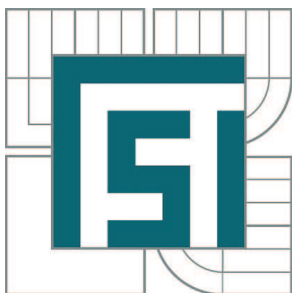


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# TOPOLOGICKO-GEOMETRICKÝ NÁVRH A DEFORMAČNĚ-NAPJATOSTNÍ ANALÝZA TVARU DISKU ŽELEZNIČNÍHO KOLA PRO RŮZNÉ PROVOZNÍ PODMÍNKY NA ZÁKLADĚ ANALÝZ LEFM

TOPOLOGICAL-GEOMETRIC DESIGN AND STRESS-STRAIN ANALYSIS OF THE RAILROAD  
WHEEL DISC SHAPE FOR DIFFERENT OPERATING CONDITIONS ON THE GROUNDS OF  
LEFM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LADISLAV BRABENEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR NAVRÁTIL

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Ladislav Brabenec

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

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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:

**Topologicko-geometrický návrh a deformačně-napjatostní analýza tvaru disku železničního kola pro různé provozní podmínky na základě analýz LELM**

v anglickém jazyce:

**Topological-geometric design and stress-strain analysis of the railroad wheel disc shape for different operating conditions on the grounds of LEM**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtové modelování s využitím výsledků získaných pomocí lomové mechaniky. Jedná se o návrh profilu a případné použití topologické a návrhové optimalizace. Posouzení vlivů běžných zátěžných stavů a případně vln napětí na tvar disku železničního kola.

Cíle diplomové práce:

Výpočtovým modelováním analyzovat různé tvary disků kol a posoudit vliv provozního a nahodilého zatížení na základě deformačně-napěťových analýz.

Seznam odborné literatury:

Janíček,P.: Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky - Hledání souvislostí

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Navrátil

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 12.1.2011

L.S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá problematikou chování železničního kola porušeného trhlinou. Cílem práce bylo provést deformačně napěťovou analýzu neporušeného kola a lomovou analýzu kola s primární přímou trhlinou. Řešení obsahuje rozbor provozních stavů, posouzení podstatnosti jednotlivých složek zatížení, tuhostí kola, souhrnnou lomovou analýzu vybraného tvaru profilu železničního kola a optimalizaci tvaru disku kola s ohledem na jeho vyhovující lomové vlastnosti.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Železniční kolo, trhlina, deformačně napěťová analýza, tuhost, faktor intenzity napětí.

## **ABSTRACT**

The thesis deals with the behaviour of a cracked rail wheel. The aim was to perform the strain analysis of intact wheel as well as the fracture analysis of the primary direct cracked wheel. Solution includes an analysis of operating conditions, assessment of the substantiality of articular components of load, stiffness of the wheel, a comprehensive analysis of fracture of the selected railway wheel profile and optimization of the wheel shape depending on the matching fracture properties.

## **KEYWORDS**

Railway wheel, crack, stress-strain analysis, stiffness, stress intensity factor.

## CITACE

BRABENEC, L.: *Topologicko-geometrický návrh a deformačně-napjatostní analýza tvaru disku železničního kola pro různé provozní podmínky na základě analýz LELM.*

Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 82 s.

Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Navrátil

**Prohlášení:**

Tímto prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval sám pod vedením svého vedoucího diplomové práce pana Ing. Petra Navrátila, na základě použité literatury.

V Brně dne 27. května 2011

Bc. Ladislav Brabenec

**Poděkování:**

Těmito řádky bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Navrátilovi za cenné rady, připomínky a čas, který mi při tvorbě této práce věnoval.





---

<b>1.ÚVOD</b>	<b>11</b>
<b>2.FORMULACE PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA</b>	<b>13</b>
2.1. Popis problémové situace	13
2.2. Formulace problému a cíle řešení	14
2.3. Analýza problému	15
<b>3.VOLBA METOD A POSTUPU ŘEŠENÍ PROBLÉMU</b>	<b>18</b>
3.1. Zařazení typu problému	18
3.2. Výběr metod řešení	18
<b>4.TEORETICKÝ ZÁKLAD POUŽITÉ KONCEPCE LOMOVÉ MECHANIKY A JEJÍ APLIKACE V MKP</b>	<b>19</b>
4.1. Teoretický základ koncepce faktoru intenzity napětí	19
4.2. Řešení lomových parametrů za použití MKP	24
4.3. Srovnání lomových parametrů získaných výpočtem pomocí MKP a pomocí analytických vztahů	25
<b>5.DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA NEPORUŠENÉHO KOLA</b>	<b>30</b>
5.1. Úvod	30
5.2. Tvorba geometrie profilu	30
5.3. Rozbor provozních stavů kola a model okrajových podmínek	31
5.4. Model spojení kola s hřídelem	34
5.5. Model styku kola s kolejnicí	38
5.6. Model rotace kola	42
5.7. Úplný model kola za uvažování provozního stavu brzdění z plné rychlosti	43
5.8. Srovnání vlivu jednotlivých složek zatížení na výsledný deformačně napěťový stav disku vybraného neporušeného kola	44
5.9. Vliv tvaru disku na celkovou tuhost kola	46
<b>6.LOMOVÁ ANALÝZA DISKU ŽELEZNIČNÍHO KOLA</b>	<b>47</b>
6.1. Úvod	47
6.2. Popis algoritmu řešení	47
6.3. Výpočtový model	50
6.4. Výsledky pro plný rozsah úhlu natočení kola a délky trhliny	59
<b>7.OPTIMALIZACE TVARU DISKU ŽELEZNIČNÍHO KOLA</b>	<b>62</b>

---

---

7.1.	Úvod .....	62
7.2.	Optimalizace disku kola za pomoci změny parametru vyboulení .....	63
7.3.	Optimalizace disku kola za pomoci změny parametru vyosení rovné střednice .....	67
<b>8.SOUHRNNÉ POSOUZENÍ VLASTNOSTÍ RŮZNÝCH TVARŮ DISKOVÉ ČÁSTI ŽELEZNIČNÍHO KOLA .....</b>		<b>71</b>
8.1.	Zhodnocení předchozího postupu .....	71
8.2.	Test poddajnosti kol s různým tvarem diskové části .....	71
8.3.	Lomová analýza kol s různým tvarem diskové části .....	73
8.4.	Souhrnné srovnání vlastností .....	76
<b>9.ZÁVĚREČNÉ HODNOCENÍ.....</b>		<b>79</b>
9.1.	Deformačně napět'ová analýza neporušeného kola.....	79
9.2.	Lomová analýza kola porušeného trhlinou .....	79
9.3.	Optimalizace tvaru disku kola .....	80
<b>10.SEZNAM VYBRANÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK .....</b>		<b>81</b>
<b>11.SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>		<b>82</b>

## 1. ÚVOD

Téma řešené v této diplomové práci se zabývá problematikou posuzování spolehlivosti železničních kol z pohledu dosažení mezních stavů souvisejících s jejich trhlinovým porušením soudržnosti. K řešení problému je využito lineární elastické lomové mechaniky.

Motivací pro řešení této problematiky je snaha porozumět, jak se chová železniční kolo porušené trhlinou a vystavené skutečným provozním podmínkám. Dalším podnětem k řešení je snaha o nalezení takových výsledků, které by umožňovaly následnou optimalizaci tvaru profilu železničního kola s lepší odolností proti šíření trhlin.

Konkrétním úkolem práce bude provést souhrnnou deformačně napěťovou a lomovou analýzu železničního kola za uvažování daného konstrukčního uspořádání soukolí. Tímto konstrukčním uspořádáním se míní případ vagónového celistvého (monoblokového) kola nalisovaného na hřídeli spolu s brzdými kotouči. Z důvodu snahy o řešení problematiky v jejím úplném rozsahu, bude dále železniční kolo uvažováno i jako lokomotivové, kdy brzdné kotouče zaměníme za součást přenášející hnací energii.

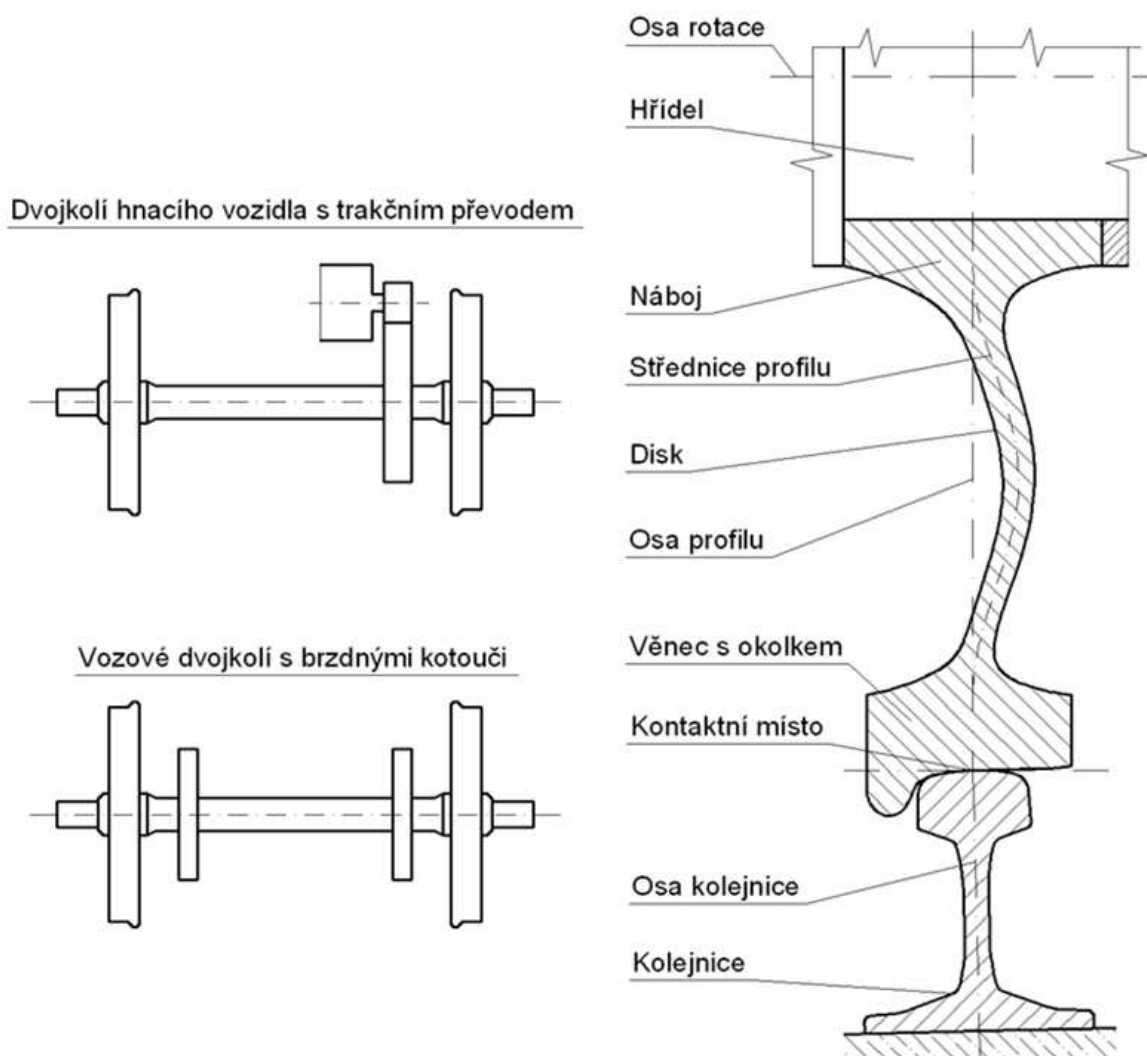
Lomová analýza se zaměří na případ, kdy již trhlina zasahuje do diskové části kola a lomové vlastnosti úzce souvisí s tvarem této oblasti. Řešení v sobě bude zahrnovat zavedení mnohých zjednodušení, protože skutečné šíření trhliny je v tomto případě velmi složitý děj.

Zjednodušení se týkají především tvaru uvažované trhliny, chování materiálu a provozních podmínek. Budeme uvažovat pouze primární trhlinu, která je přímá, průchozí a šířící se ke středu kola. Závěry ze zkoumání trhlin skutečných porušených kol a charakteristiky používaného materiálu [5,6], poukazují na vznik jen nevýznamně velké zplastizované oblasti kolem čela trhliny. Tento fakt nám umožní do řešení zavést homogenní, izotropní, lineárně-pružný model materiálu a pro hodnocení lomových vlastností trhliny pak bude použita koncepce faktoru intenzity napětí.

Celkové řešení bude spočívat v provedení mnoha lomových analýz a to dle rozsahu několika vstupních parametrů. Jelikož v jednotlivých řešeních budeme hledat deformačně napěťovou odezvu tělesa vystaveného určitým zatížením, jedná se o přímou úlohu a k řešení bude použita deformační varianta metody konečných prvků ve výpočetním systému ANSYS.

Práci lze rozdělit na několik částí. První teoretická část se zabývá rozbořením problémové situace, použitou koncepcí lomové mechaniky a jejím začleněním do našeho řešení. Druhá část se zaměřuje jednak na algoritmus tvorby geometrie profilu a pak hlavně na

podstatnost jednotlivých složek zatížení a vazeb, které přispívají na výsledný deformačně napěťový stav kola. Je také uvedeno, jaký vliv má na celkovou tuhost či poddajnost kola tvar jeho disku. V třetí části se už zabýváme samotnou lomovou analýzou kola porušeného trhlinou. Je zde rozebrán princip algoritmu výpočtu lomových parametrů u jednoho dílčího řešení i princip celkového testovacího algoritmu. Následuje podrobení jednoho konkrétního kola celkové lomové analýze dle rozsahu vstupních parametrů, kterými jsou délka trhliny a její natočení ke kolejnici. Z této celkové lomové analýzy jsou pak vyvozeny závěry k dalšímu testování kol jiných profilů a k případné optimalizaci tvaru disku kola. Čtvrtá část práce se zabývá optimalizací tvaru disku s ohledem na lomové parametry a poddajnost kola. V závěru práce je provedena lomová analýza základních tvarů profilů a souhrnné zhodnocení.



Obr. 1 - Schéma řešeného konstrukčního uspořádání a základní pojmy používané v práci

## 2. FORMULACE PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

### 2.1. Popis problémové situace

V první řadě bude proveden rozbor problémové situace a z něj vyvozena formulace problému, z které se pak odvíjí další postup a volba metod řešení. Z pohledu řešení spolehlivosti železničních kol musíme vzít v úvahu velké množství problémových situací, které mohou za skutečného provozu nastat. Máme-li se zaměřit na zkoumání jevů souvisejících s únavovým porušením, šířením trhlin a dosažení mezních stavů znemožňujících další provozování strojní součásti, lze zde rozlišit dvě základní problémové situace:

- Nukleace trhliny: Cyklickým zatěžováním v místě kontaktu kolejnice s obvodem kola dochází důsledkem opakované plastické deformace k únavovému porušování soudržnosti materiálu a tedy k primární problémové situaci - nukleaci trhlin. Takto postižená místa se na obvodu kola projevují viditelnými oblastmi s vydroleným materiálem, pod kterými dochází v další etapě k rozvoji trhlin směřujících ke středu kola. Touto problémovou situací se v řešení práce nebude zabývat.
- Šíření již vzniklé trhliny: Po prvotní nukleaci trhliny a jejím následném i zcela minimálním růstu se mění původní celistvá geometrie kola i odezva na zatížení. V součásti se nyní vyskytují silné koncentrátoři napětí a dle rozsahu trhlin významně klesá tuhost kola jako celku. Sekundární problémovou situací je zde tedy řešení dalšího rozvoje trhliny od okamžiku těsně po její nukleaci až po dosažení mezního stavu ukončujícího funkčnost součásti. V této fázi rozvoje trhliny lze zkoumat například rychlost jejího šíření, směr šíření, do jaké délky bude docházet ke stabilnímu šíření trhliny a kdy dojde k překročení prahové hodnoty způsobující nestabilní šíření trhliny a k destrukci kola.

Při zkoumání výbrusu skutečného poškozeného kola v místě kontaktu kola s kolejnicí lze pozorovat jev zvaný jako „V-bifurkace trhliny“. Jedná se o rozdvajování neboli bifurkaci trhlin do dvou směrů. Inciovaná trhlina má nejprve tendenci se šířit ve směru tangenciálním k obvodu kola a po určité vzdálenosti dochází k jejímu rozdělení a ke vzniku nové trhliny šířící se tentokrát radiálně ke středu kola. Tento proces rozdvajování se při dalším šíření ještě několikrát opakuje, až v určitém místě trhlina pokračuje výhradně v radiálním směru, tedy přímo ke středu kola.

Procesem nukleace trhlin, kontaktních sil v místě styku kola s kolejnicí, bifurkací trhlin a směru šíření v počáteční fázi se zabývají jiné práce a proto se dále zaměříme na případ sekundární problémové situace a to už jen v oblasti radiálního šíření trhliny. Bude uvažována radiální přímá průchozí trhlina s přímým čelem, která již zasahuje do oblasti disku.

## 2.2. Formulace problému a cíle řešení

Dle výše uvedeného popisu problémové situace lze vyjádřit:

- **Formulace problému:** Chování železničního kola s průchozí přímou trhlinou radiálního směru pro vybrané provozní podmínky a pro různé tvary střední části disku.
- **Cíle řešení:** Na základě deformačně napěťové analýzy a lomové analýzy posoudit různé tvary disků železničního kola za vybraných provozních podmínek. Ze získaných výsledků vyvodit závěry umožňující následnou optimalizaci disku železničního kola s vyhovujícím chováním při porušení trhlinou.

Řešení problému se uskuteční za těchto podmínek:

- **Geometrie kola:** Trojrozměrný model železničního kola s neměnným tvarem části náboje a vnějšího prstence s okolkem. Dále s proměnnou křivkou střednice disku kola a o tloušťce disku odpovídající skutečnému železničnímu kolu (proměnná tloušťka).
- **Geometrie trhliny:** Přímá průchozí trhlina rostoucí směrem ke středu kola. Čelo trhliny je přímé a rovnoběžné s osou rotace kola.
- **Materiál:** Bude uvažován homogenní, izotropní, lineárně-pružný model materiálu.
- **Aktivační podmínky:** Model kola bude aktivován silovými vazbovými podmínkami v místě kontaktu kola s kolejnicí a dále dostředivým zrychlením od rotace kola.
- **Vazbové podmínky:** Upevnění kola na hřídel v díře náboje, rotace kola s adhezí.

## 2.3. Analýza problému

### 2.3.1. Popis systému podstatných veličin

Před započítím návrhu postupu řešení daného problému, výběru metod řešení a samotného řešení je třeba problémovou situaci analyzovat a vybrat ty podstatné veličiny, které zásadně ovlivňují dění na skutečné soustavě a budou uvažovány ve výpočtovém modelu. K této analýze problému poslouží tzv. **systém podstatných veličin** [1]:

Vše, co se kolem nás děje má převážně příčinný charakter a řídí se tímto jednotným scénářem událostí. Pro každý objekt je charakteristické, že má určité okolí, tvar (geometrii), a že v okolí zaujímá určitou polohu (topologii). S okolím má určité vazby, přes které se realizují interakce, které objekt aktivují a ovlivňují. Aktivace objektu vyvolává na něm procesy, které mění jeho stavy. Objekt se do svého okolí určitým způsobem projevuje, což má určité důsledky. Všechny uvedené podstatné entity, tedy okolí, topologii, geometrii, vazby, aktivace, ovlivňování, procesy, stavy, projevy a důsledky lze popsat veličinami a vytvořit z nich systém podstatných veličin  $\Sigma(\Omega)$ . Podmnožiny  $\{S_i\}$  vytváří tuto soustavu:

- **Podmnožina S0:** obsahuje veličiny  $v_0$ , popisující prvky okolí objektu: jsou to tzv. environmentální veličiny.
- **Podmnožina S1:** veličiny  $v_1$ , komplexně popisující objekt, tj. strukturu, rozmístění (topologii, topografii) prvků objektu v prostoru (v okolí  $O(\Omega)$  objektu) a geometrii těchto prvků – lze je proto označit jako objektové veličiny.
- **Podmnožina S2:** její veličiny  $v_2$ , popisují podstatné vazby objektu s jeho okolím  $O(\Omega)$  a na nich probíhají interakce, resp. vazby mezi jednotlivými podobjekty, na něž je objekt dekomponován. Popsat podstatné vazby vyžaduje vymezit i podstatné prvky okolí objektu. Tyto veličiny lze označit jako vazbové veličiny.
- **Podmnožina S3:** patří do ní veličiny  $v_3$ , které vyjadřují takovou aktivaci objektu  $\Omega$  z jeho okolí, která na objektu vyvolává procesy. Veličiny  $v_3$  lze označit jako aktivační veličiny nebo taky podněty či příčiny.
- **Podmnožina S4:** tato podmnožina obsahuje veličiny  $v_4$ , které působí z okolí na objekt a ovlivňují na něm probíhající procesy – lze je označit jako ovlivňující veličiny.

- **Podmnožina S5:** patří sem veličiny  $v_5$  vyjadřující vlastnosti prvků struktury objektu, na němž se řeší problém. Mohou to být geometrické, strukturní, fyzikální, mechanické, technologické, přičemž jednotlivá vlastnost může být vyjádřena i několika charakteristikami. Lze je nazvat jako strukturně vlastnostní veličiny. Poznámka: geometrické veličiny mohou být popsány i v podmnožině S1.
- **Podmnožina S6:** obsahuje veličiny  $v_6$  popisující procesy probíhající na struktuře objektu, uvádějící objekt do různých stavů, odlišných od stavů počátečních. Jsou to procesní veličiny a stavové veličiny. Oboje se obvykle dávají do jedné podmnožiny, protože je mezi nimi úzká souvislost – stavy jsou důsledky procesů.
- **Podmnožina S7:** patří sem veličiny  $v_7$  vyjadřující projevy (chování) objektu, které odpovídají stavům, do nichž se objekt dostal tím, že na objektu proběhly určité procesy. Lze je označit jako projevové veličiny.
- **Podmnožina S8:** zahrnuje veličiny  $v_8$  popisující důsledky projevů objektu na jeho okolí nebo na něho samého. Pro tyto veličiny lze použít název důsledkové veličiny.

### 2.3.2. Systém podstatných veličin řešeného problému

Dle výše uvedeného lze u problémové situace řešené v této práci zavést následující systém podstatných veličin [1,4]:

#### **Podmnožina S0 – okolí objektu:**

- Náprava vagónu
- Kolejnice

#### **Podmnožina S1 – geometrie a topologie objektu:**

- Tvar a rozměry železničního kola
- Tvar a rozměry trhliny, její orientace ke směru otáčení kola a ke kontaktu kola s kolejnicí

#### **Podmnožina S2 – podstatné vazby objektu k okolí:**

- Vazby kola na nápravu
- Kontakt kola s kolejnicí



**Podmnožina S3 – aktivace objektu z okolí:**

- Silově vazbové podmínky v místě kontaktu kola s kolejnicí
- Objemové síly od rotace kola
- Teplotní pole od styku kola s kolejnicí

**Podmnožina S4 – ovlivňování objektu z okolí objektu:**

- Geometrické odchylky tvaru železničního kola
- Geometrické odchylky tvaru kolejnice
- Parametry stavu styku kola s kolejnicí – cizí předměty, povětrnostní podmínky
- Parametry struktury materiálu kola – typ struktury a její nehomogenity

**Podmnožina S5 – vlastnosti prvků struktury objektu:**

- Konstitutivní, lomové, pevnostní a termodynamické charakteristiky materiálu

**Podmnožina S6 – procesy na objektu a jeho stavy:**

- Deformační a napěťové procesy ve struktuře materiálu vyvolávající deformační a napěťové stavy ve struktuře materiálu

**Podmnožina S7 – projevy (chování) objektu:**

- Deformační projevy: vektor posuvů, tenzor přetvoření
- Napjatostní projevy: tenzor napětí
- Změny ve struktuře materiálu: fázové přeměny, zplastizované oblasti, vznik a chování trhlin
- Porušování celistvosti kola: vydroleniny a lomy

**Podmnožina S8 – důsledky projevů objektu:**

- Mezní stavy trhlin a mezní stavy lomů kola

### 3. VOLBA METOD A POSTUPU ŘEŠENÍ PROBLÉMU

#### 3.1. Zařazení typu problému

Je-li cílem práce provést souhrnnou lomovou analýzu železničního kola porušeného trhlinou a ze získaných výsledků se pokusit optimalizovat tvar disku kola s ohledem na jeho lepší předcházení mezním stavům spojených s trhlinovým porušením, bude nutné opakovaně provádět jednotlivá dílčí řešení. V těchto jednotlivých dílčích řešeních bude zatěžována určitá geometrie se svými strukturními vlastnostmi a na základě napětově deformační analýzy zjišťovány hodnoty lomových parametrů. Jedná se tedy o přímý problém, kdy na vstupu jsou určité příčiny a na výstupu důsledky.

Vstupy do těchto jednotlivých řešení se zde míní geometrie objektu s určitými vlastnostmi struktury prvků, dále vazby objektu s okolím, aktivace objektu a jeho ovlivňování (podmnožina S0 až S5). Výstupy řešení budou procesy a stavy na objektu a jeho projevy (podmnožina S6 a S7).

#### 3.2. Výběr metod řešení

Pro řešení formulovaného problému za jeho daných podmínek bude použito výpočtového modelování. Napětově deformační stavy tělesa a z nich získané lomové parametry v místě trhliny budou řešeny ve výpočetním systému ANSYS od firmy Ansys Inc., Canonsburg, PA, USA. Ten využívá deformační varianty metody konečných prvků. Tyto lomové parametry budou v systému ANSYS počítány za použití koncepce faktoru intenzity napětí, vycházející z teorie lineární lomové mechaniky. Jeden konkrétní tvar geometrie disku kola bude testován za uvažování vybraného způsobu zátěže, proměnné délky trhliny a proměnného úhlu natočení kola vůči kolejnici.

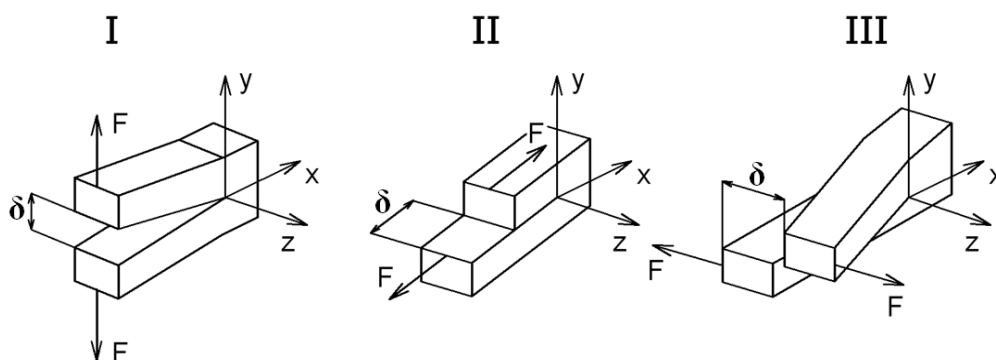
## 4. TEORETICKÝ ZÁKLAD POUŽITÉ KONCEPCE LOMOVÉ MECHANIKY A JEJÍ APLIKACE V MKP

### 4.1. Teoretický základ koncepce faktoru intenzity napětí

#### 4.1.1. Teoretický základ [2,3]

V současné době existuje několik koncepcí pro řešení popisu napětí a deformací v místě trhliny. Jednou z nich je tzv. K-koncepce, která řeší deformace a napjatost lineárně pružného materiálu ve spojitém tělese s trhlinou. Tato koncepce je nejjednodušší a zároveň dobře teoreticky rozpracovaná a proto se v technické praxi stala nejpoužívanější. Lze ji použít při statické i dynamické iniciaci trhliny, při jednosměrném i cyklickém zatěžování. Koncepce předpokládá pouze lineární pružný materiál a trhlinu s ostrým kořenem o poloměru  $\rho = 0$  mm.

Při popisu napětí a deformací v místě trhliny a jejího blízkého okolí rozlišujeme tři základní typy deformování při porušování označované jako tzv. módy. U skutečného tělesa deformovaného obecným zatížením se pak tyto tři způsoby skládají superpozicí.



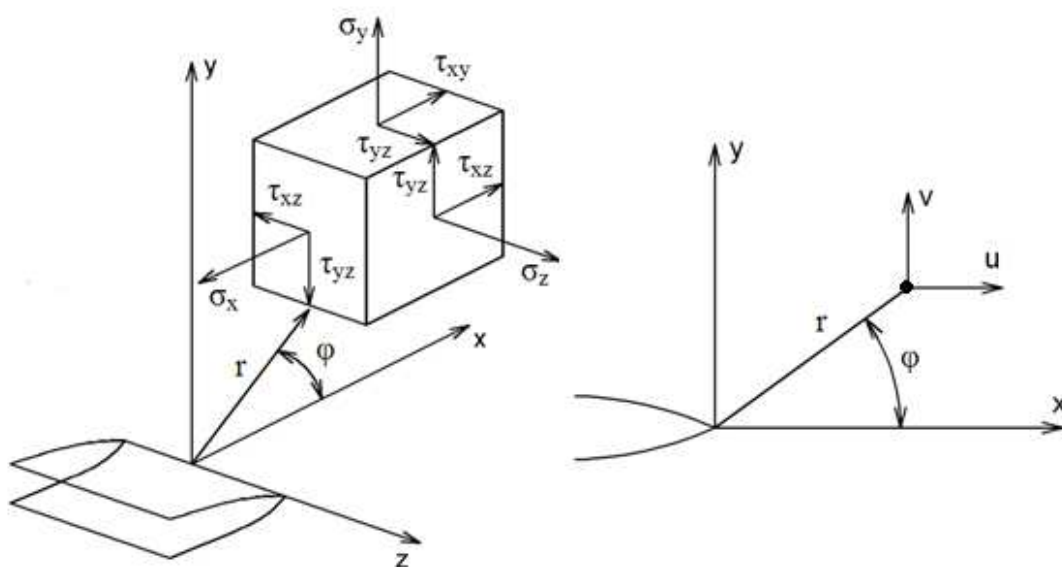
Obr. 2 - Tři základní způsoby zatěžování tělesa s trhlinou

Tyto základní způsoby zatěžování definujeme:

- Mód I – odtržení: Otevírání trhliny ve směru normály k ploše nespojitosti.
- Mód II - smyk: Body lomových ploch trhliny se po sobě posouvají v její rovině kolmo na přímkou tvořící čelo trhliny.
- Mód III – Antirovinný smyk: Body lomových ploch se posouvají v její rovině rovnoběžně s přímkou tvořící čelo trhliny.

U skutečného tělesa, kde trhlina představuje silný koncentrátor napětí, dojde při zátěži v místě čela trhliny k plastizaci materiálu a původně ostrý kořen trhliny se otupí. Takto otupený kořen trhliny má pak větší poloměr křivosti a tím dojde ke zmírnění vrubového účinku kořene trhliny. Věrohodnost závěrů koncepce součinitele koncentrace napětí se odvíjí právě od dodržení výše uvedených předpokladů, především od elastického chování materiálu při zátěži a vzniku plastické oblasti jen o minimální velikosti. Tyto předpoklady jsou pro volbu koncepce faktoru intenzity napětí splněny, protože závěry vyplývající ze zkoumání trhlín ve skutečném železničním kole poukazují na jen minimální vznik plastické deformace v místě trhliny.

