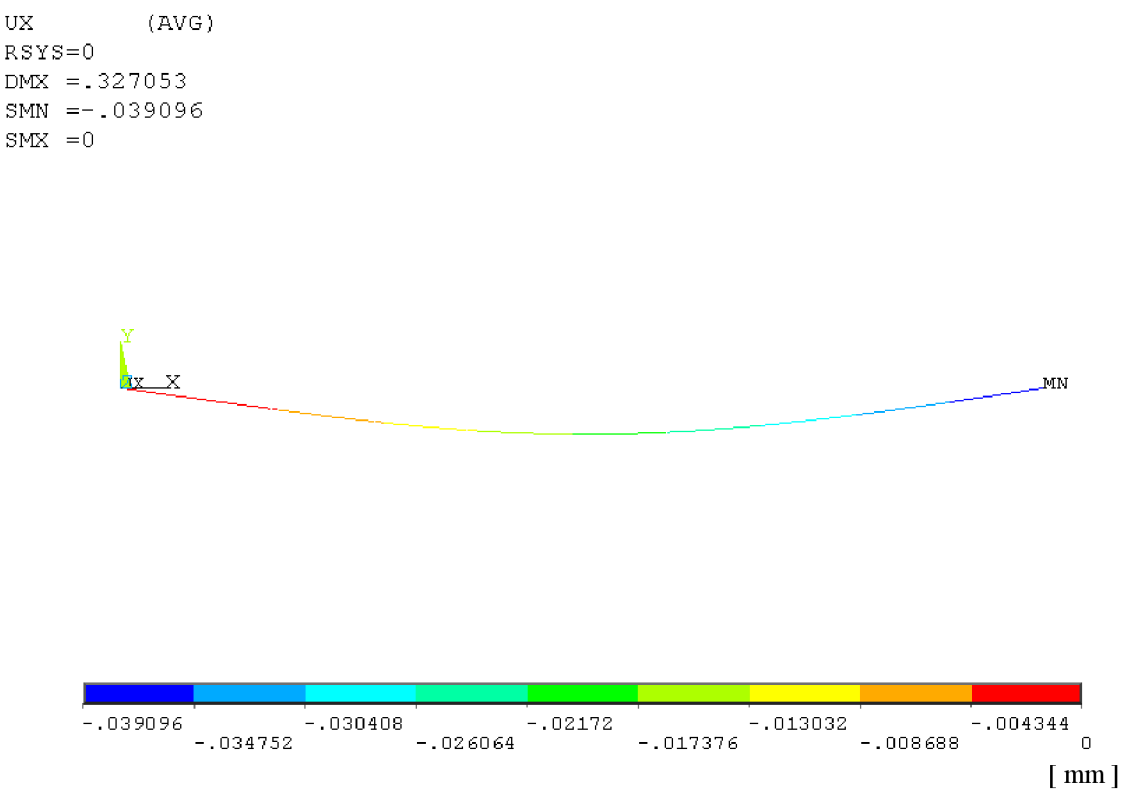
Obr. 4.1 Model součásti se sítí konečných prvků.

4.2 Výpočet MKP

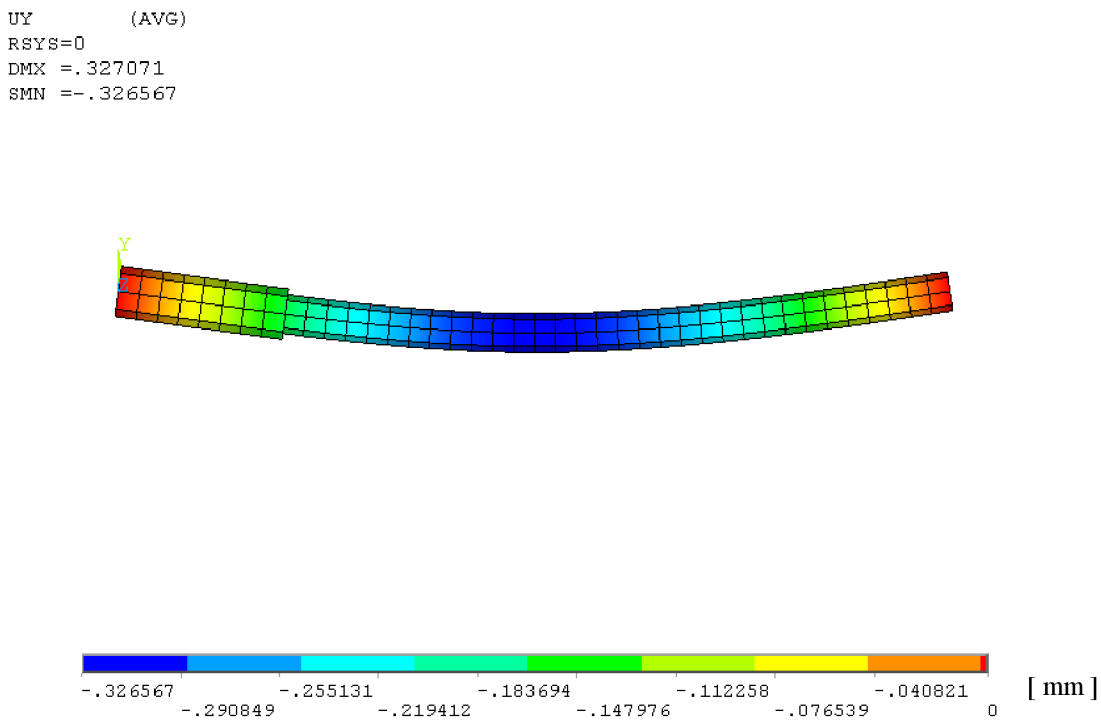
4.2.1 Výpočet dle zatížení varianta A

Výpočet průhybu

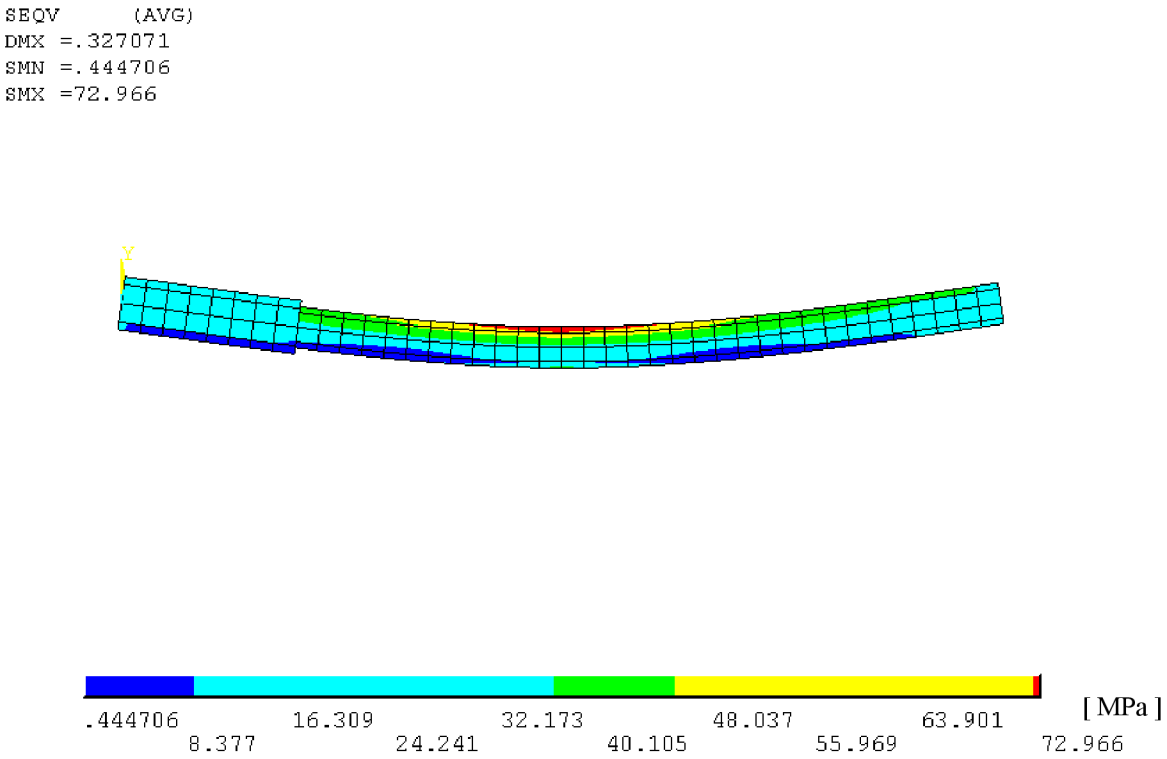
Statický lineární výpočet průhybu vychází z teorie výpočtu malých deformací *(obr.4.2, 4.3).* Je zde uvedeno i napětí od působících sil *(obr. 4.4).*



Obr. 4.2 Deformace v ose X.

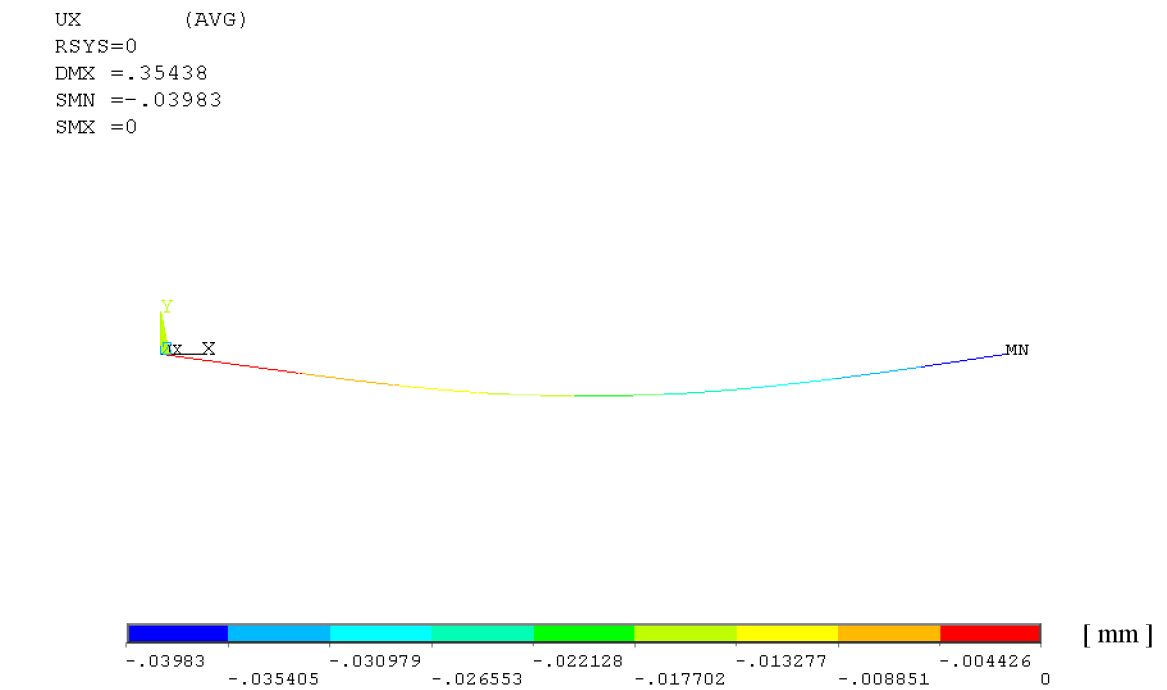


Obr. 4.3 Deformace v ose Y.

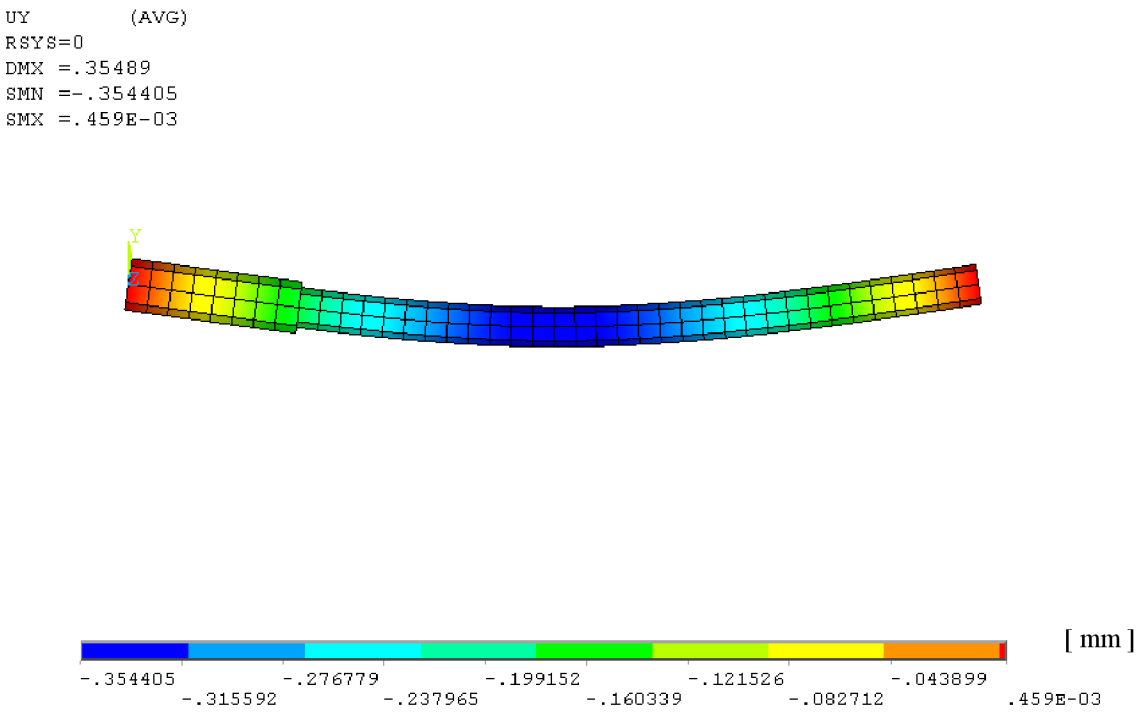


Obr. 4.4 Ekvivalentní Von Mises napětí.

