



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

DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA A HODNOCENÍ MEZNÍCH STAVŮ ČÁSTÍ TLUSTOSTĚNNÉHO POTRUBÍ V OBLASTI CREEPU.

STRESS - STRAIN ANALYSIS AND CREEP ASSESSMENT OF THE THICK-WALLED TUBULAR
STRUCTURES.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL ZOUHAR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL HLAVOŇ, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Zouhar Michal, Bc.

který/která studuje v **magisterském 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:

Deformačně napěťová analýza a hodnocení mezních stavů částí tlustostěnného potrubí v oblasti creepu.

v anglickém jazyce:

Stress - strain analysis and creep assessment of the thick-walled tubular structures.

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem této práce je numerická analýza napjatosti pomocí metody konečných prvků a hodnocení mezních stavů tlustostěnných trubek a trubkových ohybů v oblasti creepu.

- Analyzovaným prvkem je přímá trubka (silnostěnná skořepina), ohyb (anuloid s proměnnou tloušťkou stěny po obvodu)
- Výpočet redistribuce napětí v průběhu zatěžování pomocí MKP
- Výběr vhodného kritéria publikovaného v současné literatuře pro vyhodnocení MS
- Porovnání výsledků řešení se vztahy podle norem pro dimenzování průmyslového potrubí a zhodnocení možností návrhů jiné metodiky řešení pro obecnou geometrii, zobecnění úlohy a parametrického srovnávacího modelu pro inženýrské použití.

Cíle diplomové práce:

Vzhledem ke skutečnosti, že v současné době není dostupně publikovaná metodika výpočtů zabývajících se předmětem práce, a není možné předem přesně odhadnout časovou a technickou náročnost zpracování, jsou cíle rozděleny do dílčích formulací:

- Základním cílem je výpočet průběhu napětí a hodnocení mezních stavů pro vybrané základní prvky tlakových zařízení pro konkrétní rozměry v oblasti časově závislých vlastností materiálu
- Creepu a porovnání výsledků řešení se vztahy podle norem pro dimenzování průmyslového potrubí. Výpočtový model bude zpracován v MKP - ANSYS pro základní modelová vnější zatížení – vnitřní přetlak. Vybranými základními prvky tlakových zařízení – potrubí - jsou tlustostěnná trubka a trubkový ohyb, který bude modelován v reálné geometrii, tzn. s proměnnými tloušťkami stěn po obvodu.

- Dílčím cílem je výběr vhodného kritéria pro hodnocení mezního stavu pro inženýrské řešení úlohy.
- Dílčím cílem je zhodnocení možnost návrhu metodiky inženýrského řešení pro obecnou geometrii, zobecnění úlohy a parametrického srovnávacího výpočtového modelu pro praktické použití.

Seznam odborné literatury:

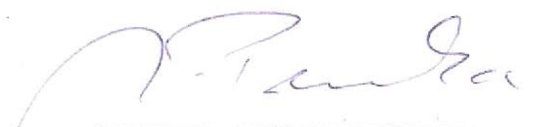
- ČSN EN 12952-3: 2003, Vodotrubné kotle a pomocná zařízení – Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem
- ČSN EN 12952-4: 2001, Vodotrubné kotle a pomocná zařízení – Část 4: Provozní výpočty očekávané doby života kotle
- ČSN EN 60045-1:1996, Parní turbíny. Část 1: Specifikace
- ECCC Recommendations, Volume 9 Part II (Issue 1): Publikováno 15.08.2005
- High Temperature Component Analysis Overview of Assessment & Design Procedures
- EPERC-2004-06-08 Rev.1, Presentations of the European position on creep under multi-axial stresses.
- ASM Handbook, Volume VIII.
- Miloš Vlk, skriptum - Mezní stavy a spolehlivost, vydání 2007.
- Miloš Vlk, Zdenek Florian, studijní opory - Mezní stavy a spolehlivost.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Hlavoň, Ph.D.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 24.11.2008





prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá deformačně napěťovou analýzou částí tlustostěnného potrubí. Jsou řešeny rozměrové řady (charakterizovány poměrem D/d) tří těles, přímý válec, anuloid s konstantní tloušťkou (oblouk) a anuloid s proměnnou tloušťkou stěny (ohyb). Nejdříve je řešena velikost vnitřního tlaku kdy dojde k plně plastickému stavu u těchto těles. Velikost mezního tlaku je stanovena analyticky, numericky a příslušnými normativními vztahy. Výsledky a průběhy napětí jednotlivých řešení jsou vzájemně porovnány. Dále jsou tato tělesa řešena v creepové oblasti, jsou zatížena maximálním přípustným vnitřním tlakem dle normy po dobu 200 tisíc hodin - doba provozu součástí. Zkoumáno je místo maximálního ekvivalentního creepového přetvoření a místo maximálního ekvivalentního napětí. V těchto místech jsou vypsána hlavní napětí v závislosti na poměru D/d . Výsledky a průběhy napětí jednotlivých rozměrových řad jsou vzájemně porovnány. Z dostupných zdrojů literatury je zvolena podmínka dosažení mezního stavu, podle které je provedeno hodnocení dosažení mezního stavu u jednotlivých těles.

KLÍČOVÁ SLOVA

Části tlustostěnného potrubí, plasticita, creep, metoda konečných prvků, deformačně-napěťová analýza, bezpečnost

ABSTRACT

This thesis deals with the stress-strain analysis of thick-walled pipe parts. The dimension series (characterized by the D/d ratio) of three components are solved, then a direct tube, a torus with constant wall thickness (arcus) and a torus with variable wall thickness (bend). At first, the internal pressure amount, when a fully plastic state for these components is created, is solved. The amount of the limit pressure is determined analytically, numerically and by appropriate normative relations. The results and stress diagrams of individual solutions are mutually compared. Furthermore, these components are solved in the creep and are exposed to the maximum allowable normative internal pressure for 200,000 hours according to the standard – the operating time of components. The place of the maximum equivalent creep strain and the place of the maximum equivalent stress is examined. In these places the principal stresses are depicted depending on the D/d ratio. The results and stress diagrams of individual dimension series are mutually compared. From the available literary sources the condition of the limit state reach is chosen, according to which the evaluation of the limit state reach for individual components is carried out.

KEYWORDS

thick-walled pipe parts, plasticity, creep, finite elements method, stress-strain analysis, safety factor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZOUHAR, M. *Deformačně napěťová analýza a hodnocení mezních stavů částí tlustostěnného potrubí v oblasti creepu..* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 101 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Hlavoň, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, za použití uvedené literatury a pod odborným vedením panem Ing. Michalem Křivánkem

V Brně dne 29.května 2009

.....
Bc. Michal Zouhar

PODĚKOVÁNÍ

Velmi bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Křivánkovi z firmy Grador Power s.r.o za námět diplomové práce, velmi cenné rady, praktické zkušenosti a připomínky, které mi pomohly při psaní této práce.
V neposlední řadě děkuji své rodině za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Obsah	7
Seznam vybraných symbolů a zkratek	10
Úvod	11
2 Formulace problémové situace a cíle práce	13
2.1 Omezení předmětu studia	13
2.2 Cíle práce	14
2.3 Návrh postupu řešení	14
3 Rešerše	15
4 popis současného řešení v praxi	16
4.1 Metody současných norem	16
4.1.1 Návrh podle vzorců (DBF) – norem	16
4.1.2 Přímá analýza - DBA (Design by analysis)	18
4.1.3 Návrh podle speciálních vzorců	18
5 Plasticita	21
5.1 Aproximace pracovního diagramu	21
5.2 Podmínky plasticity	22
5.2.1 Podmínka plasticity pro jednoosou napjatost	23
5.2.2 Podmínky plasticity pro víceosou napjatost	23
5.2.3 Porovnání podmínek plasticity $\max \tau$ a HMM a vliv středního napětí	24
6 Creep	26
6.1 Definice a výskyt creepu (tečení materiálu)	26
6.2 Creepové zkoušky materiálu	26
6.2.1 Charakteristické veličiny získané z creepové zkoušky materiálu:	27
6.2.2 Stádia creepové křivky	28
6.3 Modely popisu creepu na úrovni mikrostruktury – fyzika kovů	28
6.3.1 Difúzní creep	28
6.3.2 Dislokační creep	29
6.4 Modely popisu creepu na úrovni makrostruktury – experimentální	30
6.4.1 Vliv teploty a napětí na creepovou křivku	32
7 Volba metody řešení	34
8 Analytické řešení tlustostěnného válce	35
8.1 Řešení v elasto-plastické oblasti	35
8.1.1 Řešení v elastické oblasti	36
8.1.2 Řešení v plastické oblasti	39
8.2 Řešení v creepové oblasti	41
8.2.1 Vztahy pro posuvy a přetvoření	41
8.2.2 Vztahy pro průběhy napětí	43
8.2.3 Vliv velikosti exponentu na průběh napětí v ustáleném stavu	44
8.3 Shrnutí kapitoly	45
9 Tvorba výpočtového modelu pro E-P oblast	47
9.1 Systém podstatných veličin	47
9.2 Model dekompozice objektu	47
9.3 Model geometrie objektu	49
9.3.1 Válec	49
9.3.2 Trubkový oblouk	49
9.3.3 Trubkový ohyb	50