Pro určení napjatosti v malém okolí trhliny byly nalezeny analytické vztahy. Poloha bodu tělesa vzhledem ke kořeni trhliny je vyjádřena polárními souřadnicemi s parametry: poloměr  $R$  a směrový úhel  $\varphi$  s počátkem v bodě čela trhliny. Nominální napjatost v dostatečné vzdálenosti od trhliny lze pak popsat veličinou  $K$ . Pro veličinu  $K$  zavádíme název faktor intenzity napětí.



Obr. 3 - Uvolnění elementu v blízkosti čela trhliny

#### 4.1.2. Odvození vztahů [2,3]

Při odvození vztahů bude pro jednoduchost a názornost řešena rovinná úloha. Z diferenciálních rovnic rovnováhy, v kterých neuvažujeme objemové síly, dále z rovnice kompatibility a z konstitutivních vztahů lineárně elastického materiálu vyplývá:

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) (\sigma_x + \sigma_y) = \nabla^2 (\sigma_x + \sigma_y) = \Delta (\sigma_x + \sigma_y)$$

Součet napětí  $\sigma_x$  a  $\sigma_y$  je harmonickou funkcí proměnných  $x$  a  $y$ .

V rovnicích výše se objevily operátory:

Hamiltonův operátor:

$$\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

Laplacelův operátor:

$$\Delta = \nabla \cdot \nabla = \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

Zavedeme Airyho funkcí napětí  $F$ :

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}$$

Z rovnic kompatibility vyplývá podmínka:

$$\nabla^4 F = 0$$

Funkce  $F(x,y)$  je biharmonická funkce, je možné ji vyjádřit pomocí dvou homomorfních funkcí komplexní proměnné:

$$z = x + iy$$

Následující vztahy budou odvozeny pro mód I, který je v technické praxi nejvíce používaný. Pro okolí blízké čelu trhliny  $r \ll a$  je odvozeno:

Pro rovinnou napjatost u čela trhliny, kde  $\sigma_z = 0$ :

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \left[1 - \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\varphi}{2}\right)\right] \\ \sigma_y &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \left[1 + \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\varphi}{2}\right)\right] \\ \tau_{xy} &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\varphi}{2}\right)\end{aligned}$$

V rovině trhliny pro  $\varphi = 0$ :

$$\begin{aligned}\sigma_x = \sigma_y &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} = \frac{\sigma}{\sqrt{2\frac{r}{a}}} \\ \tau_{xy} &= 0\end{aligned}$$

Pro rovinnou deformaci u čela trhliny, kde  $\varepsilon_z = 0$ :

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \mu(\sigma_x + \sigma_y) \\ \tau_{xy} = \tau_{yz} &= 0\end{aligned}$$

Výrazy pro posuvy:

$$\begin{aligned}u &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{2G_s} \cdot \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \left[\kappa - 1 + 2\sin^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)\right] = \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{2G_s} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot (\kappa - \cos\varphi) \\ v &= \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{2G_s} \cdot \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot \left[\kappa + 1 - 2\cos^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)\right] = \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{2G_s} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot (\kappa - \cos\varphi)\end{aligned}$$

Kde pro  $G_s$  představuje modul pružnosti ve smyku.

Pro rovinnou napjatost platí:

$$\kappa = \frac{3 - \mu}{1 + \mu}$$

Pro rovinnou deformaci platí:

$$\kappa = 3 - 4\mu$$

Ukázalo se, že napětí v kořeni trhliny není vhodný parametr pro popis chování tělesa s trhlinou, především pak pro stanovení podmínek její stability a jejího růstu. Je proto definována veličina faktor intenzity napětí. Pro mód I je dán vztahem:

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \cdot \sigma_y$$

Jednotkou je  $\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  nebo  $\text{N}\cdot\text{mm}^{-3/2}$

Pro taženou stěnu nekonečné délky platí vztah:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi a}$$

Pro taženou stěnu o délce trhliny  $a$ , šířky  $b$  a zatížení stěny napětím  $\sigma$  platí vztah:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi a} \cdot Y\left(\frac{a}{b}\right)$$

Kde  $Y\left(\frac{a}{b}\right)$  je funkce zohledňující poměr délky trhliny a šířky vzorku.

Podobným způsobem lze odvodit i zbylé vztahy pro ostatní módy deformování tělesa s trhlinou.

#### 4.1.3. Posouzení lomových parametrů trhliny

Shrnutím poznatků z výše uvedeného lze stručně napsat, že zatížené těleso se svou určitou geometrií a s geometrií již iniciované trhliny, a za předpokladu lineárního elastického materiálu, má popsané deformační a napěťové pole v okolí blízkém čelu trhliny koeficienty  $K_I$ ,  $K_{II}$ ,  $K_{III}$ . Ty odpovídají způsobu deformování místa s trhlinou vzhledem k zavedenému souřadnému systému v místě čela trhliny.

V závislosti na těchto koeficientech lze popsat charakter chování trhliny, jako např. její další růst při cyklickém zatěžování či posouzení z pohledu možných mezních stavů. Je-li již strojní součást porušená trhlinou a nadále je schopná vykonávat svoji funkci, pak z pohledu posouzení spolehlivosti připadá v úvahu dosažení mezního stavu stability trhliny tělesa.

**Mezní stav stability trhliny tělesa [3]:** je takový stav tělesa, při němž nastává nestabilní šíření trhliny v materiálu, nezávisle na dalším průběhu zatěžování tělesa. Je to tedy mezní stav ztráty stabilního šíření trhliny.

Trhlina se po překročení této prahové hodnoty šíří samovolně, bez nutnosti dodávat energii potřebnou na její růst z vnějšku, hnací silou je zde uvolňovaná energie napjatosti. Po dosažení mezního stavu stability trhliny a jejího nekontrolovatelného růstu dosahuje trhlina mezního stavu lomu, kdy se těleso rozpadá na dvě a více částí.

Prahovou hodnotou faktoru intenzity napětí, při níž se dosahuje mezního stavu stabilního šíření trhliny, je tzv. lomová houževnatost  $K_{CI}$ . Vzhledem k této hodnotě lze charakterizovat stav trhliny (index  $i$  udává číslo módu):

- $K_i < K_{CI}$  : již vzniklá trhlina je v klidu nebo se šíří stabilně, je nutné pro její další růst dodávat energii
- $K_i = K_{CI}$  : trhlina přechází z klidu nebo ze stabilní fáze do nestabilní fáze šíření
- $K_i > K_{CI}$  : trhlina se šíří nestabilně, pro její další růst není třeba dodávat energii

Lomová houževnatost je materiálová hodnota závislá na charakteru lokální napjatosti, teplotě a rychlosti zatěžování.

Skutečné tvarově složité těleso porušené trhlinou a zatěžované obecným zatížením je zpravidla deformováno tak, že výsledný mód odpovídá superpozici všech tří módů zároveň. Chceme-li pak posoudit stav trhliny srovnáním s hodnotou lomové houževnatosti (experimentálně určenou pro první mód), je třeba použít veličinu vyjadřující souhrnnou hodnotu faktoru intenzity napětí pro všechny tři módy zatěžování zároveň.

Pro ekvivalentní hodnotu faktoru intenzity napětí je odvozeno mnoho vztahů. V dalších výpočtech se bude uvažovat vztah dle použité literatury [6], ve které se autoři zabývají simulací šíření trhliny ve vnějším prstenci železničního kola. Vztah je ve tvaru:

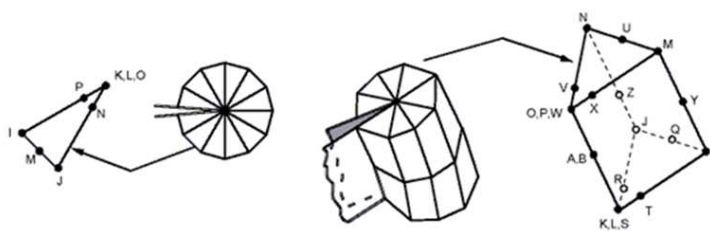
$$K_{eq,max} = \frac{K_I}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{K_I^2 + 4 \cdot (1,155 \cdot K_{II})^2 + 4 \cdot (K_{III})^2}$$

## 4.2. Řešení lomových parametrů za použití MKP [7]

Lomová analýza ve výpočetním systému ANSYS, využívající deformační varianty metody konečných prvků, je kombinací deformačně napěťové analýzy a výpočtu lomových parametrů. Tato napěťově deformační analýza, využívaná pro účely lomové mechaniky, může být prováděna jak se standardním lineárně elastickým modelem materiálu (pro K-koncepci), tak i s nelineárně elasticko-plastickým modelem materiálu (pro J-integrál). Součinitel intenzity napětí se určuje z výše uvedené definice a to buď z posuvů, čímž získáme přesnější výsledky, a nebo z napětí v okolí trhliny. Vzhledem k tomu, že v blízké oblasti kolem kořene trhliny existuje vysoký gradient napětí, jako důsledek ostré hrany trhliny představující silný koncentrátor napětí, modelování metodou konečných prvků proto vyžaduje zvláštní přístup ve



vytváření MKP sítě této oblasti. Přesné chování v této oblasti s vysokým gradientem napětí závisí na materiálu, geometrii a dalších faktorech. Při použití standardních prvků je kladen požadavek na vysoké zjemnění sítě MKP v okolí trhliny. To s sebou však přináší důsledek nárůstu výpočetního času a možnost špatné konvergence výpočtu. K zachycení rychle se měnícího napětí a deformací v této oblasti blízké kořeni trhliny se využívá speciální typ sítě MKP. Na prvky v okolí trhliny se klade požadavek, aby byly kvadratické a zároveň jejich středové uzly hran ležely ve čtvrtinové vzdálenosti od kořene trhliny po délce prvku.



Obr. 4 – Prvky pro vytváření MKP sítě v okolí trhliny - ve 2D a 3D [7]

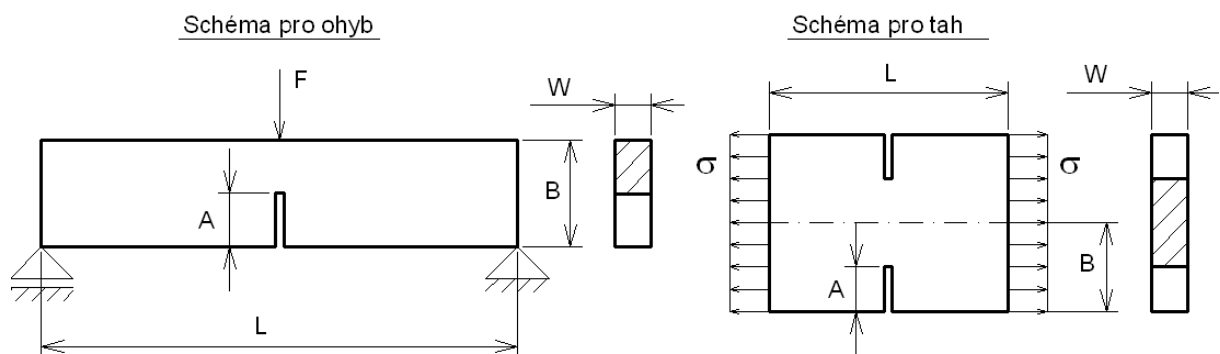
### 4.3. Srovnání lomových parametrů získaných výpočtem pomocí MKP a pomocí analytických vztahů

#### 4.3.1. Popis metodiky testování

Pro získání věrohodných výsledků lomových parametrů za pomoci výpočtu MKP je třeba nejprve daný postup důkladně otestovat. Testování správnosti postupu při získávání lomových parametrů bude prováděno srovnáním výsledků dvou odlišných přístupů výpočtu. Nejprve bude proveden výpočet za použití analytického přístupu u vzorku, pro jehož tvar a způsob zatěžování jsou odvozeny přesné vztahy výpočtu lomových parametrů. Dále bude ten samý případ namodelován pomocí MKP a dosažené výsledky srovnány. Pro testování byly vybrány dva případy tvaru vzorku a jeho zatěžování. Prvním je tah pásu konečné šířky a druhým je ohyb nosníku na dvou podporách. V obou případech se jedná o deformaci tělesa s trhlinou vyvolávající lom pod módem I. Tyto oba případy budou modelovány nejprve jako rovinné těleso o jednotkové tloušťce (uvažování rovinné napjatosti) a následně jako prostorové těleso (uvažování rovinné deformace). Lomové parametry budou získávány nejen pro měnící se délky trhliny, ale u modelu ve 3d také po tloušťce vzorku. Pro výsledky obou přístupů bude spočítána relativní odchylka v %.

### 4.3.2. Tvorba modelu geometrie, sítě MKP a okrajových podmínek

Pro oba modelové případy byla použita shodná geometrie a síť MKP. Ke změně došlo pouze u zadávání okrajových podmínek vazeb tělesa a jeho silového zatížení. Síť MKP pro 2D případ byla použita i pro 3D případ, kdy se síť rovinné úlohy vysunula do prostoru pomocí prostorových prvků. Testovaným vzorkem je hranolovité těleso s průchozí trhlinou. Souřadný systém je volen tak, že osa X leží ve směru trhliny a směřuje do jejího čela, osa Y leží ve směru největší délky vzorku a osa Z leží ve směru jeho tloušťky. I když pro menší časovou náročnost výpočtu lze v systému ANSYS využití symetrie, bude vytvořen plný model, na kterém se použité algoritmy programu odzkouší a poté aplikují na testovaném modelu železničního kola.



Obr. 5 - Schéma výpočtového modelu

### 4.3.1. Výpočet a vyhodnocení

Celkem byly testovány 4 varianty: Tah a ohyb, a vždy pro 2D model a 3D model. Pro každý případ byl vytvořen automatický algoritmus, který zjišťoval hodnoty K pro měnící se velikost trhliny. Pro případ 3D modelu byl algoritmus ještě rozšířen o cyklus zjišťující hodnoty K po tloušťce vzorku na každém prvku (v ose Z). Pro srovnání MKP a analytiky bylo použito:

Analytický vztah pro výpočet faktoru intenzity napětí pro případ tahu [2]:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi a} \cdot Y\left(\frac{a}{b}\right)$$

$$Y\left(\frac{a}{b}\right) = \frac{1,122 - 0,561\left(\frac{a}{b}\right) - 0,205\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 0,471\left(\frac{a}{b}\right)^3 - 0,19\left(\frac{a}{b}\right)^4}{\sqrt{1 - \frac{a}{b}}}$$

Analytický vztah pro výpočet faktoru intenzity napětí pro případ ohybu [2]:

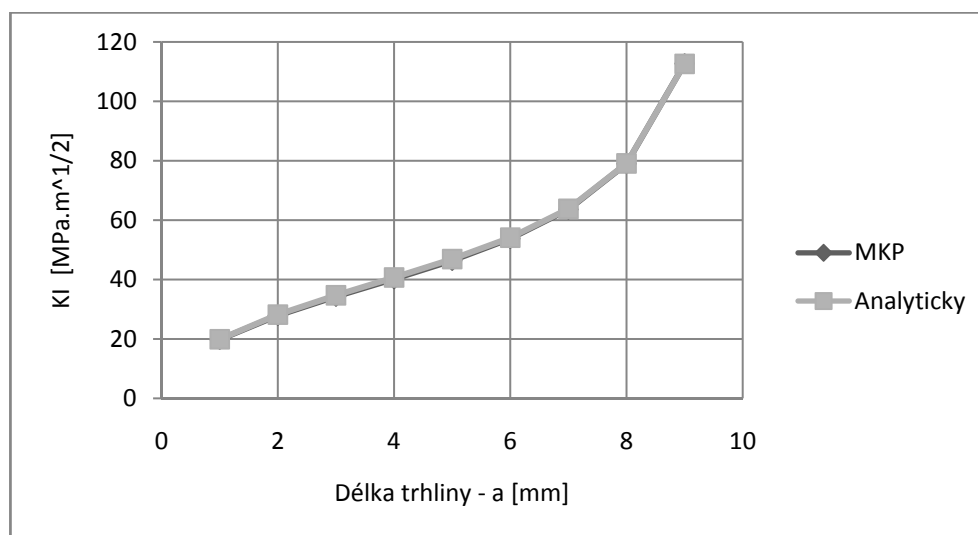
$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi a} \cdot Y\left(\frac{a}{b}\right)$$

$$Y\left(\frac{a}{b}\right) = 1,122 - 1,4\left(\frac{a}{b}\right) + 7,33\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 13,08\left(\frac{a}{b}\right)^3 + 14\left(\frac{a}{b}\right)^4$$

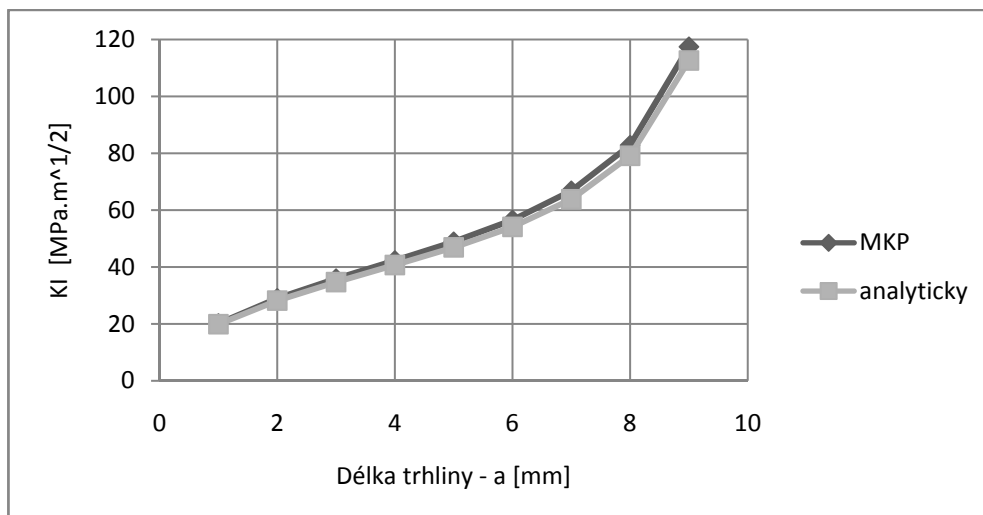
Kde pro ohýbaný nosník na dvou podporách platí:

$$M_{o_{\max}} = \frac{F \cdot l}{4} \quad \sigma_{o_{\max}} = \frac{6M_{o_{\max}}}{t \cdot b^2}$$

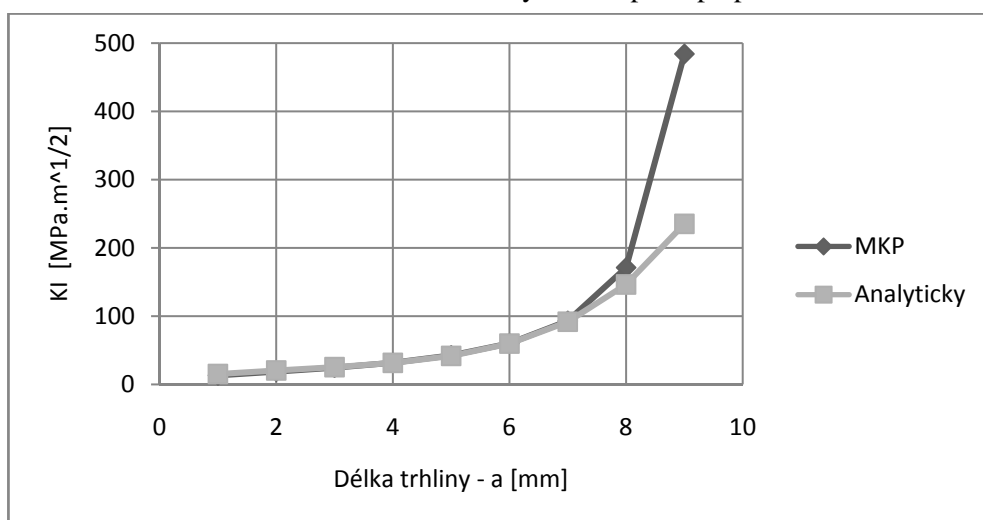
Dále jsou uvedeny grafy srovnávající výsledky faktoru intenzity napětí pro měnící se šířku trhliny. I když bylo pro 3D případ zjištěno dvourozměrné pole výsledků (délka trhliny a tloušťka vzorku), je pro lepší názornost zobrazen výsledek ve střední tloušťce vzorku. Po spočítání relativní odchylky výsledků MKP a analytiky dojdeme ke zjištění, že se dopustíme velké chyby v krajních elementech a pro těleso vysoce zasažené trhlinou. V tomto pásmu výsledků mimo krajní elementy a pro trhlinu zasahující do 80 % šířky vzorku se relativní chyba pohybuje kolem 3 %. Toto zjištění o vysoké nepřesnosti výpočtu K faktoru v krajních elementech bude muset být bráno v úvahu při sestavování algoritmu vytváření sítě MKP v místě trhliny a algoritmu vyhodnocující max. hodnoty po tloušťce disku kola.



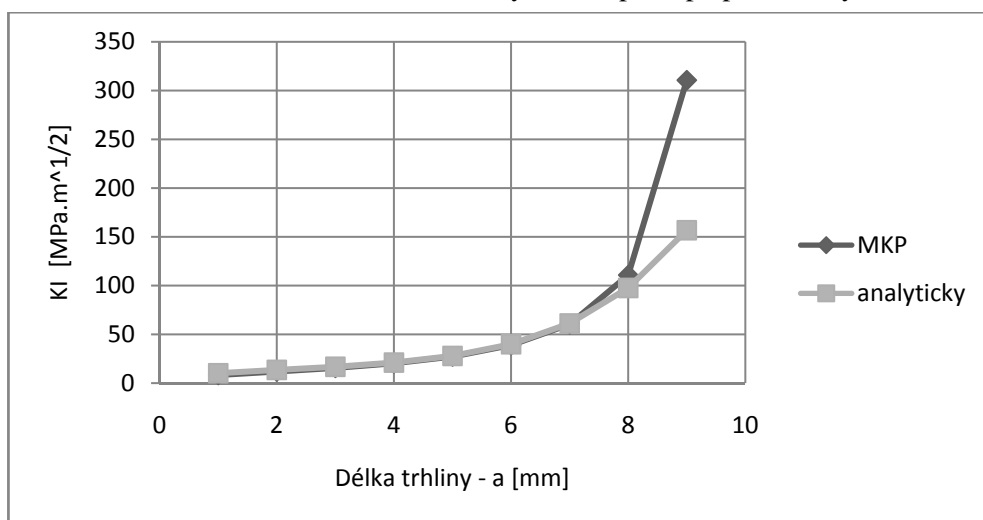
Obr. 6 – Srovnání MKP a analytického přístupu pro 2D tah



Obr. 7 - Srovnání MKP a analytického přístupu pro 3D tah

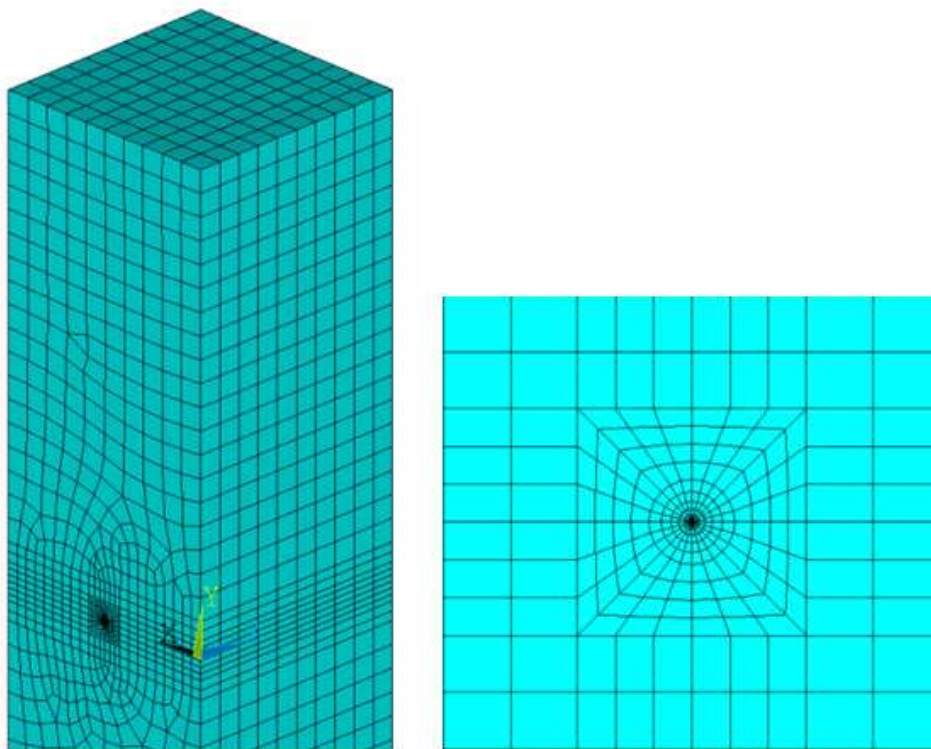


Obr. 8 - Srovnání MKP a analytického přístupu pro 2D ohyb

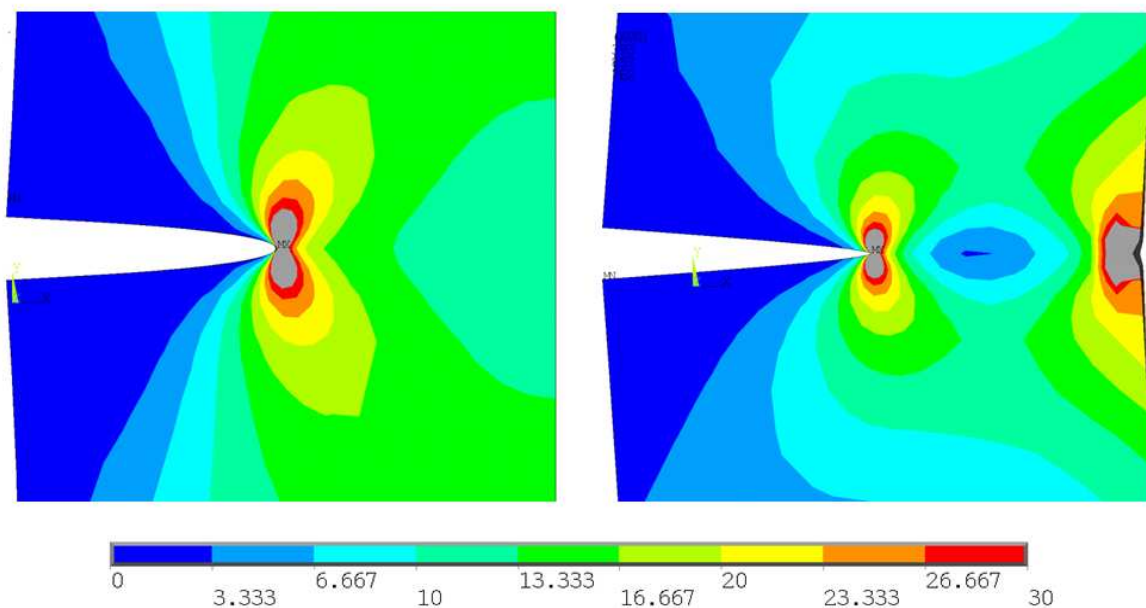


Obr. 9 - Srovnání MKP a analytického přístupu pro 3D ohyb

Pro názornost je uvedeno zobrazení výsledků s velikostí trhliny  $a=b/2$ . Jelikož se jedná o dvouosou napjatost, je vhodné výsledek zobrazit pomocí redukovaného napětí HMH. V tomto zobrazení je ve svislém směru osa Y, tedy osa největší délky vzorku.



Obr. 10 - MKP síť celého 3D modelu (vlevo) a detail MKP sítě v místě trhliny (vpravo)



Obr. 11 - Redukované napětí HMH o max. 30MPa pro tah (vlevo) a pro ohyb (vpravo)

## 5. DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA NEPORUŠENÉHO KOLA

### 5.1. Úvod

Před samotnou lomovou analýzou kola porušeného trhlinou je třeba nejprve provést napěťově deformační analýzu neporušeného kola a zjistit, které složky zatížení mají nejpodstatnější vliv na deformačně napěťové projevy na dané součásti.

Jelikož uvažujeme homogenní, izotropní, lineárně-pružný materiál a dále pak, že během řešení nedochází ke změně okrajových podmínek, lze považovat tuto úlohu za lineární. V tomto případě se výsledný deformačně napěťový stav na tělese rovná superpozici od všech projevů jednotlivých složek zatížení. Následné deformačně napěťové analýzy budou uvažovat model za působení právě vždy jedné z vybraných složek zatížení. Z výsledků pak vyplynou závěry o tom, jak je která složka zatížení v úplném modelu uvažujícího reálný provoz kola podstatná a jak hodně jít ve výpočtovém modelování do detailu.

V této kapitole bude rozebrán způsob tvorby geometrie kola, rozbor provozních podmínek a dílčí modely jednotlivých složek zatížení.

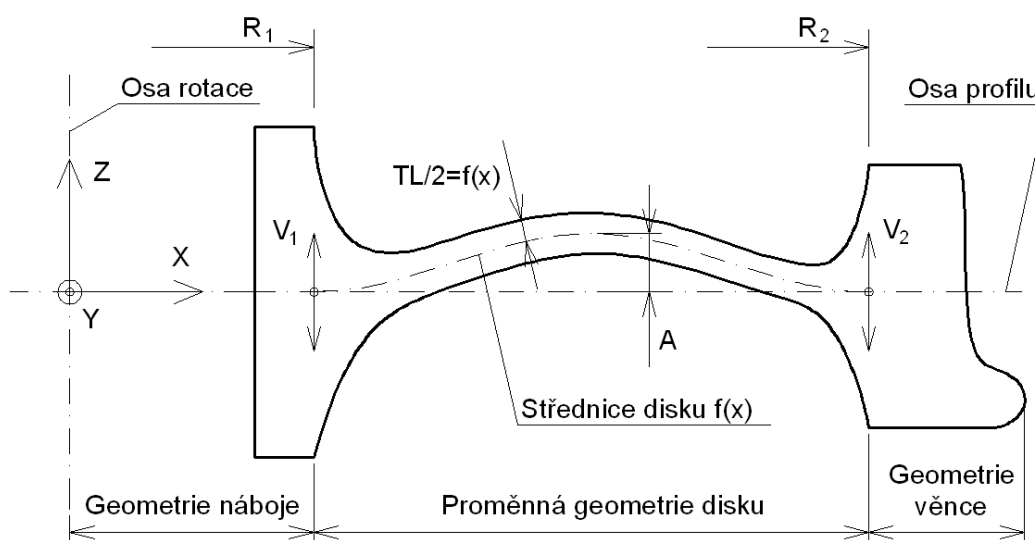
### 5.2. Tvorba geometrie profilu

Je-li podstatou celého snažení zjistit, jaký vliv má na výsledek deformačně napěťové a lomové analýzy tvar střední části železničního kola, bude potřeba pro tyto analýzy vymodelovat dostatek různých geometrií. Z počátku snažení se jednotlivé různé geometrie vytvářely v CAD prostředí a následně exportovaly do prostředí ANSYS. Důvodem byla potřeba vytvořit střední část disku kola s hladkou spojitou geometrií, což je v prostředí ANSYS za pomoci parametricky kótovaného modelu těžko proveditelné. Tento postup modelování a exportu se jevil jako zdlouhavý. Proto byl v prostřední ANSYS vytvořen algoritmus pro tvorbu geometrie disku kola s obecným tvarem, se spojitými hladkými obrysy a řízený jen několika vstupními parametry.