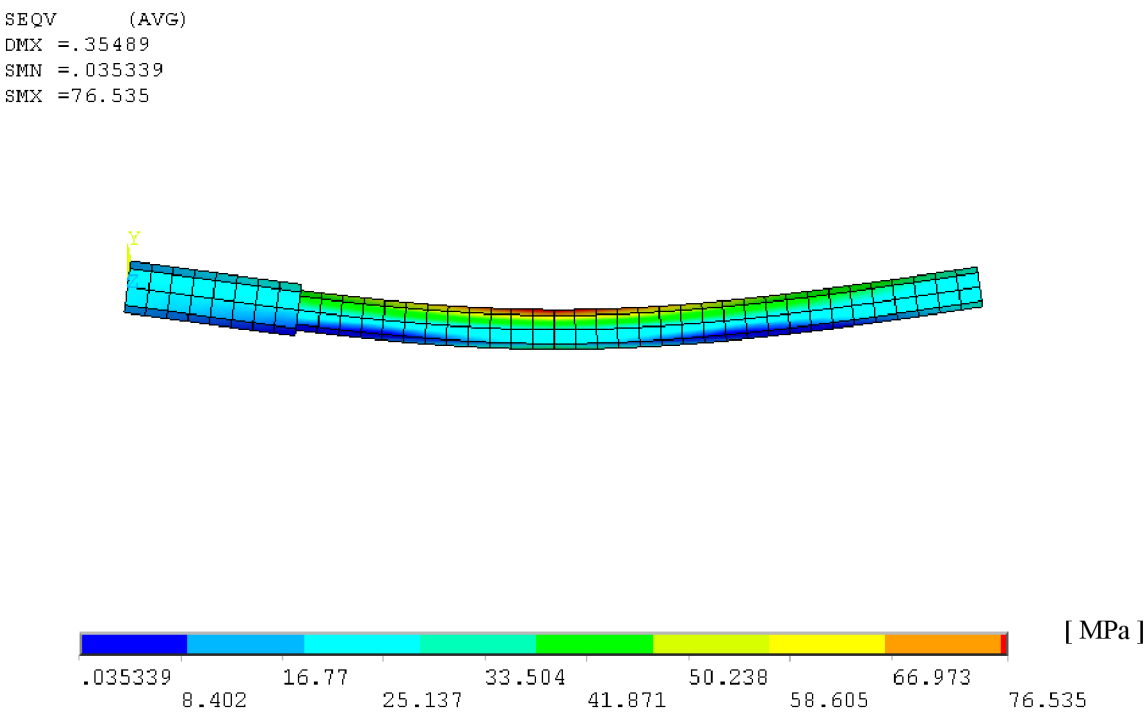
Pokud není jasné, zda počítaný případ patří do oblasti lineárního výpočtu, je vhodné provést pro kontrolu statický nelineární výpočet opírající se o teorii výpočtu velkých deformací *(obr. 4.5 – 4.7)*.



Obr. 4.5 Deformace v ose X.



Obr. 4.6 Deformace v ose Y.



Obr. 4.7 Ekvivalentní Von Mises napětí.

Kritická vzpěrná síla [4]

Z hlediska výpočtové analýzy představují problémy stability velmi problematické mezní stavy. Standardní analýza napjatosti a deformace tenkostěnné konstrukce vede na řešení základní rovnice lineární statické úlohy, která problémy se stabilitou nedokáže odhalit.

$$K \cdot U = F_o \tag{4.1}$$

K řešení problémů stability je možné použít dva odlišné typy algoritmů:

- lineární
- nelineární

V případě lineární ztráty stability analýza umožňuje numericky určit kritické zatížení, při kterém dochází k bifurkaci (rozdvojení rovnováhy) tenkostěnné konstrukce, zatížené až do okamžiku ztráty stability pouze membránovými (osovými) složkami napětí. Určí rovněž charakteristický tvar vybočení střednicové plochy, k němuž při ztrátě stability dojde. Praktické použití této varianty analýzy stability je omezeno jen na ideální geometrické tvary bez imperfekcí, u nichž nedochází před okamžikem bifurkace k ohybovému namáhání, jako např. u Eulerova vzpěru přímých prutů. U lineární analýzy je až do okamžiku bifurkace úloha lineární a ke ztrátě stability dojde náhlým skokem.

Geometrie a zatížení reálných těles jsou často takové, že jednotlivé prvky konstrukce jsou od samého počátku namáhány kromě membránových napětí i ohybem. Únosnost konstrukce nelze potom posuzovat z výsledků lineární analýzy stability, neboť k bifurkaci nedochází. Křivka zatížení (deformace) je hladká, nedochází k jejímu větvení, je však od počátku nelineární. V tomto případě je z hlediska správnosti výpočtu nutné úlohu řešit jako nelineární.

Lineární výpočet kritické vzpěrné síly [1]

Odvozenou prvkovou matici použijeme k sestavení globální napěťové matice, které probíhá sumací všech prvkových příspěvků podle stejného algoritmu, jako u ostatních globálních matic MKP. Pokud až do okamžiku ztráty

stability je problém lineární, pak se nemění charakter rozložení membránových napětí, ale pouze jejich velikost. Matici K_σ můžeme proto sestavit pro libovolně zvolené referenční zatížení F_x. Při λ-násobku působícího zatížení bude i napěťová matice tuhosti rovna $\lambda \cdot K_\sigma$. Otázkou je, při jaké velikosti zatížení dojde k situaci, v níž mohou existovat dva rozdílné rovnovážné stavy deformace, dané dvěma různými maticemi posuvů U a U + Ū. Pro oba stavy musí platit podmínky rovnováhy:

$$\left(K + \lambda \cdot K_\sigma\right) \cdot U = \lambda \cdot F_0 \tag{4.2}$$

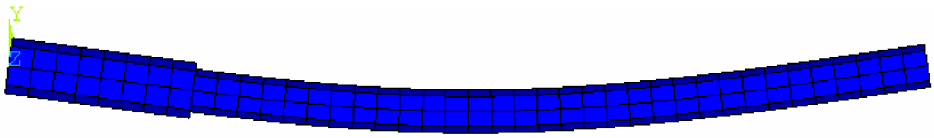
$$\left(K + \lambda \cdot K_\sigma\right) \cdot \left(U + \overline{U}\right) = \lambda \cdot F_0 \tag{4.3}$$

Odečtením první rovnice od druhé získáme rovnici zobecněného vlastního problému:

$$\left(K + \lambda \cdot K_\sigma\right) \cdot \overline{U} = 0 \tag{4.4}$$

Pro určení skalárního multiplikátoru λ referenčního zatížení F_0. Zpravidla nás zajímá nejnižší vlastní číslo λ, umožňující stanovit nejmenší kritické zatížení. Jemu odpovídá vlastní tvar Ū, který představuje charakter vybočení při ztrátě stability, nikoli jeho velikost.

$$F_{krit} = \lambda \cdot F_0 \tag{4.5}$$

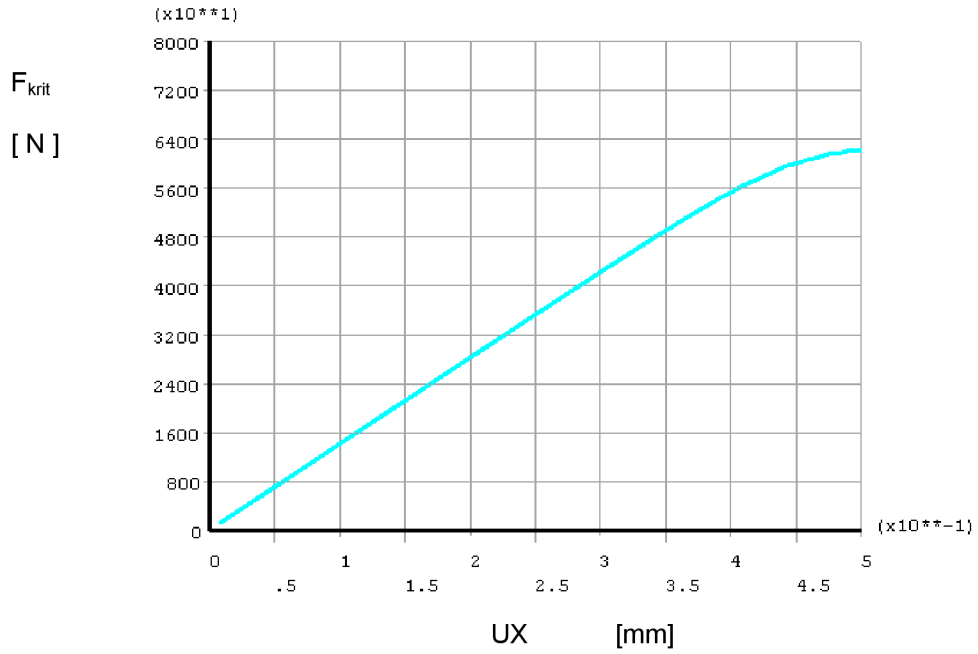


Obr. 4.8 Vlastní tvar při zatížení silou F_{krit}.

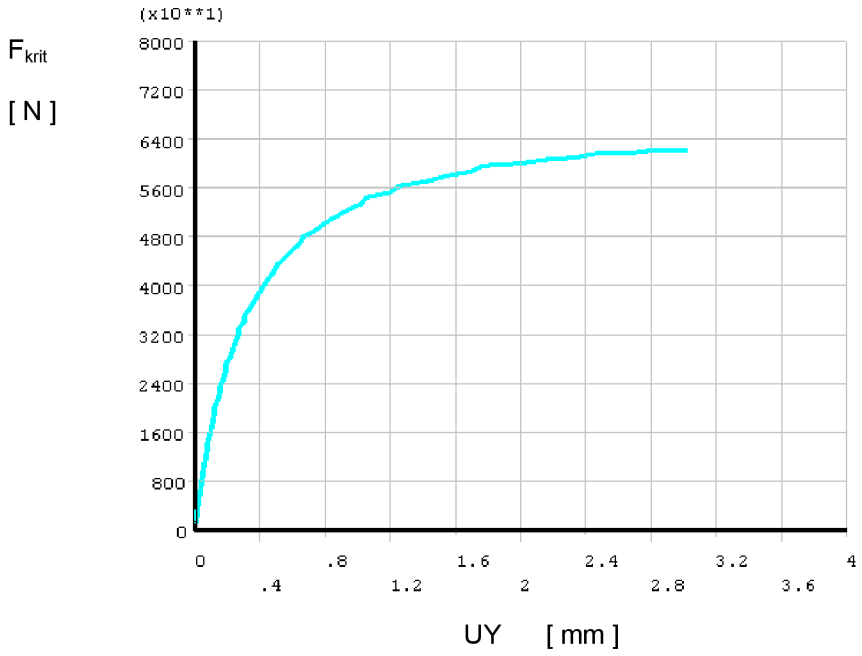
Nelineární výpočet kritické vzpěrné síly [1]

Nelineární přístup je schopen analyzovat odezvu konstrukce na postupně vzrůstající zatížení, případně i s následným odlehčením. Kromě geometrické nelinearity je zpravidla nutno uvažovat i nelineární chování materiálu. Již při zadávání takového problému je velmi obtížné zadání reálných imperfekcí (tvaru, zatížení, vazeb), jejichž velikost může zásadním způsobem ovlivnit výsledky. K jedinému případu bifurkačního chování tak lze podle velikosti a charakteru imperfekcí přiřadit teoreticky nekonečné množství geometricky podobných, ale deformačně-napěťovou odezvou navzájem rozdílných případů. Náročnost takového výpočtu z hlediska tvorby adekvátního numerického modelu, vlastní realizace výpočtu i jeho vyhodnocení je značná.