9.4 Tvorba konečnoprvkové sítě	51
9.4.1 Válec	52
9.4.2 Oblouk, ohyb	52
9.5 Model vazeb	53
9.5.1 Vliv volby okrajových podmínek na velikost napětí v E-P oblasti	53
9.5.2 Vliv volby okrajových podmínek na velikost napětí v creepové oblasti	54
9.5.3 Zhodnocení volby okrajových podmínek	55
9.6 Model zatížení těles v E-P oblasti	55
9.7 Model materiálu v E-P oblasti	56
9.8 Očekávané odezvy a chování výpočtového modelu	56
9.8.1 Tvorba lokálních souřadných systémů	57
10 Prezentace výsledků v E-P oblasti	58
10.1 Válec	58
10.1.1 Analytické řešení:	58
10.1.2 DBF řešení:	58
10.1.3 Numerické řešení	59
10.1.4 Výsledky jednotlivých metod řešení válce	59
10.2 Oblouk	60
10.2.1 DBF řešení:	60
10.2.2 Numerické řešení	61
10.2.3 Výsledky jednotlivých metod řešení oblouku	62
10.3 Ohyb	63
10.3.1 DBF řešení:	63
10.3.2 Numerické řešení	63
10.3.3 Výsledky jednotlivých metod řešení ohybu	65
10.4 Porovnání výsledků výpočtového modelu DBF a numerického modelu	66
10.5 Hodnocení výsledků v E-P oblasti	66
11 Výpočtový model pro creepovou oblast	68
11.1 Model geometrie těles	68
11.1.1 Válec	68
11.1.2 Oblouk - anuloid s konstantní tloušťkou stěny	68
11.1.3 Ohyb - anuloid s proměnnou tloušťkou stěny	68
11.2 Model materiálu pro řešení v creepové oblasti	69
11.2.1 Model materiálu v software Ansys:	70
11.3 Model vazeb a zatížení	70
11.4 Model zatížení u creepového materiálu	70
11.4.1 Výpočet dovoleného namáhání	70
11.4.2 Velikost vnitřního tlaku	71
11.5 Očekávané odezvy a chování modelů	71
12 Prezentace výsledků těles v creepové oblasti	72
12.1 Válec	72
12.1.1 Vlivu hustoty sítě na velikost hlavních napětí u válce	72
12.1.2 Analytické řešení:	73
12.1.3 Numerické řešení	74
12.1.4 Dosažení mezního stavu u válce	76
12.2 Oblouk	78
12.2.1 Numerické řešení	78
12.2.2 Vliv poloměru ohybu u oblouku na průběhy hlavních napětí	80

12.2.3 Dosažení mezního stavu u oblouku	81
12.3 Ohyb	84
12.3.1 Numerické řešení	84
12.3.2 Vliv poloměru zakřivení u ohybu na průběhy hlavních napětí	87
12.3.3 Dosažení mezního stavu u ohybu	88
12.4 Shrnutí kapitoly	90
12.4.1 Porovnání velikosti hlavních napětí jednotlivých těles	90
12.4.2 Dosažení mezního stavu u jednotlivých těles	91
12.4.3 Velikost ekvivalentního creepového přetvoření jednotlivých těles	92
13 Zhodnocení možnosti návrhu srovnávacího modelu	94
14 Závěr	95
Seznam použité literatury	97
Seznam použité literatury	97
Seznam obrázků	99
Seznam tabulek	101
Seznam příloh	101

SEZNAM VYBRANÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

- seřazeno postupně podle výskytu v textu

DBF	...	Design By Formula – vzorec dle normy
MKP	...	Metoda konečných prvků
MS	...	Mezní stav
E-P	...	Elasto-plastická oblast
DP	...	Diplomová práce
symbol	jednotka	popis
$\dot{\varepsilon}, \dot{\varepsilon}_{sc}$	[s ⁻¹]	... Rychlost přetvoření, rychlost přetvoření v ustálené oblasti creepu
A ₁ , B, C, D	[MPa ⁻¹ /hod]	... Materiálové konstanty ustálené oblasti creepu
n	[-]	... Creepový napěťový exponent
σ_{ekv}	[MPa]	... Ekvivalentní napětí
σ_k	[MPa]	... Mez kluzu materiálu
$\sigma_{1=t}, \sigma_{2=a}, \sigma_{3=r}$	[MPa]	... Hlavní napětí – tečné, axiální, radiální
$\varepsilon_{1=t}, \varepsilon_{2=a}, \varepsilon_{3=r}$	[-]	... Hlavní přetvoření – tečné, axiální, radiální
σ_i	[MPa]	... Intenzita napětí
ε_i	[-]	... Intenzita přetvoření
$\dot{\varepsilon}_i$	[s ⁻¹]	... Rychlost intensity přetvoření
T	[°C]	... Teplota
t, t _f	[hod]	... Čas, čas do lomu
f _{cr}	[MPa]	... Dovolené napětí v creepové oblasti
σ_{ru}	[MPa]	... Střední hodnota mezi pevnosti při tečení
p	[MPa]	... Zatěžovací vnitřní přetlak
D	[mm]	... Vnější průměr tělesa
e, e _i , e _e	[mm]	... Tloušťka stěny – nominální, vnitřní, vnější
R	[mm]	... Poloměr ohybu
D/d	[-]	... Poměr tlustostěnnosti
E	[-]	... Modul pružnosti ve smyku
μ	[-]	... Poissonovo číslo
K	[-]	... Součinitel poměrů zatížení
R _i , R _m , R _o Místa pro výpis hlavních napětí – vnitřní plocha, střednicová plocha, vnější plocha těles
σ_{MSCR}	[MPa]	... Srovnávací napětí
σ_{ef}	[MPa]	... Efektivní napětí
k _m	[-]	... Prostá bezpečnost
k _{R-5}	[-]	... Bezpečnost zjištěná pomocí metody R-5

ÚVOD

Předpisy a normy pro konstrukci kotlů, tlakových nádob a potrubí z kovových materiálů byly navrhovány od počátku 20. století v souvislosti s prudkým rozvojem průmyslu, a s tím spojenou výstavbou parních kotlů, elektráren chemických a rafinérských zařízení. Potřeba jednotných předpisů byla vedle jiných požadavků vyvolána také zvyšujícími se tlakovými a teplotními parametry těchto zařízení. Přibližně od roku 1900 se ve stavbě kotlů v souvislosti s potřebou zvýšení účinnosti přechází od provozu v oblasti syté páry o nízkém tlaku k používání přehřáté páry, s následným nárůstem provozních tlaků.

S tím byl spojen i zvýšený počet havárií parních kotlů, kdy např. na přelomu 19. a 20. století docházelo v USA v průměru k jednomu výbuchu kotle nebo energetického zařízení za jeden den. Po vzniku jednotných předpisů pro parní kotle, potrubí a tlakové nádoby byl počet havárií okamžitě omezen na polovinu. Postupně až do osmdesátých let 20. století, i přes zvyšování tlaků páry kotlů z 0,25 MPa na cca. 14 – 16 MPa a teplot z oblasti sytosti až do 580°C, byl počet havárií téměř zcela eliminován.

Vztahy a metody pro dimenzování komponent byly determinovány potřebami průmyslu, stejně jako historickými možnostmi vědy a techniky v daném období. V současné době se používá okolo šesti světových norem, které se vyvinuly v šedesátých letech 20. století, a postupně se sjednocují a rozdíl mezi nimi zanikají. Základní vzorce nebo metodiky hodnocení v normách jsou odvozeny pro elastický stav nebo elastoplastický stav napjatosti hodnocené součásti. Dalšími popsány mezními stavy jsou vznik trhliny při nízkocyklovém poškozování, šíření trhliny při křehkém lomu v oblasti nízkých teplot nebo ztráta tvarové stability speciálních případů zatížení a tvarů.

Přehled způsobů poškozování / mezních stavů, které jsou popisovány normami:

1. Nepřípustná plastická deformace (podmínky plasticity)
2. Nepřípustná elastická deformace včetně plastické nestability (tvarová stabilita)
3. Křehký lom
4. Plastická nestabilita – přírůstkový kolaps (ratchetting)
5. Nízkocyklová únava

V normalizovaných metodách se dimenzování při kumulaci více procesů poškozování provádí ve dvou krocích - jako úloha o návrhu základního rozměru součásti (kterým je např. tloušťka stěny) pro mezní stav plasticity a následně v druhém kroku jako úloha o kontrole např. dovoleného počtu cyklů zatížení pro nízkocyklovou únava. Pro dimenzování v oblasti nízkých teplot se používají náhradní inženýrské metodiky hodnocení, které vycházejí z teorie lomové mechaniky a experimentů.

Pro dimenzování v oblasti vysokých teplot není doposud normalizována jednotná metodika, která by byla přímo odvozena pro matematický model tečení materiálu. Předpisy připouštějí použití vztahů odvozených pro elastické resp. elastoplastické nebo jiné náhradní modely, a takto vypočtená napětí se srovnávají s materiálovými charakteristikami získanými creepovými zkouškami.

Pro jaderná zařízení byly v devadesátých letech v britských normách odvozeny náhradní vztahy, které vycházejí z řady numerických řešení a zobecňují výsledky do náhradních vztahů analogických s plasticitou. Tato metodika bude popsána v kapitole 4.