Tvar profilu kola lze rozdělit na tři hlavní části: náboj, disk a věnec s okolkem. Náboj a věnec jsou normou pevně dané geometrie, jejich tvar je u každého vygenerovaného profilu totožný. Další rozměr převzatý z originálu kola je tloušťka disku  $T$ , která se v závislosti na rostoucí hodnotě poloměru  $R$  lineárně snižuje. Tvar střednice disku je dán tvarem zvolené funkce. Pro následující analýzy bude tvar dán funkční hodnotou kosinu, který lze řídit

posunutím a násobkem fáze této funkce. Střednice je modelována od poloměru  $R_1$  až po poloměr  $R_2$ . Vyboulení disku je řízeno amplitudou  $A$  funkce kosinus. Dále lze měnit vyosení střednice disku od osy profilu pomocí parametrů  $V_1$  a  $V_2$ .

Algoritmus tvorby profilu se tedy skládá z vykreslení pevně dané geometrie náboje a věnce a následného automatického vygenerování dostatečného počtu bodů střednice dle funkční hodnoty přednastavené funkce. V každém vygenerovaném bodu se spustí normála k tečně střednice disku a na každou stranu od střednice je ve vzdálenosti  $TL/2$ , závislé na poloměru, vynesena krajní bod obrysové křivky disku. Tyto krajní body jsou pak spojeny hladkou křivkou (splinem) a v krajních poloměrech  $R_1$  a  $R_2$  přes přechody dle další funkce tloušťky napojeny na pevnou část geometrie.



Obr. 12 - Schéma tvorby geometrie profilu

### 5.3. Rozbor provozních stavů kola a model okrajových podmínek

Veličinami aktivujícími objekt jsou v našem případě železničního kola silově vazbové podmínky v místě kontaktu kola s kolejnicí a objemové síly od rotace kola. Pro zjednodušení rozboru provozních podmínek nebudeme rozlišovat, zda se jedná o kolo vagónu nebo lokomotivy a zda kotouč nalisovaný na hřídeli nápravy je součástí brzdné nebo pohonné jednotky.

Silovou výslednici působící v místě kontaktu můžeme rozložit dle směru na radiální a obvodovou složku. Působení sil v axiálním směru neuvažujeme, protože předpokládáme v případě jízdy obloukem s náklonem trati kompenzující odstředivé síly (výsledný součet

vektorů gravitačního a dostředivého zrychlení je kolmý k ose hřídele nápravy [8]). V radiálním směru vertikálně od středu kola ke kolejnici působí tíhová síla  $G$  od hmotnosti vozu a proti ní normálová síla  $F$  působící od kolejnice ke středu kola. V obvodovém tečném směru zde působí třecí síla  $T$  a proti ní obvodová síla  $O$ . Tyto obvodové síly jsou spojeny s kroutícím momentem  $M$  působícím na hřídel soukolí. Smysl a velikost obvodových sil je dán tím, zda je vozidlo urychlováno a nebo je brzděno. Za skutečného provozu je vždy kolo aktivováno tíhovou silou a dle provozního stavu pak také třecí silou a objemovou silou od rotace kola. O tom, v jaké kombinaci a velikosti tyto síly působí, rozhoduje především: jakou rychlostí se vozidlo pohybuje, zda je vozidlo hnáno nebo dochází k brzdění a dále jaký má charakter styk kola s kolejnicí.

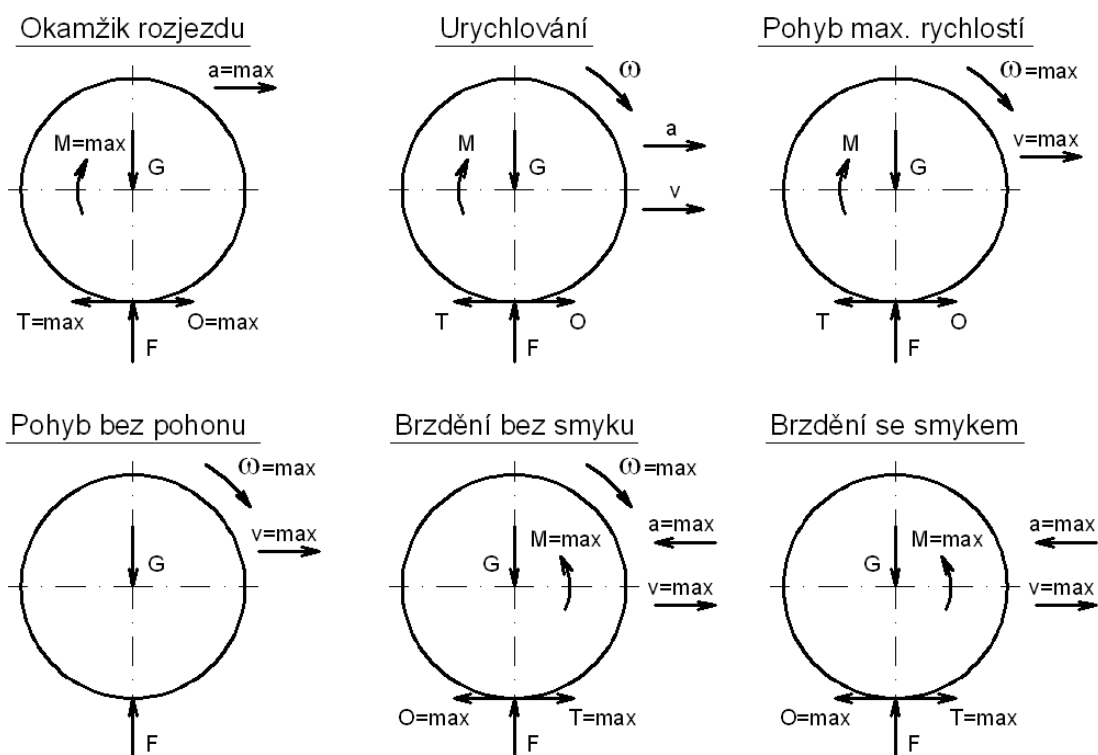
Provozních stavů pak tedy může nastat nespočet, krajními případy jsou:

- Stání: Kolo je aktivováno pouze tíhovou silou.
- Okamžik rozjezdu: K aktivaci kola tíhovou silou dále přispívá třecí síla v důsledku pohonu vozu. Třecí síla může nabýt svého maxima. Rychlost vozu a rotace kola jsou minimální. Styk kola s kolejnicí má charakter adheze.
- Urychlování vozu: Kolo je aktivováno tíhovou silou, třecí silou v důsledku pohonu vozu a objemovou silou od rotace kola. Se zvyšující rychlostí vozu klesá velikost kroutícího momentu a tedy i třecí síly, kterou může pohon vyvodit. Styk kola s kolejnicí má charakter adheze.
- Pohyb maximální rychlostí: Kolo je aktivováno tíhovou silou, třecí silou v důsledku pohonu vozu a objemovou silou od rotace kola. Objemová síla od rotace dosahuje svého maxima. Vůz se pohybuje konstantní rychlostí. Styk kola s kolejnicí má charakter adheze.
- Pohyb vozidla bez pohonu: Kolo je aktivováno tíhovou silou a objemovou silou od rotace kola. Třecí síla je nulová, nedochází ani k pohonu ani brzdění vozu. Objemová síla od rotace může dosáhnout svého maxima. Vůz se pohybuje téměř konstantní rychlostí. Styk kola s kolejnicí má charakter adheze.
- Brzdění vozu bez smyku: K aktivaci kola tíhovou silou dále přispívá třecí síla od v důsledku brzdění vozu a objemová síla od rotace kola.



Třecí síla a objemová síla od rotace kola mohou dosáhnout svého maxima. Styk kola s kolejnicí má charakter adheze.

- Brzdění vozu se smykem: Kolo je aktivováno tíhovou silou a třecí silou v důsledku brzdění vozu. Kolo nerotuje a je smýkáno po kolejnicí. Třecí síla dosahuje svého maxima a objemová síla od rotace je nulová. Styk kola s kolejnicí má charakter smýkání.



Obr. 13 – Hlavní provozní stavy kola

Z předchozího popisu a schematického zobrazení krajních provozních stavů je patrné, že k největšímu zatížení bude docházet v případě brzdění bez smyku. V tomto provozním stavu může třecí síla od brzdění i objemová síla od rotace dosáhnout svého maxima. To však platí za úvahy, že přechod do brzdění z maximální rychlosti a s tím spojený brzdný kroutící moment je pouze tak velký, aby třecí síla nepřesáhla hodnotu, po které se mění charakter styku kola s kolejnicí z adheze na smýkání.

Do výpočtů budou dále uvažovány tyto velikosti zatížení:

- Síla od váhy vozu: Železniční vozidlo o celkové hmotnosti 80 tun, váha vozu rozdělena na 4 nápravy. Zatížení působící na jedno kolo tedy odpovídá síle přibližně  $G=100$  kN.
- Třecí síla od brzdění: Maximální možná třecí síla odpovídá třecí síle rovné před okamžikem, kdy dojde ze styku adhezí ke smýkání kola. Dle literatury [8] je v tomto případě maximální hodnota koeficientu tření  $f=0,3$ , což odpovídá třecí síle přibližně 30 kN.
- Objemová síla od rotace: Pro model rotace bude uvažována úhlová rychlost  $\omega=60$  rad/s, což vzhledem na styčný průměr kola odpovídá rychlosti jízdy 100 km/h.

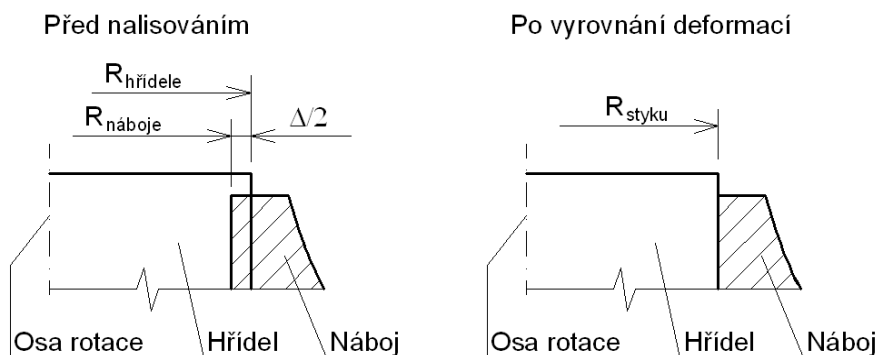
## 5.4. Model spojení kola s hřídelem

### 5.4.1. Popis řešení

Z deformačně napěťových analýz vyplynul fakt, že jednou z nejpodstatnějších složek ovlivňujících lomové parametry kola porušeného trhlinou je deformační zatížení v místě od nalisovaného hřídele.

Na spojení kola s hřídelem je kladen požadavek vyvinout pomocí deformačního zatížení takový kontaktní tlak a z něj vyplývající stykové síly, které bezpečně přenesou kroutící moment z hřídele na kolo. Tento kroutící moment je jednak v jednom smyslu otáčení od přenosu energie z hnací jednotky na kolo, nebo ve druhém smyslu otáčení od přenosu energie do brzděné jednotky. Takto pevného spojení se dosáhne vyrobením uložení s přesahem. Kola a hřídel se montují v jednotné soukolí nalisováním za tepla.

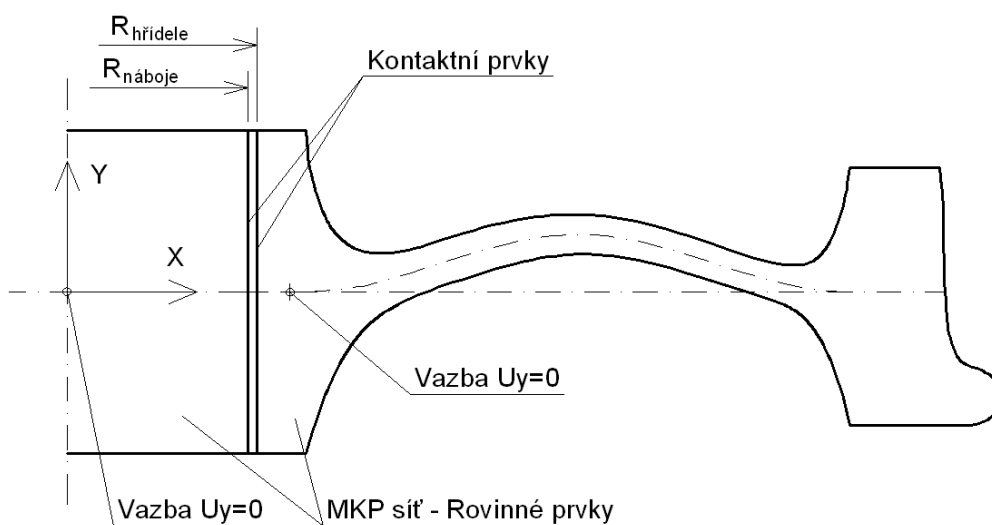
Model spojení bude uvažovat výrobní toleranci H7/u6, což odpovídá vzájemnému přesahu průměru díry a hřídele 0,190 až 0,285 mm (střední hodnota 0,238 mm). Po nalisování hřídele do díry a vychladnutí zahřátého kola se tento přesah v důsledku stlačení hřídele a rozepnutí díry vyrovná. Cílem tedy bude zjistit, na jakém průměru dojde k tomuto vyrovnání rozdílů průměrů obou součástí a jaké radiální deformace vzniknou v díře náboje kola. Tyto radiální deformace pak budou pro každý tvar profilu uloženy a použity v lomové analýze jako deformační zátěž.



Obr. 14 - Schéma řešení modelu přesahu

#### 5.4.2. Výpočtový model

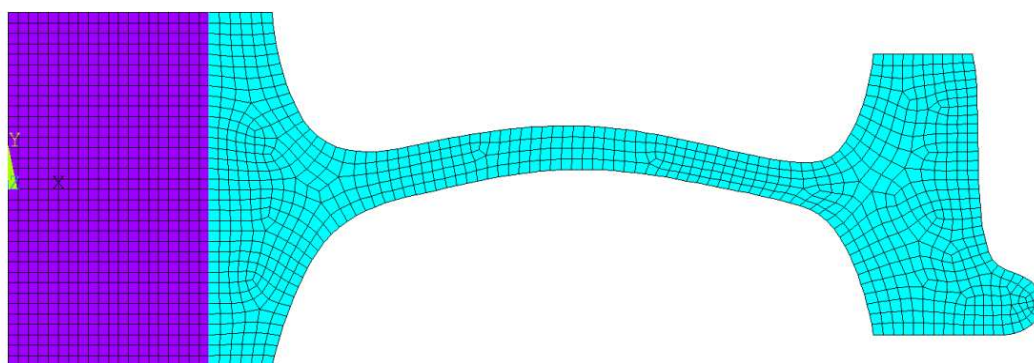
Výpočtový model je řešen za použití osové symetrie. Plochy řezu kola a hřídele se vymodelují ve velikosti odpovídající skutečnému stavu před nalisováním. Geometrie profilu byla převzata z výše uvedeného algoritmu a dodělena část hřídele s průměrem zvětšeným o hodnotu přesahu uložení. V tomto případě s uvažováním maximální možné výrobní hodnoty 0,285 mm. Diskretizace modelu MKP sítí byla provedena rovinným prvkem s názvem Plane82. Sít' MKP má průměrnou velikost prvku 5 mm a je nastavena pro řešení osové symetrie. Styčným plochám hřídele a díry je předepsán kontaktní spoj za použití kontaktních prvků Targe169 a Conta172, s nastavením odstranění počáteční mezery. V případě osové symetrie je potřeba model zakotvit v prostoru ve směru osy Y. To bylo provedeno předepsáním nulového posuvu v ose Y pro dva body ležící v ose profilu. Model materiálu uvažoval homogenní, izotropní, lineárně-pružný materiál s modulem pružnosti  $E=2,1 \cdot 10^5$  MPa a s Poissonovou konstantou  $\mu=0,3$ .



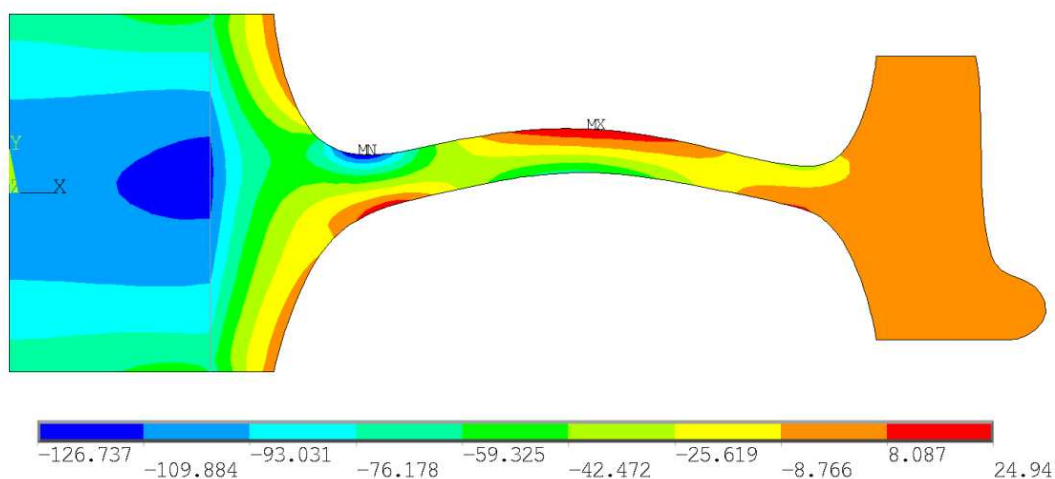
Obr. 15 - Schéma výpočtového modelu

### 5.4.3. Výsledky deformačně napět'ové analýzy

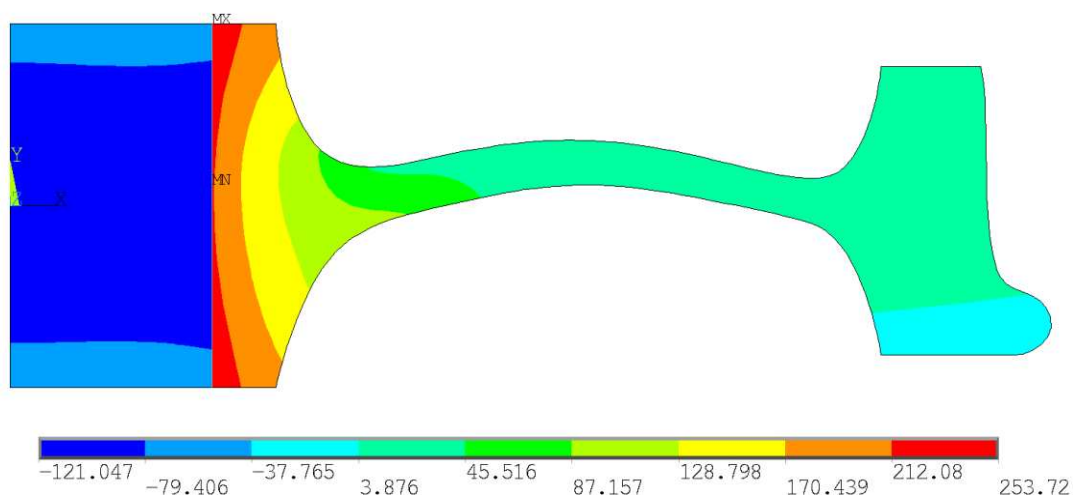
Výsledky deformačně napět'ové analýzy potvrdily všechny počáteční úvahy a to zejména o vzniku radiální deformace s nekonstantním průběhem po délce díry náboje. Při další analýze deformací díry jsou zjištěny posuvy v ose Y o řád nižší než v ose X. Do dalších výpočtů tedy bude uvažováno pouze radiální deformační zatížení, posuvy ve zbylých osách souřadného systému budou předepsány nulové. Z výsledků radiálního napětí lze odečíst hodnotu kontaktního tlaku 60 až 125 MPa. Maximální redukované napětí HMM v místě náboje dosahuje hodnoty 290 MPa, což je stále daleko k mezi kluzu materiálu  $R_e=800$  MPa.



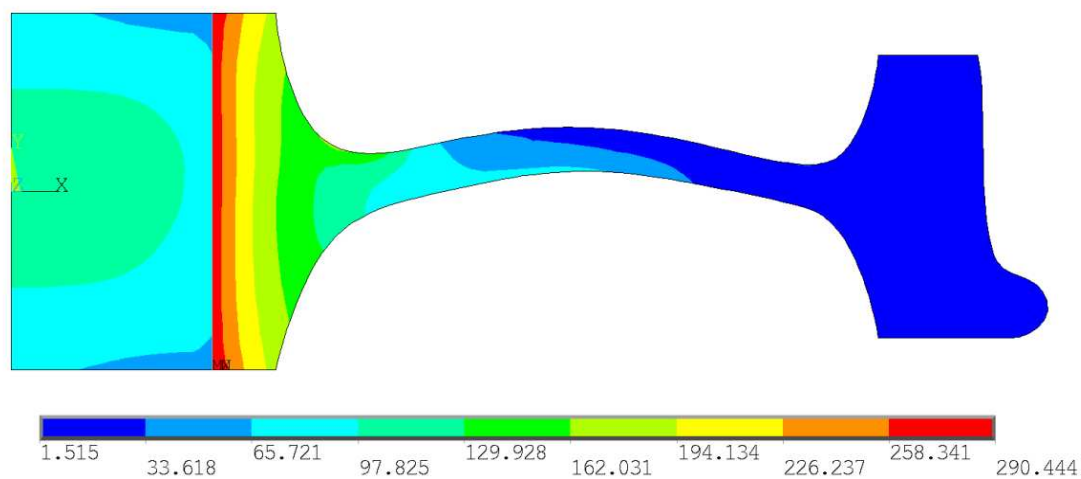
Obr. 16 - MKP síť modelu



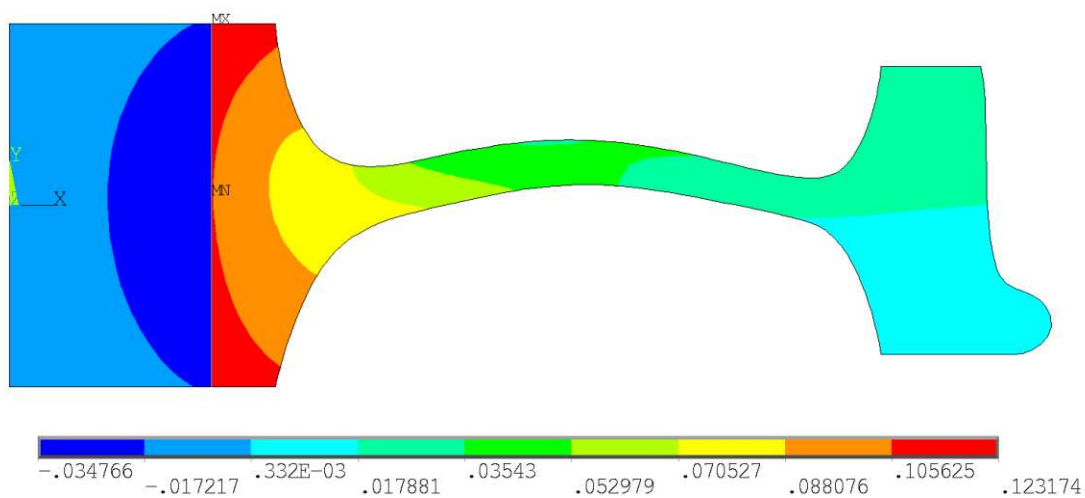
Obr. 17 - Radiální napětí -125 až 25 MPa



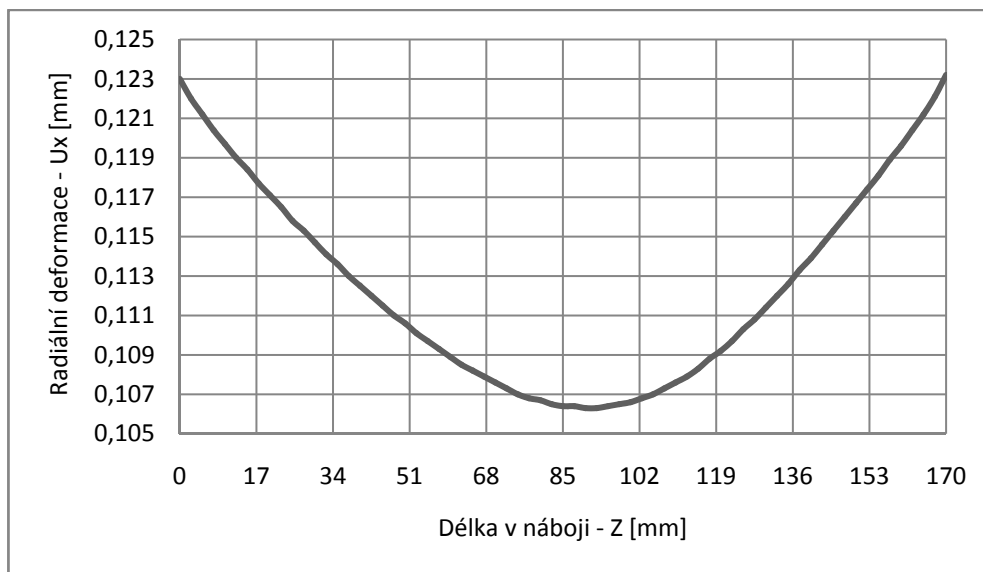
Obr. 18 - Tangenciální napětí -120 až 255 MPa



Obr. 19 - Redukované napětí HMM 0 až 290 MPa



Obr. 20 - Radiální deformace -0,035 až 0,125 mm



Obr. 21 - Průběh radiální deformace v náboji kola –  $Z=0$  odpovídá straně s okolkem

## 5.5. Model styku kola s kolejnicí

### 5.5.1. Popis řešení

Další podstatnou složkou zatížení přispívající k deformačně napětovému stavu kola jsou silově vazbové podmínky v místě kontaktu kola s kolejnicí. Zatížením vstupujícím do tohoto výpočtu zde bude uvažována buď normálová a nebo tečná složka síly aktivující kolo.

Místo síly  $G$ , působící od kola na kolejnici, zde bude vstupovat do výpočtu styková síla  $F$  působící z kolejnice na kolo. Tato záměna smyslu sil je zde použita z důvodu snadnější práce s výpočtovým modelem. Cílem tohoto řešení je především simulovat přenesení síly z kola na kolejnici a zjistit deformačně napětovou odezvu v místě disku kola. Proto výpočtový model uvažuje vetknutí kola na ploše díry náboje a neřeší v tomto místě ostatní skutečné jevy. Jelikož se nezabýváme místem kontaktu s vysokým gradientem napětí, postačí pro toto přenesení síly jen velmi zjednodušený model kontaktu. Ten bude uvažovat dokonale tuhou kolejnici a pevné připojení kolejnice ke styčné ploše kola.

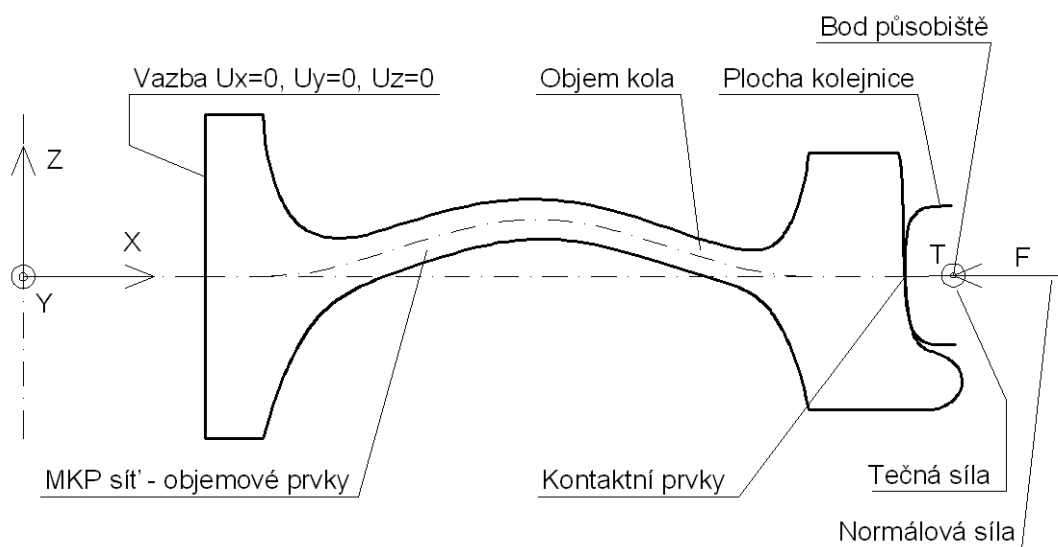
### 5.5.2. Výpočtový model

Výpočtový model je řešen jako prostorový. Geometrie příčného průřezu kola byla převzata z výše uvedeného algoritmu a otáčena do prostorového modelu kola. Model kola byl dále rozdělen na oblasti pro vytváření různě husté sítě MKP. Diskretizace modelu MKP

sítí byla provedena prostorovým prvkem s názvem Solid95. Velikost prvků v rovině řezu působení síly od kolejnice je 7 mm a v rovinách s rostoucím úhlem od místa kontaktu se zvyšuje. Ploše díry náboje je předepsáno vetknutí, tedy ve všech osách jsou posuvy rovny nule.

Kontakt je zde řešen vložím styčné plochy kolejnice, jejím natočením o úhel sklonu pražce  $\beta$  a v místě předpokládaného styku pokrytím kontaktními prvky Targe170 a Conta174. Kontaktu je dále předepsáno chování, které uvažuje dokonale tuhou plochu kolejnice a pevné spojení plochy kolejnice se styčnou plochou věnce. V této konfiguraci dojde k odstranění počáteční mezery a k nalezení kontaktní plochy, která odpovídá dosažení rovnováhy v tuhosti místa kontaktu a jeho zatížení.

Jelikož je kontakt nastaven jako lepený, není potřeba kolejnici předepsat nulové posuvy zabráňující jejímu pohybu v prostoru řešiče. Silové působení normálové a tečné složky je předepsáno do jednotného působíště spojeného s plochou kolejnice a při výpočtu jsou tyto stykové síly přeneseny do místa styku. Model materiálu uvažuje homogenní, izotropní, lineárně-pružný materiál s modulem pružnosti  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa a s Poissonovou konstantou  $\mu=0,3$ .