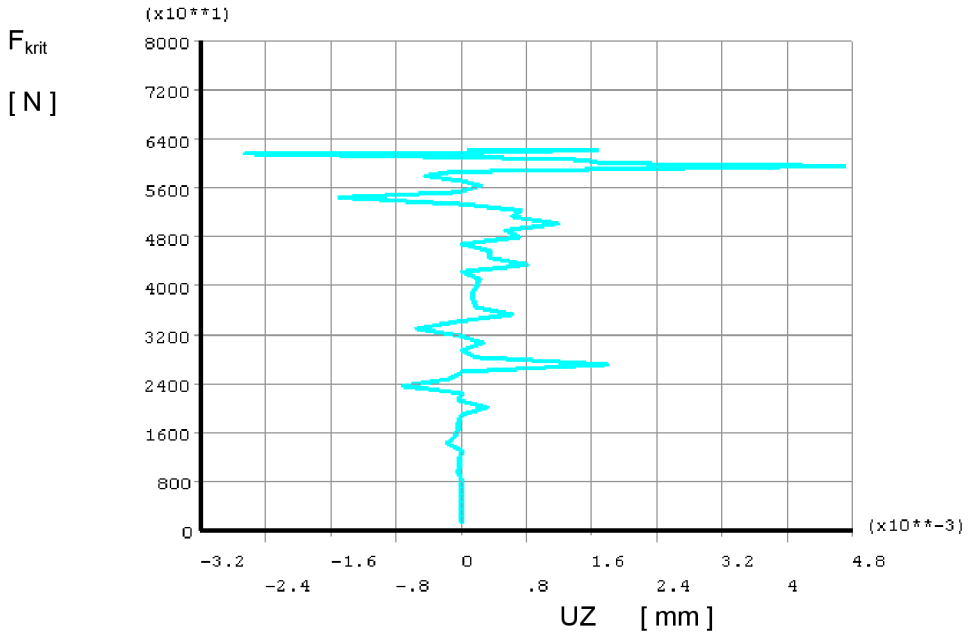
Graf 4.1 Závislost posunutí v ose X (UX) na kritické vzpěrné síle.



Graf 4.2 Závislost posunutí v ose Y (UY) na kritické vzpěrné síle.



Graf 4.3 Závislost posunutí v ose Z (UZ) na kritické vzpěrné síle.

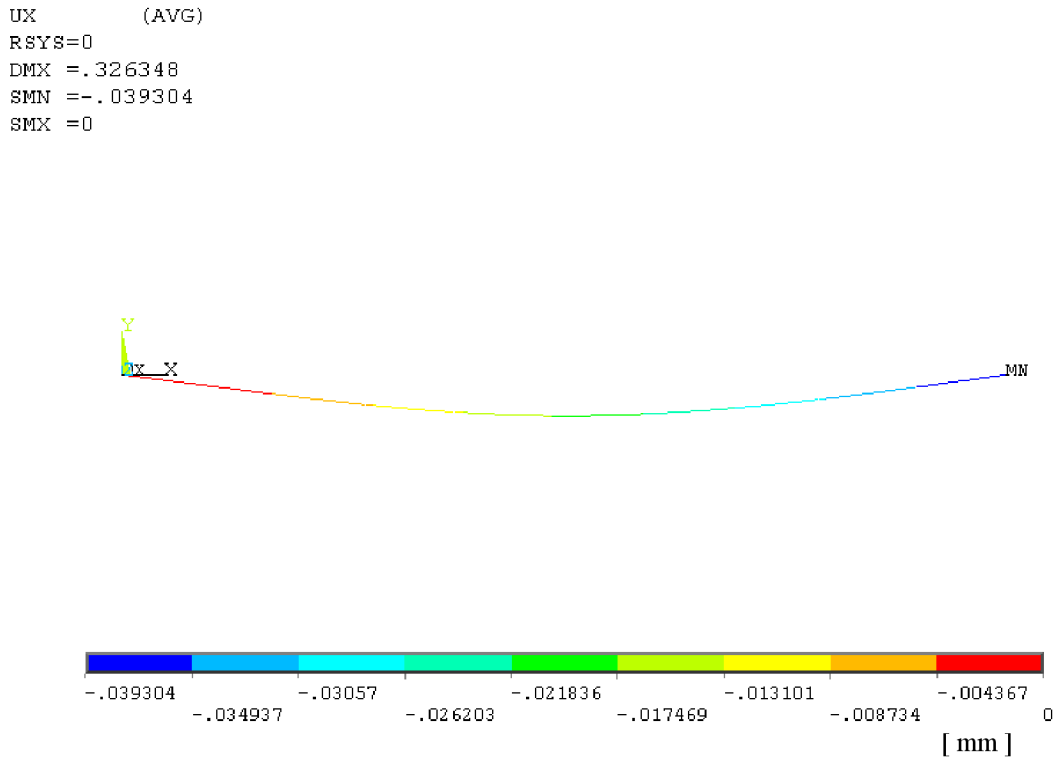


Hodnota kritické vzpěrné síly z nelineárního výpočtu je $F_{krit} = 62,3$ *kN.*

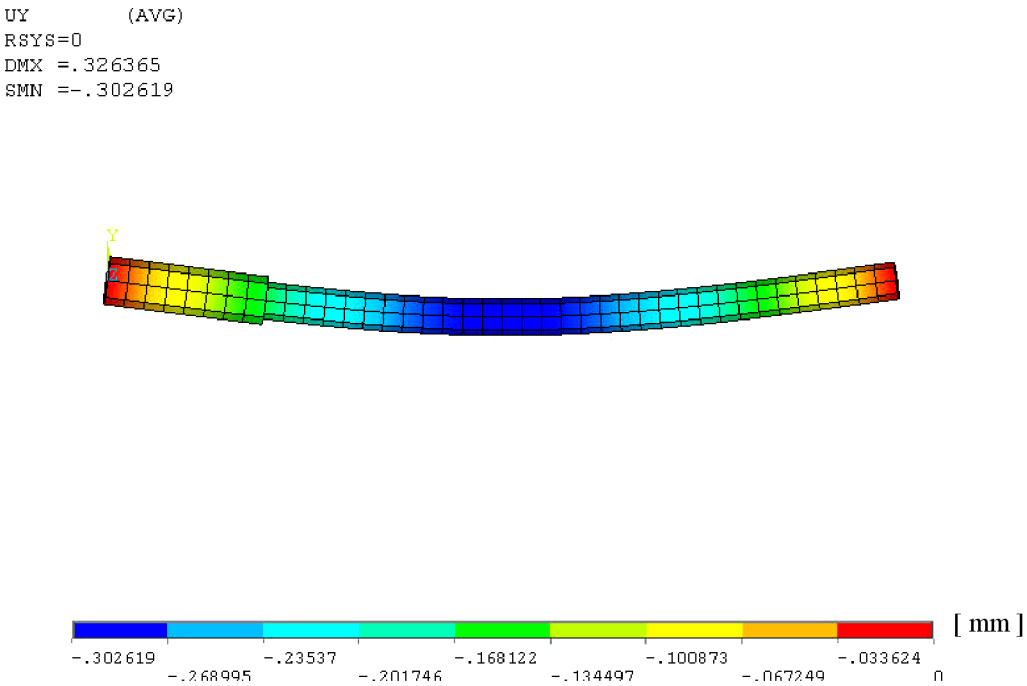
4.2.2 Výpočet dle zatížení varianta B

Výpočet průhybu

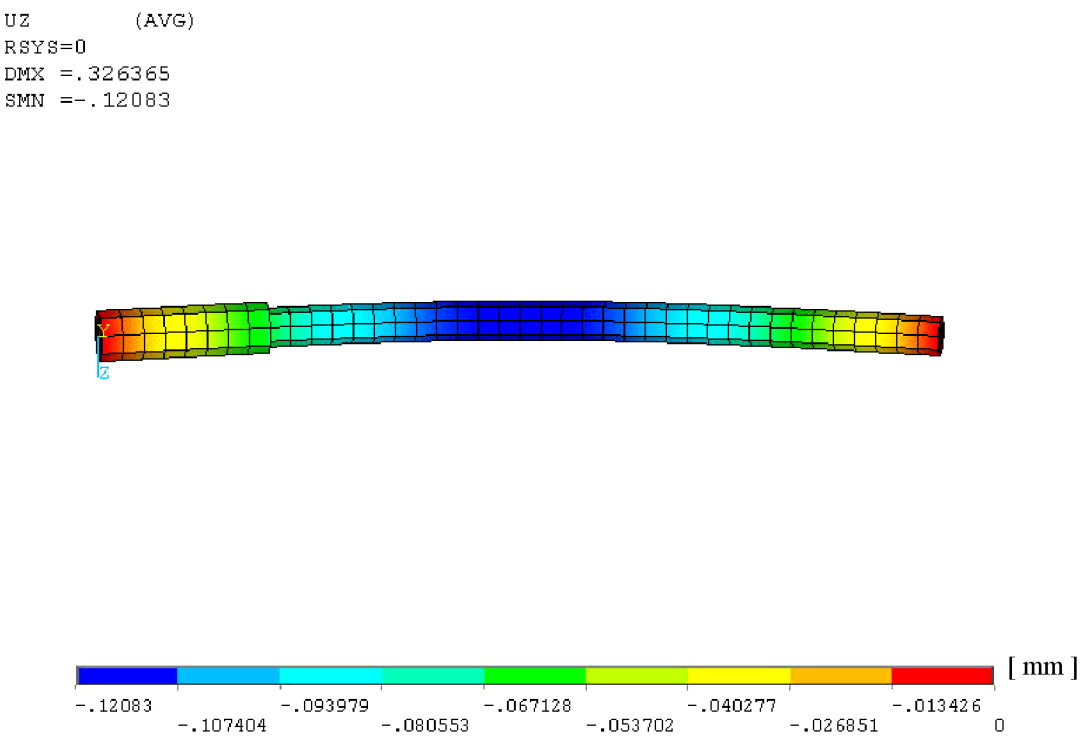
- Lineární výpočet



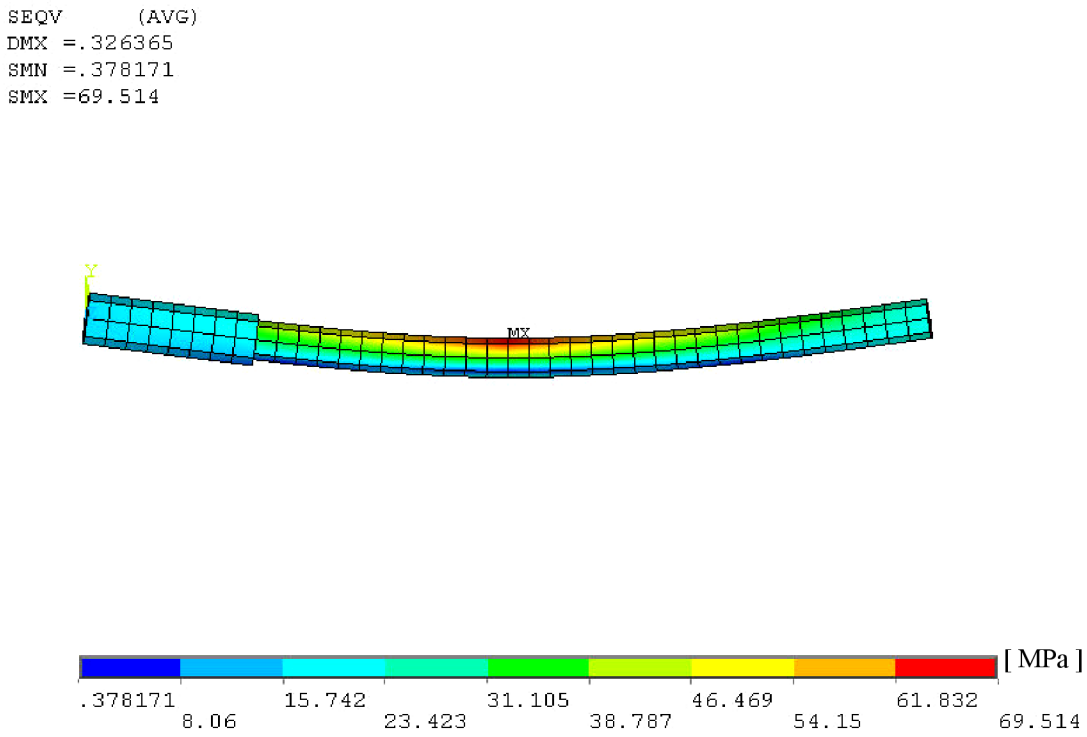
Obr. 4.9 Deformace v ose X.



Obr. 4.10 Deformace v ose Y.

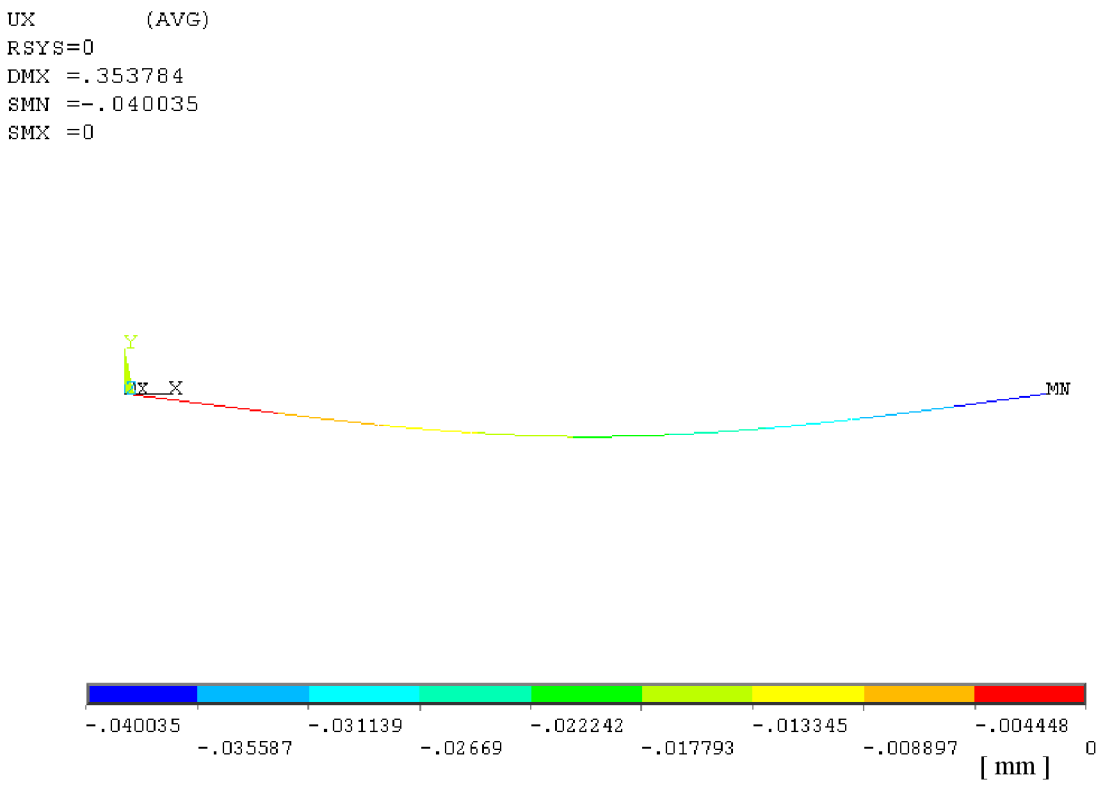


Obr. 4.11 Deformace v ose Z.