2 FORMULACE PROBLÉMOVÉ SITUACE A CÍLE PRÁCE

2

Jak bylo již uvedeno v úvodu, neposkytují současné předpisy a normy obraz o přesné deformačně napěťové odezvě tělesa na zatížení vnitřním tlakem nebo jiná provozní zatížení parovodů a tlakových zařízení v oblasti creepu. Z teorie jsou známa analytická řešení průběhů napětí pro následující geometrie a kombinace zatížení:

- Tenkostěnný válec – tlak
- Tenkostěnný válec – tlak + tah
- Tenkostěnný válec – tlak + ohyb
- Tlustostěnný válec – tlak
- Tlustostěnný válec – tah
- Tlustostěnný válec – tlak + radiální teplený tok

Pro složitější geometrie používané ve stavbě tlakových zařízení, jako jsou trubkový oblouk nebo ohyb, přechodový kus a odbočky, žádná řešení odvozena nejsou, a to ani fenomenologické inženýrské modely.

Další částí problému řešení úloh creepu, která není dosud normalizována, je popis vzniku mezního stavu tělesa. Mezním stavem se obecně rozumí lom tělesa, porušení jeho celistvosti, kdy dojde k úniku pracovní tekutiny (páry). Pro používané materiály a způsoby zatížení přicházejí v úvahu dva typy lomů:

Tvárný lom - vyčerpání tažnosti materiálu, pospojování dutin a kavit a následné kritické zmenšení průřezu tělesa.

Křehký lom – postupná degradace vlastností materiálu vlivem dlouhodobého teplotního působení a následné zkrěhnutí materiálu nad kritickou mez.

Vznik mezního stavu je možné popsat deformačně – jako dosažení kritické ekvivalentní deformace materiálu nebo zvolit napěťové kritérium, které je pro výpočty snadnější. Důležitým hlediskem pak bude volba ekvivalentního napětí, které bude vhodně poměřovat víceosou napjatost v tělese s materiálovou charakteristikou získanou za zkoušek při jednoosé napjatosti.

2.1 Omezení předmětu studia

2.1

Vzhledem k velkému rozsahu používaných geometrií a kombinací možných zatížení, kdy jsou tyto kombinace dále násobeny variantami konstitutivních rovnic materiálů, bude předmět práce omezen pouze na řešení základních úlohy pro podmínky:

- Geometrie těles – válec a anuloid
- Mezní stavy – pružnosti nebo pevnosti při creepu
- Materiálový model – stacionární creep, ustálený sekundární
- Zatížení – prosté, monotónní, izotermické
- Nejjednodušší tvar konstitutivní rovnice – lineární závislost rychlosti deformace na napětí
- Výpočtový model pro konstantní a proměnnou geometrii během zatěžování

Analytické vztahy pro creep jsou odvozeny z tzv. Hoffovy analogie, která znamená určitou podobnost mezi řešením úloh creepu a plasticity. Vztahy a metody posuzování v normách jsou odvozeny pro mezní stavy plastické únosnosti. Aby bylo možné provést srovnání numerických řešení úloh creepu a vztahů podle kterých se v současné době provádí návrhy, budou zvolené geometrie nejprve analyzovány pro ideálně plastický model materiálu. Toto řešení bude dále využito pro posouzení obecné britské metodiky návrhu součástí v oblasti creepu.

2.2 Cíle práce

2.2

Základní cíl:

- deformačně-napěťová analýza vybraných základních prvků tlakových zařízení pro konkrétní rozměry v oblasti časově závislých vlastností materiálu – creepu

Dílčí cíle:

- zjištění maximálního vnitřního tlaku u analyzovaných těles kdy dojde ke vzniku plastického kloubu
- výpočty napjatosti základních modelových těles pro zvolený materiálový model
- výběr vhodného kritéria pro hodnocení mezního stavu v creepu pro inženýrské řešení
- posouzení přesnosti normalizovaných vztahů používaných v technické praxi pro dimenzování potrubí v elasto-plastické i creepové oblasti.
- zhodnocení možnosti návrhu metodiky inženýrského řešení pro obecnou geometrii, zobecnění úlohy a tvorba parametrického srovnávacího modelu pro praktické použití

2.3 Návrh postupu řešení

2.3

Nejdříve bude vypočtena velikost vnitřního tlaku, kdy dojde k plně plastickému stavu u zvolených těles. Zjištěný tlak je roven právě meznímu stavu ideálně plastické únosnosti. Velikost tlaku je stanovena analyticky, numericky a příslušnými normativními vztahy. Výsledky a průběhy napětí jednotlivých řešení budou vzájemně porovnány. Dále jsou tato tělesa počítána v creepové oblasti, kdy budou zatížena po dobu 200 tisíc hodin (doba návrhu životnosti) maximálním přípustným tlakem stanoveným dle normy. Zkoumáno je místo a velikost maximálního ekvivalentního creepového přetvoření a místo a velikost maximálního ekvivalentního napětí. V těchto místech budou zjištěny velikosti hlavních napětí a ekvivalentního napětí. Následně bude provedeno posouzení mezního stavu u jednotlivých těles (dosažení nebo naopak nedosažení MS) a srovnání s návrhem podle norem.

3 REŠERŠE

Studium dostupné literatury jsem rozšířil o několik knih, zabývajících se vznikem a popisem creepových změn v mikrostruktuře materiálu [3],[22]. Také jsem prostudoval literaturu zabývající se řešením jednoduchých těles v oblasti plasticity a creepu [15]. Zúčastnil jsem se jedné přednášky z předmětu Creep a teplotní namáhání na Vysoké škole Báňské v Ostravě, kterou vedl prof. Jan Fuxa, z té jsem si dovezl velmi cenné vědomosti a poznámky [8]. Dále jsem se zajímal o zkoumání chování materiálu a materiálových vlastností v oblasti creepu, které je popsáno v [2]. Výsledky experimentálních zkoušek materiálu, kterým se zabývám v této DP, jsou popsány v [14]. Poznatky o vlastnostech materiálu, které slouží k vytvoření modelu materiálu v MKP, jsem získal v různých pracích např. [17], [24] a dále pak k hodnocení modelu součásti používaných v podmínkách v oblasti creepu. Práce [11] se zabývá zkoumáním vlivu svarového spoje různých materiálů v oblasti creepu na koncentraci napětí v jeho blízkosti, také [10] se zabývali vlivem svaru na životnost součásti v oblasti creepu. Přímé potrubí vyrobené ze dvou různých materiálů zatížené vnitřním tlakem bylo řešeno v [25], kde se zabývali stanovením životnosti. V práci [9] se autor zabýval konstitutivními rovnicemi popisující creep a byl zde v této práci numericky řešen T kus potrubí se zaslepenými konci. Autor zkoumal vliv tvarové změny na iniciaci lomu a také vliv svarového spoje.

Dále bylo nutné pro porovnání výsledků s normativy prostudovat navrhování potrubních komponent pomocí normativních vztahů, [4], [5], z nichž pro porovnání byla vybrána nejdostupnější [5].

4 POPIS SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ V PRAXI

V současnosti jsou světově normalizovány pouze postupy pro dimenzování v oblasti elastické nebo elasto-plastické oblasti odezvy materiálu zatěžované součásti. Za posledních 60 let, od doby provozování vysokoteplotních parních a jaderných zařízení, nebyla doposud odzkoušena a normalizována univerzální metodika navrhování součástí pracujících v režimu poškozování tečením materiálu – creepu. Na základní teoretické úrovni a z hlediska sledování změn mikrostruktury materiálu je creep kovových materiálů zkoumán a popsán velmi podrobně. V průběhu desetiletí byla provedena celá řada krátko- a dlouhodobých experimentálních měření pro všechny materiály užívané v praxi. Výstupem těchto zkoumání bylo stanovení materiálových charakteristik v oblasti creepu a jejich zobecnění pro široké spektrum zatížení (napětí a teplota).

V oboru popisu a výpočtů napjatosti modelových těles jsou v současnosti k dispozici analytické vztahy pro několik základních geometrií – jednoduchých prutů nebo rotačně symetrických těles. Použitelnost je omezena na konstantní závislosti materiálové funkce rychlosti tečení na napětí nebo teplotě. Výpočtové modely jsou odvozeny pro prostý tah (relaxace šroubů, deformace turbínových lopatek), ohyb prutových nosníků, kombinovaný ohyb a tah prutových nosníků, tenkostěnná válcová skořepina zatížená vnitřním tlakem, a to i v kombinaci s ohybem (tenkostěnné potrubí), tlustostěnná válcová skořepina zatížená vnitřním přetlakem, a to i v kombinaci s teplotním napětím vlivem spádu přes tloušťku stěny. Některé další geometrie je možné řešit numerickou integrací. Analytické modelové vztahy dávají přibližnou představu o rozložení napjatosti v reálném tělese. Pro složitější tělesa nebo uzly, ve kterých platí zvláštní okrajové podmínky nebo pro různé diskontinuity, není možné navrhnout uzavřené řešení. V posledních třiceti letech dochází k nástupu analýzy pomocí metody konečných prvků.