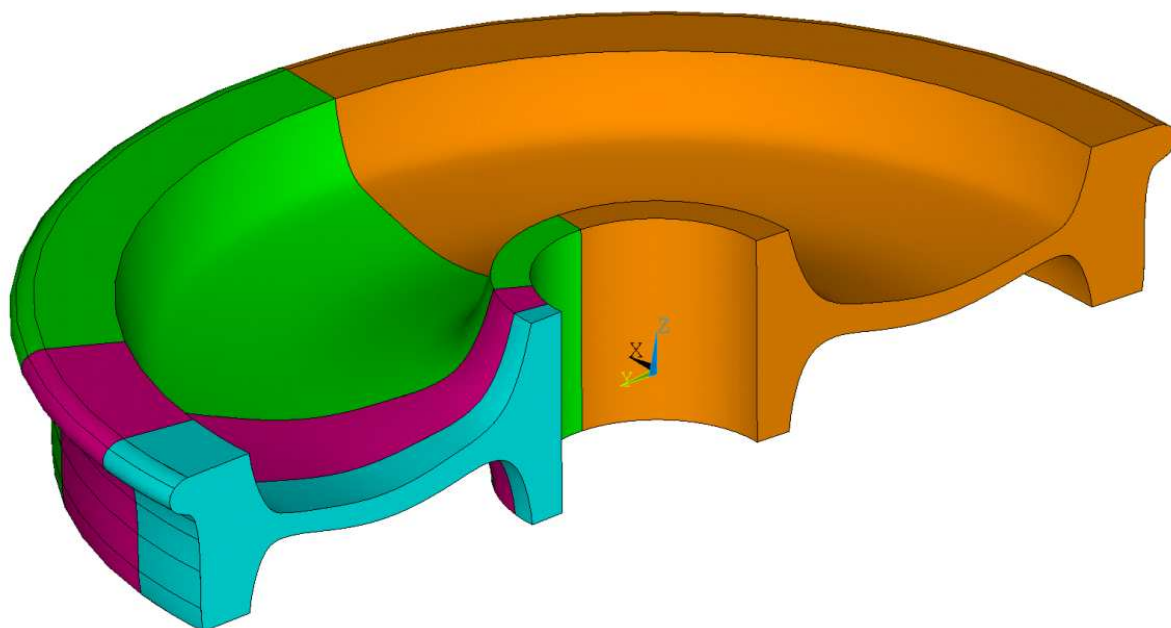


Obr. 22 - Schéma výpočtového modelu

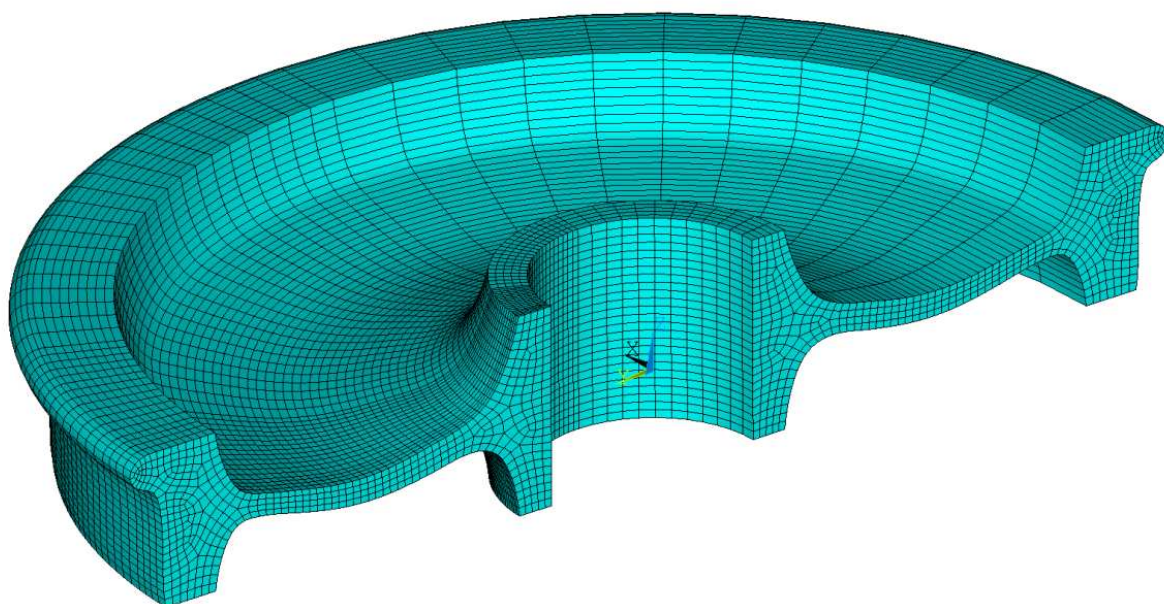
### 5.5.1. Výsledky deformačně napěťové analýzy

Jelikož uvažujeme jen zjednodušený model kontaktu kola s kolejnicí a dále nás zajímá především deformačně napěťový stav v místě disku kola, výsledky budou vykresleny

v rozsahu hodnot napětí dosažených právě v tomto místě disku. Protože se jedná o obecnou tříosou napjatost, bude pro zobrazení dosažených hodnot napětí použito redukované napětí HMM. Největších hodnot napětí je dosaženo v rovině řezu profilu kola a ve směru pod působištem kolejnice, proto jsou následující vyobrazení v řezu kola.

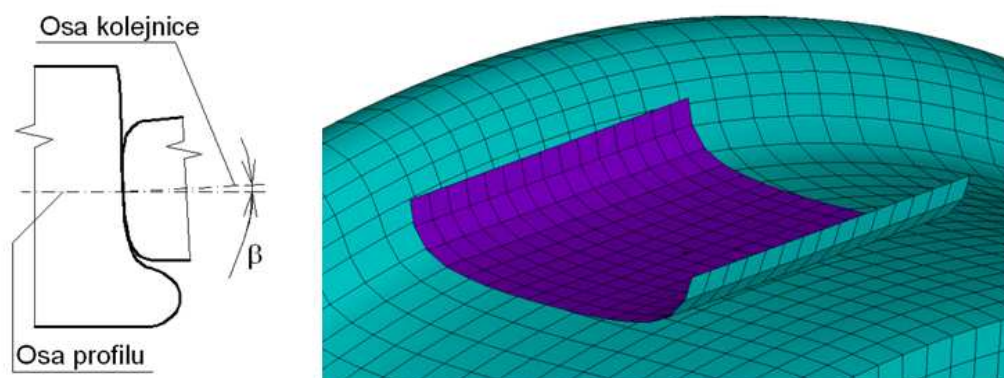


Obr. 23 - Prostorový model geometrie kola – zobrazení v řezu

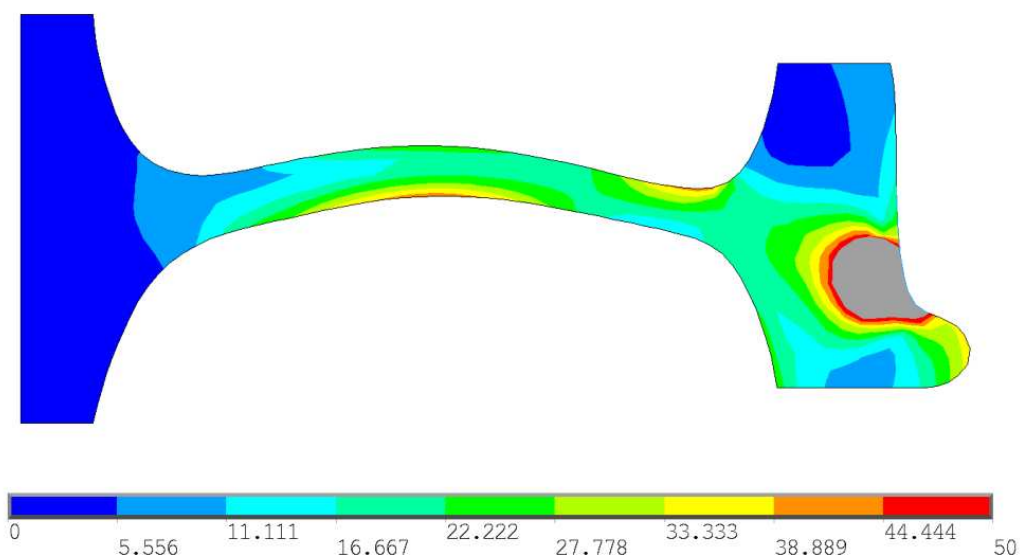
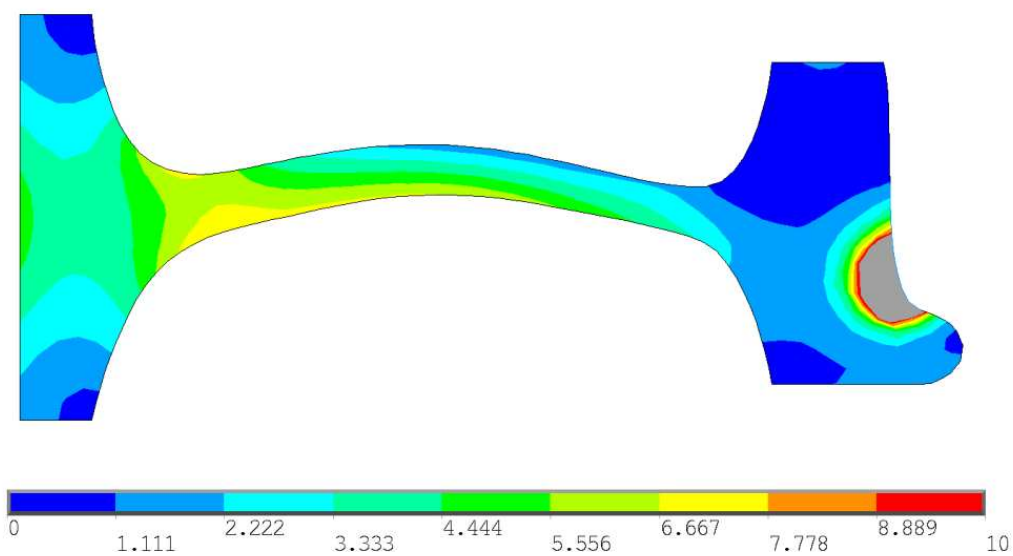


Obr. 24 - Síť MKP kola – zobrazení v řezu





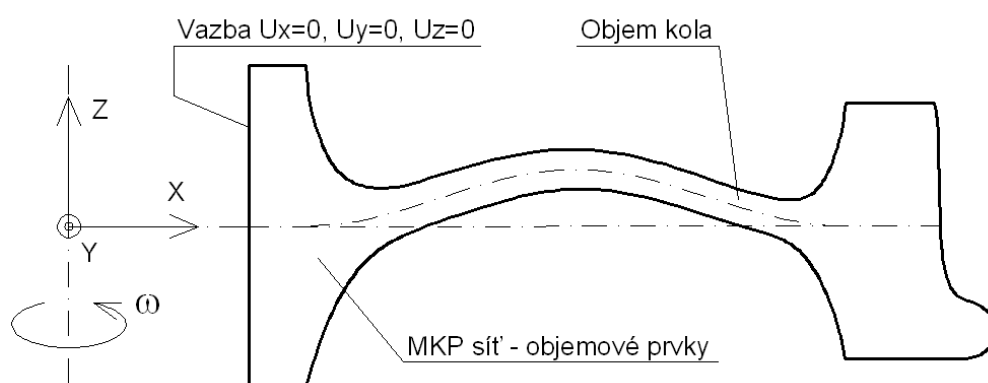
Obr. 25 - Natočení kolejnice a síť MKP kolejnice

Obr. 26 - Zatížení radiální silou  $F$  - redukované napětí HMM 0 až 50 MPaObr. 27 - Zatížení tečnou silou  $T$  - redukované napětí HMM 0 až 10 MPa

## 5.6. Model rotace kola

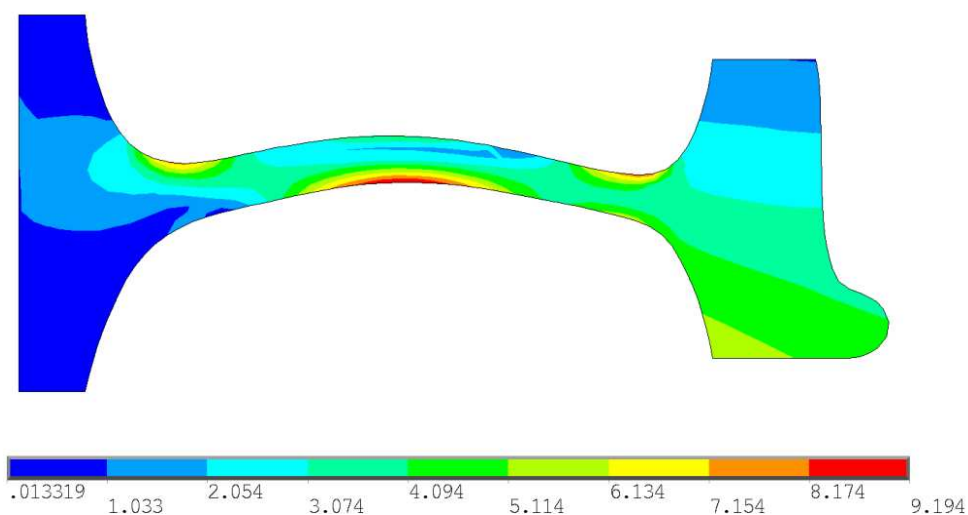
### 5.6.1. Výpočtový model

Výpočtový model je převzat z předešlého řešení a upraven pro zjištění vlivu rotace kola na deformačně napěťový stav. Změnou je zde odstranění modelu kontaktu a zavedení rotace o úhlové rychlosti odpovídající jízdě vozidla při 100 km/h. Modelu materiálu pak bylo nutno dále předepsat hustotu  $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ .



Obr. 28 - Schéma výpočtového modelu

### 5.6.2. Výsledek deformačně napěťové analýzy



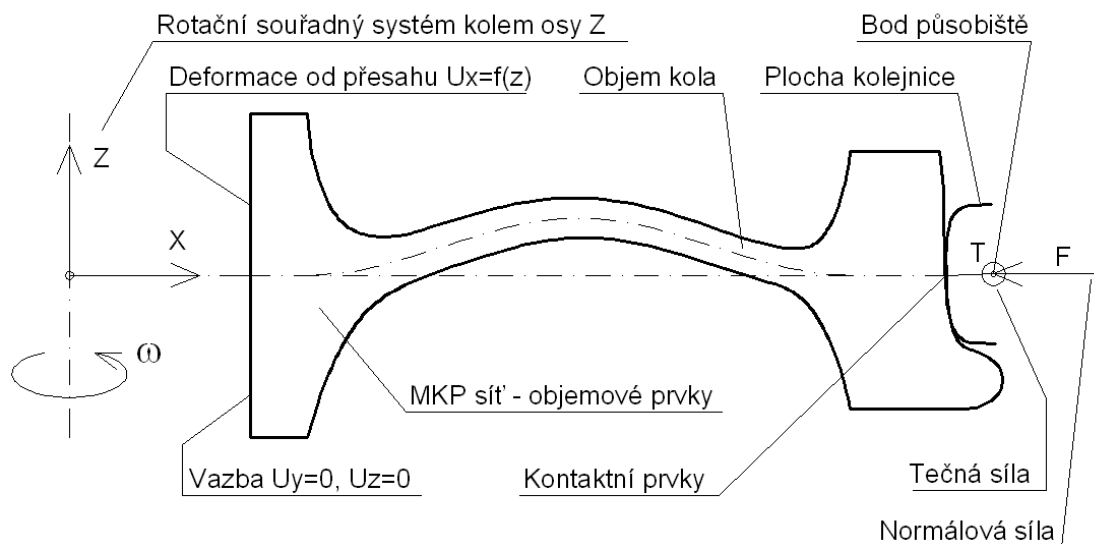
Obr. 29 - Zatížení rotací - redukované napětí HMM 0 až 10 MPa

## 5.7. Úplný model kola za uvažování provozního stavu brzdění z plné rychlosti

### 5.7.1. Výpočtový model

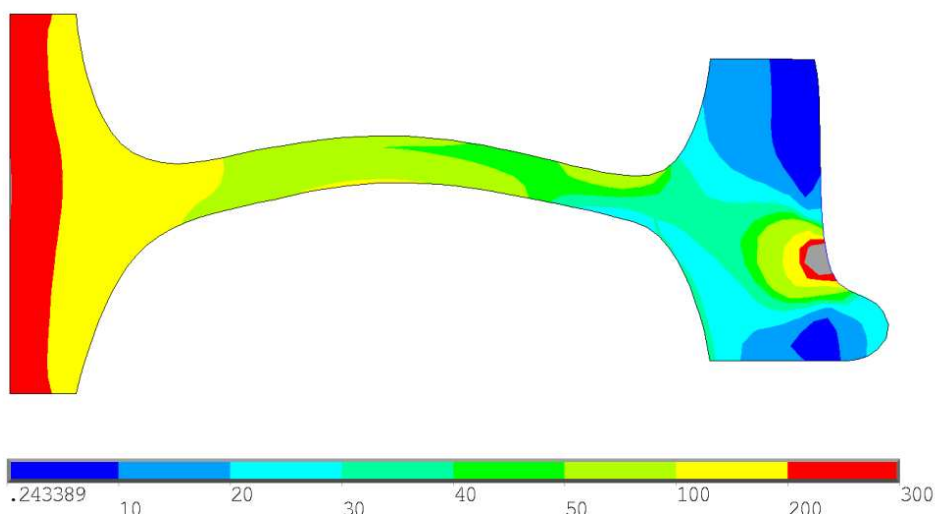
Tento výpočtový model bude simulovat zatížení kola za skutečných provozních podmínek. Provozní stav bude brzdění z plné rychlosti bez dosažení smyku, protože při této konfiguraci dosahují všechny jednotlivé složky zatížení svého maxima a kolo je nejvíce namáháno. Pozn.: Výsledky ostatních provozních stavů nedosahovaly takového maxima, jako při použití právě tohoto provozního stavu a je zbytečné je zde uvádět.

Výpočtový model uvažuje geometrii, MKP síť a model kontaktu stejný jako v kapitole 5.5. Model kontaktu bude uvažovat silové působení od váhy vozu  $F=100$  kN a zároveň i třecí sílu od brzdění  $T=30$  kN. Kolo bude dále roztočeno na úhlovou rychlost  $60$  rad/s odpovídající jízdě vozidla o rychlosti  $100$  km/h. Model materiálu se rozšíří o uvažování hustoty  $\rho=7850$  kg/m<sup>3</sup>. Ploše díry náboje předepíšeme deformační zatížení s radiálním posunutím dle analýzy přesahu hřídele. Ve zbylých osách bude předepsáno nulové posunutí, protože tyto složky jsou o řád nižší než radiální deformace.



Obr. 30 - Schéma výpočtového modelu

### 5.7.2. Výsledek deformačně napět'ové analýzy

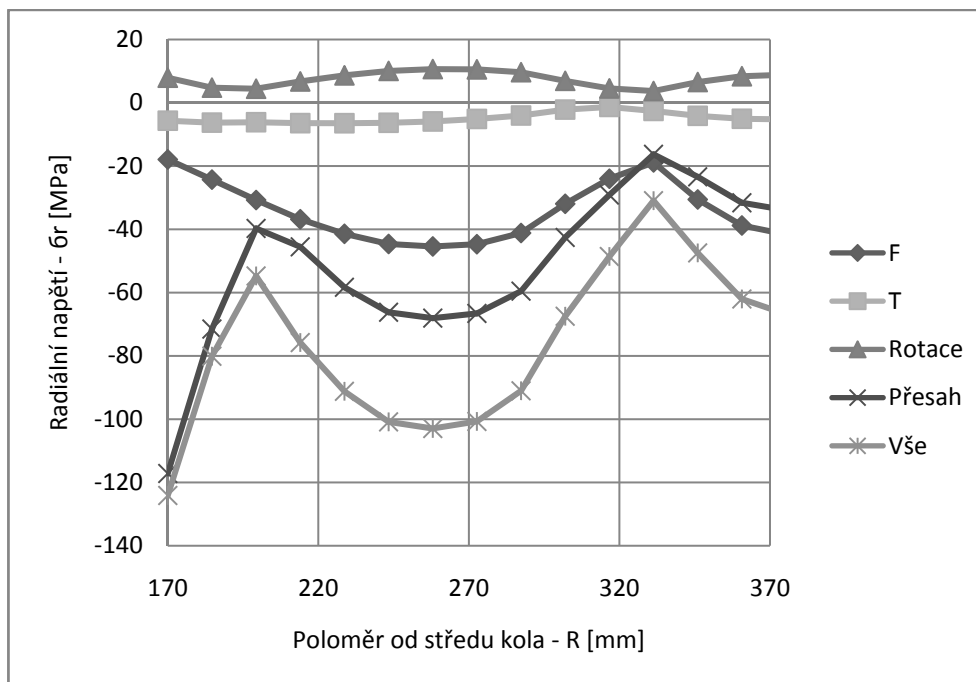


Obr. 31 - Provozní stav brzdění - redukované napětí HMH 0 až 300 MPa

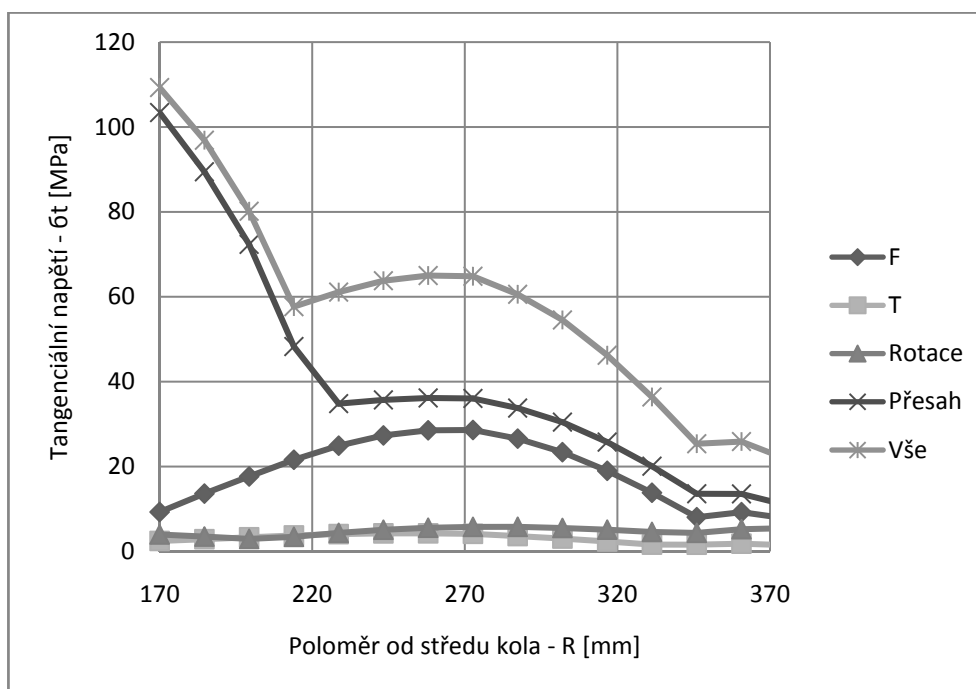
### 5.8. Srovnání vlivu jednotlivých složek zatížení na výsledný deformačně napět'ový stav disku vybraného neporušeného kola

Při analýze výsledků střední části disku kola, tedy přibližně na poloměru 170 až 370 mm od osy rotace a v řezu vedeném kolmo k ose rotace a k ploše řezu kolejnice (řezy výše uvedených vyobrazení), dojdeme k závěru, že ve směru osy rotace (osa Z) jsou napětí o dva řády nižší než ve zbylých směrech. Při zavedení cylindrického souřadného systému lze pak výsledný napět'ový stav rozložit na radiální a tangenciální složku napětí. Následující grafy zobrazují výsledky předchozích dílčích analýz. Pro každý poloměr po sobě jdoucích elementů (cca po 5mm) byla ukládána maximální hodnota dané složky napětí. V případě radiálního napětí se ukládala maximální hodnota tlakového napětí. Z grafů je patrné, že do napět'ového stavu disku kola zásadně přispívá především deformační zatížení od nalisovaného hřídele (v grafech Přesah) a tíhová síla od vozidla (F). Objemové síly od rotace kola (Rotace) a třecí síla od brzdění (T) mají jen minimální vliv.

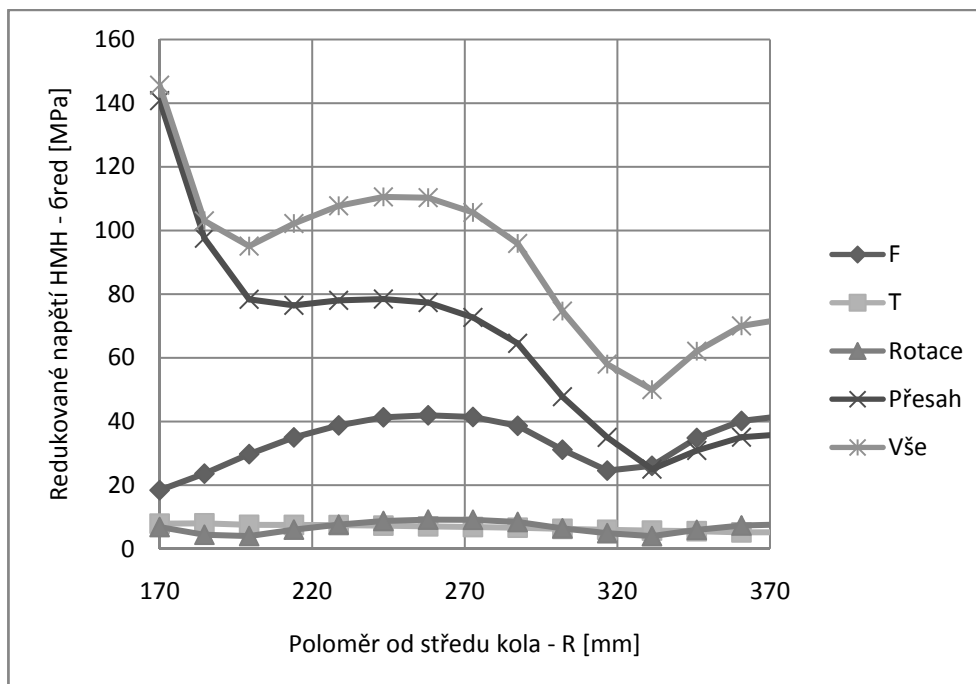
Pozn.: Model uvažující všechny uvedené zatížení z kapitoly 5.7 je v grafech pod označením Vše. Tento výsledek je získán ze samostatné analýzy uvažující působení všech složek zatížení, není součtem výsledků předchozích analýz!



Obr. 32 - Průběh radiálního napětí v disku kola



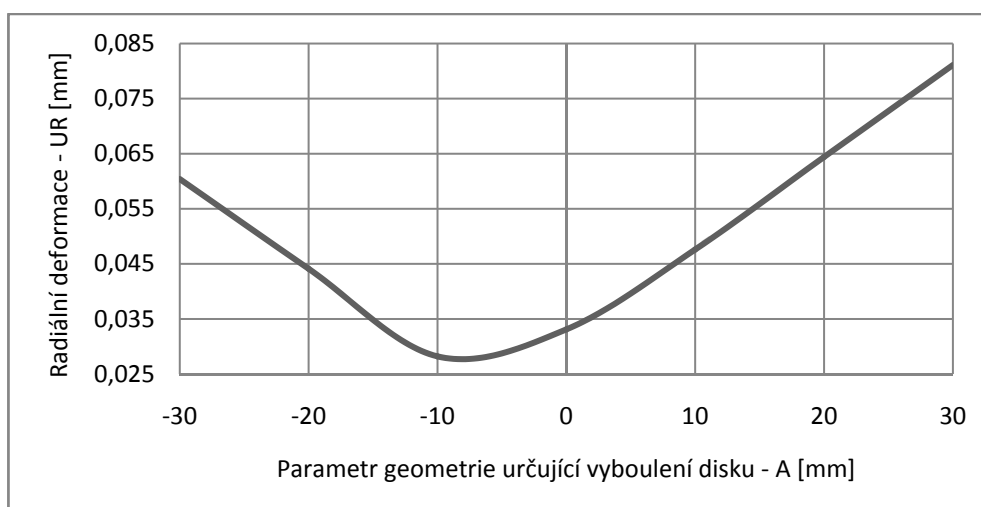
Obr. 33 - Průběh tangenciálního napětí v disku kola



Obr. 34 - Průběh redukovaného napětí v disku kola

### 5.9. Vliv tvaru disku na celkovou tuhost kola

Poddajnost kola se hodnotí dle dosažené maximální radiální deformace v místě původně uvažovaného styku kola s kolejnicí. Pro tento test tuhosti (poddajnosti) je použit podobný výpočtový model jako v kapitole 5.5, ale s tím rozdílem, že je kolo zatíženo způsobem nevyvolávající zkreslení výsledků od deformací dosažených v kontaktním místě. V kapitole 5.5 je použita dokonale tuhá kolejnice a se zhušťováním MKP sítě v místě kontaktu bychom získávali deformaci právě jen z tohoto místa.



Obr. 35 - Závislost radiální deformace kola na parametru geometrie A

## 6. LOMOVÁ ANALÝZA DISKU ŽELEZNIČNÍHO KOLA

### 6.1. Úvod

Tato kapitola se již bude zabývat hlavním cílem této práce, analýzou chování železničního kola, jehož soudržnost je porušena výskytem primární trhliny. Skutečné šíření trhliny železničním kolem za jeho provozu je proces velice složitý a je třeba pro výpočtové modelování zavést několik zjednodušení. Tato zjednodušení se nejvíce týkají tvaru, rozměru a předpokládaného směru šíření trhliny.

Jak už bylo uvedeno v popisu problémové situace, u šíření trhliny v železničním kole můžeme rozlišit dvě hlavní fáze. V první fázi se trhlina z místa své nukleace šíří především ve směru tečny k obvodu kola a po přechodu přes několik bifurkací přejde do druhé fáze, kdy směřuje ke středu kola. V modelování trhliny se omezíme jen na její druhou fázi. Geometrii trhliny zjednodušíme tak, že budeme uvažovat kolo nařiznuté rovinou rovnoběžnou s rovinou řezu kolejnice a směřující přímo ke středu kola. Čelo trhliny bude přímka rovnoběžná s osou rotace.

Dalším předpokladem v řešení bude model chování materiálu uvažující homogenní, izotropní, lineárně-pružný materiál. Toto zjednodušené chování skutečného elasto-plastického materiálu nám umožní použít pro hodnocení lomových parametrů koncepci faktoru intenzity napětí, která neuvažuje plastické deformace v kořeni trhliny.

Provozní stav, za kterého budeme model kola podrobovat lomové analýze, je zvolen stejný jako v případě úplného modelu napěťově deformační analýzy, tedy brzdění z plné rychlosti a bez smyku. Pozn.: Celkové lomové analýzy byly provedeny i za jiných provozních stavů, ale výsledky nedosahovaly takového maxima, jako ve zvoleném provozním stavu brzdění z plné rychlosti. Je tedy zbytečné zde ostatní nesměrodatné výsledky uvádět.

### 6.2. Popis algoritmu řešení

Celkový testovací algoritmus se skládá z několika jednotlivých řešení, která pomocí deformačně napěťové analýzy a z ní odvíjející se lomové analýzy vyhodnocují, jak lomové parametry trhliny porušeného železničního kola závisí na různých vstupních parametrech.