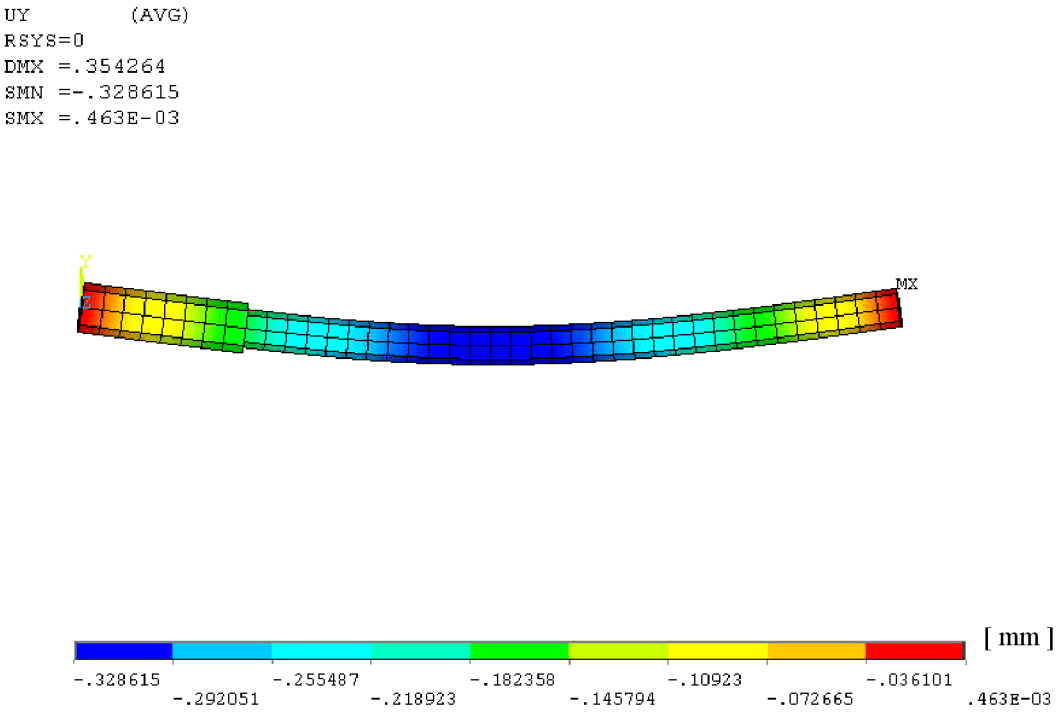


Obr. 4.12 Ekvivalentní Von Mises napětí.

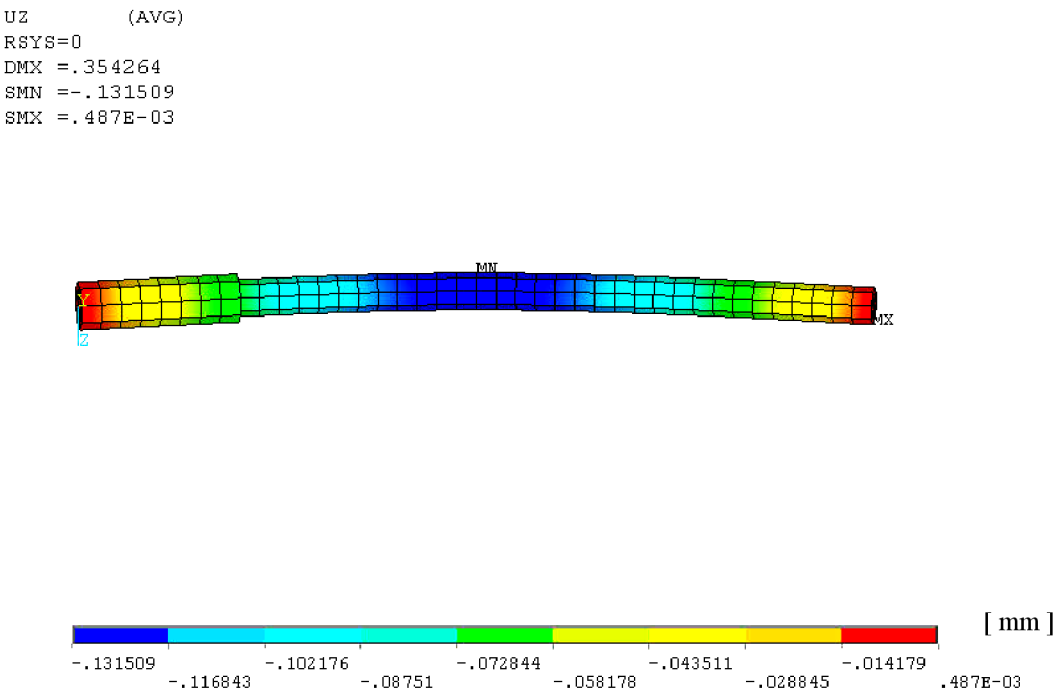
- Nelineární výpočet



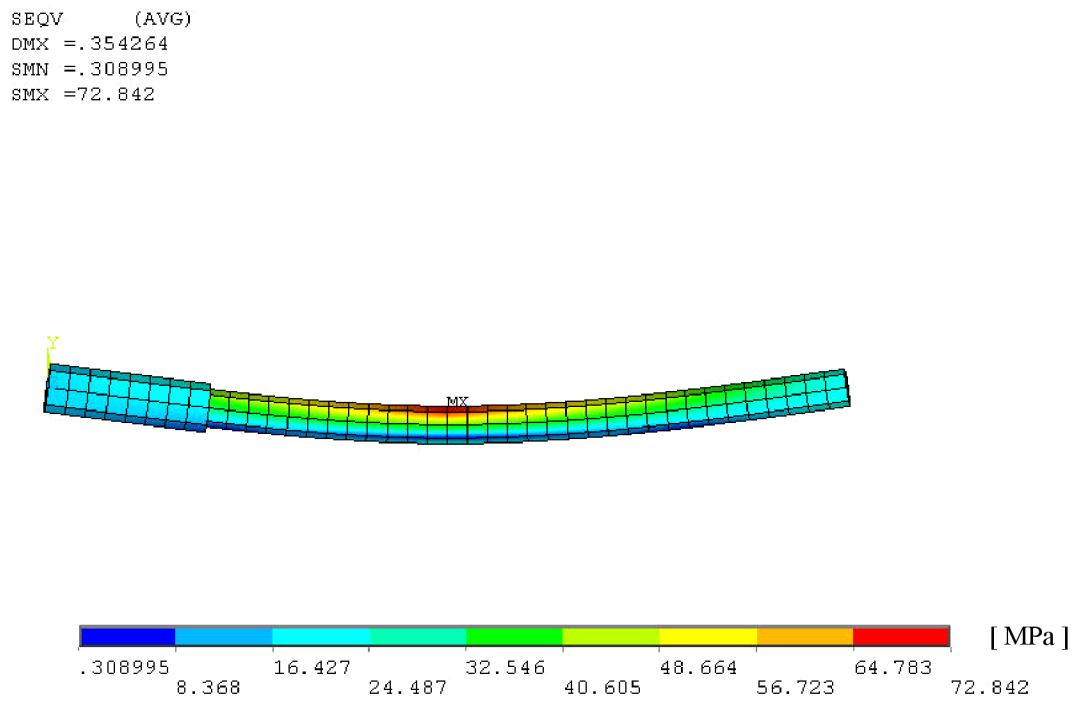
Obr. 4.13 Deformace v ose X.



Obr. 4.14 Deformace v ose Y.



Obr. 4.15 Deformace v ose Z.



Obr. 4.16 Ekvivalentní Von Mises napětí.

Kritická vzpěrná síla

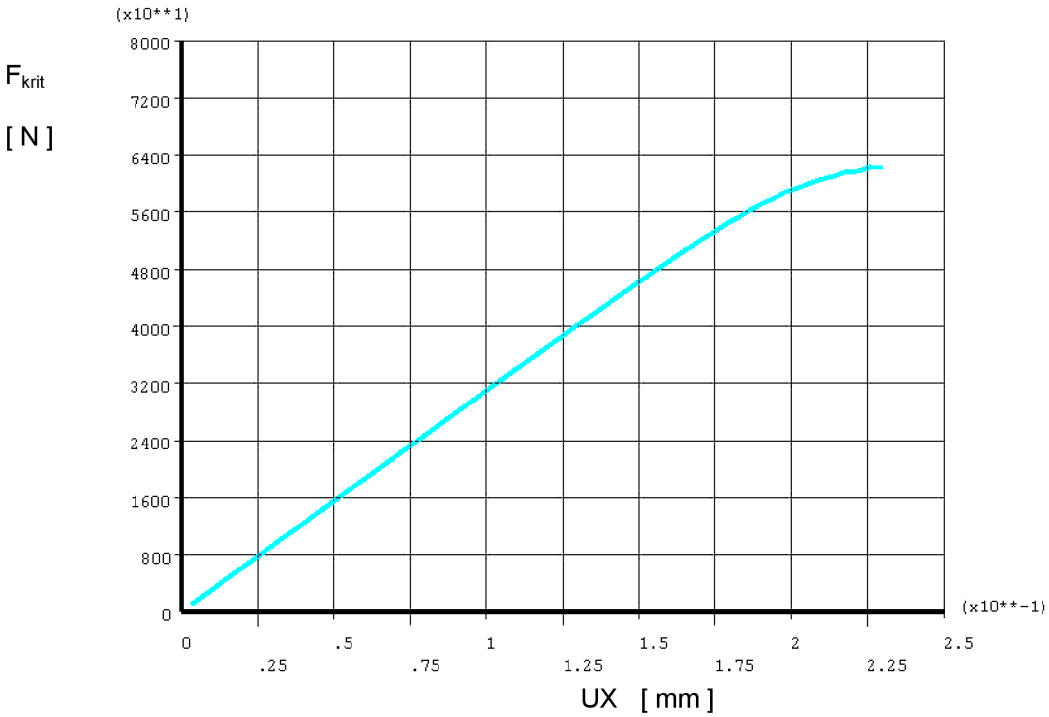
- Lineární výpočet kritické vzpěrné síly

$$F_{krit} = \lambda \cdot N = 12{,}151 \cdot 6000 = 72{,}9\,kN \tag{4.6}$$

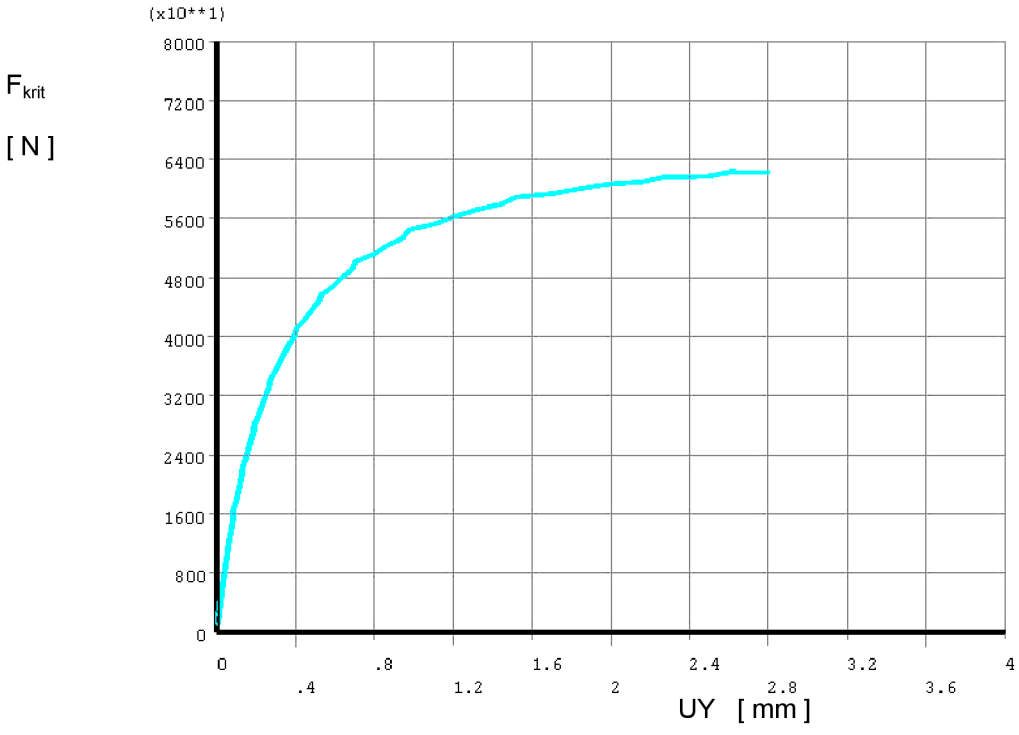
Hodnota výpočtu je shodná s variantou A, protože při lineární ztrátě stability nám analýza stability umožňuje numericky určit kritické zatížení, při kterém dochází k bifurkaci (rozdvojení rovnováhy) konstrukce, zatížené až do okamžiku ztráty stability pouze membránovými (osovými) složkami napětí.