Pro obě dvě metody odvození vztahů (přímé a experimentálně syntetické) plyne omezení použitelnosti na tažné materiály pracující v oblasti teplot, kdy řídicím procesem mezního stavu je dosažení meze kluzu materiálu. V oblasti creepu se používají stejné metodiky návrhu s tím, že nejsou odvozeny na přímém fyzikálně modelovém základu, ale jejich určitá platnost je empiricky ověřena.

4.1 Metody současných norem

4.1

1. Návrh podle vzorců DBF (Design by formula) – Metody podle EN 13480-3, EN 12952-3, EN 13445-3
2. Přímá analýza - DBA (Design by analysis) – Metoda podle EN 13445-3, ASME Sc III
3. Návrh podle speciálních vzorců – Metoda bodu obratu a metoda R-5 podle British Energy

4.1.1 Návrh podle vzorců (DBF) – norem

4.1.1

- metody podle EN 13480-3, EN 12952-3, EN 13445-3

Normalizované vztahy jsou v těchto normách odvozeny pro návrh nebo kontrolu únosnosti komponent odvozeny z podmínek plastické únosnosti. Analytické nebo inženýrské podobnostní modely nejsou v uvedených normách dosud k dispozici, a to ani

pro základní nejjednodušší geometrie. Vztahy pro návrh válcových a anuloidových těles jsou zde odvozeny z následujících předpokladů:

- Laplaceův geometrický model a napjatost
- Výpočet ekvivalentního napětí na středním průměru tělesa
- Podmínka plasticity $\max \mathcal{T}$
- Pro anuloid se používá zjednodušený návrh, vztahy jsou odvozeny z modelu pro plně plastický stav

Poznámka: V této práci se pojmem anuloid myslí tělesa typu trubkový oblouk nebo ohyb v soustavách potrubí. Neuvažuje se geometrie uzavřeného anuloidu, která se vyskytuje v některých jaderných zařízeních.

Vzhledem k tomu, že pro hodnocení mezního stavu se používá podmínka $\max \mathcal{T}$, je možné vyhodnocovat zvlášť napětí od vnitřního přetlaku, kde $\sigma_{ekv} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t - \sigma_r$ a zvlášť napětí od vnějších a objemových zatížení, která jsou převážně axiální tahová nebo ohybová. V případě lineárního elastického modelu je možné tato napětí superponovat na napětí od vnitřního tlaku. Pro superpozici se opět uvažuje geometrický model tenkostěnného tělesa. Pro výpočet osových napětí od vnějších a objemových sil se pro zjednodušení uvažuje analýza na prutové modelu potrubí. Mezní stav plastické únosnosti pro axiální napětí je pak dán druhou podmínkou $\sigma_{ekv} = \sigma_a = \sigma_{tlak} + \sigma_N + 1,33\sigma_{ohyb}$ vztah 12.3.2-1 [5].

Poznámka: Lokální ohybové napětí, stejně jako „skořepinové“ ohybové napětí v tečném nebo osovém směru, která vznikají poruchami membránové napjatosti, nejsou předmětem této práce. Tato napětí vznikají například v místě podpěr potrubí nebo geometrických diskontinuit.

Osová napětí od vnějších nebo objemových zatížení pro anuloid se vyhodnocují opět superpozicí, pomocí náhradních inženýrských, experimentálně ověřených modelů. Ekvivalentní (axiální) napětí je vypočteno jako násobek základního membránového napětí pro náhradní model fiktivního přímého válce a součinitele intenzifikace napětí. Tento tvarový součinitel je odvozen experimentálně obdobně jako Neuberovy součinitele.

Uvedené výpočtové modely se používají i pro dimenzování respektive kontrolu konstrukce i pro režim creepu.

Z porovnání analytických řešení creepových modelů základních geometrií a metody DBF vyplývá, že určitá přibližná shoda výpočtových metod je omezena na následující podmínky (další podmínky jsou uvedeny v kap. č. 9):

- Exponent konstitutivní rovnice $\dot{\varepsilon}_{sc} = B \cdot \sigma^n$ je roven 1
- V oblasti creepu nelze superponovat osová napětí od vnitřního tlaku a od objemových nebo vnějších sil, z toho plyne, že metody jen pro „velmi malá“ tato osová napětí.

Modely DBF nedávají žádný kvalitativní přehled o průběhu napjatosti a vzniku MS v creepovém materiálovém modelu.

4.1.2 Přímá analýza - DBA (Design by analysis)

4.1.2

– metoda podle EN 13445-3 a ASME Sc III

V normách jsou popsány metody modelování a hodnocení konstrukcí, které jsou rozděleny na dva postupy:

- i - Kategorizace napětí
- ii - Přímý způsob

i – Kategorizace napětí je starší metoda, založená na pseudoelastických výpočtech. Metodika kategorizace napětí byla vyvinuta jako náhradní model pro hodnocení mezního stavu plastické únosnosti. Předpokládá se, že nepřesnost modelu je „pokryta“ rezervou ve zpevnění materiálu (používají se pouze konstrukční materiály s velkou tažností). Pro oblast creepu je tato metoda nepoužitelná, protože kategorie dovolených namáhání jsou vymezeny vzhledem k mezi kluzu, tzn. k meznímu stavu plastické únosnosti. Tato metoda nedává žádný kvalitativní přehled o vzniku mezního stavu pro creepový materiálový model.

ii – Přímý způsob je v předpisech uveden jako způsob analýzy a hodnocení mezních stavů pro modelování reálných (nenáhradních) těles a materiálových charakteristik. Pro hodnocení creepu jsou v doporučeních ECCO navrženy koncepce „referenčních napětí“, – ekvivalentních lomových napětí. Nejčastěji používaná podmínka pevnosti podle konceptu Hayhursta-Halla je popsána v kapitole 6. Vlastní výpočet napjatosti je ponechán na řešiteli, popis modelování není v normách přesně předepsán.

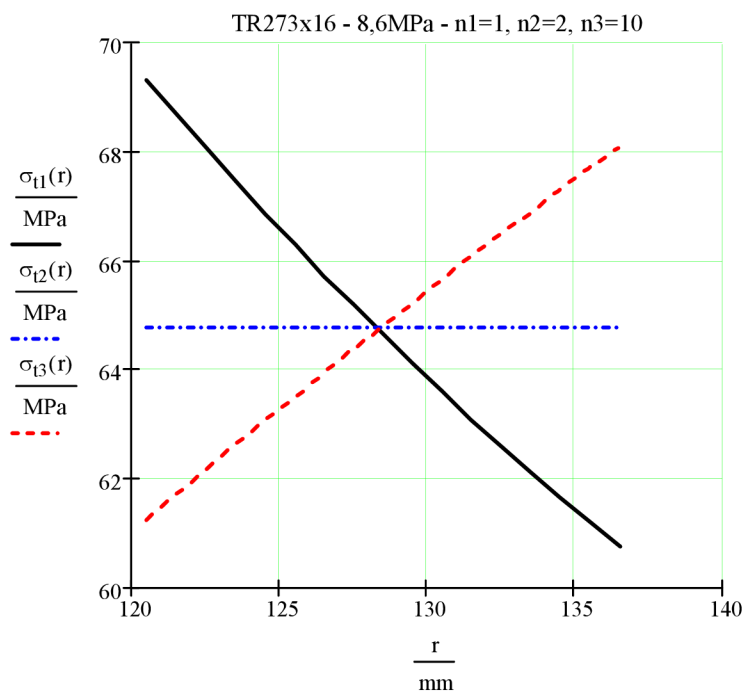
4.1.3 Návrh podle speciálních vzorců

4.1.3

– metoda bodu obratu [25] a metoda R-5 podle British Energy [27]

V 60. a 70. letech se začaly vyvíjet přibližné metody pro predikci chování konstrukcí v oblasti creepu při vysokých teplotách. Tyto práce vyústily v rozšířené používání metod referenčních napětí a konceptu bodu obratu. Později byly tyto metody rozpracovány výpočty modelů stacionárního creepu pomocí MKP.

Pro tlustostěnný válec zatížený vnitřním tlakem bylo řešením napjatosti souboru úloh pro různé geometrie a různé exponenty n konstitutivní rovnice $\dot{\epsilon}_{SC} = B \cdot \sigma^n$ zjištěno, že existuje taková plocha uvnitř válce, na které je ekvivalentní lomové napětí nezávislé na čase expozice. To znamená, že pro libovolný exponent n , kdy v průběhu zatěžování dochází k přerozdělování napjatosti z průběhů pro exponent $n=1$ na průběhy pro vyšší exponenty, je tečné nebo ekvivalentní napětí v jednom bodě radiálního směru konstantní a průběh napětí se okolo tohoto bodu otáčí. Tento efekt je patrný z následujícího obrázku, kde jsou zobrazeny průběhy tečného napětí pro jednu geometrii, konstantní zatížení a exponenty $n=1$, $n=2$ a $n=10$.



Obr. 4-1 Bod obratu

Stejný graf obdržíme při zobrazení průběhu napětí v závislosti na časové expozici. Křivky se opět budou sklápět okolo bodu obratu, a to tím výrazněji, čím větší bude exponent n konstitutivní rovnice.