Každé jednotlivé řešení celkového algoritmu uvažuje několik vstupních parametrů, které jsou podle záměru, jakou veličinu chceme testovat, buď pevné konstanty a nebo

proměnné určitého rozsahu. V prvních analýzách, kdy zatím není známo, na jaký parametr je třeba se zaměřit, jsou těmito pevnými parametry každého jednotlivého řešení jednak geometrie neporušeného kola a dále pak způsob zatížení určený provozním stavem. Uvažujeme-li geometrii trhliny dle předchozí kapitoly, je pak proměnnou vstupující do celkového algoritmu velikost poloměru k čelu trhliny (určující délku trhliny) a úhel roviny trhliny k rovině řezu kolejnice (určující natočení trhliny ke kolejnici).

Rozsah hodnot poloměru k čelu trhliny, ve kterém bude algoritmus zjišťovat lomové parametry, je volen jen pro oblast disku kola, což odpovídá hodnotám přibližně 170 až 370 mm. Rozsah hodnot úhlu natočení roviny trhliny k rovině řezu kolejnice je volen od -30 až po 30 stupňů, což zajistí podchycení vlivu přejíždění místa trhliny na obvodu věnce. Oba rozsahy těchto dvou vstupních parametrů budou v hlavní analýze rozděleny po dvaceti krocích. Celkový počet jednotlivých řešení provedený v rámci analýzy jednoho tvaru geometrie profilu pak bude násobkem počtu rozdělení rozsahů.

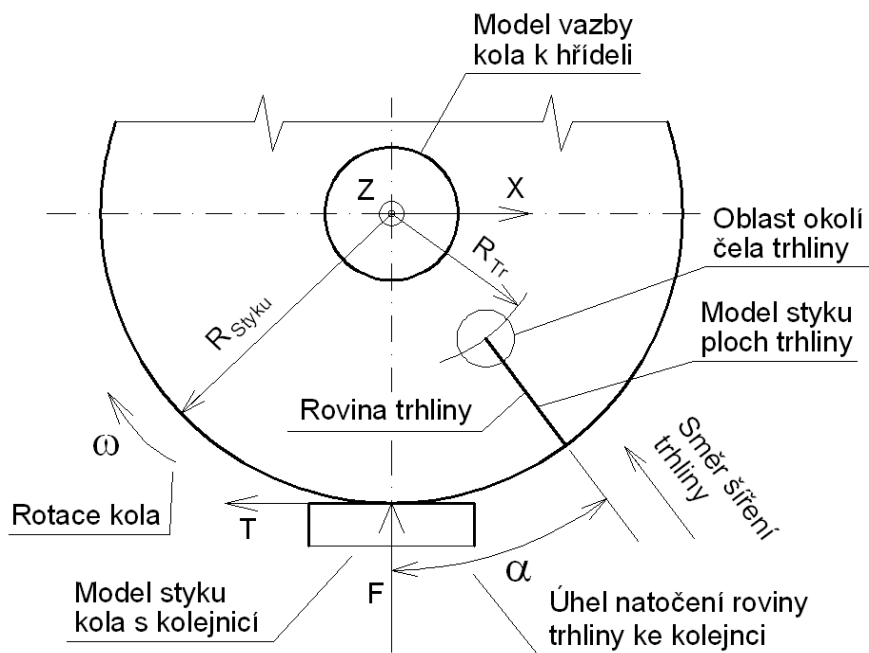
Jednotlivá řešení celkového algoritmu jsou v napěťově deformační analýze uvažující výpočtový model podobný modelu použitého v kapitole 5.7. Ten je rozšířen o některé úpravy v geometrii a MKP síti. Dále je k tomuto upravenému modelu připojen algoritmus vyhodnocující lomové parametry v místě čela trhliny. Úpravy geometrie kola a MKP sítě spočívají v nařiznutí kola trhlinou dle výše uvedené geometrie a v zavedení zvláštní diskretizace MKP sítě v kořeni trhliny. Plochám trhliny je dále předepsáno jejich vzájemné kontaktní chování.

Při vyhodnocování lomových parametrů na čele trhliny, bude brána v úvahu tloušťka disku a s ní spojený gradient napětí. Hodnoty faktorů intenzity napětí budou pro všechny tři módy zjišťovány po jednotlivých prvcích nacházejících se po délce úsečky čela trhliny. Do vyhodnocení nebudou zahrnuty hodnoty z krajních prvků, ale jen z oblasti schematicky naznačené na obrázku níže. Důvodem je vysoká nepřesnost výpočtu K faktorů u trojrozměrných případů na krajních prvcích tělesa s trhlinou, která vyplynula z testování analytického a MKP přístupu. Pro souhrnné posouzení lomových parametrů trhliny zatěžované pod třemi módy zároveň bude v každém místě výpočtu mimo jiné ukládána hodnota ekvivalentního faktoru intenzity napětí.

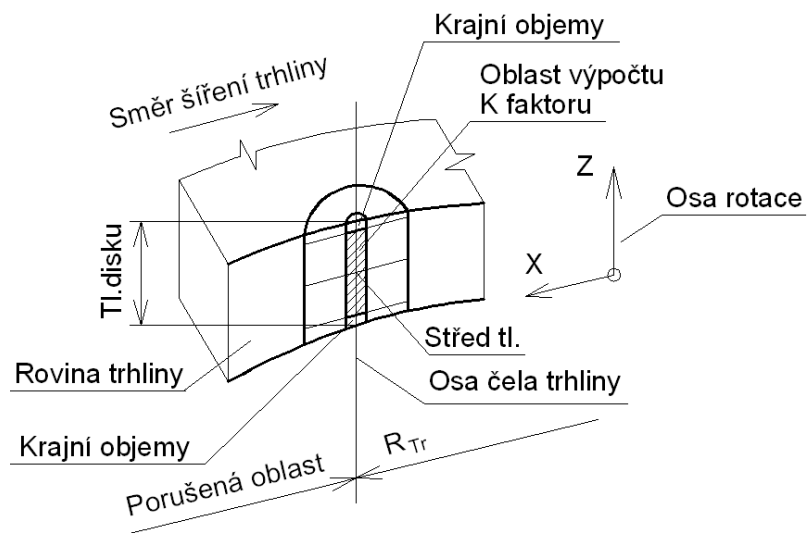
S uvažováním několika míst výpočtu K faktorů v rámci jedné lomové analýzy se původně dvourozměrná matice vstupních parametrů rozšíří na třírozměrnou matici výsledků. Jelikož jsme schopni se při interpretování výsledků orientovat pouze v třírozměrných grafech



funkce dvou proměnných, bude třeba z pole výsledků hodnot ekvivalentních faktorů intenzity napětí vybrat jen některé směrodatné hodnoty. To je řešeno tím, že při každém dílčím řešení (řešení pro daný poloměr k trhlině a pro daný úhel natočení kola) se z pole výsledků ekvivalentních hodnot faktoru intenzity napětí získaných po délce úsečky čela trhliny vybere hodnota ze středu této úsečky a dále pak maximální získaná hodnota.



Obr. 36 - Schéma uvažovaného modelu řešení



Obr. 37 - Schéma modelu v řezu roviny trhliny a v oblasti blízké čelu trhliny

## 6.3. Výpočtový model

### 6.3.1. Tvorba výpočtového modelu

Výpočtový model pro jednotlivá dílčí řešení celkového testovacího algoritmu je z důvodu potřeby spouštění mnoha různých deformačních a lomových analýz zcela automaticky vytvářen dle předepsaných vstupních parametrů, jako jsou např. parametry tvaru geometrie kola, velikosti trhliny, natočení kola ke kolejnici a jiné.

Model geometrie opět využívá algoritmu tvorby profilu kola z kapitoly 5.2. Po orotování tohoto profilu je v modelu geometrie vytvořena trhlina uvažovaného tvaru. Dále jsou pak vytvořeny pevně spojené podoblasti objemů, které usnadní práci s vytvářením zvláštní sítě MKP v okolí místa trhliny. Toto okolí místa trhliny musí pro výpočet lomových parametrů spolehlivě podchytit velký gradient napětí. Dále je nutné kolem úsečky čela trhliny vytvořit takové objemy, které umožní použití singulárních lomových prvků v kořeni trhliny. S výše navrhnutým vyhodnocováním K faktorů po délce čela trhliny je nutné, z důvodu nějak srovnatelných výsledků, zavést jasné pravidlo pro velikost krajních objemů, z jejichž prvků již nejsou ukládány výsledky. Délka těchto krajních objemů je volena z každé strany jako 2 % tloušťky disku (délky čela) v místě trhliny.

Rozdělení objemů oblasti v okolí čela trhliny bylo dále vytvořeno pro dva různé typy sítě MKP. První typ uvažuje mapovanou MKP síť pouze v objemech se singulárními prvky a druhý zavádí mapovanou MKP síť i do okolních objemů. Praktický význam při modelování těchto dvou různých typů sítí v kořeni trhliny bude rozebrán v dalších kapitolách. U mapované oblasti v místě čela trhliny bylo dále třeba vytvořit prvky natočené ve směru s hlavním souřadným systémem. Důvodem k tomuto natočení byla snadnější algoritmizace výpočtu K faktorů.

Při vytváření MKP sítě v celém modelu bylo použito různých velikostí a typů prvků. Z důvodu požadavku snadné změny sítě pro zjištění její postačující hrubosti bylo opět snahou zavést do vytváření sítě nějaké pravidlo řízené pokud možno jedním parametrem. V dalších modelech se velikost prvků oblasti kolem čela trhliny mění zcela plynule a jen v závislosti na počtu prvků po délce úsečky čela trhliny. Objemová MKP síť kola byla vytvořena za použití prvků typu Solid95.

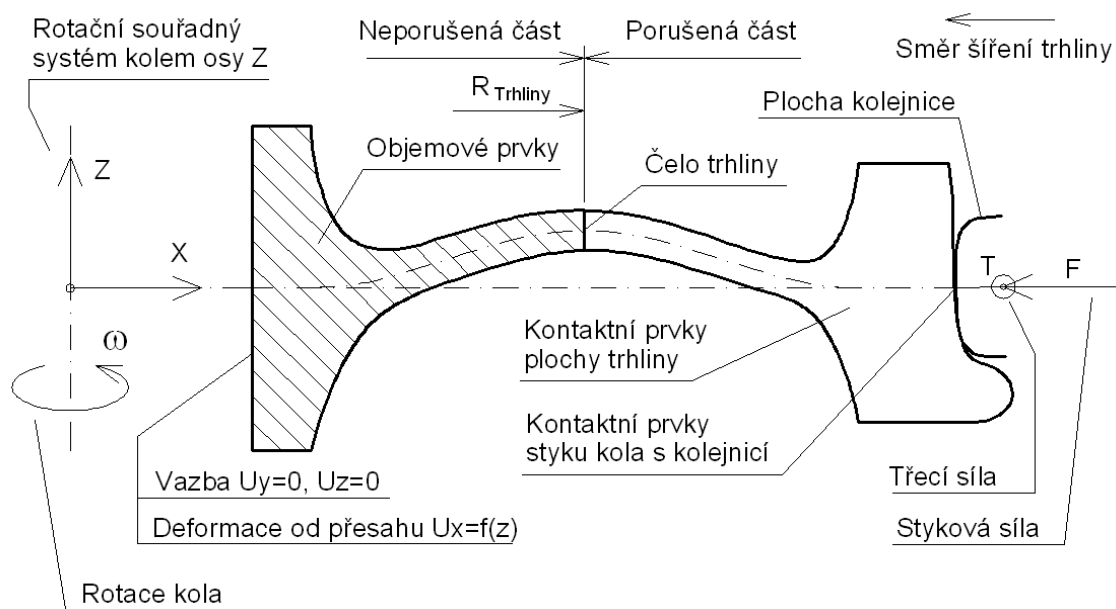
Plochy průchozí trhliny v modelu kola jsou pokryty kontaktními prvky typu Target170 a Conta174. V dalších analýzách však vyplynulo, že tyto plochy nepřijdou nikdy ve styk, a to

v důsledku velkého tangenciálního napětí od nalisovaného hřídele a s ním spojených deformací vytvářející mezeru mezi těmito plochami.

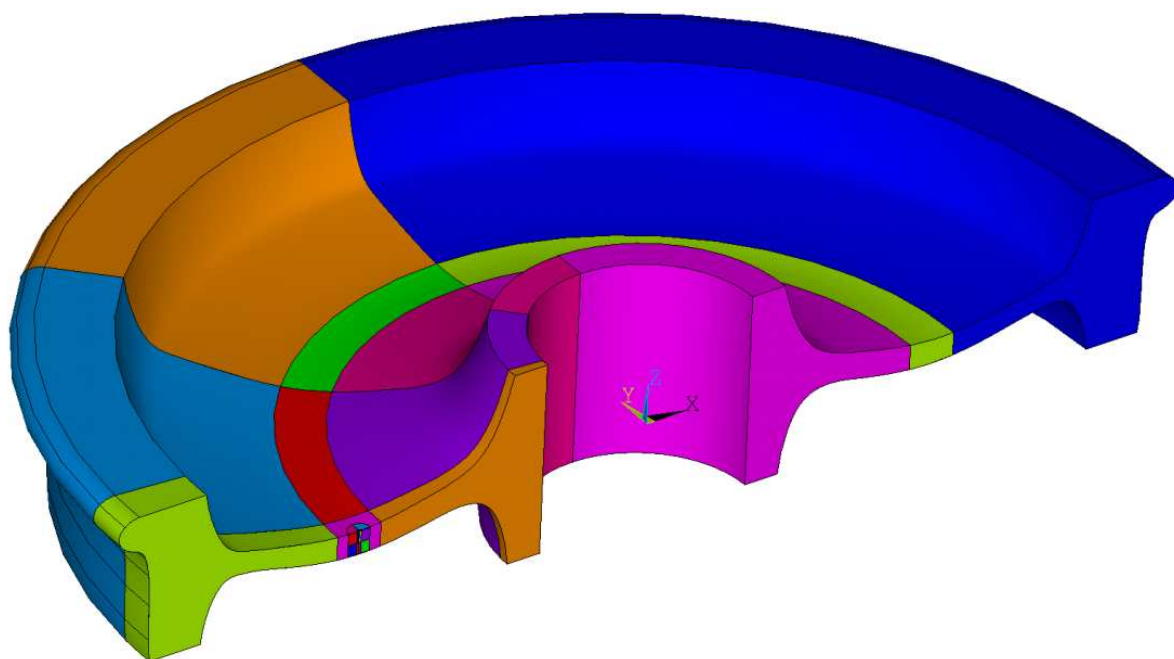
Model kontaktu kola s kolejnicí byl realizován stejným způsobem jako v kapitole 5.7. Do řešení jen přibyl algoritmus nastavující kolejnici do polohy vůči trhlině pod úhlem  $\alpha$ . V modelu se uvažovalo pevně stojící kolo vůči hlavnímu souřadnému systému a kolejnice kroužící kolem kola. Rotace kola pak byla modelována zavedením dostředivého zrychlení k ose rotace (osa Z) o úhlové rychlosti odpovídající jízdě vlaku při 100 km/h.

Model vazby kola k hřídeli byl použit opět stejný jako v modelu z kapitoly 5.7. Tedy pro každý tvar profilu je externě spočítáno deformační pole roztahující díru náboje, hodnoty posuvů uloženy jako diskrétní funkce podle proměnné v ose Z a v 3D modelu pak s ohledem na cylindrický souřadný systém vloženy do bodů na prvcích díry náboje. Ve zbylých osách je těmto bodům předepsáno nulové posunutí.

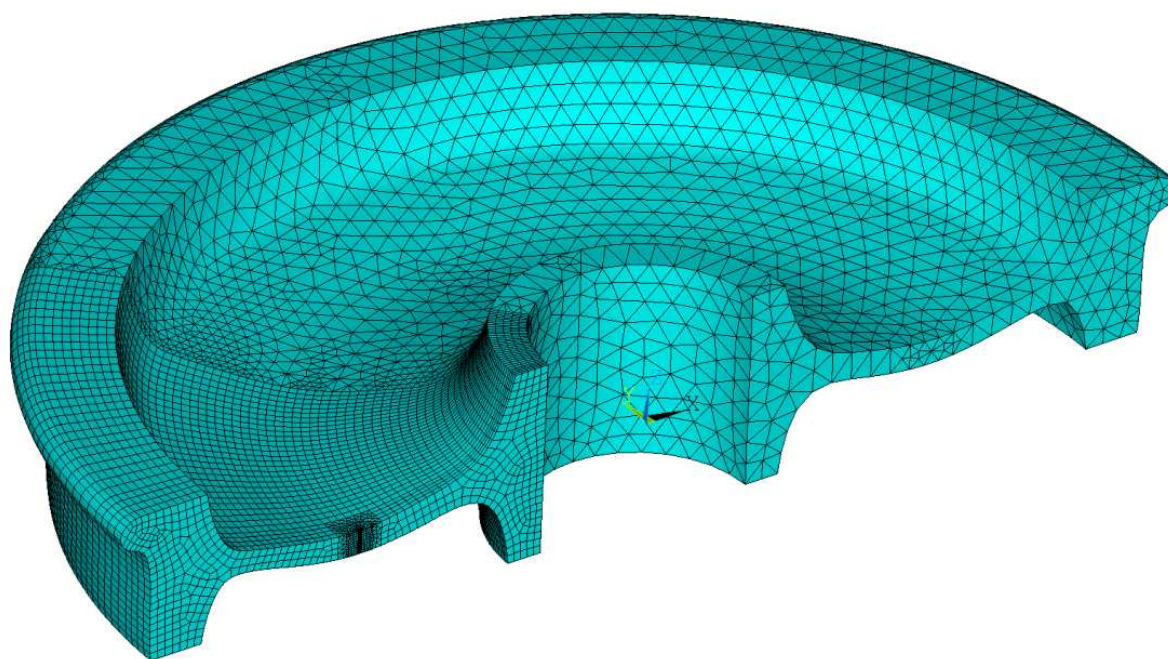
Model materiálu uvažuje homogenní, izotropní, lineárně-pružný materiál s modulem pružnosti  $E=2,1 \cdot 10^5$  MPa, s Poissonovou konstantou  $\mu=0,3$  a s hustotou  $\rho=7850$  kg/m<sup>3</sup>.



Obr. 38 - Schéma výpočtového modelu v řezu roviny trhliny



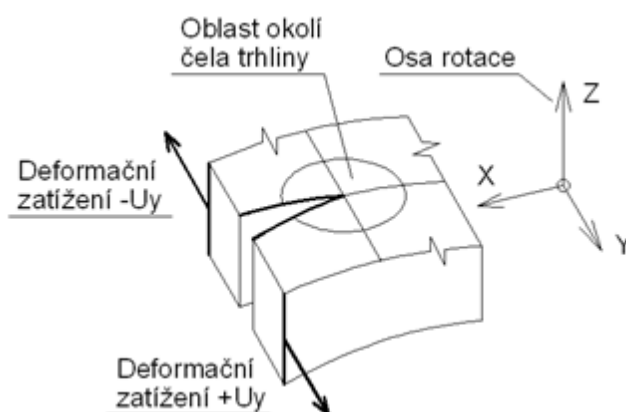
Obr. 39 - Model geometrie v řezu roviny trhliny



Obr. 40 - MKP síť v řezu roviny trhliny

### 6.3.2. Základní ověření výpočtového modelu

První ověření se týká získávání hodnot faktorů intenzity napětí pro jednotlivé módy zatěžování. Toto lze otestovat tak, že místo v okolí čela trhliny již testovaného modelu zatížíme způsobem, při kterém očekáváme nejvyšší hodnoty faktoru intenzity napětí příslušného módu. Pro tento test byla vybrána oblast v okolí trhliny a bodům krajních prvků předepsáno deformační zatížení ve směrech, které vyvolá zatížení pod příslušným módem. V případě zatížení dle schematického obrázku, které by mělo u trhliny vyvolat největší odezvu právě v prvním módu, se hodnoty K faktoru zbylých dvou módů blížily zcela k nule. Poměrně stejných výsledků bylo dosaženo i při zatížení druhým a třetím módem. Předpokládaná největší hodnota byla o dva řády vyšší než u K faktorů ostatních módů.



Obr. 41 - Ukázka testu výsledného poměru  $K_1$  pod zatížením odpovídajícím prvnímu módu

Chceme-li dále nějak srovnat, zda jsou námi získané hodnoty faktorů intenzity napětí z pohledu jejich velikosti vůbec vypovídající, můžeme se spokojit s předpoklady:

- Algoritmus vytvářející síť MKP a algoritmus zjišťující lomové parametry je použit stejný jako v případě srovnávání hodnot získaných analytickým přístupem. Při tomto srovnání se hodnoty získané použitým algoritmem lišily jen o přibližně 3 % od přesného analytického řešení.
- Při skutečném porušení železničního kola se trhlina šíří nějakou dobu stabilně, tedy souhrnná ekvivalentní hodnota faktoru intenzity napětí je nižší než prahová hodnota, při které se dosáhne mezního stavu nestabilního šíření trhliny. Jelikož je tato prahová hodnota u uvažovaného materiálu přibližně  $80 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  a námi získané hodnoty se pohybují v řádu desítek  $\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ , lze výsledky považovat za věrohodné.

### 6.3.3. Nalezení vhodných parametrů sítě MKP

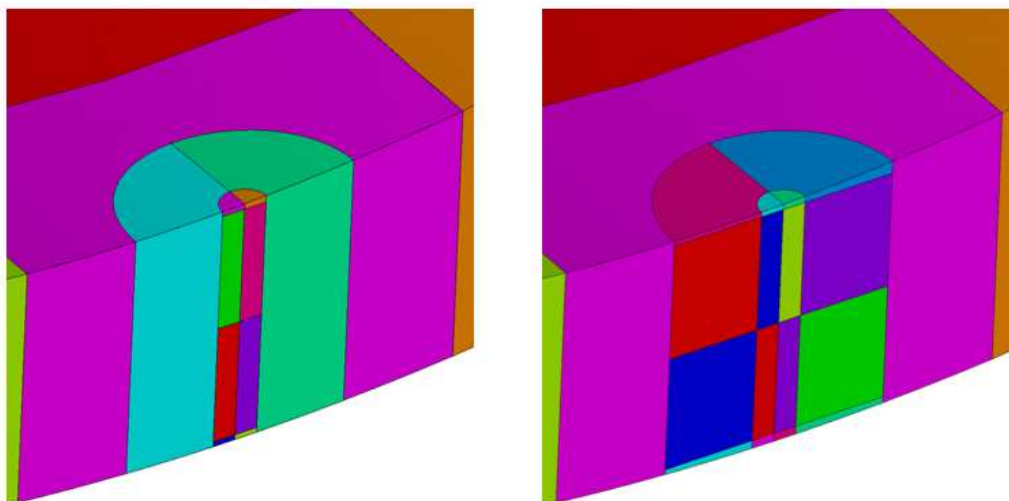
Při vytváření sítě v oblasti kolem čela trhliny byla připravena geometrie pro dva různé typy sítě. První typ uvažuje pravidelnou mapovanou síť jen v oblasti singulárních prvků, druhý typ ji uvažuje i v dalších objemech oblasti kolem čela. V manuálech výpočetního systému ANSYS je doporučením pro získání věrohodných výsledků lomových parametrů vytvářet mapovanou síť i ve vzdálené oblasti od čela trhliny. Při použití druhého typu sítě však musíme, v případě velkých zakřivení tvaru profilu, použít velké krajní prvky (dodržení pravidla vytváření sítě pro srovnatelné výsledky), na kterých je vysoká chyba výpočtu lomových parametrů a nemáme tedy možnost podchytit krajní maxima. Test rozdílu získaných hodnot lomových parametrů však potvrdil, že postačí použít první typ sítě s rozsahem mapované oblasti jen v objemu se singulárními prvky kolem čela trhliny (v obrázcích nejmenší poloměr kolem čela trhliny).

Výsledky zjištěné metodou konečných prvků se v závislosti na zhušťování sítě modelu limitně blíží hodnotě na skutečné součásti. Při první lomové analýze závislosti faktorů intenzity napětí na délce trhliny a úhlu natočení kola budeme provádět přibližně 400 jednotlivých řešení. Snahou tedy bude vytvořit MKP síť s takovými parametry, které poskytnou co možná nejpřesnější výsledky s co nejmenším výpočetním časem. Bylo tedy provedeno několik lomových analýz a zjišťováno, jak se mění získané výsledky v závislosti na parametru P řídicí hustotu sítě v celém výpočtovém modelu. V následující tabulce pro řešení vybraného poloměru k trhlíně a úhlu natočení ke kolejnici jsou srovnávány hodnoty vzhledem k řešení, kdy byla síť MKP nejhustější a předpokládáme nejpřesnější výsledek.

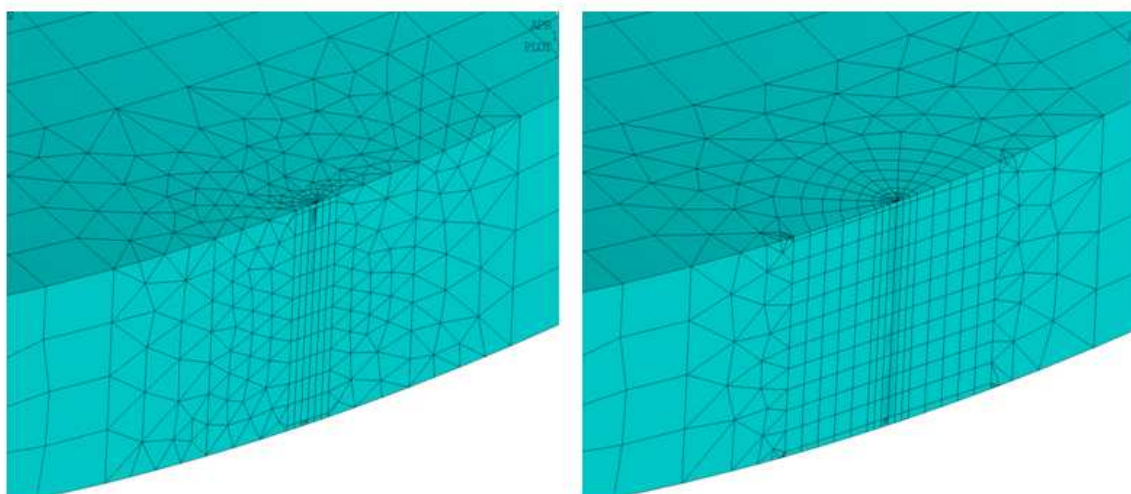
Parametr P řídicí velikost prvků [-]	$K_{eq}$ Maximum [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	$K_{eq}$ střed Tl. disku [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	$K_{eq}$ Minimum [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	Odch. % mezi $K_{eq}$ maximum a řešení s P=20
3	36,6	31,9	27,2	14,1
5	39,9	35,4	32,8	6,7
10	42,1	39,6	29,8	1,3
20	42,6	39,2	30,1	-

Tab. 1 - Porovnání výsledků  $K_{eq}$  za různé velikosti parametru P

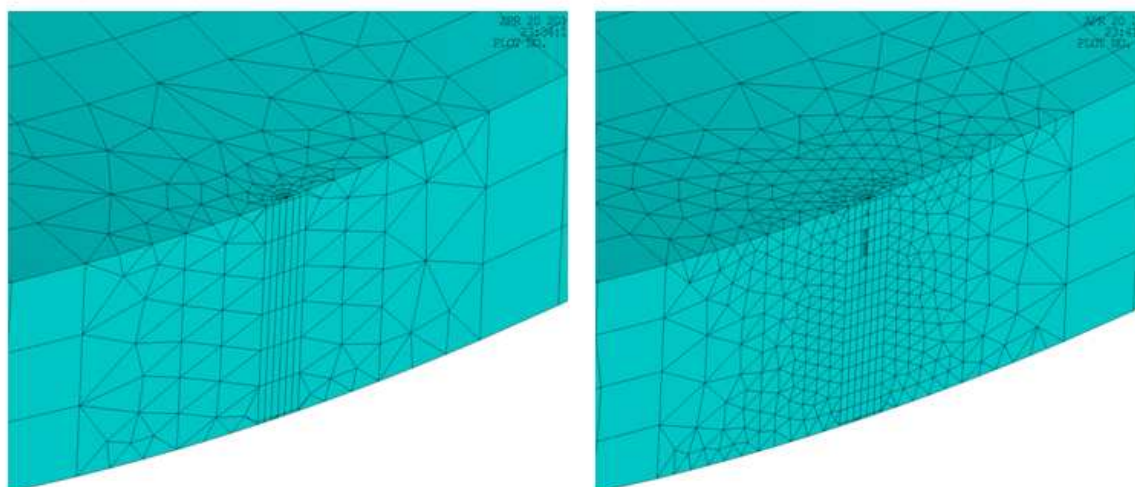
Z provedeného testování pro další zde neuvedené hodnoty bylo možné pozorovat, že u hrubší MKP sítě se chyba řešení zvyšuje s rostoucím úhlem natočení kola ke kolejnici. Pro další lomové analýzy je síť vytvářena s parametrem P=10, kdy je po délce čela trhliny 22 objemových prvků a 21 míst pro výpočet K faktorů.



Obr. 42 - Dva přístupy v dělení objemů kolem čela trhliny



Obr. 43 - Dva přístupy ve vytváření MKP sítě kolem čela trhliny



Obr. 44 - Ukázka různých hrubostí MKP sítě – vlevo pro P=3, vpravo pro P=8

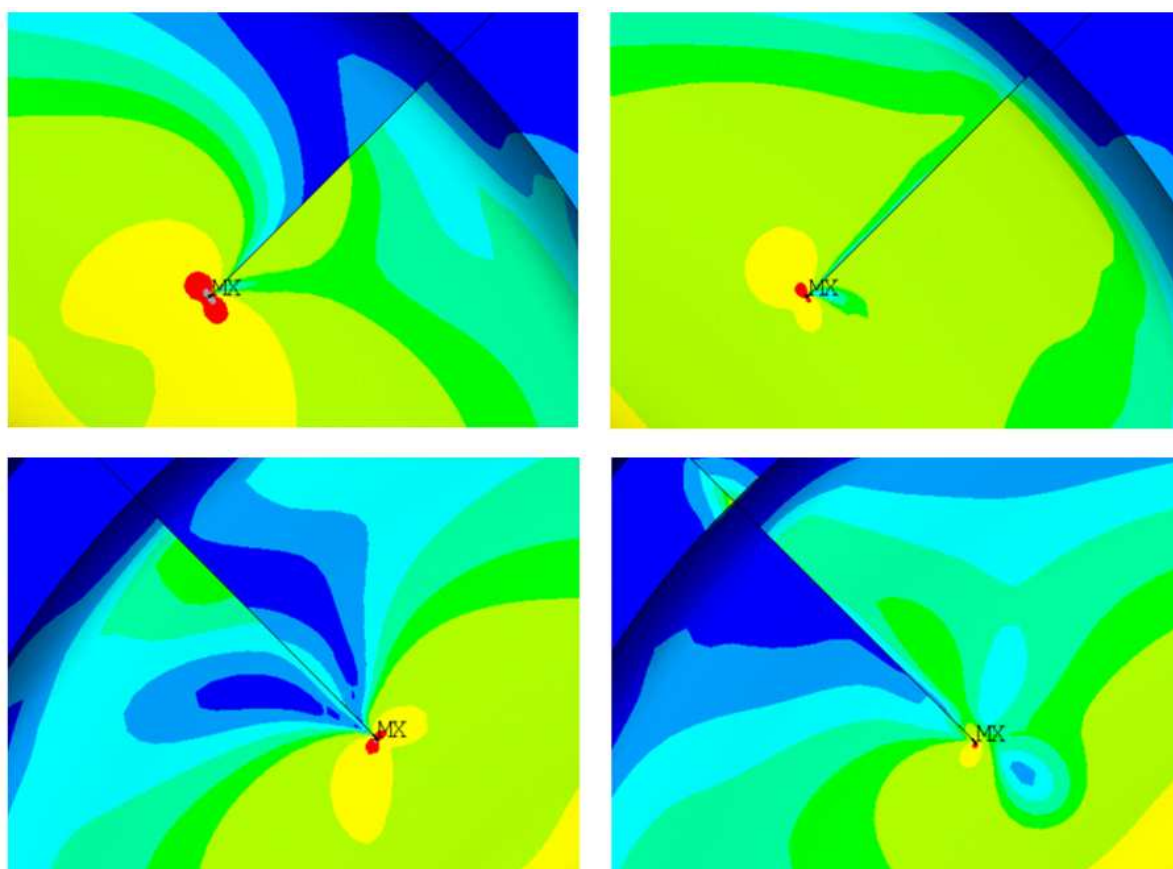
### 6.3.4. Zvážení možnosti použití částečného modelu

V předchozích pracích zabývajících se touto problematikou používají autoři [4] při modelování železničního kola symetrické okrajové podmínky. Důvodem použití je možnost značného ušetření výpočetního času. V takovémto případě se úplný model rozdělí pod několika rovinami symetrie a na plochách těchto řezů se předepíše symetrické okrajové podmínky. Zda lze tohoto přístupu využít i v modelu železničního kola porušeného trhlinou je značně diskutabilní a je nutné otestovat, jak se od sebe liší výsledky za použití plného modelu a částečného modelu s využitím symetrie. Stávající celkový algoritmus byl proto upraven pro uvažování částečného modelu a výsledky pro některé vybrané vstupní parametry porovnány.