- Nelineární výpočet kritické vzpěrné síly

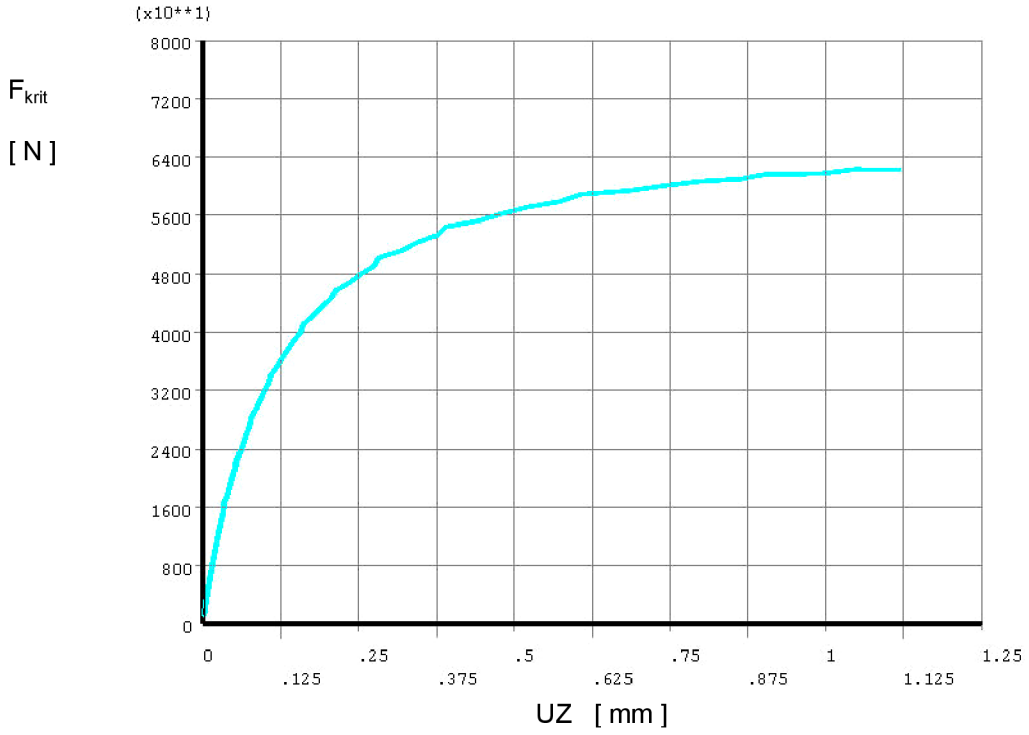
Graf 4.4 Závislost posunutí v ose X (UX) na kritické vzpěrné síle.



Graf 4.5 Závislost posunutí v ose Y (UY) na kritické vzpěrné síle.



Graf 4.6 Závislost posunutí v ose Z (UZ) na kritické vzpěrné síle.



Hodnota kritické vzpěrné síly z nelineárního výpočtu je $F_{krit} = 62,2\ kN$.

4.2.3 Shrnutí výsledků MKP výpočtu

Tab. 4.1 Výsledky MKP výpočtu

	Lineární výpočet						Nelineární výpočet					
	UX	UY	UZ	USUM	p	F_{krit}	UX	UY	UZ	USUM	p	F_{krit}
	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[MPa]	[kN]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[MPa]	[kN]
Var. A	39,1	326,6		327	72,97	72,9	39,8	354,4		354,9	76,5	62,3
Var. B	39,3	302,7	120,9	326,4	69,51	72,9	40	328,6	131,5	354,3	72,8	62,2

Pro názornost jsou výsledky setříděny v *tab. 4.1* . Mají poukázat na rozdíly postupů výpočtu. Řešený případ názorně ukazuje rozdíl mezi lineárním a nelineárním výpočtem.Varianta A i B vykazují srovnatelné výsledky celkového posunutí (USUM) a kritické vzpěrné síly. Varianta B názorněji vystihuje vliv jednotlivých sil procesu na obrábění.

4.3 Analytický výpočet

Odvození výpočtových vztahů bylo provedeno na základě teorie prutových prvků [21] .

Výpočet průhybu

Maximální průhyb od osové síly bez změny průřezu:

$$w = \frac{A_0 \frac{N}{EJ}}{\frac{\pi^2}{l^2} - \frac{N}{EJ}} \tag{4.7}$$

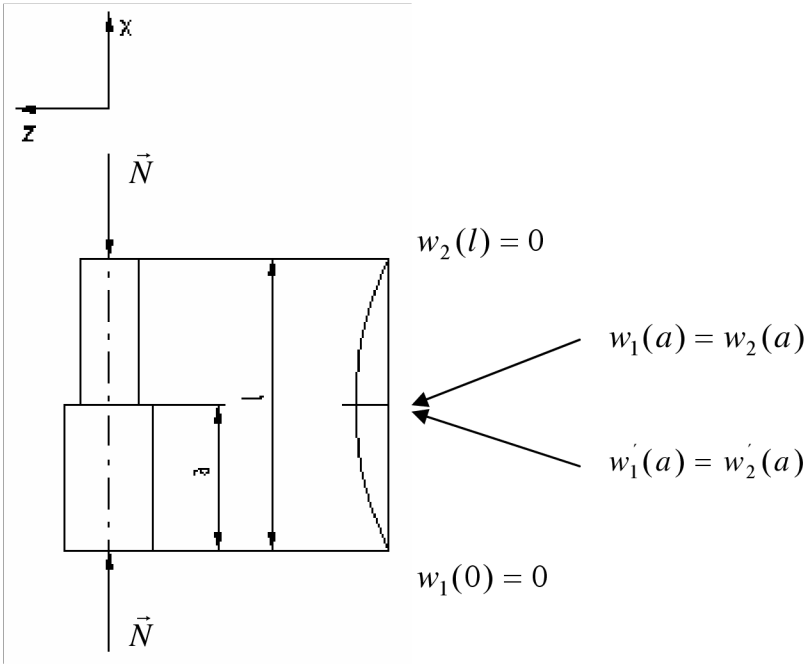
Průhyb prutu vlivem ohybových sil se změnou průřezu:

$$A_0 = \frac{(J_1\, b + a\, J_2)\, F \quad a^2\, b^2}{3\, J_1\, E\, J_2\, (a+b)^2} \tag{4.8}$$

Celkový průhyb:

$$w_{celk} = w + A_0 \tag{4.9}$$

Kritická vzpěrná síla



Obr. 4.17 Vzpěrné zatížení.

Odvození kritické vzpěrné síly je značně komplikované. Výpočet je možno provést podle uvedeného vzorce v programu specializovaném na výpočty (MAPLE).

$$-tg(p_1 a)\cot g(p_2(l-a)) = \frac{p_1}{p_2} \tag{4.10}$$

$$p_1 = \sqrt{\frac{N}{EJ_1}} \tag{4.11}$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{N}{EJ_2}} \tag{4.12}$$

5 STANOVENÍ VÝPOČTU PRŮHYBU OBRÁBĚNÉ SOUČÁSTI

5.1 Základní popis stroje

Soustružnický poloautomat SPN12 [22] od firmy Kovosvit n.p., Sezimovo Ústí byl firmou S.O.S. Difak spol. s r.o. se sídlem v Želeči u Tábora zmodernizován. Z původního stroje zůstala jen kostra. Řídicí systém Dapos S-3G byl nahrazen modernějším, veškeré kapaliny i pohony stroje vyměněny a nově zapojena elektroinstalace. Nynější poloautomatický soustruh SPN 12 CNC s řídícím systémem Sinumerik 810D je vybaven obsluhovacím panelem OP 031 .

Stroj umožňuje plynulou změnu otáček a synchronizaci posuvových pohonů. Souvislé řízení dráhy nástroje ve dvou souřadných osách a stálou polohovou zpětnou vazbou. Vysoká přesnost polohování je zajištěna kuličkovými šrouby s předepnutými kuličkovými maticemi. Pro obrábění jsou k dispozici dva suporty. Horní suport se čtyřpolohovou nástrojovou hlavou je plně řízen systémem Sinumerik 810D v osách X a Z. Pohyby suportu jsou realizovány pomocí kuličkových šroubů. Dolní suport je řízen mechanicky s využitím narážek, které určují např. délku zdvihu a zpomalení. Dolní suport lze pootočit o ±45° a umožňuje provádět pravoúhlé, kosodélníkové i zapichovací cykly. Tento suport je určen především pro hrubovací operace a jeho pohyby jsou vyvozeny působením hydraulické kapaliny.

Řízení je realizováno pomocí počítačového programu. Připravený CNC program lze přenést pomocí diskety, pevného disku nebo propojovacím kabelem mezi počítači. Při dokoupení síťové karty je možné např. posílání CNC programů přes internet.

Stroj je vybaven řeznými nástroji firmy Pramet Tools s.r.o., Šumperk. V současné době je k dispozici 12 nožových držáků s vyměnitelnými břitovými destičkami ze slinutých karbidů. Nástroje umožňují obrábět většinu vnějších tvarových ploch.

Parametry stroje SPN12 CNC

Obrobek	
Maximální hmotnost obrobku	44,5 kg
Maximální soustružená délka	500 mm
Maximální soustružený průměr	120 (140) mm
Maximální oběžný průměr nad ložem	280 mm
Vřeteník	
Rozsah otáček vřetene	0 ÷ 3500 min^{-1}
Vrtání vřetene	48 mm
Kužel ve vřetenu	Morse 6
Přední konec vřetene	ČSN 20 1011
Výkon motoru	9/11 kW
Horní suport	
Rozsah posuvů	0 ÷ 10 $m.min^{-1}$
Rychloposuv v podélném i příčném směru	10 $m.min^{-1}$
Maximální průřez třísky (při v_c=70 $m.min^{-1}$ a materiálu obrobku R_m= 600 MPa)	4 mm^2
Maximální příčný zdvih	70 mm
Maximální podélný zdvih	55 mm
Koník	
Průměr pinoly	100 mm
Zdvih pinoly	125 mm
Přítlačná síla hrotu	3000 ÷ 12000 N
Kužel pro hrot	Morse 4

5.2 Průhyb součásti

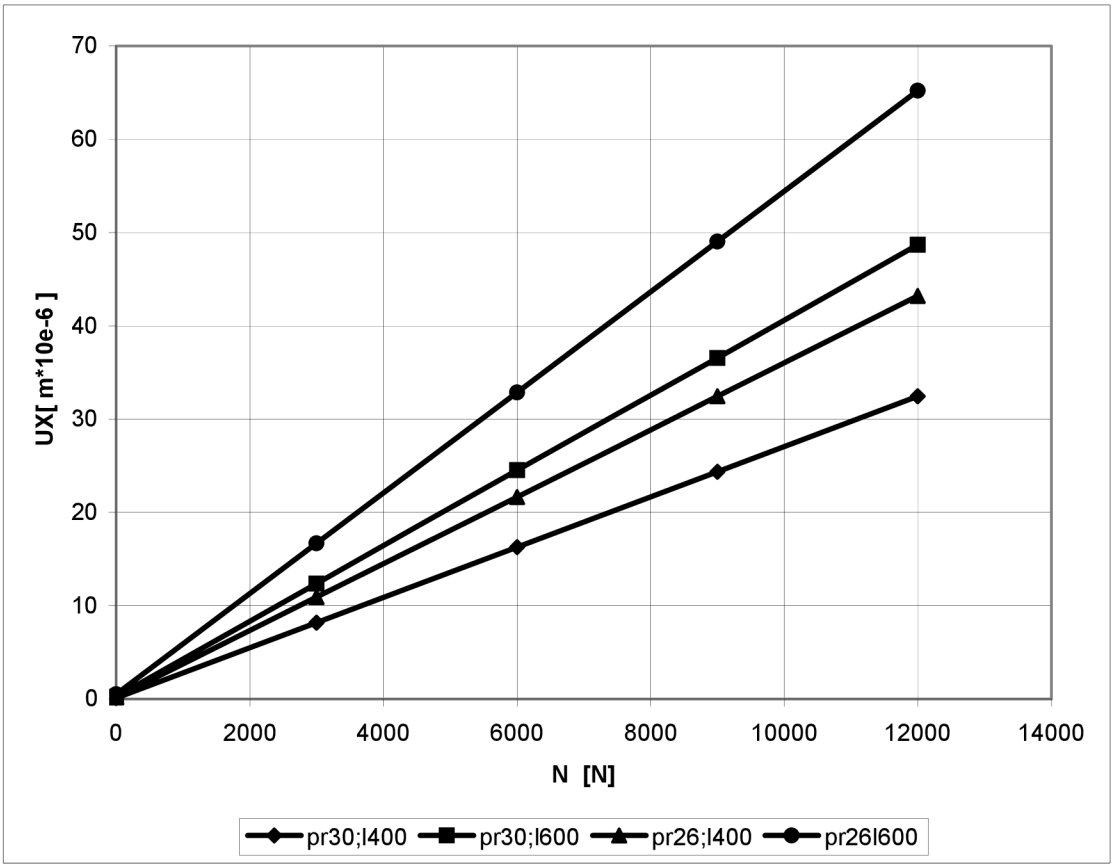
Abychom byli schopni stanovit průhyb součásti, je nutné prošetřit jednotlivé parametry mající vliv na stanovení průhybu.