Vliv velikosti exponentu n na hlavní napětí je ukázán v kapitole 8.2.3

Fenoménu invariantního napětí je možné s výhodou využít pro hodnocení mezního stavu, aniž by bylo nutné provádět složité výpočty časové kumulace poškození. Metody takového hodnocení jsou sice k dispozici a bývají vyjádřeny komplexní funkcí poškození, ta je ovšem pro návrh konstrukce obtížně použitelná a výpočtově náročná. Bod (plocha) obratu je zvolen jako kritický bod a úroveň napětí na této ploše je nezávisle na čase porovnávána s materiálovou charakteristikou, mezi pevností v tečení, pro příslušnou izotermu a předpokládaný čas expozice [25]. Platnost návrhu podle takového zjednodušení byla potvrzena pracemi řady autorů. Použití konceptu bodu obratu je ale omezeno na geometrie tlustostěnného válce zatíženého tlakem a ohýbaného nosníku.

Pro složitější geometrie a případy zatížení byla navržena podobnostní metodika (ECCC) hodnocení horní hranice referenčního napětí, odvozená z jednoduchého vztahu [27]:

$$\sigma_{\text{ref}} := \frac{P \cdot \sigma_y}{P_U}, \text{ kde} \quad (4.1)$$

P je zatížení tělesa, P_U je zatížení na mezi plastické únosnosti komponenty (plastický kolaps), σ_y je mez kluzu pro výpočtovou teplotu. Zatížení na mezi plastické únosnosti je úměrné napětím tečení materiálu. Podíl σ_y/P_U je součinitel poměrové geometrie tělesa, který může být stanoven výpočtem MKP nebo experimentem.



Tato metodika byla stanovena experimentálně a ověřena na sérii testů. Je zakotvena v britském standardu R-5 pro dimenzování jaderných zařízení. I když nedává žádný kvalitativní přehled o napjatosti tělesa, je zajímavá jednoduchým a funkčním přístupem podobnostních modelů. Předpokládáme, že obdobný postup pro složitější geometrie se použije v této práci.

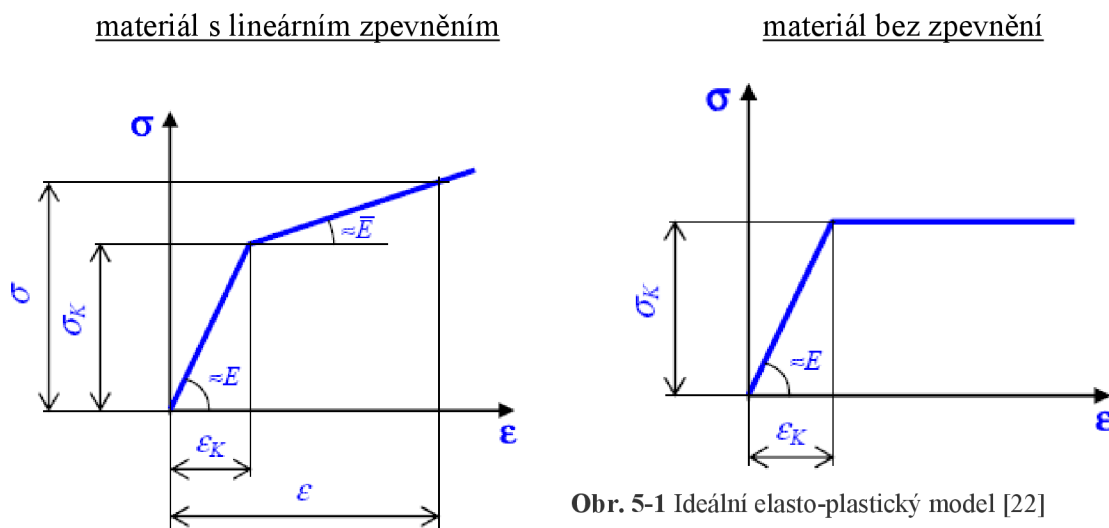
5 PLASTICITA

Při dosažení mezního stavu pružnosti vzniknou v bodě tělesa poprvé plastické deformace [13] jejichž velikost je smluvně stanovena (smluvní zbytkové délkové přetvoření ε_{zb} , obvykle $\varepsilon_{zb} = 0,02\%$ [12]). Velikost plastické deformace se zjišťuje experimentálně po ukončení zatěžovacího cyklu na zkušebním vzorku. Pro výpočtové modelování je pro charakteristiku mezního stavu pružnosti pro jednoosou napjatost (tahovou i tlakovou) zavedena mez kluzu σ_K .

5.1 Aproximace pracovního diagramu

Analytické vyjádření pracovního diagramu je dosti složité. Proto se jeho průběh různými způsoby aproximuje a analytické vyjádření těmito způsoby se používá ve výpočtech.

Jednoduchá aproximace - v technické praxi se velice často spokojíme s náhradou pracovního diagramu přímkou nebo lomenou čarou. Tento model je z hlediska dimenzování konzervativní, ale v řadě případů podstatně zjednodušuje řešení úloh.



Obr. 5-1 Ideální elasto-plastický model [22]

Obr. 5-2 Elasto-plastický model materiálu s lineárním zpevněním [22]

Pokud je $\sigma < \sigma_K$ (elastické chování) platí u obou modelů pro určení modulu pružnosti:

$$E = \frac{\sigma_K}{\varepsilon_K}$$

Modul zpevnění lze určit:

$$\bar{E} = \frac{\sigma - \sigma_K}{\varepsilon - \varepsilon_K} \qquad \bar{E} = 0$$

Pružně-plastické vlastnosti materiálu jsou určující pro způsob dimenzování strojních částí. Ve většině případů se součást dimenzuje vzhledem k meznímu stavu pružnosti, to znamená, že součást je provozována v takových hladinách zatížení, které nikdy nevyvolají mezní stav pružnosti. U těchto částí by při dosažení MS pružnosti vzniknul plastický kloub nebo došlo k progresivním plastickým deformacím a součást by následně funkčně selhala – došlo by k trvalé změně jejího tvaru. Takto se dimenzují

převážně staticky určité součásti nebo součásti, kdy je trvalá změna tvaru z hlediska funkce nepřijatelná. V řadě případů v praxi lze ale s výhodou elasto-plastických vlastností ocelí využít, a to v případech, kdy malá trvalá změna tvaru není z hlediska funkce součásti podstatná nebo je této změny tvaru dosaženo řízenou technologií v procesu výroby součásti.

Obor navrhování součástí tlakových zařízení je z hlediska přístupu k dimenzování oproti jiným strojním oborům specifický. V tomto oboru se používá tzv. dimenzování k meznímu stavu plastické únosnosti. Ten je definován jako mezní tlak zatěžující konstrukci, při kterém dojde k dosažení plastické deformace v průřezu součásti nebo vzniku plastického kloubu. V případě, že by se uvažoval model ideálně plastického materiálu, došlo by při dosažení mezního stavu plastické únosnosti ke změně pohyblivosti konstrukce – např. potrubí by při dalším minimálním zvýšení tlaku nad tlak mezní progresivně zvětšovalo svůj průměr až do vyčerpání plastické tažnosti a roztržení.

Obecné vlastnosti materiálu a těles v elasto-plastickém stavu lze vyjádřit takto:

- Závislost mezi zatížením, napjatostí a deformací v elasto-plastickém stavu je vždy nelineární (i pro malá přetvoření a posuvy) – neplatí princip superpozice.
- Napjatost a deformace tělesa v elasto-plastickém stavu v daném okamžiku je závislá na celé historii pružně plastického zatěžování.
- Elasto-plastický stav materiálu tělesa nastává až po překročení mezního stavu pružnosti materiálu – tělesa, který je určen podmínkou plasticity.
- Nejjednodušším výpočtovým modelem elasto-plastického materiálu je ideální elasto-plastický model materiálu Obr 5-1
- Odlehčíme-li těleso, resp. soustavu ze zatíženého stavu, který vyvolal vznik plastických deformací, vznikne v tělese, resp. v prvcích soustavy residuální (zbytková) napjatost, jestliže v plastickém stavu byla napjatost nehomogenní.

Těchto obecných vlastností se v oboru klasického dimenzování tlakových zařízení využívá následujícím způsobem:

- pro zjednodušení se uvažuje ideální E-P materiál
- mezní stav únosnosti konstrukce je definován jako stav, kdy je plastické deformace dosaženo v plném průřezu nebo části průřezu
- v určitých případech (lokální napětí) se využívá residuální napjatosti, tímto způsobem se dosahuje tzv. „předpětí“ konstrukce

5.2 Podmínky plasticity

- popisují dosažení mezního stavu pružnosti.