Z porovnání vyplynulo, že je v našem případě nutné použít úplný model. Dále je uvedena vybraná ukázka srovnání výsledků pro  $R_{tr}=260$  mm a  $\alpha=10$  stupňů.

Řešení	Keq Maximum [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	Keq střed tl. disku [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	Keq minimum [MPa.m <sup>1/2</sup> ]
Úplný model	43,4	40,1	31,7
Částečný model	24,2	21,6	17,9

Tab. 2 – Porovnání výsledků za použití plného a částečného modelu kola

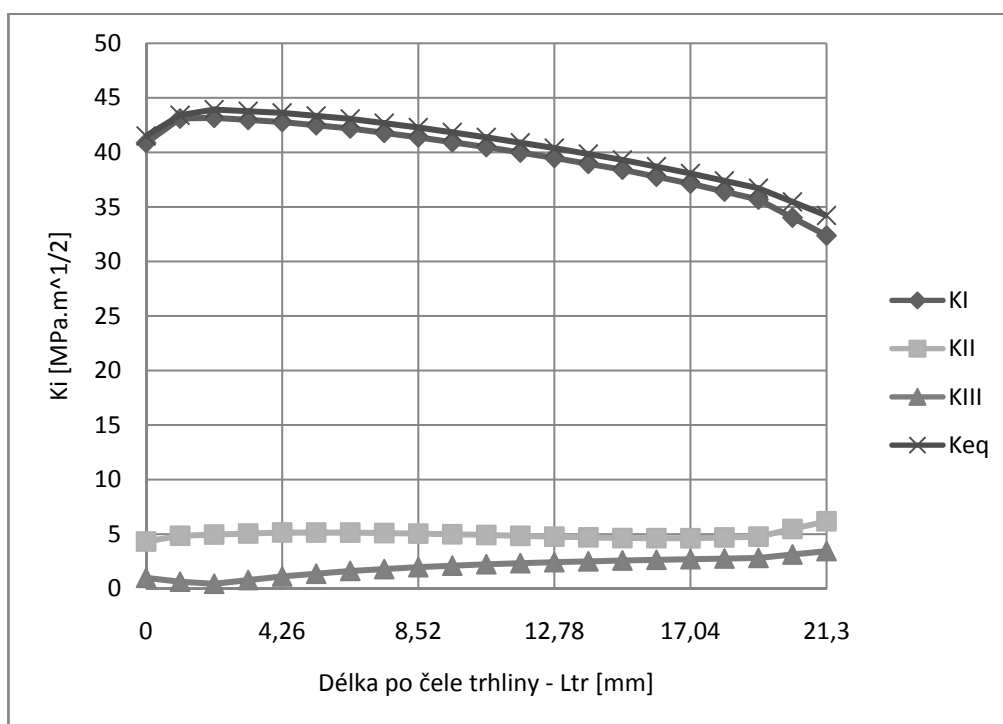


Obr. 45 - Redukované napětí HMH v okolí čela trhliny – vlevo plný model, vpravo částečný



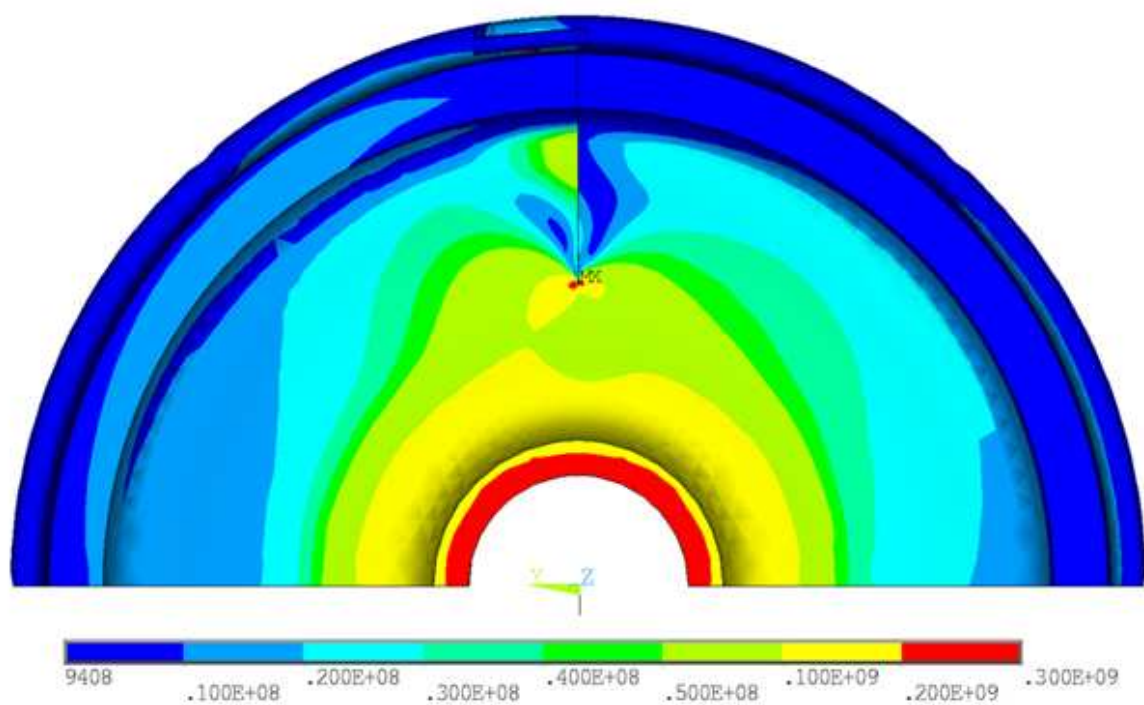
### 6.3.5. Ukázka výsledků jednoho dílčího řešení

Ukázka se týká jednoho konkrétního výpočtu se vstupními parametry: parametr zakřivení oblouku profilu  $A=20$  mm (profil stejný jako v kapitole 5.7), úhel natočení kola ke kolejnici  $\alpha=5$  stupňů, poloměr k čelu trhliny  $R_{tr}=260$  mm, zatížení dle provozního stavu brzdění z plné rychlosti. Pro ukázkou napěťového pole je zobrazena polovina kola z plného modelu a se zobrazením redukovaného napětí HMM. Na grafu níže je zobrazen průběh K faktorů po délce čela trhliny.

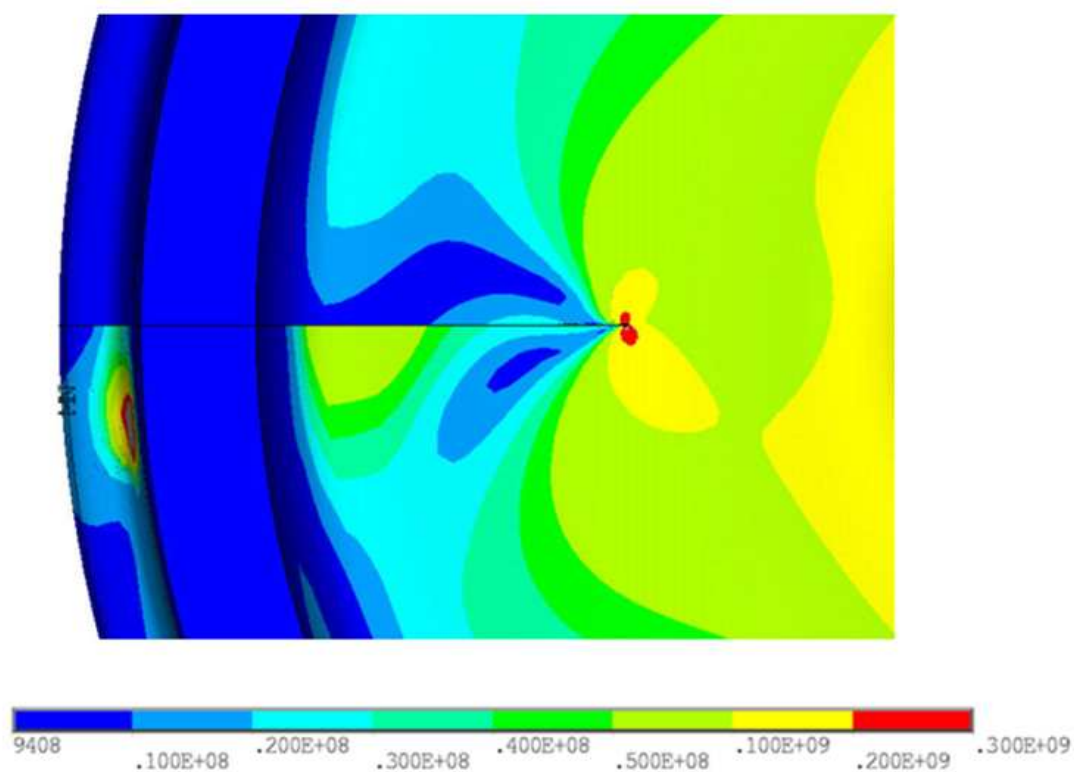


Obr. 46 - Ukázka průběhu K faktorů po délce čela trhliny pro vybrané řešení

Při dalších vyhodnoceních vyplynulo, že faktor intenzity prvního módu je téměř vždy o řád až dva vyšší, než u zbylých módů. To je důsledkem vysokého tangenciálního napětí od vlivu nalisovaného hřídele, které klesá ve směru od náboje k věnci. Vezmeme-li tedy v úvahu, že směr šíření trhliny závisí na poměru jednotlivých K faktorů a dále pak, že při převaze  $K_I$  se trhlina šíří výhradně ve směru kolmém na směr rozevírání trhliny[4,6], je pak potvrzen správný předpoklad o trhlině šířící se radiálně ke středu kola. Ve věnci kola je však vliv nalisovaného hřídele na rozevírání trhliny pod prvním módem jen minimální a proto se zde trhlina šíří i v jiném směru než radiálním.



Obr. 47 - Zobrazení napětí HMH s max. 300MPa



Obr. 48 - Zobrazení napětí HMH v okolí čela trhliny s max. 300MPa

#### 6.4. Výsledky pro plný rozsah úhlu natočení kola a délky trhliny

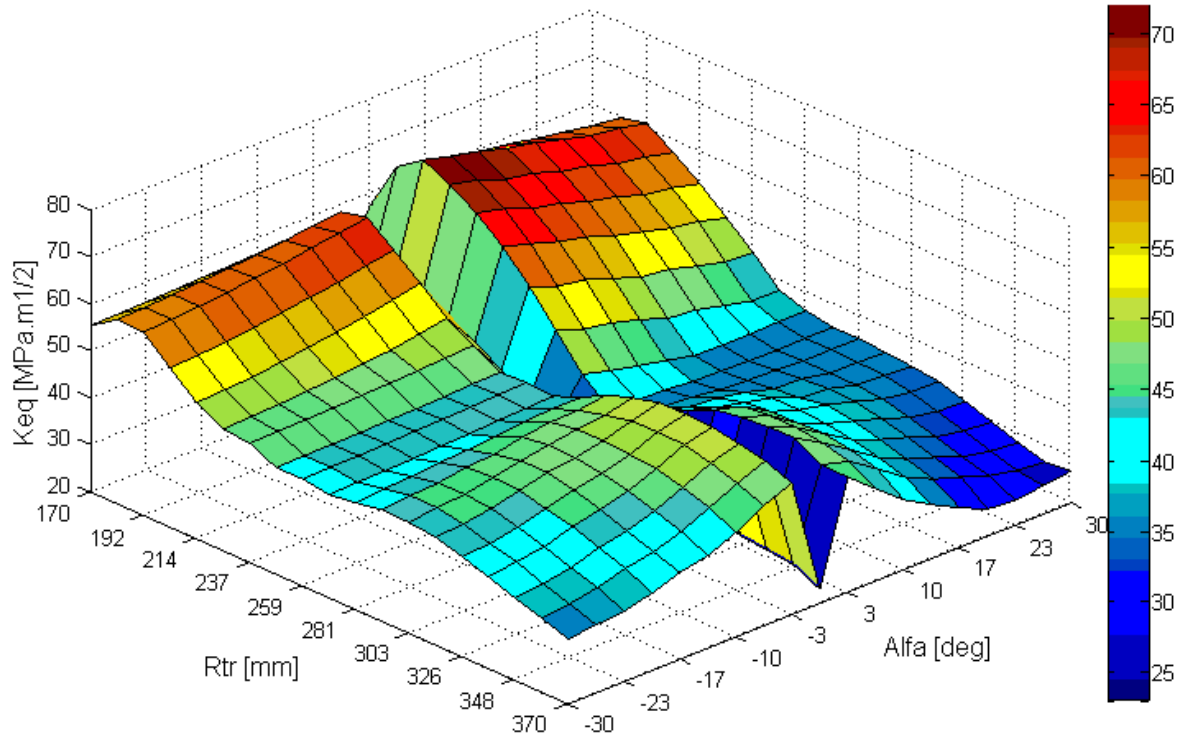
Pro tuto celkovou analýzu jednoho tvaru profilu geometrie byly použity následující vstupní parametry:

- Parametr zakřivení oblouku profilu 20 mm (profil stejný jako v kapitole 5.7).
- Rozsah hodnot úhlu natočení kola ke kolejnici -30 až +30 stupňů, 20 dělení rozsahu, záporný úhel udává smysl tečné síly rozevírající trhlinu.
- Rozsah hodnot poloměru ke kořeni trhliny 170 až 370 mm, 20 dělení rozsahu.
- Zatížení dle provozního stavu brzdění z plné rychlosti a bez smyku, tedy normálová síla 100 kN, třecí síla 30 kN, rotace 60 rad/s, přesah v náboji u6/H7.

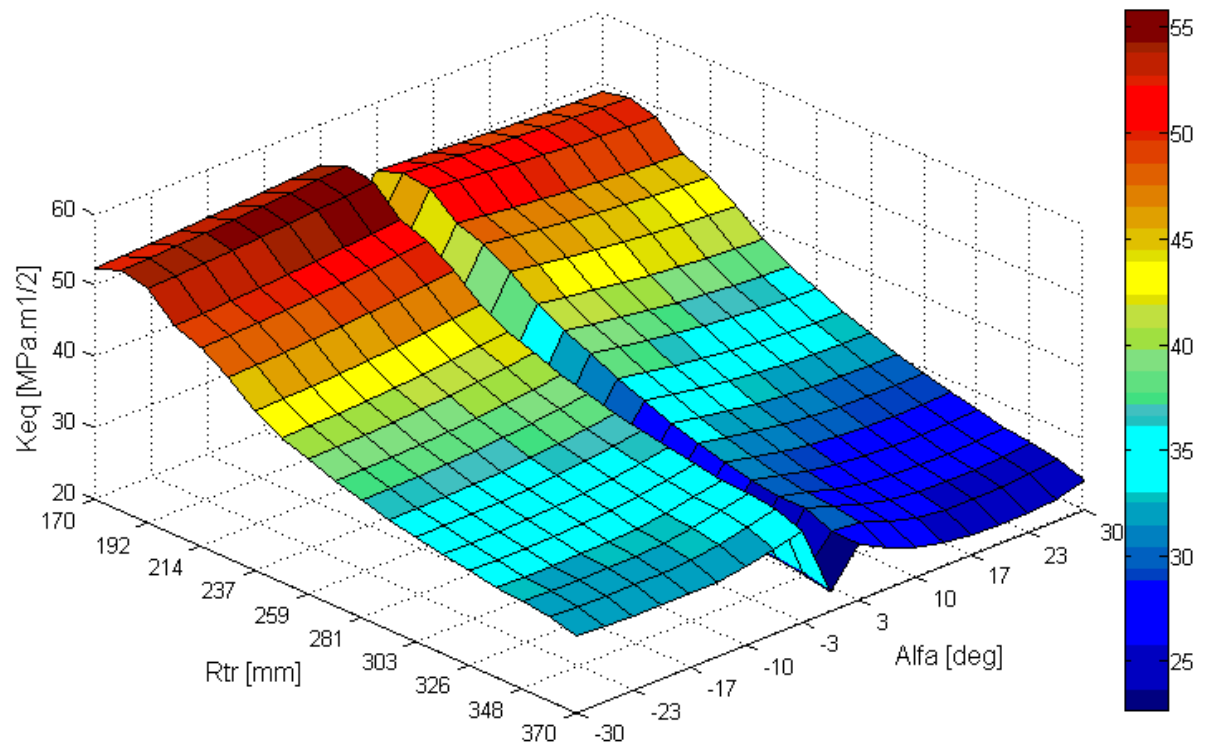
Z grafického záznamu průběhů napětí a dále pak z třírozměrných grafů závislosti ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a na úhlu natočení kola můžeme zjistit následující:

- **Vliv úhlu natočení:** Nejvyšších hodnot lomových parametrů se dosahuje v úhlu těsně před a po přejetí místa trhliny na obvodu věnce. Při opakování celkové analýzy v menším rozsahu úhlů bylo nalezeno toto maximum přibližně pro  $\alpha$  +3 a -3 stupně. Snížení výsledných hodnot v nulovém úhlu je zapříčiněno opíráním se kolejnice do obou půlek porušené části kola.
- **Vliv délky trhliny:** S rostoucí délkou trhliny se zvyšuje vliv rozevírání trhliny od tangenciálního napětí vlivem nalisovaného hřídele.
- **Vliv směru jízdy:** Třecí síla směřující od roviny trhliny tuto trhlinu rozevírá. Posuzujeme li hodnoty z pohledu dosažených maxim, pak toto platí jen do poloměru poloviny disku.

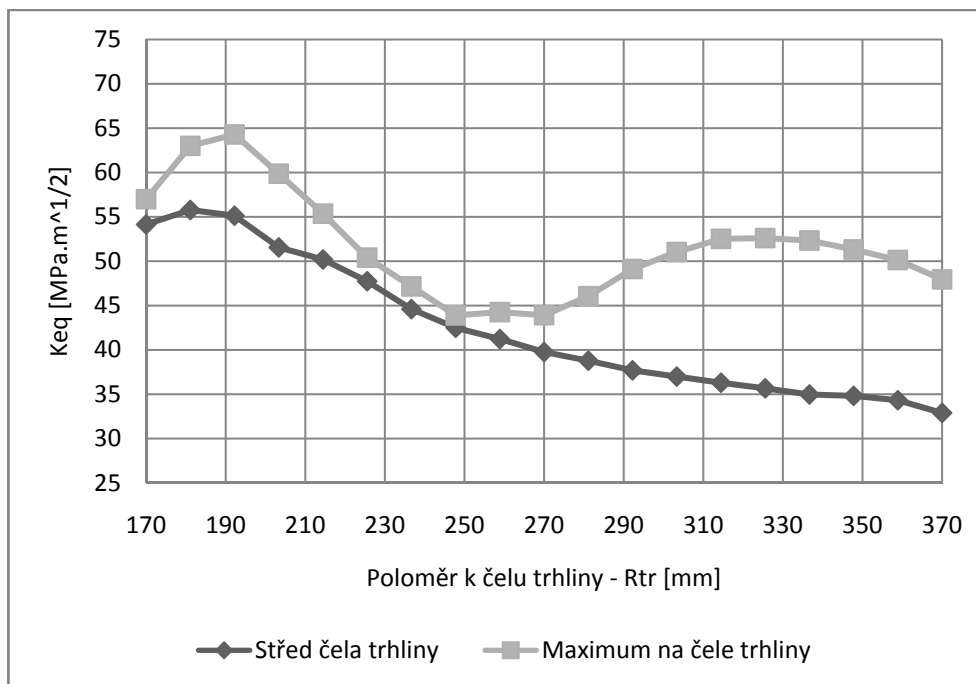
Při této lomové analýze hodnota ekvivalentního faktoru intenzity napětí  $K_{eq}$  nepřekročila hodnotu lomové houževnatosti uvažovaného materiálu  $K_{IC} = 87 \text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$  a tedy dochází jen ke stabilnímu šíření trhliny. Pro případ natočení kola ke kolejnici o úhlu  $\alpha = \pm 3$  stupně je bezpečnost vzhledem k dosažení mezního stavu stability trhliny tělesa  $k = K_{IC}/K_{eq}$  v rozmezí 1,2 až 3,1 (střední hodnotou po délce trhliny 1,95). Posouzení platí jen pro jízdu bez uvažování nahodilého zatížení způsobeného přejezdem různých nerovností.



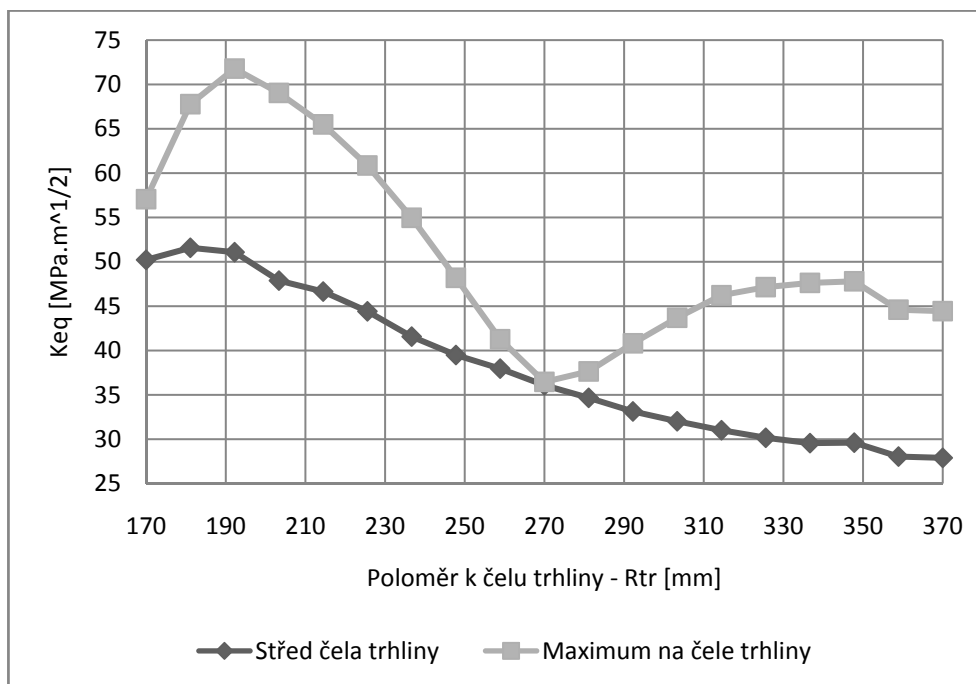
Obr. 49 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a úhlu natočení kola ke kolejnici  $\alpha$  - Maximální dosažené hodnoty na čele trhliny



Obr. 50 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a úhlu natočení kola ke kolejnici  $\alpha$  - Hodnoty dosažené na středu čela trhliny



Obr. 51 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro případ  $\alpha = -3$  stupně



Obr. 52 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro případ  $\alpha = +3$  stupně

## 7. OPTIMALIZACE TVARU DISKU ŽELEZNIČNÍHO KOLA

### 7.1. Úvod

V této kapitole se pokusíme posoudit možnost zlepšení lomových vlastností železničního kola porušeného trhlinou a to za pomoci změny některých vstupních parametrů určujících geometrii jeho disku. Budeme se zabývat tzv. optimalizací.

Optimalizaci lze chápat jako proces hledání takových hodnot nezávisle proměnných, aby při určených omezeních na ně kladených dosahovala závisle proměnná extrémní hodnoty [1]. Nezávisle proměnnými jsou v našem případě parametry určující geometrii a závisle proměnnou buď samotné lomové parametry a nebo veličina zohledňující lomové parametry spolu s poddajností kola. Hledáme-li přímo tvar geometrie určující žádaná napětí či deformace, jedná se o typ nepřímé úlohy. Při použití metody konečných prvků bude optimalizace probíhat jako sled několika přímých úloh (deformačně napěťových analýz) s hledáním takového vstupního parametru, při kterém určitý posuzovaný výstup nabývá svého žádaného extrému. Při optimalizaci tvaru disku kola použijeme dva různé přístupy posuzování závisle proměnné. V prvním budeme hledat profil vykazující minimální hodnoty lomových parametrů a bude se tedy spíše jednat o souhrnnou lomovou analýzu vlivu parametru určujícího geometrii. V druhém přístupu posuzování závisle proměnné pak budeme na vyhovující kolo klást požadavek na minimální hodnoty ekvivalentního faktoru intenzity spolu s vysokou poddajností kola.

Vysoká poddajnost kola bude do hledaného extrému zahrnuta z toho důvodu, že řešení provádíme jako statické analýzy nezohledňující navýšení zatížení vlivem nahodilého zatížení v podobě rázů od např. přejezdu výhybek, přechodu napojení kolejnic či nerovností povrchu kolejnice. Tyto rázy charakterizované malou výchylkou a vysokými rychlostmi (zrychleními) se primárně přenášejí přes kolo do tlumícího systému podvozku. Na poddajnosti kola bude záviset, jak hodně se znásobí statické zatížení a zvýší hodnoty lomových parametrů, které při námi výše provedené statické analýze nedosahují prahové hodnoty dosažení mezního stavu stability šíření trhliny.

Ze závěrů uvedených v kapitole 6.4 a z dalších namátkou provedených lomových analýz vyplývá, že pro porovnávání lomových vlastností jednotlivých tvarů je třeba sledovat průběh hodnot ekvivalentního faktoru intenzity napětí v závislosti na změně poloměru k čelu

trhliny a to v úhlu  $\alpha=3$  stupně před a po přejezdu místa trhliny na obvodu kola. Toto zjištění značně zmenší rozsah hodnot, ve kterých bude dále řešení probíhat.

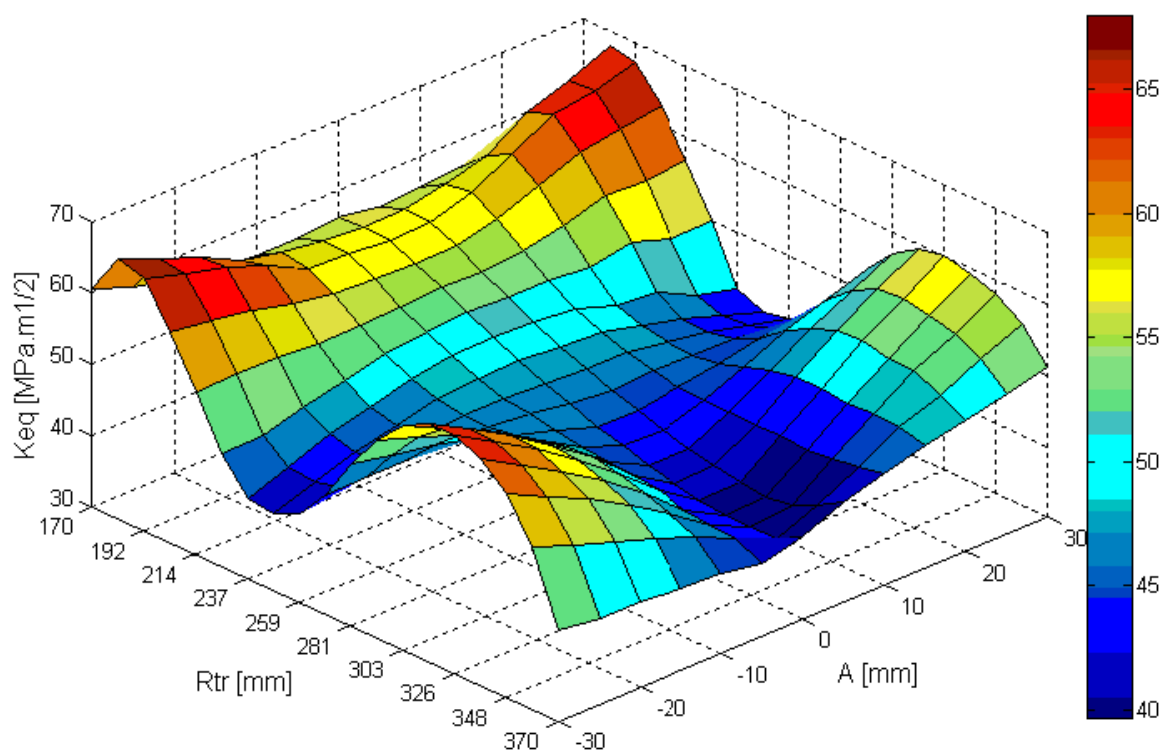
## 7.2. Optimalizace disku kola za pomoci změny parametru vyboulení

Při hledání tvaru kola vykazující minimální hodnoty lomových parametrů bude v této první optimalizaci nezávisle proměnnou vstupní parametr vyboulení disku A. Lomová analýza bude prováděna jen v rozsahu dle závěrů z předešlé celkové lomové analýzy. Z řešení získáme dvourozměrnou matici vybraných hodnot lomových parametrů závislých na poloměru k čelu trhliny a na velikosti parametru vyboulení A. Řešení se uskuteční za těchto podmínek:

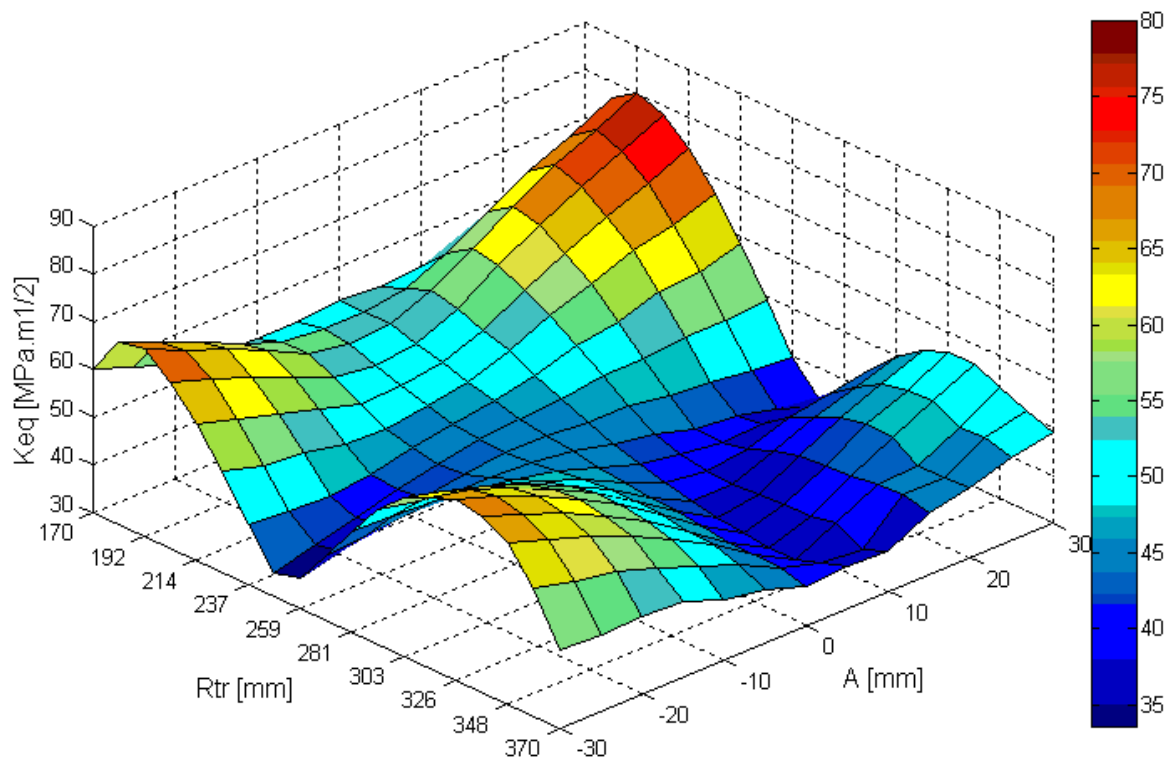
- Rozsah hodnot parametru A určujícího velikost vyboulení disku -30 až 30 mm, dělení po 5 mm. Záporná hodnota udává vyboulení směrem k okolku věnce.
- Rozsah hodnot úhlu natočení kola ke kolejnici -3 a +3 stupně. Záporný úhel udává smysl tečné síly rozevírající trhlínu.
- Rozsah hodnot poloměru ke kořeni trhliny 170 až 370 mm, 20 dělení.
- Zatížení dle provozního stavu brzdění z plné rychlosti a bez smyku, tedy normálová síla 100 kN, třecí síla 30 kN, rotace 60 rad/s, přesah v náboji u6/H7.