Zatěžující síly:

Zadáno: F_x = 70N; F_y = 278N; F_z = 111N; N = 6000N

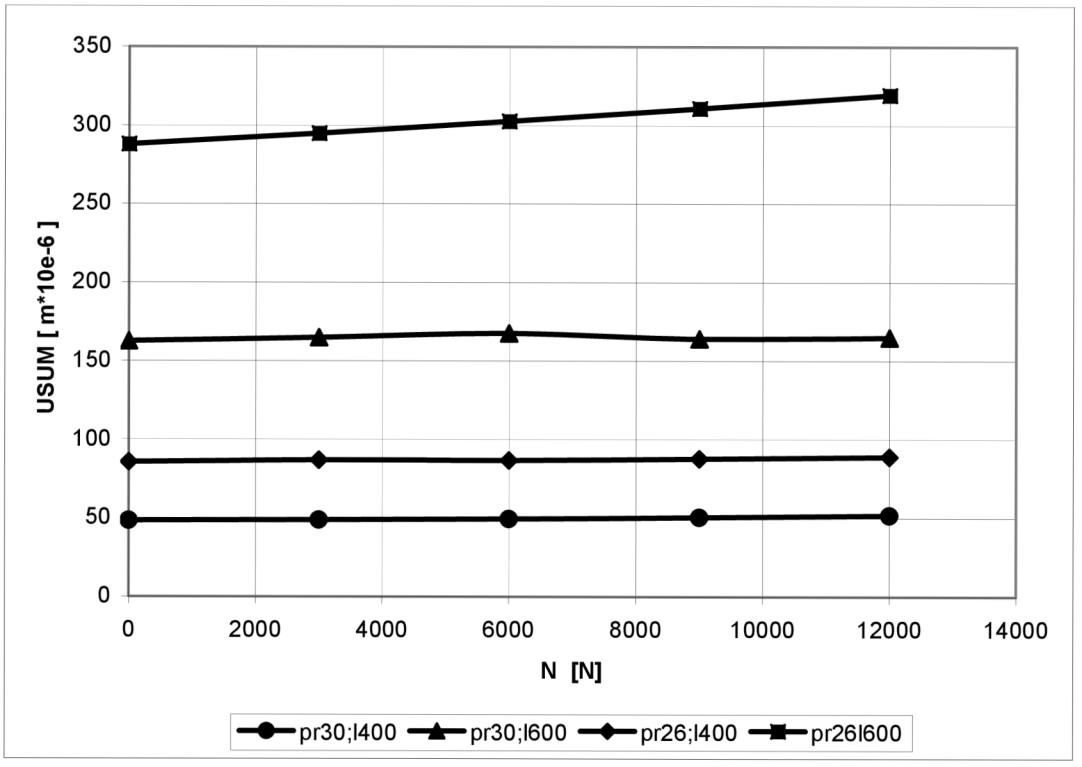
V následujících grafech jsou uvedeny závislosti změn zatěžujících sil zjištěné MKP výpočtem, z nichž byl následně odvozen postup stanovení průhybu při podélném soustružení. Zkoumaná oblast byla omezena parametry stroje SPN 12 CNC.

Graf 5.1 Vliv změny normálné síly N na posunutí v ose X.

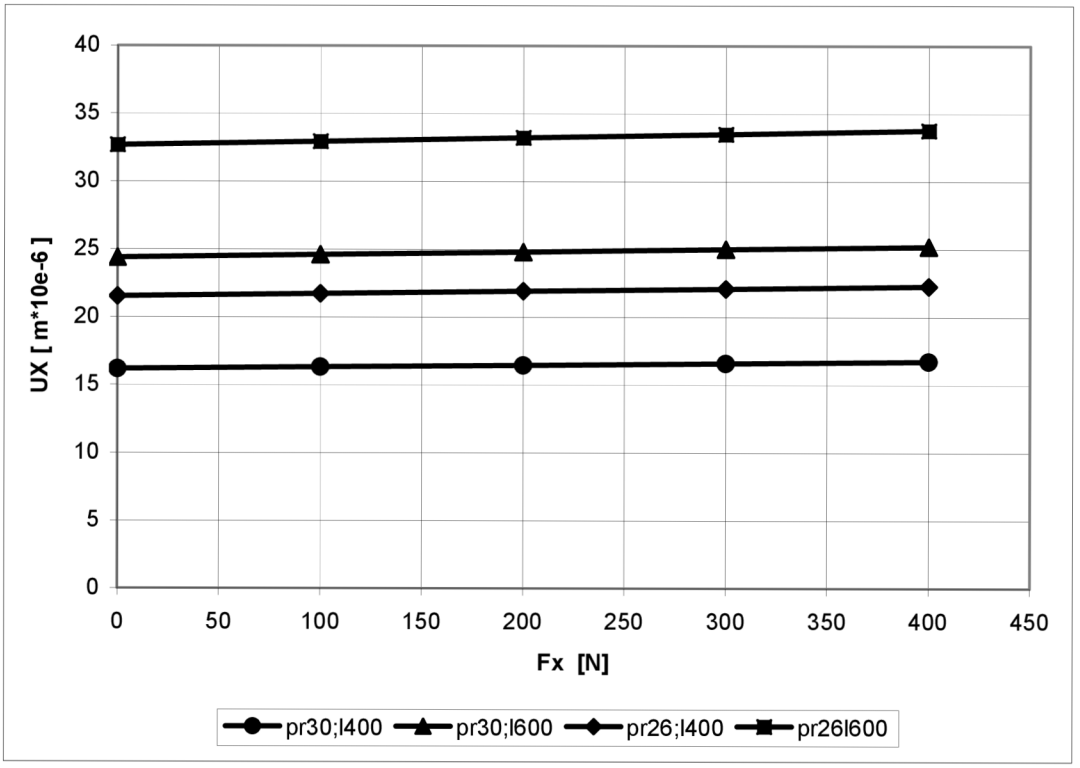


Kde: *pr* - průměr součásti, l – délka součásti

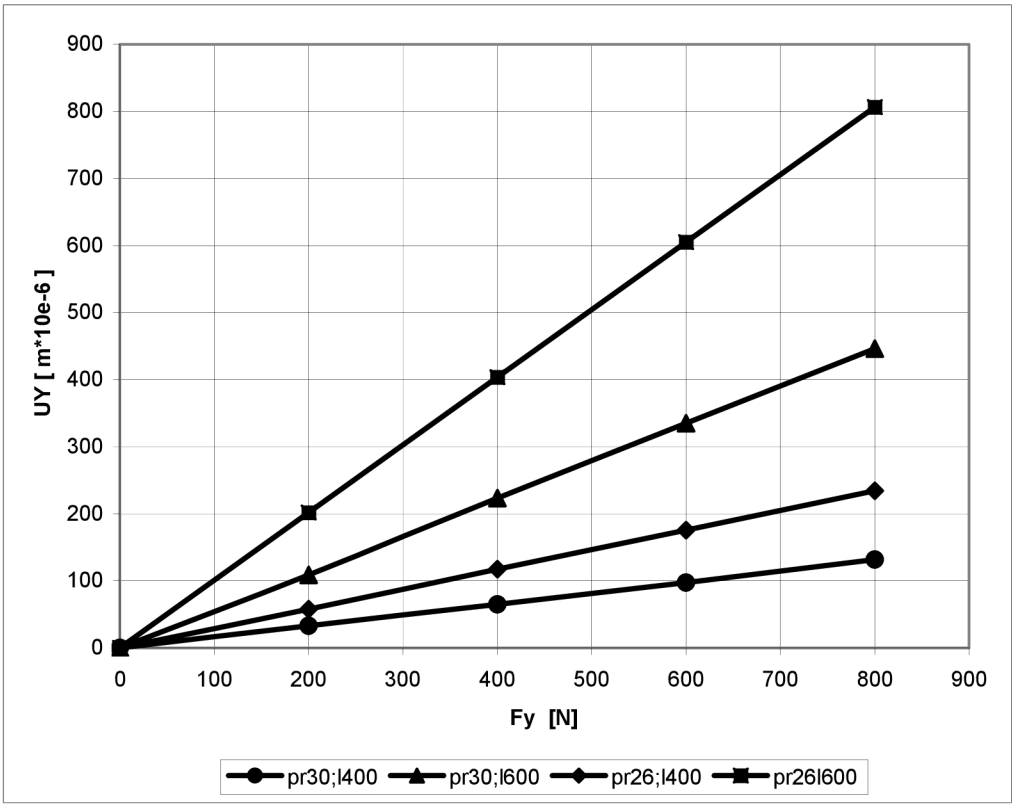
Graf 5.2 Vliv změny normálné síly N na celkové posunutí USUM.



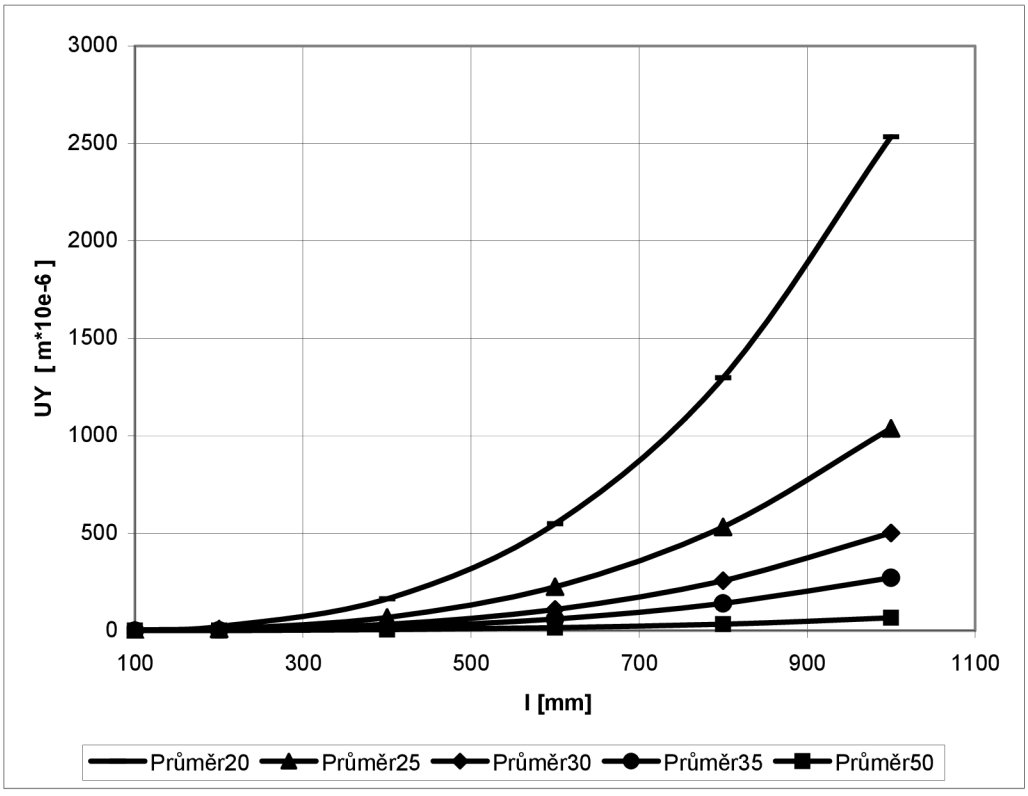
Graf 5.3 Vliv změny síly F_x resp. (F_f) na posunutí v ose X .



Graf 5.4 Vliv změny síly F_y (F_z) resp. F_c (F_p) na posunutí v ose Y.