Při popisu mezního stavu pružnosti se omezíme na [13]

- monotónně rostoucí zatěžování
- izotropní materiál z hlediska mezního stavu pružnosti
- jednoparametrický mezní stav pružnosti – mezní stav pružnosti je popsán jedinou materiálovou charakteristikou σ_K - výpočtovou mezí kluzu

Zobecněným určujícím parametrem T pro napjatostní bodové mezní stavy je tenzor napětí, určený třemi hlavními napětími $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, a jejich směry určenými v obecném souřadnicovém systému x, y, z směry $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$

- tenzor napětí v obecném

$$T_\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

-tenzor napětí v hlavním SS

$$T_\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

5.2.1

5.2.1 Podmínka plasticity pro jednoosou napjatost

Podmínku plasticity (při tahové napjatosti) lze psát vztahem:

$$\sigma = \sigma_K, \text{ resp. } \sigma - \sigma_K = 0$$

- Jestliže :
- $\sigma < \sigma_K$ - materiál je ve stavu pružném
 - $\sigma = \sigma_K$ - při zatěžování byl právě dosažen mezní stav
 - $\sigma > \sigma_K$ - v průběhu zatěžování byl mezní stav překročen

5.2.2

5.2.2 Podmínky plasticity pro víceosou napjatost

5.2.2.1 Podmínka plasticity maximálních smykových napětí (max τ)

- mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého stavu nastane, když maximální smykové napětí τ_{\max} dosáhne mezní hodnoty, která je materiálovou charakteristikou [12].

$$\tau_{\max} = \tau_M$$

Pro obecnou napjatost určenou třemi hlavními napětími, pro něž platí $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, je maximální smykové napětí dáno vztahem

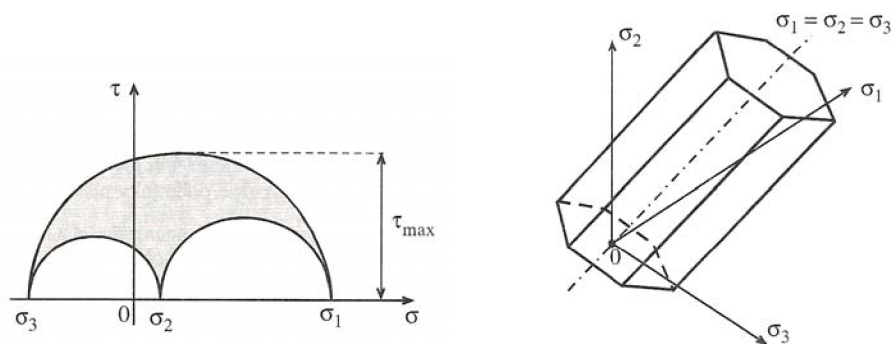
$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$$

Mezní smykové napětí τ_M se určí z tahové zkoušky, pro níž při dosažení mezního stavu pružnosti platí $\sigma_1 = \sigma_k$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, po dosazení těchto hodnot do předchozího vztahu obdržíme vztah pro mezní smykové napětí $\tau_M = \sigma_k / 2$

Po dosazení za τ_{\max}, τ_M obdržíme

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_K$$

V Haighově prostoru je podmínka plasticity maximálních smykových napětí max \mathcal{T} znázorněna pravidelným šestibokým hranolem s osou $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$

Obr. 5-3 Zobrazení max τ v Moorově rovině a Haighově prostoru [12]

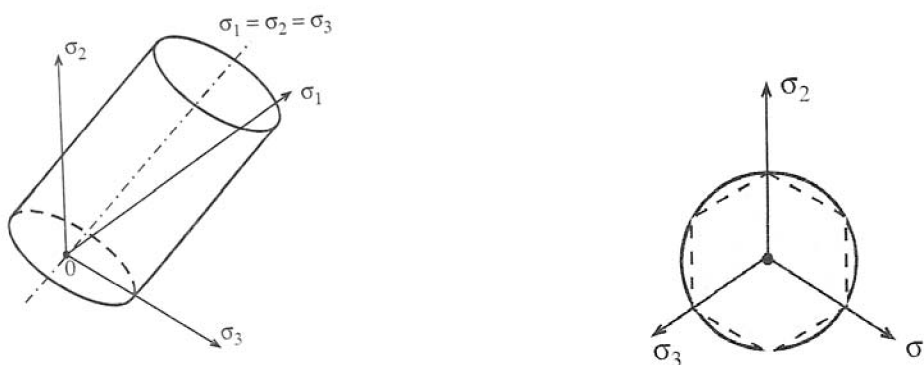
5.2.2.2 Podmínka plasticity HMM – Huber, Misses, Henky

- mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého stavu nastane, když smykové napětí v oktaedrické rovině τ_o dosáhne mezní hodnoty τ_{oM} [12], která je materiálovou charakteristikou.

$$|\tau_o| = \tau_{oM}$$

Podmínka HMM je ve tvaru [12]:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_k$$



Obr. 5-4 HMM v Haighově prostoru [12]

Obr. 5-5 HMM a max τ v oktaedrické rovině [12]

5.2.3 Porovnání podmínek plasticity max τ a HMM a vliv středního napětí

5.2.3

- ke kvantitativnímu porovnání podmínek plasticity lze využít tzv. Lodeho parametr ν_σ , který lze zavést tímto způsobem [7]:

Hlavní napětí jsou seřazena podle velikosti $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ a střední napětí může nabývat těchto extrémních hodnot $\sigma_2 \equiv \sigma_3$ a $\sigma_2 \equiv \sigma_1$. Vyjádříme-li střední napětí σ_2 vztahem:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \nu_\sigma \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}, \quad \text{kde } \nu_\sigma \in \langle -1, 1 \rangle$$

Podmínka $\max \tau$ není závislá na velikosti středního napětí

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_k \Rightarrow \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_k} = 1$$

Nyní vyjádříme podmínku HMH (dle vztahu) pro hodnoty Lodeho parametru **pro** $\nu_\sigma = \pm 1$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_k} = \frac{2}{\sqrt{(3 + \nu_\sigma^2)}} = \frac{2}{\sqrt{(3 + 1)}} = \frac{2}{2} = 1 \Rightarrow \text{totožná s podmínkou } \max \tau$$

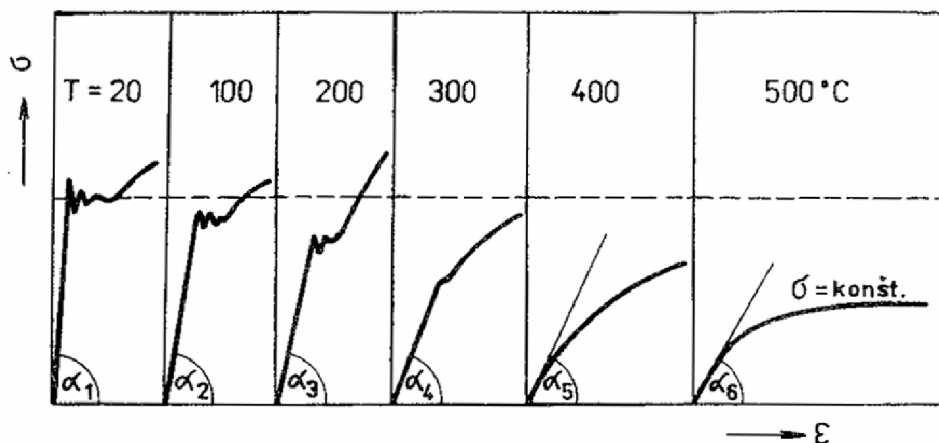
pro $\nu_\sigma = 0$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_k} = \frac{2}{\sqrt{(3 + \nu_\sigma^2)}} = \frac{2}{\sqrt{(3 + 0)}} = \frac{2}{\sqrt{3}} = 1,155$$

Maximální rozdíl mezi podmínkou HMH a $\max \tau$ je $1,155 - 1 = 0,155$ tedy 15,5%

6 CREEP

Většina konstrukčních materiálů je určena pro použití za normálních teplot. Některé konstrukce a zařízení (kotle, parní turbíny, tryskové a raketové motory, jaderné reaktory, tlakové nádoby apod.) pracují za vyšších teplot, kdy dochází ke změně mechanických vlastností a principu porušení funkce konstrukce. Při působení napětí za vyšších teplot dochází k nelineárním závislostem odezvy materiálu – závislost napětí či přetvoření na teplotě a čase [19]. V následujícím textu se omezíme výhradně na skupinu ocelových materiálů – uhlíkové, legované, martenzitické.



Obr. 6-1 Vliv teploty na tahový diagram nízkouhlíkové oceli [19]

Do teploty 350° C postupně mizí výrazná mez kluzu. Nad teplotou 350° C zaniká výrazná mez kluzu a tvar tahového diagramu výrazně ovlivňuje jak teplota, tak i rychlost zatěžování, dochází k jevu označovanému jako creep (tečení materiálu).

6.1 Definice a výskyt creepu (tečení materiálu)

6.1

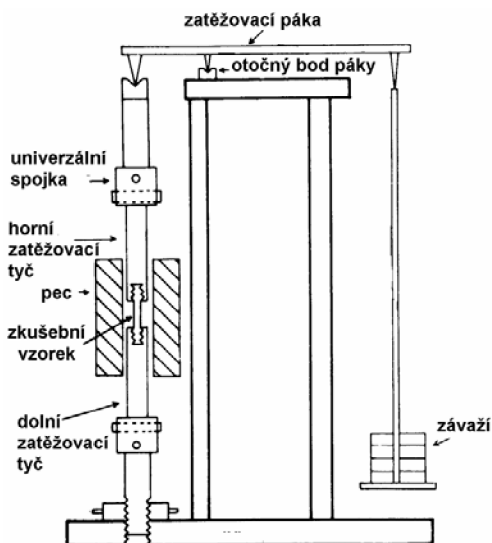
Creep se u kovových materiálů začíná vyskytovat při teplotách okolo 0,4 - 0,5 teploty tavení materiálu [2]. U polymerních materiálu se vyskytuje i při běžných pokojových teplotách.