Obr. 53 - Ukázka tvarů profilu kola s parametrem  $A=(-30,-10,0,10,30)$  mm

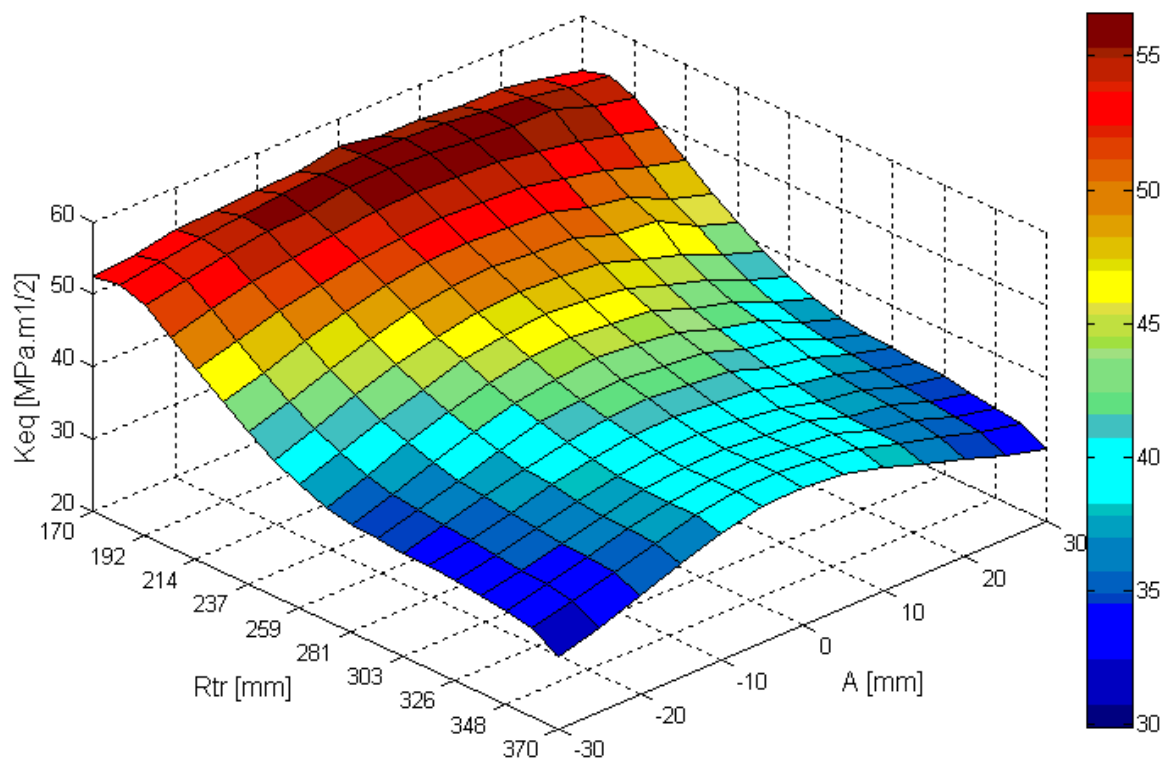


Obr. 54 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a parametru geometrie A. Maximální dosažené hodnoty na čelu trhliny pro  $\alpha = -3$  stupně.

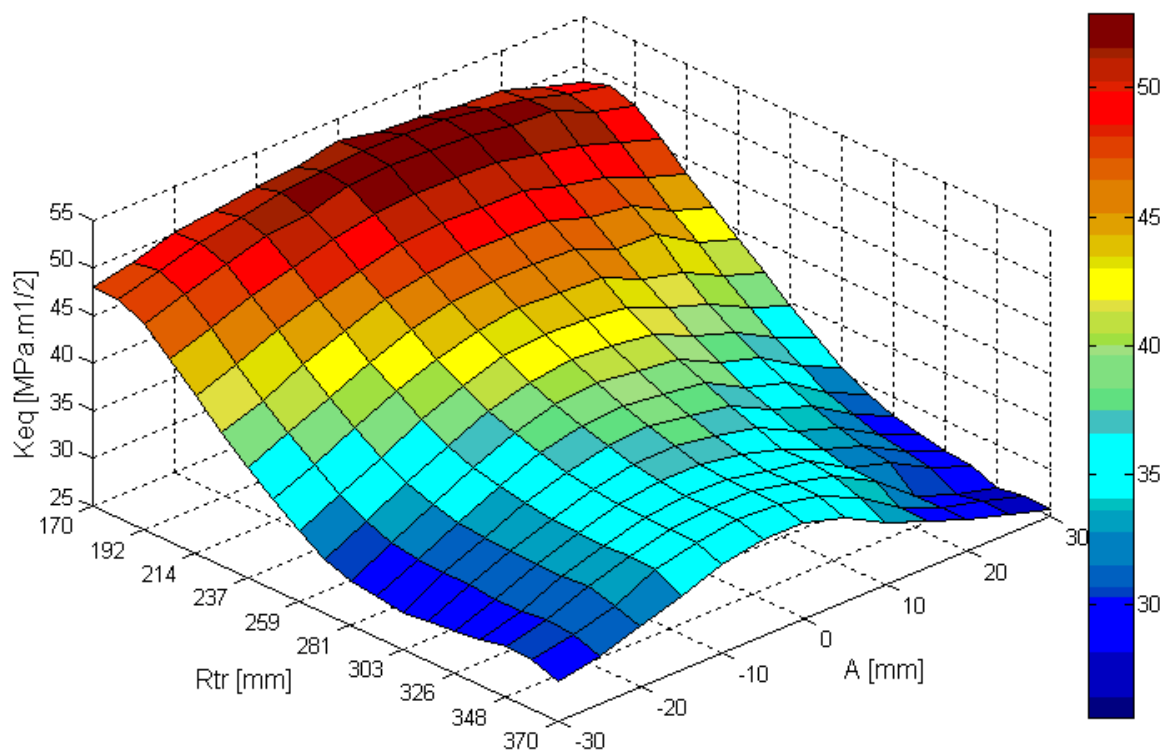


Obr. 55 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a parametru geometrie A. Maximální dosažené hodnoty na čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupně.



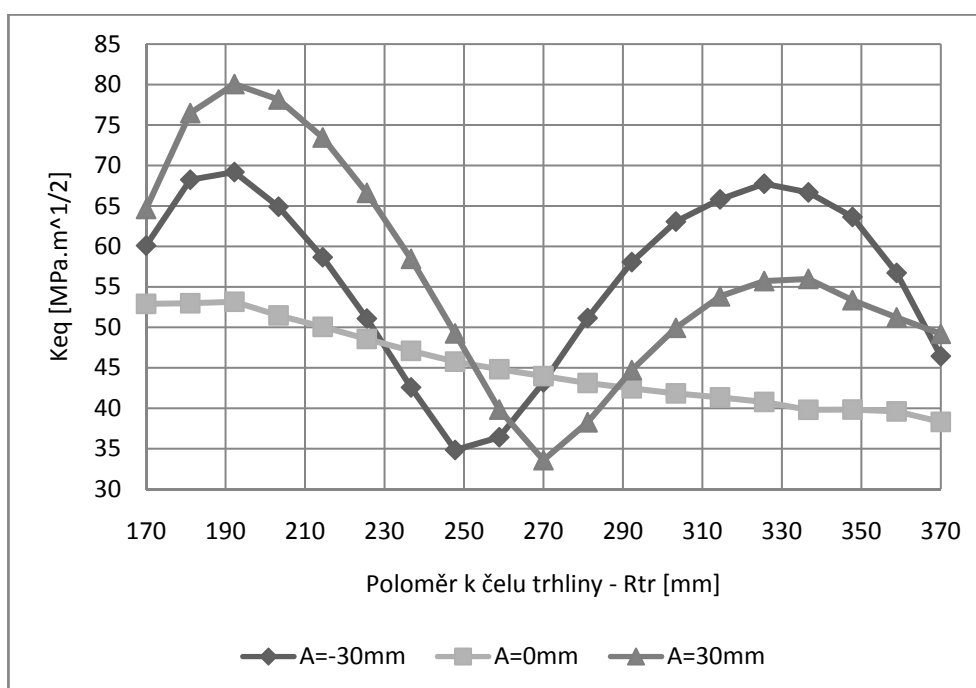


Obr. 56 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a parametru geometrie A. Hodnoty dosažené na středu čela trhliny pro  $\alpha = -3$  stupně.



Obr. 57 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a parametru geometrie A. Hodnoty dosažené na středu čela trhliny pro  $\alpha = +3$  stupně.

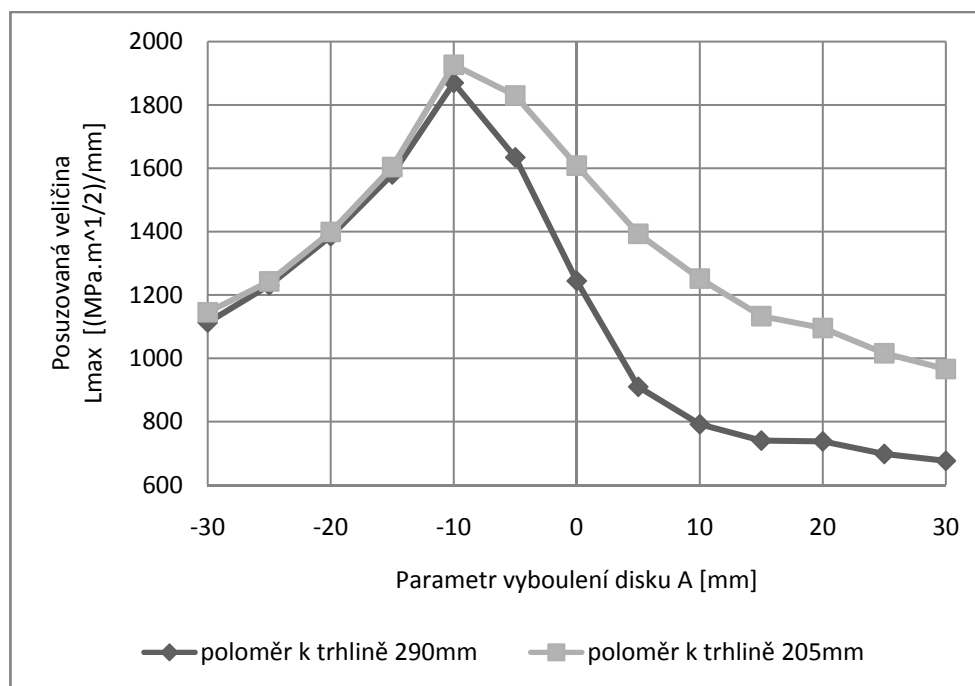
Z výsledků vyplývá, že se zvyšující se velikostí absolutní hodnoty parametru vyboulení oblouku úměrně narůstají i maximální dosažené hodnoty lomových parametrů. Tato maxima jsou pro všechny tvary zřetelné především na poloměrech k čelu trhliny 205 a 290 mm. Při porovnání výsledků ze středu čela trhliny zjistíme, že se výsledné hodnoty zvyšují úměrně délce trhliny. Je zde patrný vliv nalisovaného hřídele. Profil s rovnou střednicí disku vykazuje při statické zátěži nejnížší dosažená maxima i minimální rozdíl dosažených hodnot po délce čela trhliny. Dále pak je zřejmé, že horších výsledků dosahuje kolo s diskem vybouleným směrem k okolku věnce kola. Všechny extrémy jsou dosaženy pro případ, kdy je úhel natočení +3 stupně, to je pro vybrané krajní rozměry zobrazeno v následujícím grafu.



Obr. 58 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny. Maximální dosažené hodnoty na čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupně.

Dle výše uvedených úvah o vlivu dynamiky, bude v řešení této optimalizace závisle proměnnou veličina  $L_{max}$ , která je poměrem dosažené maximální hodnoty ekvivalentního faktoru intenzity napětí k radiální deformaci příslušného kola. Vyhovující tvar profilu kola bude mít výslednou hodnotu této veličiny ze všech počítaných případů minimální. Nezávisle proměnnou obou dílčích hodnot výstupu  $L_{max}$  je opět vstupní parametr vyboulení disku A. Lomové parametry jsou použity z předchozí analýzy, hodnoty poddajnosti jsou použity z kapitoly 5.9.

Na poloměrech 205 a 290 mm pak provedeme vyhodnocení navrhnutého přístupu optimalizace, což zobrazuje následující graf.



Obr. 59 - Závislost posuzované veličiny  $L_{max}$  na parametru geometrie A pro  $\alpha = +3$  stupně

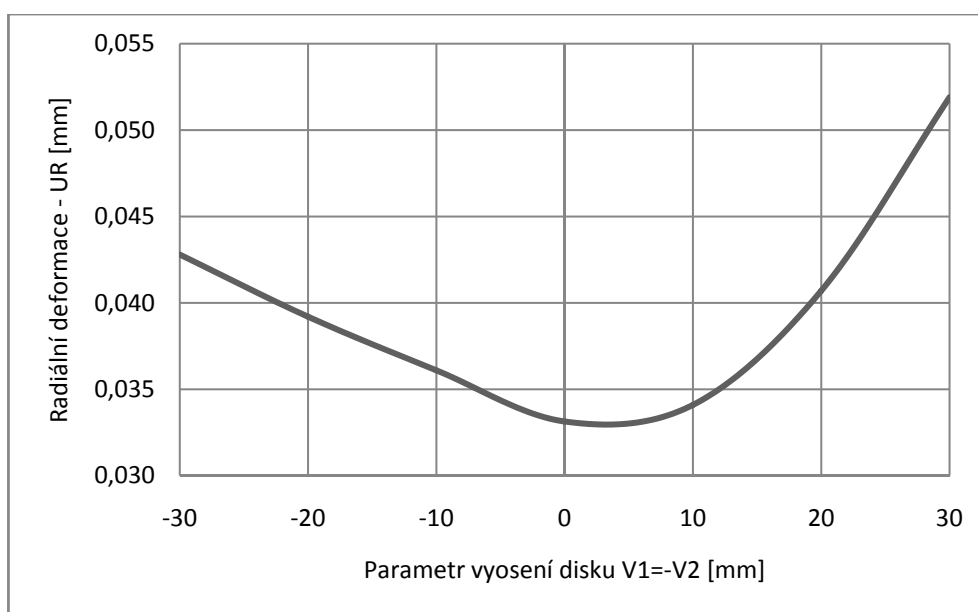
Dle takto zvoleného kritéria se jeví jako nejlepší řešení profil, kde je parametr geometrie A kladný. Profily s téměř rovnou střednicí profilu sice lépe vyhovují z hlediska dosažených hodnot lomových parametrů, ale vykazují naproti tomu vysokou tuhost.

### 7.3. Optimalizace disku kola za pomoci změny parametru vyosení rovné střednice

Při provedení dalších podobných testů jako v kapitole 7.2, tedy testu změny vždy jednoho parametru měnící křivost disku kola se dosahovalo podobných výsledků. Maximum vždy leželo na krajích rozsahu měněného parametru a poddajnost kola rostla se zvyšujícími se lomovými parametry. Při dalším návrhu tvaru disku s žádanými vlastnostmi je třeba zvážit, zda lze u disku s velkými poloměry zakřivení (téměř rovný profil) nějak zvýšit jejich malou nevyhovující poddajnost. U profilů s rovnou střednicí lze jejich poddajnost měnit vyosením této střednice od osy profilu. Další řešení vlivu parametru vyosení na tuhost a lomové parametry se uskuteční za stejných podmínek jako v předešlé kapitole.

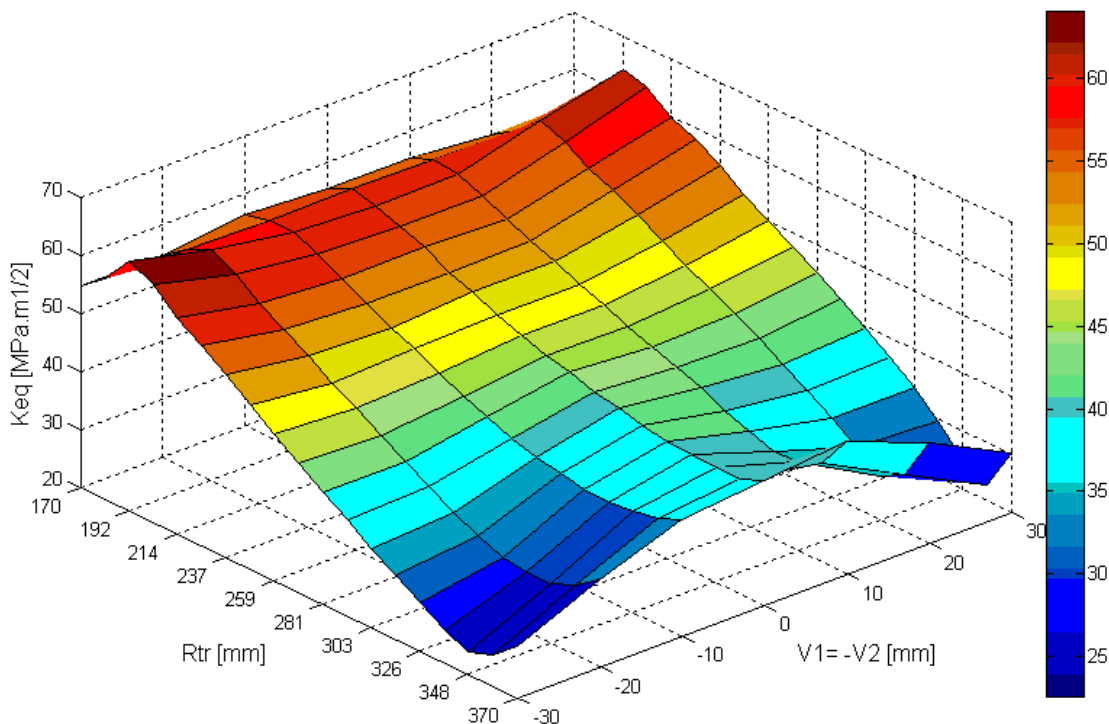


Obr. 60 - Ukázka tvarů profilu kola s parametrem  $V_1=(-30,-10,0,10,30)$  mm,  $V_2=-V_1$



Obr. 61 - Závislost radiální deformace kola na parametru geometrie  $V_1$  a  $V_2$

Dále je už jen na ukázkou uvedena závislost maximální dosažené hodnoty ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a na parametru vyosení disku kola pro případ natočení kola  $\alpha=-3$  stupně. Hodnoty pro úhel natočení kola  $\alpha=\pm 3$  stupně jsou téměř totožné.

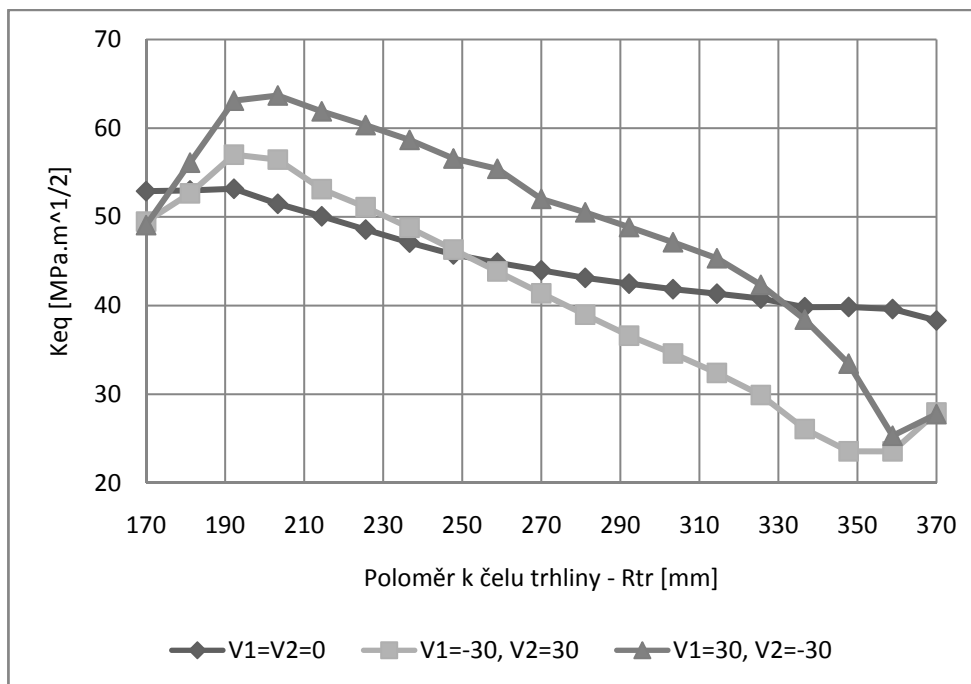
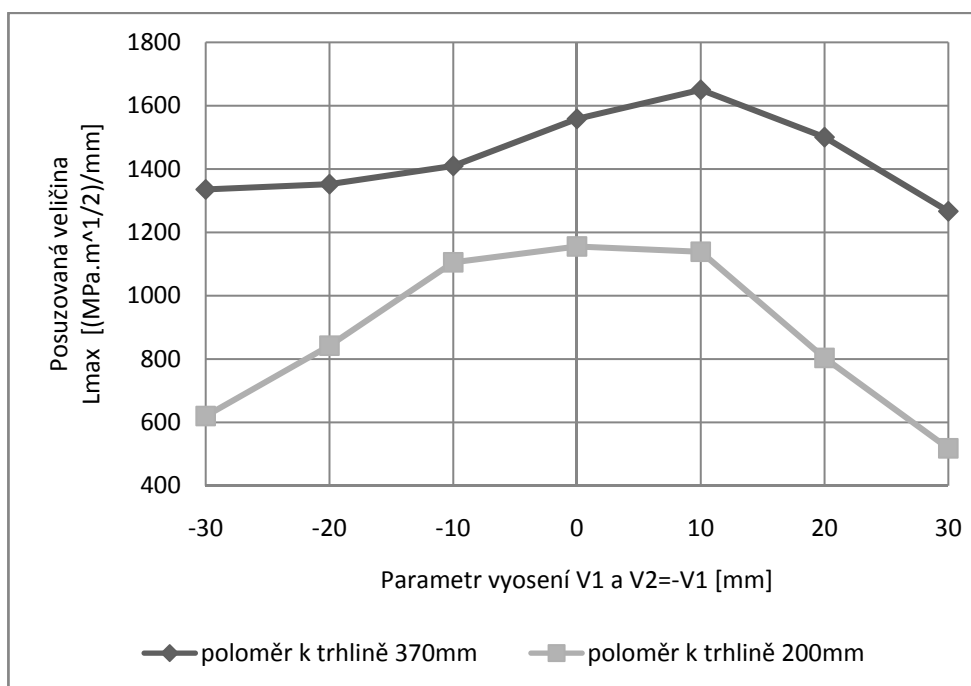


Obr. 62 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny a parametru geometrie  $V_1$  a  $V_2$ . Maximální dosažené hodnoty na čelu trhliny pro  $\alpha = -3$  stupně.

Pro lepší orientaci v získaných datech jsou uvedeny hodnoty pro krajní případy měněného parametru vyosení rovné střednice disku. Z pohledu dosažených hodnot lomových parametrů se jeví jako vhodný profil s vyosením  $V_1 = -V_2 = -30$  mm, protože do poloměru k trhlíně přibližně 250 mm má nižší hodnoty než zbývající profily a lze i očekávat pomalejší šíření trhliny.

Pro použití stejné porovnávací veličiny  $L_{\max}$  jako v předchozí kapitole budou pro srovnání vybrány hodnoty na poloměrech k trhlíně 200 a 370 mm pro případ natočení kola  $+3$  stupně, kde dochází k extrémům lomových parametrů. Opět bude kladen požadavek na co nejmenší hodnotu porovnávané veličiny  $L_{\max}$ .

Dle výsledků se jeví jako vhodný profil s velkým vyosením. Vezmeme-li v úvahu i dosažené maximální hodnoty lomových parametrů, pak je ze všech profilů nejvíce vyhovující právě profil s vyosením  $V_1 = -V_2 = -30$  mm (na vyobrazení výše první zleva).

Obr. 63 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupněObr. 64 - Závislost posuzované veličiny  $L_{max}$  na parametru geometrie  $V_1 = -V_2$  pro  $\alpha = +3$  stupně

## 8. SOUHRNNÉ POSOUZENÍ VLASTNOSTÍ RŮZNÝCH TVARŮ DISKOVÉ ČÁSTI KOLA

### 8.1. Zhodnocení předchozího postupu

Po provedení i dalších, zde již neuváděných testů lomových a jiných vlastností za změny různých vstupních parametrů určujících geometrii disku kola dojdeme k závěru, že:

- Výsledné hodnoty jak lomových parametrů, tak hodnoty posuzující tvar disku kola i z jiných pohledů, nabývají svých extrémů právě v krajních hodnotách rozsahu vstupního parametru a ve střední nulové hodnotě rozsahu.
- Dosažená maxima lomových parametrů úměrně narůstají se zmenšujícím se poloměrem křivosti čar tvořících obrys disku kola v příčném řezu profilu.
- Poddajnost kola lze ovlivnit jen velkým zasažením do jeho tvaru disku.

Při další optimalizaci se má smysl zabývat jen krajními případy tvarů disků. Nyní tedy vybereme několik těchto krajních tvarů a to včetně skutečného používaného profilu kola. Provedeme na nich deformačně napěťovou analýzu neporušeného kola pro test jejich poddajnosti a dále pak lomovou analýzu kola porušeného primární trhlinou za výše uvedených předpokladů a poznatků. Souhrnné srovnání pak proběhne jako v kapitole 7.

### 8.2. Test poddajnosti kol s různým tvarem diskové části

Hodnota poddajnosti, tedy dosažené radiální deformace, je získaná stejným způsobem jako v kapitole 5.9. Profil číslo 1 je skutečný používaný profil. Tvary disku 2 až 10 jsou tvořeny algoritmem dle kapitoly 5.1, tvar střednice je dán parametry velikosti amplitudy funkce kosinus (parametr A) a obou vyosení ( $V_1, V_2$ ) vůči ose profilu.