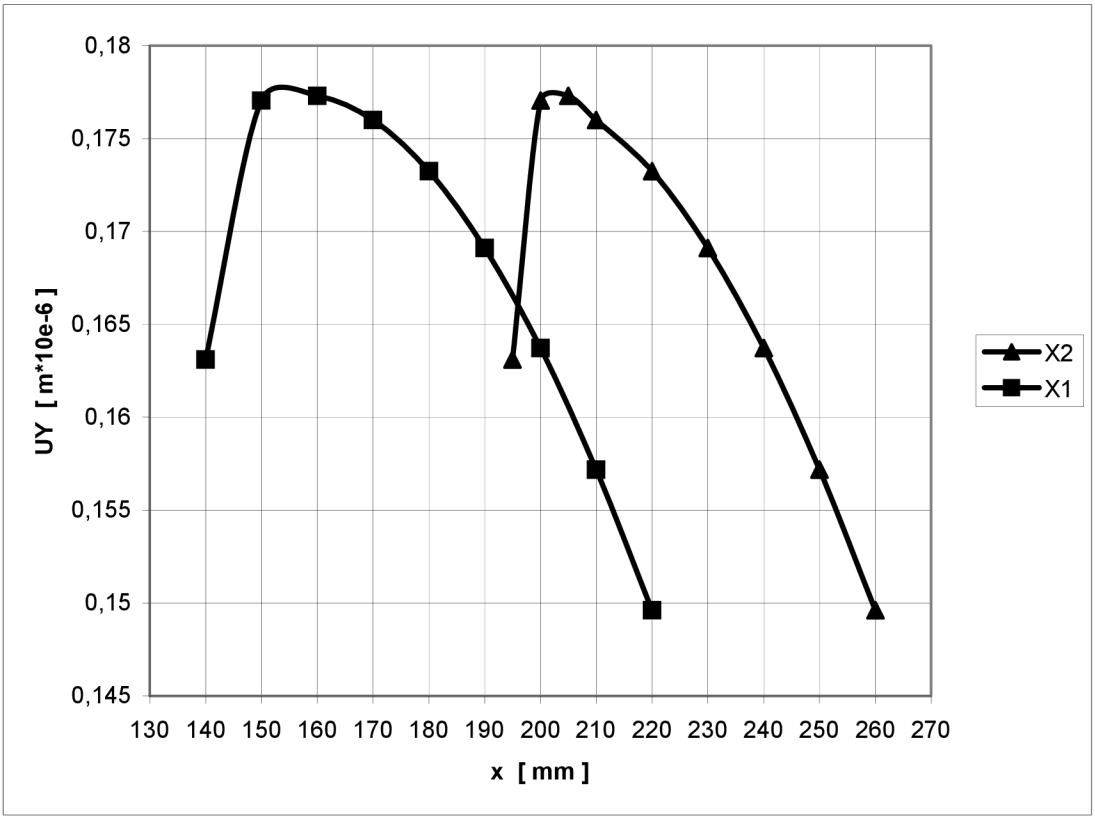
Graf 5.5 Vliv změny průměru.



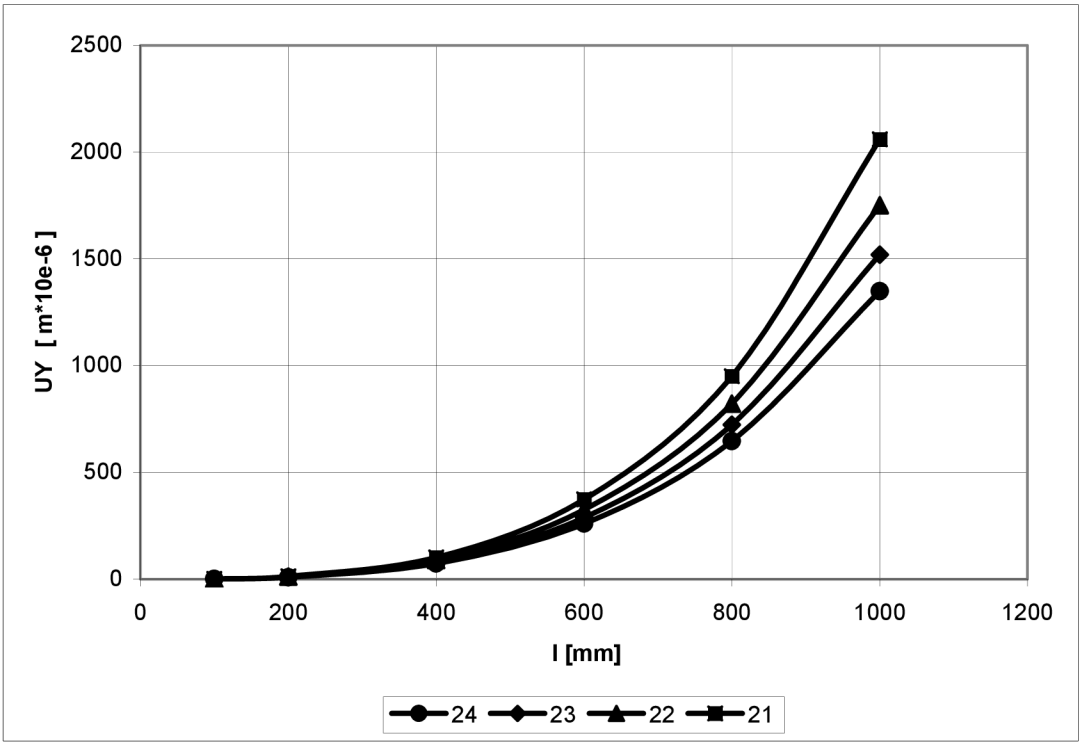
Výpočty bylo ověřeno, že největší průhyb nastane i při rozdílu průměrů v případě působení sil od řezného nástroje blízko středu soustruženého hřídele. V grafu 5.6 je znázorněna závislost maximálního průhybu UY na poloze nástroje X_1 a místu s největším průhybem X_2 . Délka hřídele byla zvolena 400mm a nástroj se pohyboval od bodu *x=400* do bodu *x=0*. Je zřejmé, že maximální průhyb nastane blízko středu soustruženého hřídele, ale je nutné zohlednit polohu nástroje.

V grafu 5.7 je uveden vliv hloubky záběru $\mathbf{a_p}$ uvažující s okolnostmi ovlivňující výsledek výpočtu uvedenými v grafu 5.6.

Graf 5.6 Poloha maxima průhybu při podélném soustružení.



Graf 5.7 Vliv rozdílu průměrů.



Na základě závislostí zjištěných v grafech (5.1 až 5.7) byl stanoven postup výpočtu průhybu při podélném soustružení součásti. Ve výpočtu je zahrnut vliv změny :

- délky součásti,
- průměru součásti,
- ohybové síly,
- šířky záběru ostří $\mathbf{a_p}$.

Vliv změny posuvné síly od nástroje F_f (F_x)*a upínací síly N* se vzhledem k parametrům stroje SPN 12 CNC zanedbala.

Postup stanovení průhybu:

1. Z grafu 5.7 odečteme pro požadovanou délku a průměr obráběné součásti hodnotu průhybu U´. Graf určuje průhyb počítaný pro referenční hodnoty:

   N = 6000N
   F* = 100N

2. Stanovení vlivu změny ohybové síly :

$$\vec{F} = \vec{F}_c + \vec{F}_p \tag{5.1}$$

$$k_F = \frac{\vec{F}}{F*} \tag{5.2}$$

   Podle axiomu o soustředění sil se stanoví vektorovým součtem hodnota ohybové síly $\vec{F}$ (5.1) a následně určíme hodnotu k_F vyjadřující vliv změny ohybové síly (5.2)

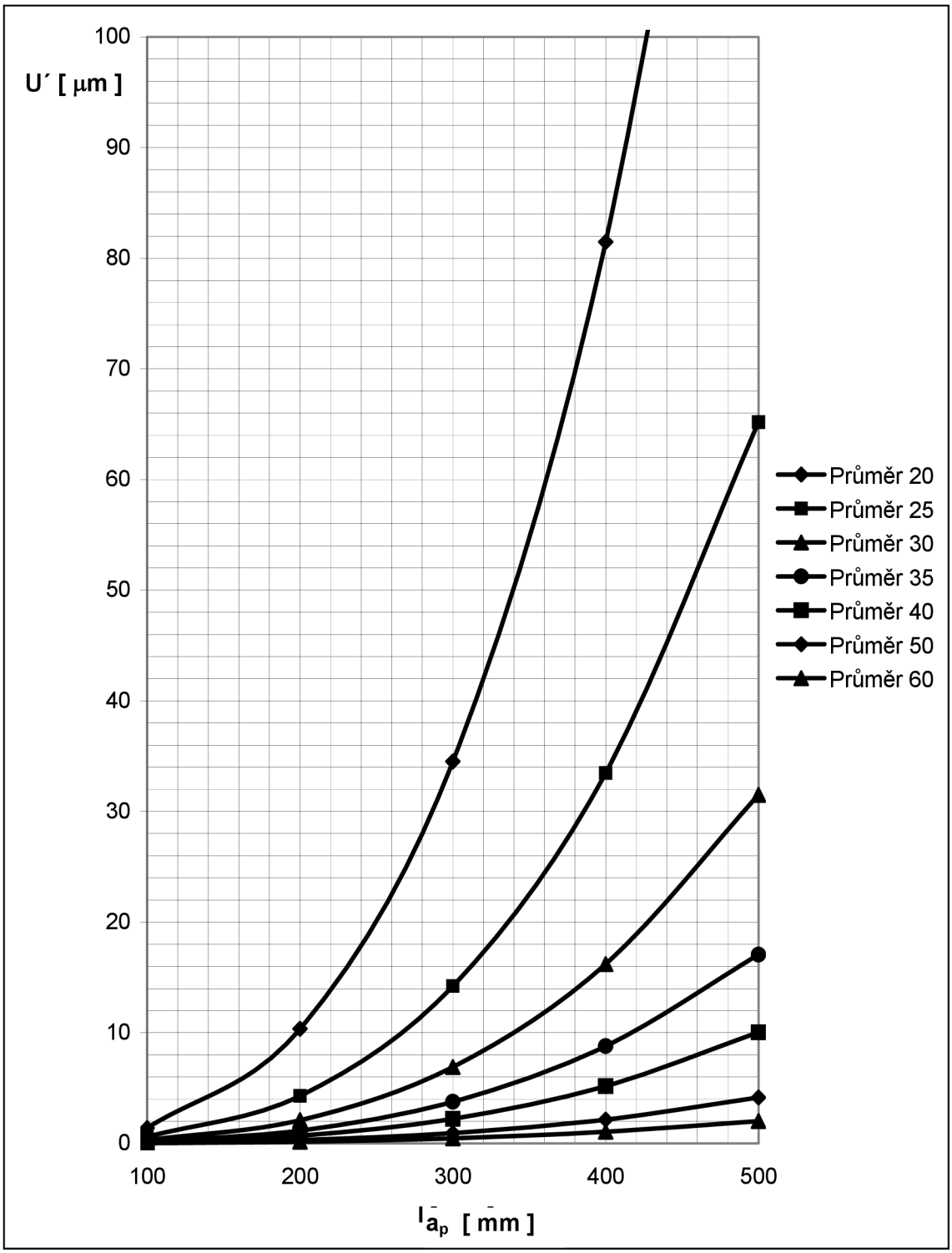
3. Stanovení vlivu šířky záběru ostří $\mathbf{a_p}$

   Vliv šířky záběru ostří $\mathbf{a_p}$ je dán hodnotou koeficientu $\mathbf{k_{rp}}$, kterou odečteme z grafu 5.8.

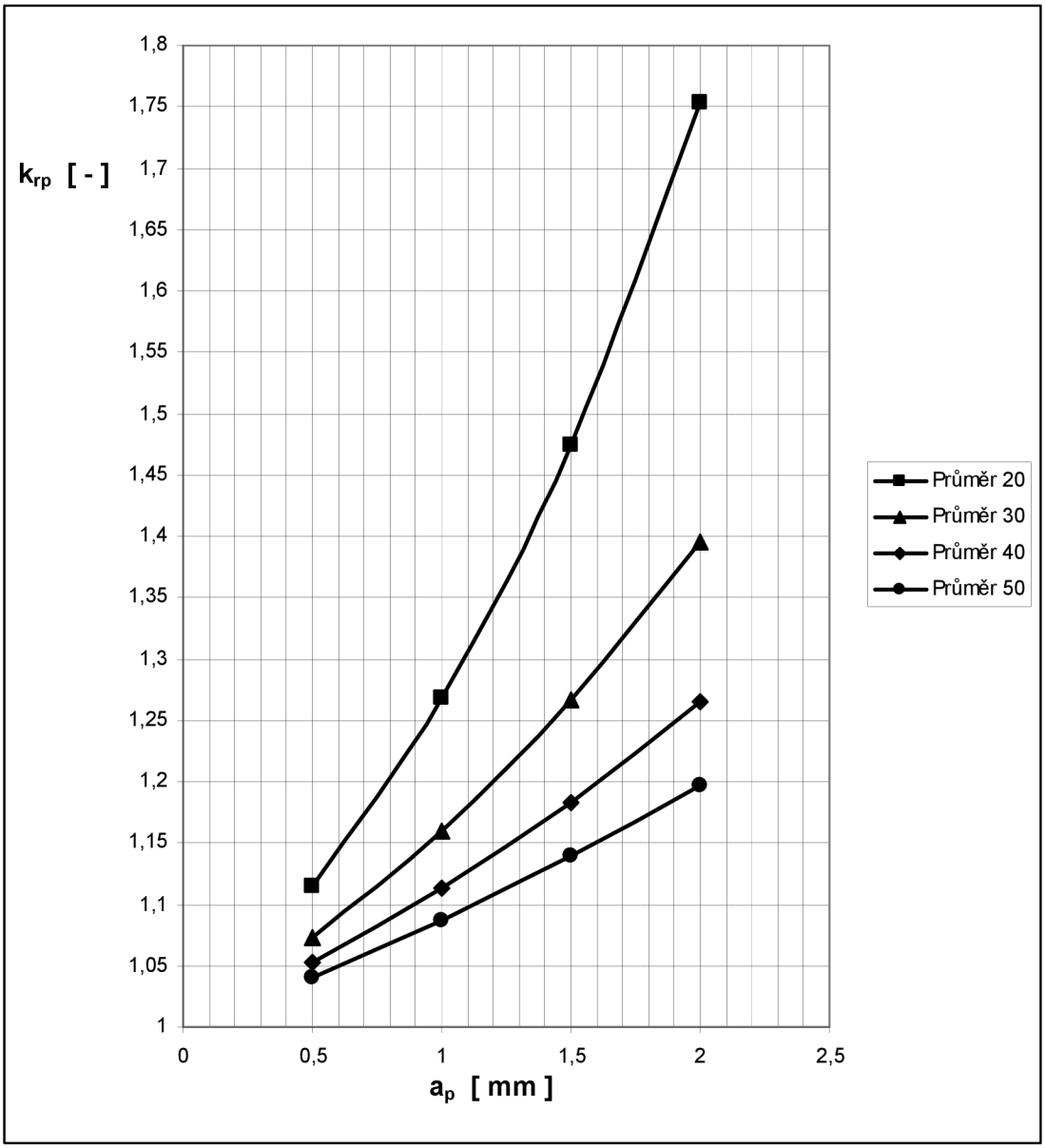
4. Výpočet průhybu

$$w = U' \cdot k_F \cdot k_{rp} \tag{5.3}$$

Graf 5.8 Hodnota průhybu.