Creep je pomalá časově závislá plastická deformace ke které dochází v průběhu dlouhodobého působení vysokých teplot při konstantním zatížení nebo konstantním napětí nižším než mez kluzu. Proces tečení je doprovázen četnými pomalými mikrostrukturálními změnami zahrnující pohyb dislokací, stárnutí materiálu a vznik kavit na hranicích zrn.

6.2 Creepové zkoušky materiálu

6.2

Probíhají experimentálně v laboratořích na zkušební vzorku, který je podobný zkušební tyči pro běžnou tahovou zkoušku. Vzorek se ohřeje na teplotu zkoušení materiálu. Tato teplota se po celou dobu zkoušky udržuje konstantní a vzorek je osově zatížen. Zkouška často trvá až do lomu vzorku (stress-rupture), a to u zkoušky při konstantním zatížení (constant-load test), u zkoušky kdy je konstantní napětí (constant-stress test) k lomu dojde v podstatně delší době. Proto většina creepových zkoušek probíhá za konstantního zatížení, trvání zkoušek nemá být kratší než 10% požadované provozní doby (při provozní době 20 let – 200 000 hodin jsou požadovány zkoušky alespoň 20 000 hodin, tedy přibližně 2 roky).



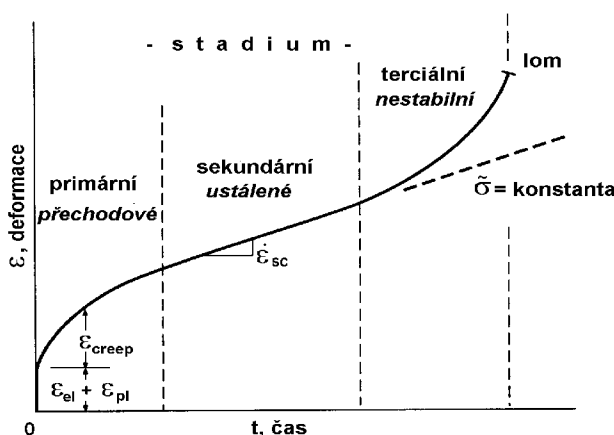
Obr. 6-2 Schéma zkušebního stroje pro creepovou zkoušku [19]

6.2.1 Charakteristické veličiny získané z creepové zkoušky materiálu:

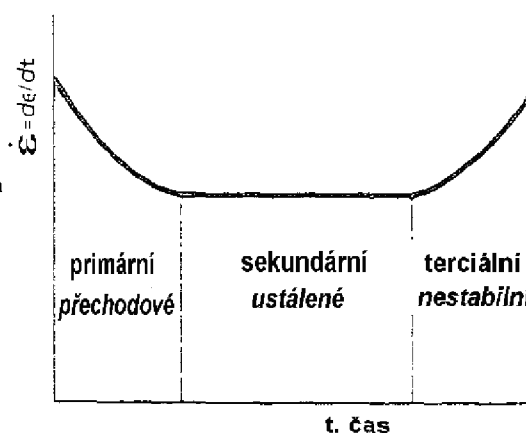
6.2.1

- přetvoření v závislosti na čase. Přetvoření je funkcí napětí teploty a času, zapsáno $\varepsilon = f(\sigma, T, t)$, kde pro danou zkoušku je napětí a teplota konstantní
- rychlost přetvoření $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$ v závislosti na čase
- čas do lomu vzorku
- mez pevnosti při tečení: - velikost napětí kdy dojde u vzorku k lomu při určité teplotě a stanovené době, $\sigma_{ru} = \langle \text{MPa} / ^\circ\text{C} / \text{hod} \rangle$
- mez tečení - velikost napětí, které je třeba k vyvolání určité hodnoty přetvoření při stanovené teplotě a času, $\sigma_{A1} = \langle \text{MPa} / ^\circ\text{C} / \% / \text{hod} \rangle$

Základním výsledkem creepové zkoušky je křivka tečení - závislost přetvoření na čase.



Obr. 6-3 Křivka tečení [19]



Obr. 6-4 Závislost rychlosti tečení na čase [2]

6.2.2 Stádia creepové křivky

- creepovou křivku lze rozdělit do tří stádií

- podle modelu Baileye-Orowana [2] se lze na stádia creepu dívat jako na výsledek dominantního procesu mezi procesy deformačního zpevňování a deformačního zotavení.

Deformační zpevňování - proces, ve kterém vlivem vnějšího zatížení roste plastická deformace a touto deformací roste hustota a koncentrace mřížkových poruch. Ty představují překážky pro pohyb dislokací a dalších vad mřížky materiálu, a tím roste odpor materiálu proti plastické deformaci a roste tvrdost materiálu.

Deformační zotavení - proces, ve kterém se materiál stává měkčím a znovu získává schopnost snášet další deformace. Obecně nastane při vystavení materiálu zvýšené teplotě např. žhání k odstranění zbytkové napjatosti po tváření za studena.

Popis creepové křivky lze rozdělit do tří stádií z hlediska rychlosti deformace:

1. *primární stádium – přechodový creep:*

- deformační zpevňování je výraznější než deformační zotavení. V této oblasti dochází k poklesu rychlosti tečení $\dot{\epsilon}$ při nárůstu deformace ϵ . Velikost přetvoření v této oblasti je menší než jedno procento ze součtu elastického přetvoření a přetvoření z ustáleného (sekundárního) stádia creepu.

2. *sekundární stádium – ustálený creep:*

- vlivem teploty nastane nárůst deformačního zotavení, procesy zpevňování a zotavování jsou vyvážené. Jedná se o tzv. ustálený creep, rychlost tečení $\dot{\epsilon}$ je konstantní.

3. *terciární stádium:*

- chování materiálu v této oblasti nemůže být popsáno podmínkami modelu Baileye-Orowana. Spíše je tato oblast výsledkem mikrostrukturních změn a mechanické nestability. Změny vlastností materiálu zahrnující čáry kluzu, skluz hranic zrn, tvorba kavit, jejich růst a štěpení (na hranici zrn, na mezifázovém rozhraní, transkrystalicky). Tyto mikrostrukturní poruchy mají za následek tvorbu krčku (místo se zúženým průřezem), zde dochází k nárůstu napětí oproti ostatním průřezům vzorku. Nestabilní krček dále roste až do doby, než ve vzorku dojde k lomu.

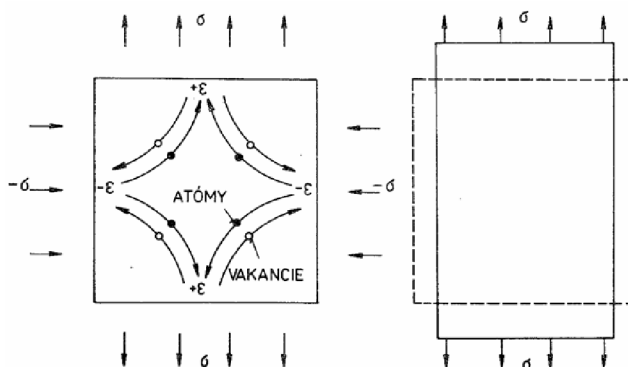
6.3 Modely popisu creepu na úrovni mikrostruktury – fyzika kovů

U kovových materiálů s krystalickou strukturou se vyskytují dva základní druhy mechanismů tečení [21], [3]:

- difúzní creep
- dislokační creep

6.3.1 Difúzní creep

Základem creepových procesů v krystalech je difúze – proces při kterém se částice hmoty (ionty, atomy, molekuly) a vakance (neobsazená uzlová poloha krystalické mřížky) pohybují vzhledem k sousedním částicím a jehož důsledkem jsou u těles v tuhém stavu jejich deformace. Příčinou difúze je tepelný pohyb částic hmoty, proto je intenzita difúze a tím i intenzita creepu tak výrazně závislá na teplotě. Difúze je v tuhé fázi jediným způsobem přenosu hmoty. Výsledkem difúzní výměny je deformace tělesa.

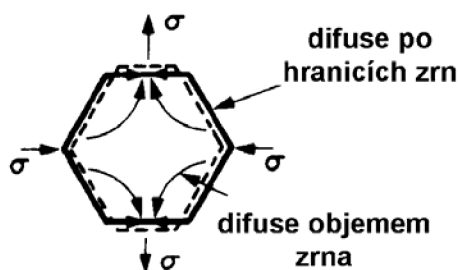


Obr. 6-5 Difúzní creep [19]

Jsou popsány dva principy difúzního creepu:

Habarrův-Herringův creep – difúze probíhá objemem zrn – nižší napětí, vysoká teplota

Cobleho creep – difúze probíhá po hranicích zrn – nižší napětí, nižší teplota



Obr. 6-6 Principy difúzního creepu [19]

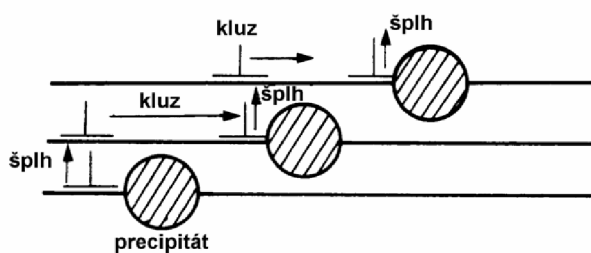
6.3.2 Dislokační creep

uplatňuje se zejména při relativně vysokých hodnotách napětí σ v hrubozrnných materiálech.