Číslo profilu	Parametr A [mm]	Parametr $V_1$ [mm]	Parametr $V_2$ [mm]
2	0	0	0
3	-30	0	0
4	30	0	0
5	0	-30	30
6	0	30	-30
7	20	-25	25
8	20	25	-25
9	-20	-25	25
10	-20	25	-25

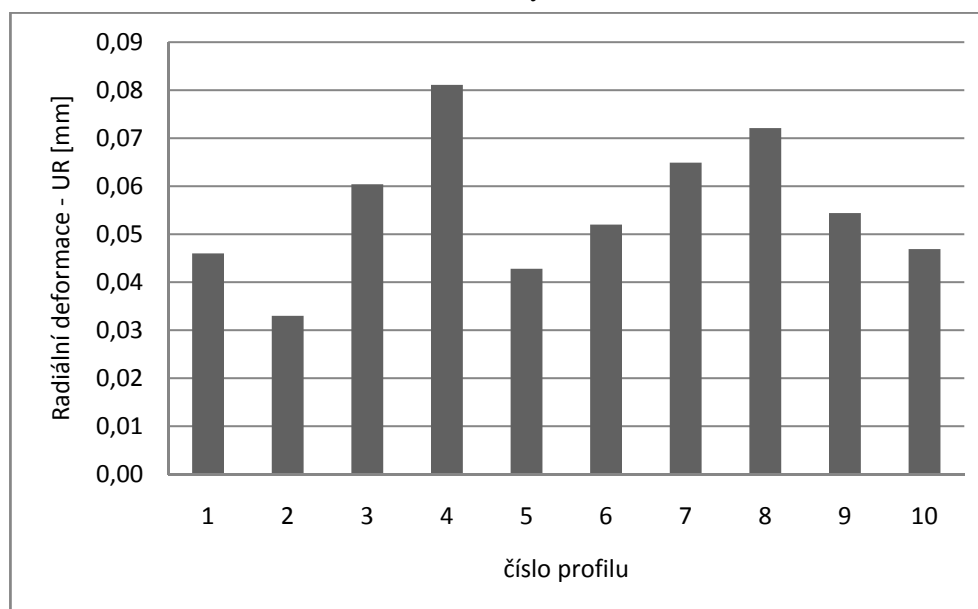
Tab. 3 – Parametry geometrie testovaných profilů



Obr. 65 - Testované tvary – zleva číslo 1 až 5



Obr. 66 - Testované tvary – zleva číslo 6 až 10

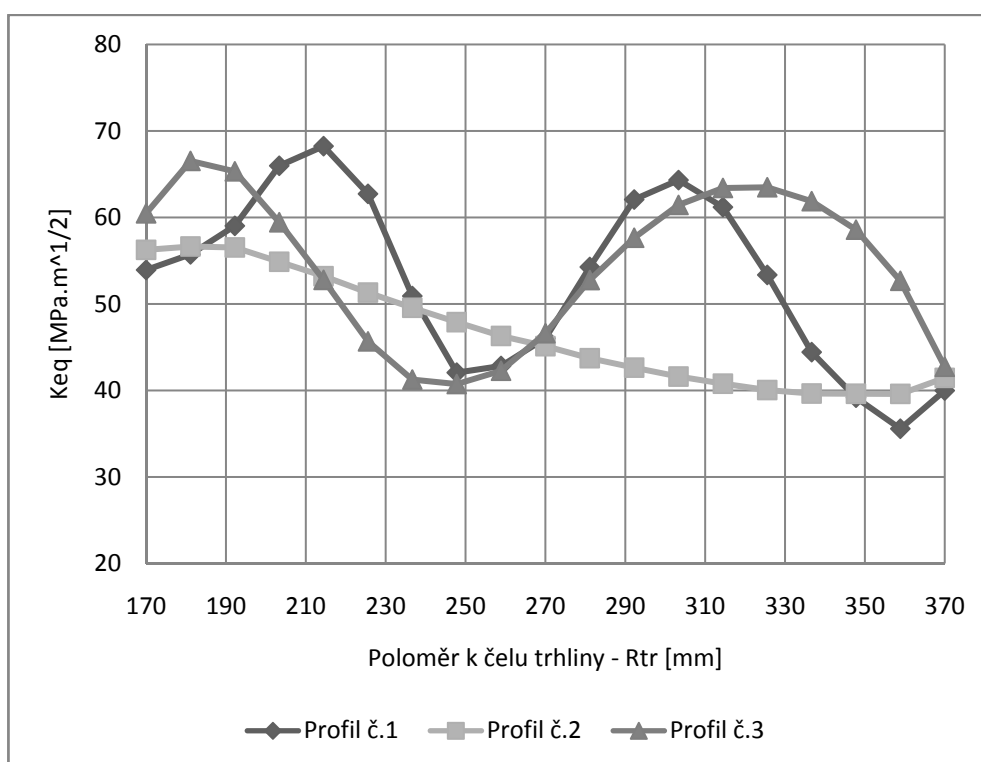


Obr. 67 - Dosažená radiální deformace testovaných profilů

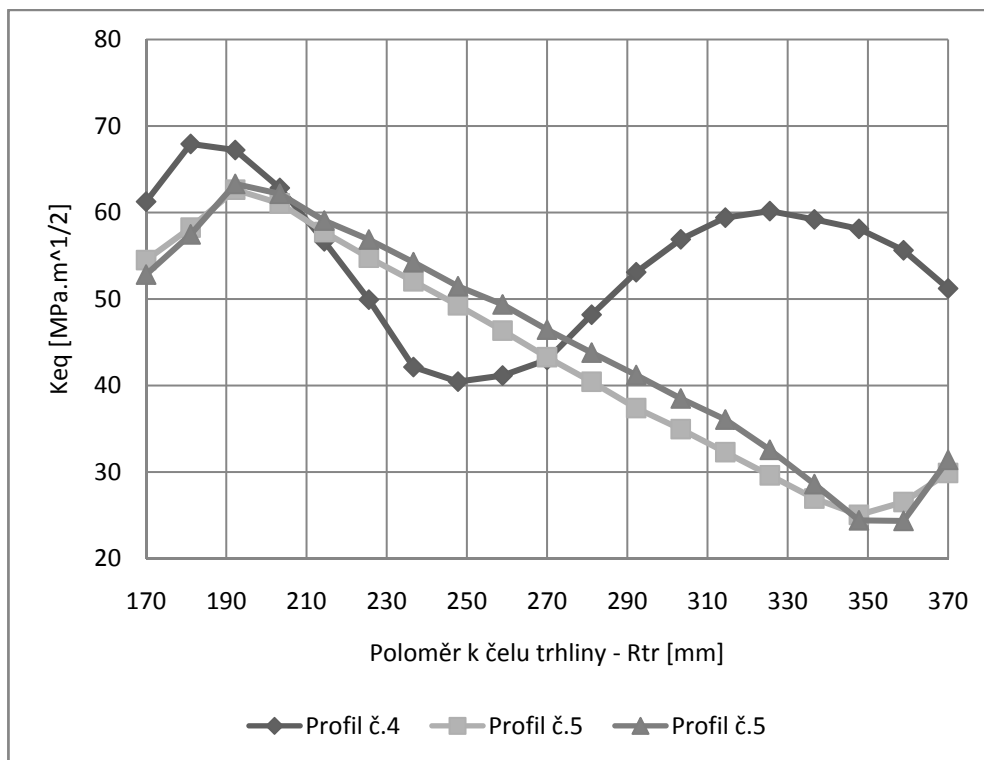
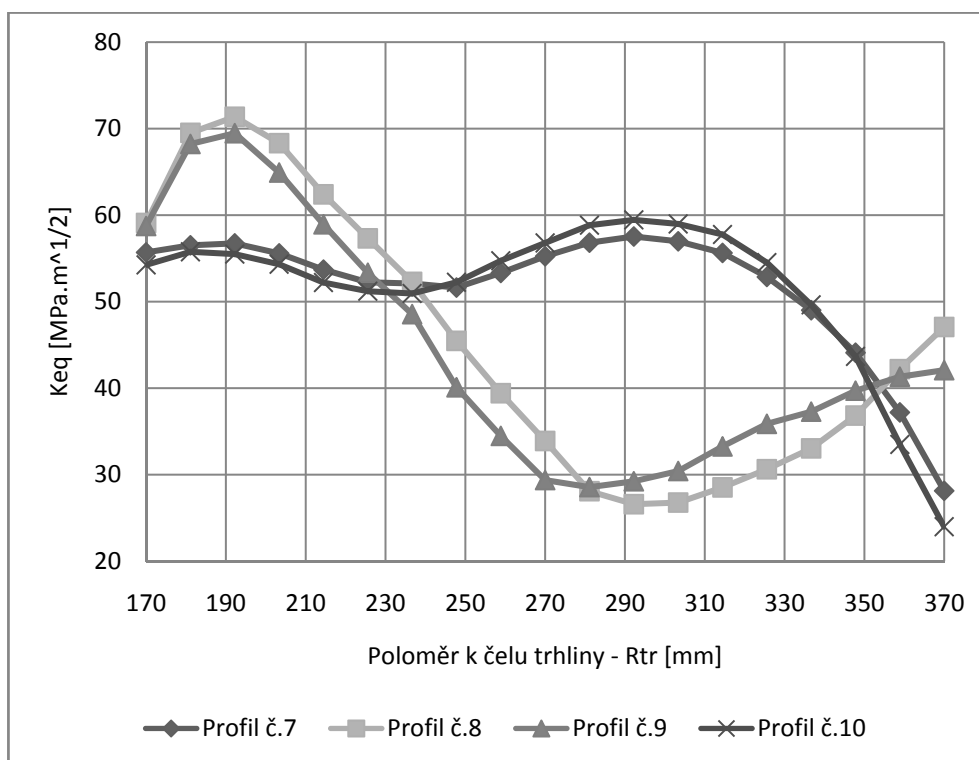


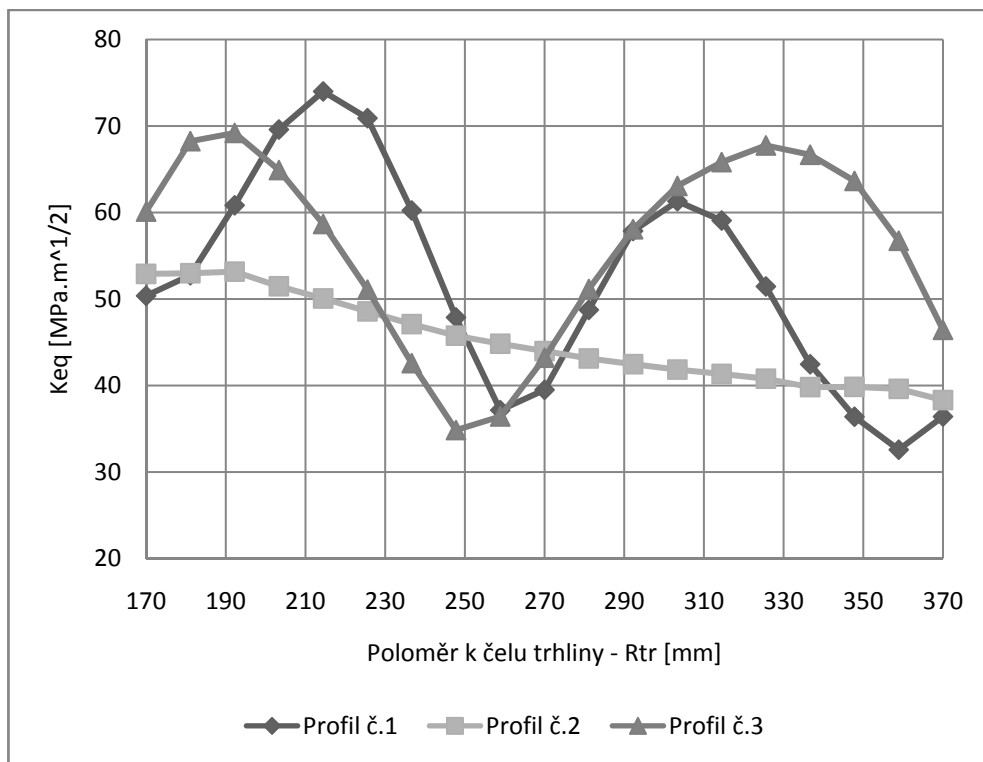
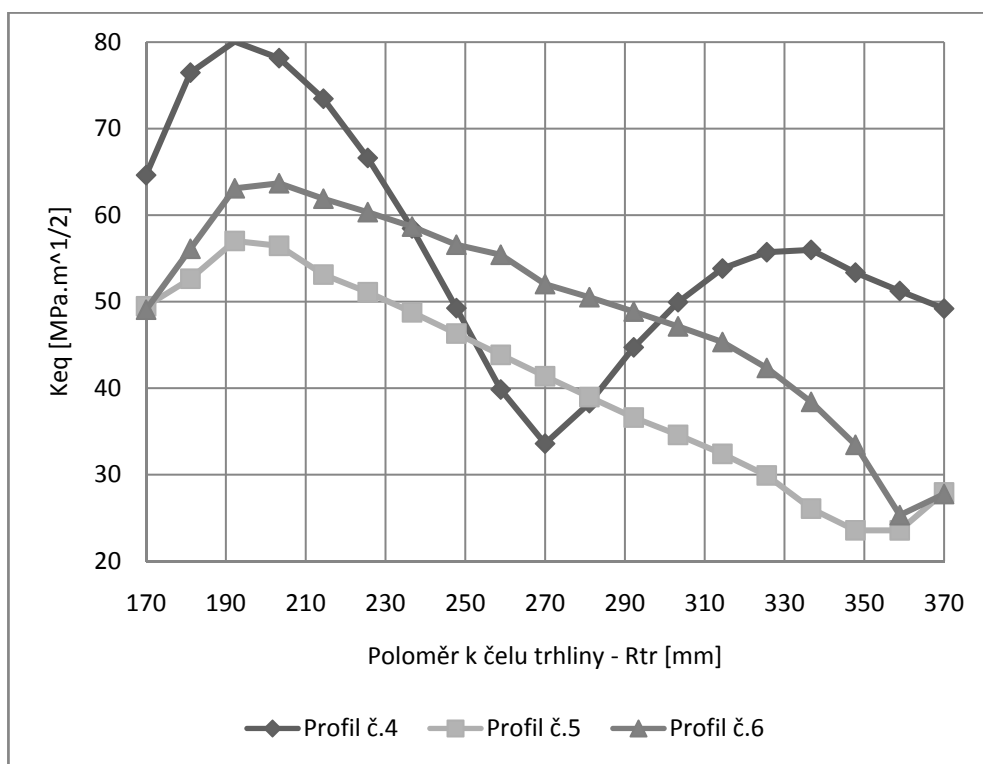
### 8.3. Lomová analýza kol s různým tvarem diskové části

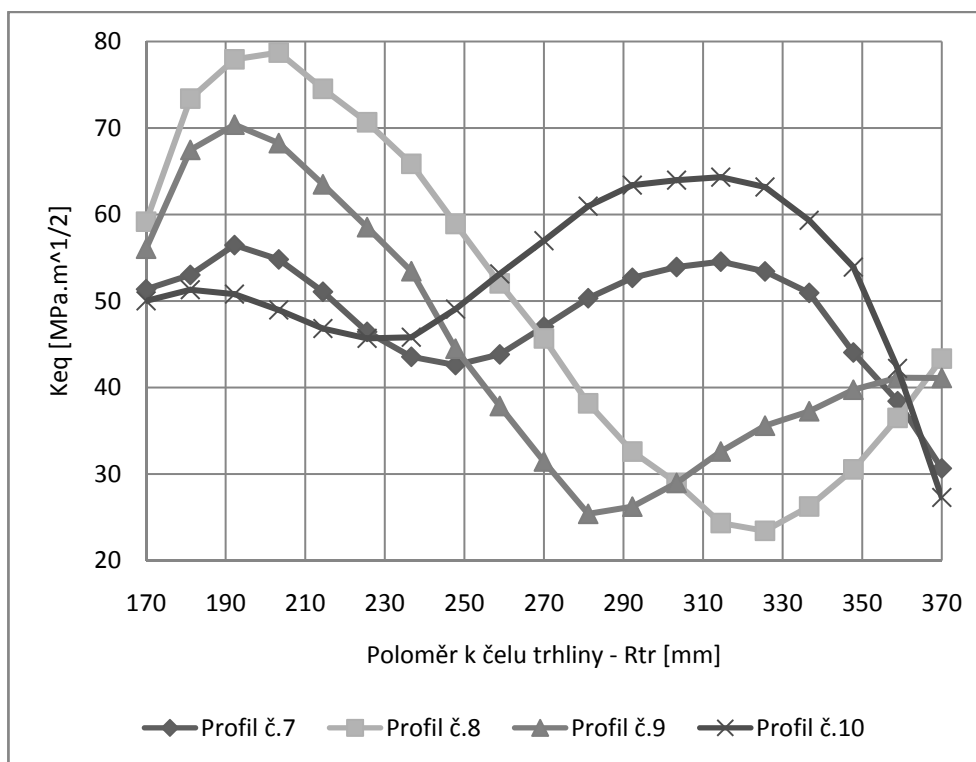
Lomová analýza u každého kola s různým tvarem profilu probíhá podobně jako v kapitole 6.4, ale s tím rozdílem, že budeme uvažovat úhel natočení kola ke kolejnici  $\alpha$  pouze pro  $-3$  a  $+3$  stupně. Při těchto lomových analýzách hodnota ekvivalentního faktoru intenzity napětí  $K_{eq}$  nepřekročila prahovou hodnotu  $K_{IC}=87 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  a tedy dochází vždy jen k stabilnímu šíření trhliny. Posouzení platí opět jen pro jízdu bez uvažování nahodilého zatížení způsobeného přejezdem různých nerovností.



Obr. 68 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = -3$  stupně

Obr. 69 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = -3$  stupněObr. 70 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = -3$  stupně

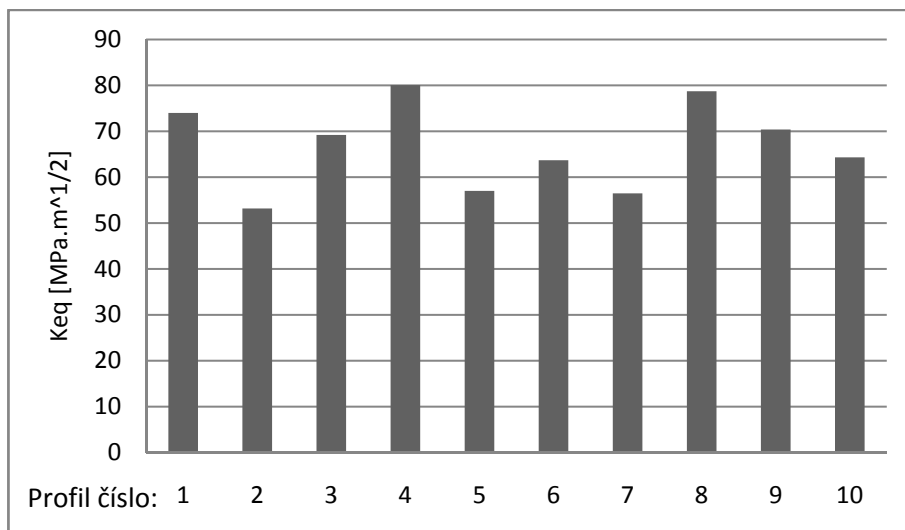
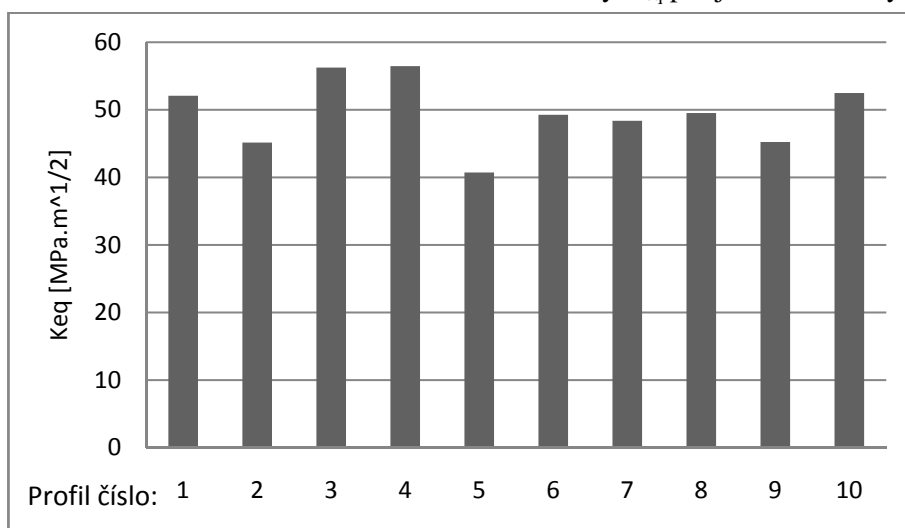
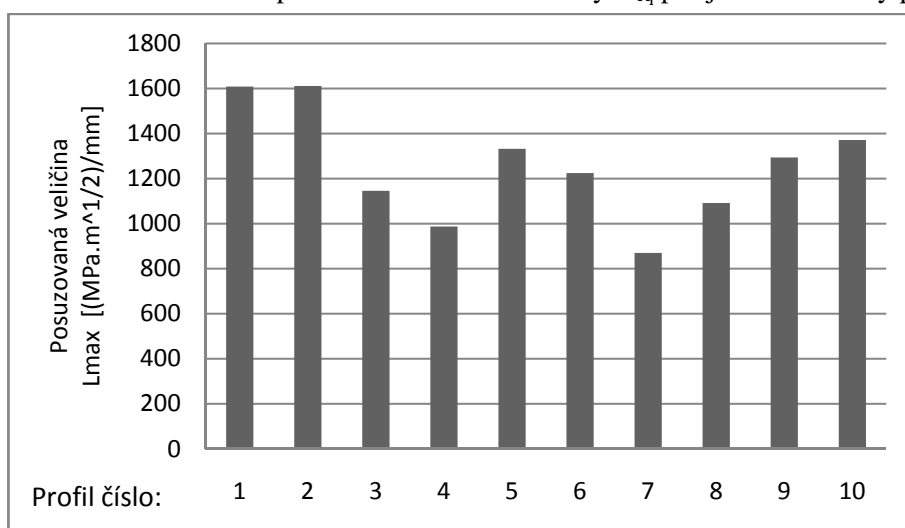
Obr. 71 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupněObr. 72 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupně

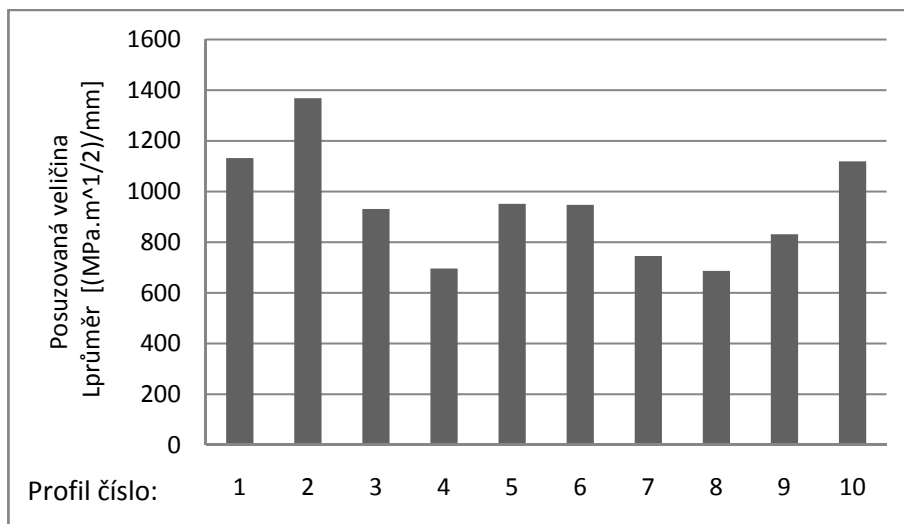


Obr. 73 - Závislost ekvivalentního faktoru intenzity napětí na poloměru k čelu trhliny pro  $\alpha = +3$  stupně

#### 8.4. Souhrnné srovnání vlastností

Srovnávat budeme jednak maximální dosažené hodnoty lomových parametrů a pak také jejich průměrné hodnoty po délce trhliny. Pro zohlednění lomových vlastností a poddajnosti kola budeme srovnávat výše uvedenou veličinu  $L_{\max}$ . Dále pak ještě zavedeme veličinu  $L_{\text{průměr}}$ , která je poměrem průměrně dosažené hodnoty ekvivalentního faktoru intenzity napětí po délce trhliny k příslušné radiální deformaci z testu poddajnosti. Srovnání proběhne pro úhel natočení kola ke kolejnici +3 stupně, kdy ve veškerých testech dosahují hodnoty svého maxima.

Obr. 74 – Srovnání maximální dosažené hodnoty  $K_{eq}$  pro jednotlivé tvary profilůObr. 75 - Srovnání průměrné dosažené hodnoty  $K_{eq}$  pro jednotlivé tvary profilůObr. 76 – Srovnání posuzované veličiny  $L_{max}$  pro jednotlivé tvary profilů



Obr. 77 - Srovnání posuzované veličiny  $L_{\text{průměr}}$  pro jednotlivé tvary profilů

Z výsledků je patrné, že nejnižších maximálních hodnot lomových parametrů dosahuje profil s rovnou střednicí disku (profil číslo 2). Tento profil má však také nevyhovující nejvyšší tuhost. Srovnáme-li výsledné hodnoty skutečně používaného profilu číslo 1 a profilu s rovnou střednicí disku číslo 2, zjistíme, že zakřivení střednice disku sice zvýší poddajnost, ale zcela úměrně na úkor zhoršení lomových vlastností. Má-li být snahou měnit některé vlastnosti profilu kola pomocí zakřivení střednice disku, pak je z pohledu lomových vlastností vhodné použít velké poloměry křivosti.

Nedostatkem při hodnocení vlastností tvarů profilů pomocí jejich tuhosti a maximálních hodnot lomových parametrů (veličina  $L_{\text{max}}$ ) je to, že k extrémům dochází na různých poloměrech k čelu trhliny a tedy musíme pro celkové porovnání předpokládat zasažení trhlinou až téměř k náboji kola. Víme-li však, že rychlost šíření trhliny úzce souvisí s velikostí dosažených lomových parametrů, pak se jeví jako vhodné hodnotit profil kola podle průměrné dosažené hodnoty lomových parametrů či veličiny zohledňující tento průměr spolu s tuhostí kola (veličina  $L_{\text{průměr}}$ ).

Při úvaze veškerých použitých kritérií se jeví jako vhodný profil se střednicí, která je téměř rovná a natočená ve směru místa kontaktu kola s kolejnicí, tedy profil podobný profilu číslo 7.

## 9. ZÁVĚREČNÉ HODNOCENÍ

### 9.1. Deformačně napěťová analýza neporušeného kola

Z rozboru provozních podmínek a následně z deformačně napěťové analýzy neporušeného kola vyplynulo, že nejvyššího namáhání se dosáhne v provozním stavu brzdění z plné rychlosti. V tomto provozním stavu dosahují svého maxima všechny složky zatížení aktivující kolo. Jsou jimi v místě styku kola s kolejnicí normálová složka síly od hmotnosti vozu a třecí obvodová složka od brzdění. Při tomto provozním stavu dosahuje svého maxima i objemová síla od rotace kola.

Z pohledu významnosti jednotlivých složek zatížení, přispívajících na celkový deformačně napěťový stav, je podstatné především zatížení od hmotnosti vozu a deformační zatížení vyvozené přesahem nalisovaného hřídele do náboje. Třecí obvodová síla a objemová síla od rotace kola mají v porovnání s ostatními složkami jen minimální vliv na celkový deformačně napěťový stav kola.

Při zavedení cylindrického souřadného systému podle osy  $Z$  lze v diskové části kola sledovat výhradně napětí v radiálním a tangenciálním směru. Ve směru osy rotace je napětí o řády nižší. Dále je pak patrné vysoké tangenciální napětí od nalisovaného hřídele klesající s poloměrem od osy rotace kola.

### 9.2. Lomová analýza kola porušeného trhlinou

Prvně byla provedena souhrnná lomová analýza jednoho konkrétního tvaru disku. Řešení uvažovalo přímou rovinnou průchozí trhlinu rostoucí od věnce disku radiálně ke středu kola. Za tohoto a dalších v práci uvedených předpokladů vyplynulo zjištění, že oblast blízka čelu trhliny je nejvíce zatížena v případě natočení trhliny ke kolejnici v úhlu odpovídajícímu těsně za přejezdem místa trhliny na obvodu věnce kola. Nejvyšších hodnot se také dosahuje, je-li kolo vystaveno provoznímu stavu brzdění z plné rychlosti. Výsledné hodnoty rostou s délkou trhliny a závisí úzce s tvarem diskové části kola.

V dalších analýzách jsme se zabývali vlivem některých parametrů určujících geometrii tvaru disku kola na výsledné hodnoty lomových parametrů. Hlavním zjištěním je, že maxima těchto hodnot narůstají se zmenšujícími se poloměry křivosti obrysových křivek, určujících vydutí disku kola. Maxima jsou také zpravidla dosahována v délkách trhlín zasahujících až

téměř k náboji kola, kde je trhlina rozevívána již silně působícím tangenciální napětím od nalisovaného hřídele. Dále bylo zjištěno, že je trhlina primárně zatěžována pod prvním módem, jehož faktor intenzity napětí je o řád vyšší jak zbylé dva. To také potvrzuje správný předpoklad o způsobu rozvoje trhliny, jejíž směr je v případě převahy K faktoru prvního módu ve směru kolmém na směr rozevívání trhliny, tedy v našem případě ke středu kola. Ekvivalentní hodnota faktoru intenzity napětí ve všech uvažovaných statických výpočtech nepřekročila prahovou hodnotu dosažení mezního stavu stability trhliny.

### **9.3. Optimalizace tvaru disku kola**

Při provedení lomové analýzy různých tvarů disků a následné snaze o optimalizaci narazíme na zjištění, že požadované minimální hodnoty faktorů intenzity napětí narůstají s žádanou vysokou poddajností kola. Tato vysoká poddajnost je požadavkem pro tlumení dynamických účinků za skutečného provozu vlivem přejezdů různých nerovností. Východiskem z takto proti sobě jdoucích vlastností je použití kola s vysokým poloměrem křivosti okrajových čar disku a zvýšení poddajnosti kola natočením střednice profilu do patřičného směru.

Dále je nutné uvést, že poddajnost kola se dá výrazně zvýšit jen razantním zásahem do tvaru střednice disku kola. Použití oblouků s malými poloměry křivosti nijak zásadně neovlivňuje poddajnost kola, ale zato významně zhoršuje lomové vlastnosti. Příkladem může být srovnání výsledků skutečně používaného kola a kola s rovnou střednicí disku.



## 10. SEZNAM VYBRANÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Napětí ve směru osy x, y, z
a	Délka trhliny vzorku
b	Šířka vzorku
$K_I, K_{II}, K_{III}$	Faktor intenzity napětí pro mód I, II, III
$K_{Ci}$	Lomová houževnatost
$K_{eq}, K_{eq,max}$	Ekvivalentní faktor intenzity napětí
$R_1, R_2$	Poloměry vymežující oblast geometrie disku kola
TL	Tloušťka disku kola
A	Parametr určující tvar vyboulení střednice disku
$V_1, V_2$	Parametry určující vyosení střednice disku
P	Parametr řídící velikost prvků MKP sítě
T	Třecí síla
O	Obvodová síla
G	Gravitační síla
F	Normálová síla
$\omega$	Úhlová rychlost kola
$\sigma_r, \sigma_t$	Radiální a tečné napětí
f	Součinitel smykového tření
E	Modul pružnosti v tahu
$\mu$	Součinitel příčné kontrakce
$R_e$	Mez kluzu
$\rho$	Hustota
$\alpha$	Úhel natočení trhliny ke kolejnici
$\beta$	Úhel sklonu pražce
$R_{tr}$	Poloměr k čelu trhliny
$u_x$	Radiální deformace díry náboje
$u_r$	Radiální deformace kola v místě uvaž. kont.
$L_{max}$	Poměr maximální hodnoty lom. parametrů a poddajnosti kola
$L_{průměr}$	Poměr průměrné hodnoty lom. parametrů a poddajnosti kola

## 11. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Janíček, P.: Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky – hledání souvislostí, Brno, Akademické vydání CERM, ISBN 978-80-7204-554-9
- [2] Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P., Burša, J.: Mechanika těles – Pružnost a pevnost II, 4. vydání, Brno, CERM, 2006, 262s. ISBN 80-214-3260-8
- [3] Vlk, M., Florian, Z.: Mezní stavy a spolehlivost, Brno, 2007, 235s, Dostupné z [www: <http://www.umt.fme.vutbr.cz>](http://www.umt.fme.vutbr.cz)
- [4] Navrátil, P.: Analýza šíření trhlin v železničním kole za provozních podmínek, Brno, 2009, 107s, Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Přemysl Janíček, DrSc.
- [5] Schmidová, E. Studijní materiály
- [6] Richard, H., Sander, M., Fulland, M., Kullmer, G.: Development of fatigue crack growth in real structures, Paderborn, 2006
- [7] ANSYS, Inc.: Documentation for ANSYS, Release 12.0, 2009
- [8] Lata, M.: Základy dopravní techniky – železniční doprava, Pardubice, 2005, Dostupné z WWW: <[http://webak.upce.cz/~lata/ZDT\\_e-learning/](http://webak.upce.cz/~lata/ZDT_e-learning/)>