Graf 5.9 Vliv šířky záběru ostří



ZÁVĚR

Analýza zatěžování obráběné součásti byla provedena na základě parametrů stroje SPN 12 CNC. Těm odpovídají zkoumané rozměry součásti a hodnoty působících sil.

S ohledem na naměřené hodnoty průhybu součásti (obr.3.4), byl vytvořen a postupně vyladěn model pro MKP výpočet. Nejvhodněji se ukázal pro danou aplikaci prutový prvek BEAM 189, který po úpravě hustoty sítě konečných prvků nejlépe popisoval reálný děj. S jeho použitím bylo dosaženo i poměrně krátkého výpočtového času.

Z výpočtů (kap. 4.2) plyne nutnost použití nelineárního výpočtu pro získání příznivějších výsledků. Hodnota kritické vzpěrné síly se nachází mimo rozsah nastavení upínací síly stroje, což znamená, že při správném upnutí součásti a dodržení mezních parametrů stroje by nemělo dojít k jejímu vytržení ze stroje.

Pro zadanou součást (obr.3.4) s variantou výpočtu A (kap. 3.5) byla MKP výpočtem zjištěna hodnota:

- průhybu součásti 354,4 μm,
- kritické vzpěrné síly 62,3 kN,

pomocí diferenciálního počtu:

- průhybu součásti 404 μm
- kritické vzpěrné síly 56,8 kN

Při obrábění byla naměřena hodnota průhybu součásti 350 μm. Chyba analytického výpočtu je 15,4% a numerického výpočtu 1,26%.

Výpočet průhybu při podélném soustružení pomocí diferenciálního počtu je značně komplikovaný z hlediska odvození vztahů, které by objektivně popsaly reálný děj. Použití výsledných odvozených vztahů v praxi vyžaduje znalosti pružnosti a pevnosti.

Snahou při použití MKP výpočtu bylo nalezení řešení snadno aplikovatelné v praxi s ohledem na vědomosti obsluhy stroje. V kap.5.2 byl stanoven poměrně jednoduchý postup výpočtu průhybu součásti při podélném soustružení.

Použitím uvedeného výpočtu lze předem spočítat průhyb součásti a rozhodnout, zda bude při daných podmínkách dodržena tolerance obráběného rozměru. Při nevyhovujícím výsledku je možné docílit požadované tolerance změnou některého z parametrů ovlivňující hodnotu průhybu a vyhnout se tak použití opory proti průhybu. Tento přístup k řešení by mohl být pro praxi značným přínosem pro zefektivnění výroby.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] PETRUŠKA, J. , *Počítačové metody mechaniky II* [online]. 2003 Dostupné z < http://www.umt.fme.vutbr.cz >

[2] ZIENKIEWICZ,O. C., TAYLOR,R. L. *The finite element method*, 5th ed., Arnold Publishers, London, 2000

[3] BITTNAR,Z. *Numerické metody mechaniky I*, ČVUT Praha, 1992, 1 vyd. 309 s., ISBN 80-01-00855-x

[4] ANSYS 7.1 Documentation, Copyright © 2003 SAS IP, Inc.

[5] ONDRÁČEK,E. *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*, Brno CERM, 2006, 4 přeprac. Vyd., 262 s., ISBN 80-214-3260-8

[6] NĚMEC, J. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*, Praha: SNTL, 1989, 1 vyd. 599 s.

[7] ČALKOVSKÝ, A., *Tenkostěnné konstrukce III*, Dům techniky ČSVTS, Praha, 1983

[8] SLAVÍK, J. *Základy dynamiky strojů*, CVUT Praha, 1999, 1 vyd., 319 s., ISBN 80-01-01622-6

[9] BITTNAR, Z. *MKP v dynamice konstrukcí*, SNTL Praha, 1981, 1 vyd., 257 s.

[10] ANSYS,Explicit dynamics with ANSYS LS-DYNA, ANSYS Training Manual, Copyright © 2003 SAS IP, Inc.

[11] HORNÍKOVÁ, J. , BURŠA, J., ŠANDERA, P. *Pružnost a pevnost* [online]. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002, 125 s. Dostupné z: < http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/ >

[12] AB SANDVIK COROMANT - SANDVIK CZ s.r.o. Příručka obrábění - Kniha pro praktiky. Přel. M. Kudela. 1 vyd. Praha: Scientia, 1997. 857 s. Přel. z: Modern Metal Cuttig - A Practical Handbook. ISBN 91-97 22 99-4-6.

[13] KOCMAN, K. a PROKOP, J. *Technologie obrábění.* 1 vyd., CERM s.r.o., Brno, 2001. 270 s. ISBN 80-214-1996-2.

[14] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol., *Části strojů,* 1. svazek, 5 vyd., SNTL, Praha, 1989. 776 s. ISBN 80-03-00046-7.

[15] REID, D.T. *Fundamentals of Tool Design,* 3rd ed., 7th printing, 1991, SME, Dearborn, pp.755, ISBN 0-87263-412-4.

[16] DUDZINSKI, D., SCHULTY, H. *Metal Cutting and High Speed Machining.* Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York, 2001, 1st. ed., pp. 490, ISBN 0-306-46725-9.

[17] SPITLER, D. *Fundamentals of Tool Design.* SME, Dearborn, Michigan, 2003, 5th ed., pp.404, ISBN: 1-800-733-4763.

[18] HUMÁR, A., PÍŠKA, M. *Moderní řezné nástroje a nástrojové materiály*. MM Průmyslové spektrum. Speciální vydání včetně CD. Praha, 2004, 110 s. ISSN 1212-2572.

[19] T.BELYTSCHKO, T.LIU, K.MORAN: *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures,* J.Wiley, New York, 2000, a. vyd., 650 s., ISBN 0-471-98773-5

[20] HUEBNER, K.H. - THORNTON, E.A. - BYROM, T.G. *The Finite Element Method for Engineers*, New York, 2001, 4rd ed. Wiley, s.286., ISBN 0-471-37078-9

[21] GREBEŇ,P. *Obrábění štíhlých součástí na SPN 12 CNC/Sinumerik 810D,* Brno, 2005, 56 s., Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství VUT na ústavu strojírenské technologie. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Píška,CSc.

[22] NOVOTNÝ, K. , PÍŠKA, M. *Speciální technologie výroby* [online]. Studijní opory pro podporu samostudia v oboru "Strojírenská technologie" BS studijního programu "Strojírenství". VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002, 89 s.
Dostupné z < http://www.fme.vutbr.cz/opory/ >

[23] HUMÁR, A. *Slinuté karbidy a řezná keramika pro obrábění.* 1 vyd., CCB spol. s r.o., Brno 1995, 263 s., ISBN 80-85825-10-4

[24] KOCMAN, K. *Speciální technologie obrábění.* CERM, Brno, 2004, 3 vyd., 227 s., ISBN 80-214-2562-8

[25] LIENVEBER,J. , VÁVRA,P. *Strojnické tabulky.* ALBRA, Praha, 2006, 4 vyd., 912 s., ISBN 978-80-7361-051-7

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a, b	[m]	úseky prutu
A_D, A_0	[m]	průřez třísky
a_p	[m]	hloubka řezu
b_D	[m]	šířka třísky
C_{Fc}, C_{Fp},C_{Ff}	[-]	konst. vyjadřující zejména vliv obráběného mat.
E	[Pa]	Yangův modul pružnosti
f	[-]	posuv na otáčku
F	[N]	celková ohybová síla
F_0	[-]	osová síla
F_c	[N]	řezná síla
F_{celk}	[N]	celková řezná síla
F_f	[N]	posuvová síla
F_{krit}	[N]	kritická vzpěrná síla
F_p	[N]	pasivní síla
γ_n	[°]	úhel nastavení
h_D, h	[m]	tloušťka třísky
J	[m4]	osový kvadratický moment
χ_r	[°]	úhel nastavení hlavního ostří
k_c	[-]	měrná řezná síla
k_F	[-]	koef. vyjadřující vliv změny ohybové síly
k_{rp}	[-]	koef. vyjadřující vliv změny hloubky řezu
l	[m]	délka součásti
λ	[-]	násobek působícího zatížení
mc	[-]	exponent vyjadřující vlastnosti materiálu
M_k	[N·m]	kroutící moment
N	[N]	normálná síla
p	[Pa]	napětí
USUM	[m]	celkové posunutí
UX	[m]	posunutí v ose X
UY	[m]	posunutí v ose Y
UZ	[m]	posunutí v ose Z
v_c	[m·s-1]	řezná rychlost
w	[m]	průhyb
w_{celk}	[m]	celkový průhyb
X_{Fc}, X_{Fp}, X_{Ff}	[-]	konst. vyjadřující vliv hloubky řezu
Y_{Fc}, Y_{Fp}, Y_{Ff}	[-]	konst. vyjadřující vliv posunu na otáčku
Z_{Fc}, Z_{Fp}, Z_{Ff}	[-]	konst. vyjadřující vliv řezné rychlosti

PŘÍLOHA 1

Tab. Rozdělení materiálů a hodnoty měrných řezných sil podle firmy Sandvik Coromant.

ISO	CMC	*Materiál*	Tvrdost (HB)	k_{c1} (MPa)	mc (-)
P	01.10	Uhlíkatá ocel C=0,10-0,25%	125	1500	0,25
	01.20	Uhlíkatá ocel C=0,25-0,55%	150	1600	0,25
	01.30	Uhlíkatá ocel C=0,55-0,80%	170	1700	0,25
	01.40		210	1800	0,25
	01.50		300	2000	0,25
	02.10	Nízkolegovaná ocel (legovací prvky ≤5%)	175	1700	0,25
	02.20		275	2000	0,25
	02.20		350	2300	0,25
	00.31	Vysokolegovaná ocel (legovací prvky >5%)	200	1950	0,25
	03.13		200	2150	0,25
	03.21		300	2900	0,25
	03.22		380	3100	0,25
	06.10	Ocel na odlitky	180	1800	0,25
	06.20		200	2100	0,25
	06.30		225	2500	0,25
	06.33		250	3600	0,25
M	05.10	Korozivzdorná ocel feriticko-martensitická	200	2100	0,21
	05.11		200	2300	0,21
	05.12		330	3500	0,21
	05.13		330	2800	0,21
	05.20	Korozivzdorná ocel austenitická	200	2300	0,21
	05.21		180	2450	0,21
	05.22		330	3500	0,21
	05.23		200	3000	0,21
	05.51	Korozivzdorná ocel austentiticko-feritická	230	2600	0,21
	05.52	(duplexní)	260	3000	0,21
	15.11	Korozivzdorná ocel feriticko-martensitická	200	2100	0,25
	15.12	- odlévaná	330	3200	0,25
	15.13		330	2600	0,25
	15.21	Korozivzdorná ocel austenitická	180	2300	0,25
	15.22	- odlévaná	330	3200	0,25
	15.51	Korozivzdorná ocel austeniticko-feritická (duplexní)	230	2300	0,25
	15.52	- odlévaná	260	2700	0,25
S	20.11	Žáruvzdorné superslitiny	200	3000	0,25
	20.12		280	3050	0,25
	20.21		250	3320	0,25
	20.22		350	3600	0,25
	20.24		320	3700	0,25
	20.31		200	3500	0,25
	20.32		300	4000	0,25
	23.10	Titanové slitiny	400	1530	0,23
	23.21		950	1675	0,23
	23.22		1050	1690	0,23
K	07.10	Temperovaná litina	130	950	0,28
	07.20		230	1100	0,28
	08.10	Šedá litina	180	1100	0,28
	08.20		260	1400	0,28
	09.10	Očkovaná SG litina	160	1050	0,28
	09.20		250	1750	0,28
	09.30		380	1820	0,28
H	04.10	Zušlechtěná ocel	45 HRC	3500	0,25
	04.10	Kalená ocel	60 HRC	4700	0,25
	10.10	Tvrzená litina	400	2750	0,28
N	30.11	Hliníkové slitiny	60	50	-
	30.12		100	80	-
	30.21		75	750	0,25
	30.22		90	900	0,25
	30.41		130	950	-
	33.1	Měď a slitiny mědi	110	700	0,25
	33.2		90	700	-
	33.3		100	1750	0,25