Plastická deformace materiálů s krystalickou strukturou je způsobena pohybem dislokací, důležitou vlastností dislokací je jejich schopnost pohybu při existenci napětí v krystalické mřížce.

Podle fyzikální podstaty pohybu dislokace, existují dva druhy jejího pohybu:

- Pohyb skluzový
- Šplhání dislokací



Obr. 6-7 Způsoby pohybu dislokací [19]

Síla potřebná k pohybu dislokací má dvě základní složky:

- 1) složku potřebnou k překonání odporu krystalografické mřížky
 - 2) složku potřebnou k překonání překážek v krystalové mřížce
- při normálních teplotách – překážky brání v pohybu dislokací, tím oddalují vznik plastických deformací. Pokud je těleso zatíženo tak, že v něm nevzniká mezní stav pružnosti, pak i při jeho dlouhodobém působení zůstává přetvoření konstantní
 - při zvýšených teplotách – vlivem zvýšení vnitřní energie dochází k difúzím a při dlouhodobém zatížení vzniká deformace tělesa – creepová deformace. U dislokačního creepu se creepová deformace uskutečňuje především skluzovým pohybem. Rychlost této deformace je určena difúzně řízeným šplháním dislokací.

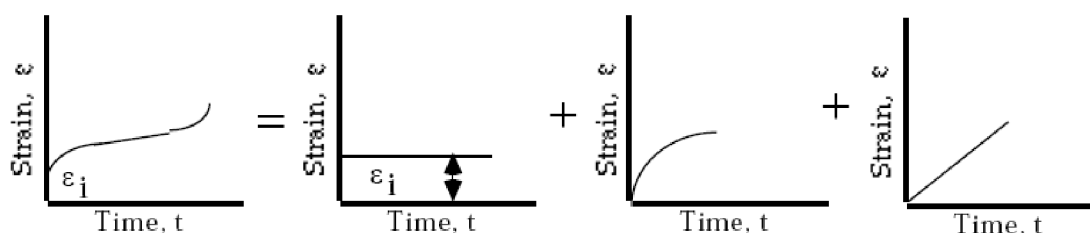
6.4

6.4 Modely popisu creepu na úrovni makrostruktury – experimentální

V této práci se nezabýváme strukturními změnami materiálu, ale zaměříme se pouze na vztahy vyjadřující přetvoření, respektive rychlost přetvoření v závislosti na napětí, teplotě a materiálových konstantách. Tyto konstanty jsou získávány z experimentálních dat a zahrnují chování materiálu na úrovni mikrostruktury.

Creepovou křivku lze vytvořit superpozicí:

Celkové přetvoření = počáteční přetvoření + přechodový creep + ustálený creep



Obr. 6-8 Superpozice creepové křivky [16]

Pro celkové přetvoření platí [16]

$$\varepsilon = \varepsilon_i + \varepsilon_t (1 - \exp(-rt)) + t \dot{\varepsilon}_{SC} \quad (6.1)$$

kde:

ε_i .. počáteční (elastické) přetvoření vyvolané statickým zatížením

ε_t .. přechodové přetvoření mezi 1. a 2. stadiem creepu

r .. konstanta charakterizující přechodový creep

t .. čas

$\dot{\varepsilon}_{SC}$.. rychlost přetvoření ustáleného creepu

Jestliže uvažujeme $t > t_{trans}$ tzn. čas je větší než je doba přechodu do ustáleného creepu a přetvoření v creepové oblasti vyjádříme jako funkci napětí obdržíme [16]

$$\varepsilon = \varepsilon_i + B \cdot \sigma^m \cdot t + D \cdot \sigma^n \quad (6.2)$$

kde:

B, D .. materiálové konstanty

m .. napěťový exponent pro ustálený creep

n .. napěťový exponent pro přechodový creep

derivací podle času vztahu 6.2 obdržíme vztah pro rychlost deformace v oblasti ustáleného creepu

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \dot{\varepsilon}_{sc} = B \cdot \sigma^n \quad (6.3)$$

Pro popis creepu na úrovni makrostruktury se zaměříme pouze na nejvíce podstatnou část creepové plastické deformace - tou je deformace, resp. rychlost přetvoření v oblasti ustáleného creepu. Vyjdeme z rovnice dle Arrhenia [2], která vychází z výše uvedeného vztahu a zahrnuje vliv teploty:

$$\dot{\varepsilon}_{sc} = A \cdot \sigma^n \exp\left\{-\frac{Q}{R \cdot T}\right\} \quad (6.4)$$

kde:

A .. materiálová konstanta

n .. napěťový exponent pro creep

Q .. aktivační energie creepu

R .. univerzální plynová konstanta

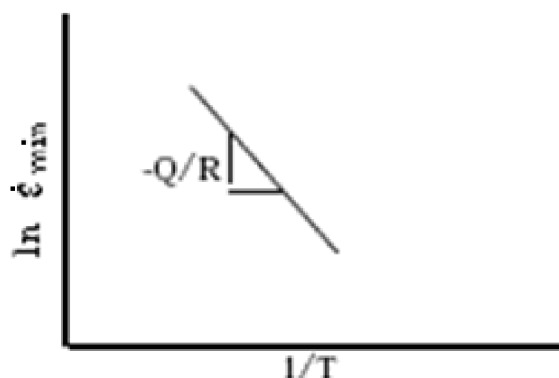
T .. absolutní teplota

Uvažujeme-li zatížení při konstantním napětí, lze psát $C = A \cdot \sigma^n$, pak

$$\dot{\varepsilon}_{sc} = C \cdot \exp\left\{-\frac{Q}{R \cdot T}\right\} \quad (6.5)$$

Zlogaritmujeme-li rovnici 6.5 přirozeným logaritmem obdržíme

$$\ln \dot{\varepsilon}_{sc} = \ln C - \frac{Q}{R} \cdot \frac{1}{T} \quad (6.6)$$



Obr. 6-9 Závislost minimální rychlosti tečení na reciproké teplotě [16]

Uvažujeme-li zatížení při konstantní teplotě, lze psát $B = A \cdot \exp\left\{-\frac{Q}{R \cdot T}\right\}$, pak

$$\dot{\varepsilon}_{sc} = B \cdot \sigma^n \quad (6.7)$$

kde:

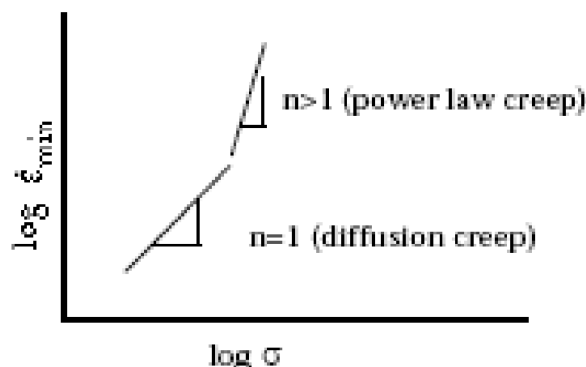
B .. materiálová konstanta

n .. napěťový exponent pro creep

- tento vztah je v literaturách nazývaný jako Nortonův popis creepu [2], [8]

Logaritmováním vztahu 6.7 obdržíme

$$\log \dot{\varepsilon}_{sc} = \log B + n \cdot \log \sigma \quad (6.8)$$



Obr. 6-10 Závislost $\log \sigma$ - $\log \dot{\varepsilon}$ ustáleného stádia creepu [16]

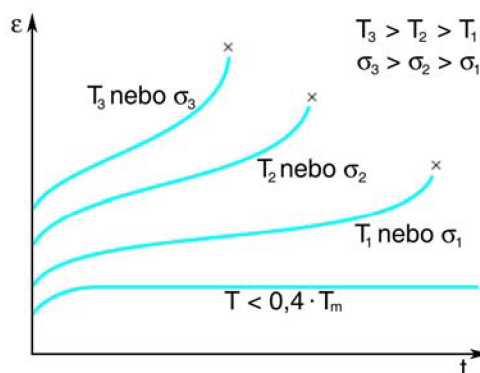
Z uvedené obr. 6-7 je patrný vliv velikosti napětového exponentu, jehož velikost se získává z experimentálních zkoušek materiálu a je závislá na mechanismech způsobující creepovou deformaci:

- Při nízkém napětí za zvýšených teplot dochází k difúznímu creepu kap. 6.3.1, kde je creepové exponent $n \approx 1$.
- Při zvýšeném napětí a teplotě dochází ve struktuře materiálu k pohybu dislokací kap. 6.3.2 – dislokační creep kde je creepové exponent $n > 1$. U nízkolegovaných ocelí je hodnota exponentu $n = 2 \div 8$, u vysoce legovaných ocelí $n = 8 \div 12$

6.4.1 Vliv teploty a napětí na creepovou křivku

6.4.1

- s rostoucí provozní teplotou nebo se zvyšováním provozního napětí se zkracuje doba do lomu, obr. 6-11

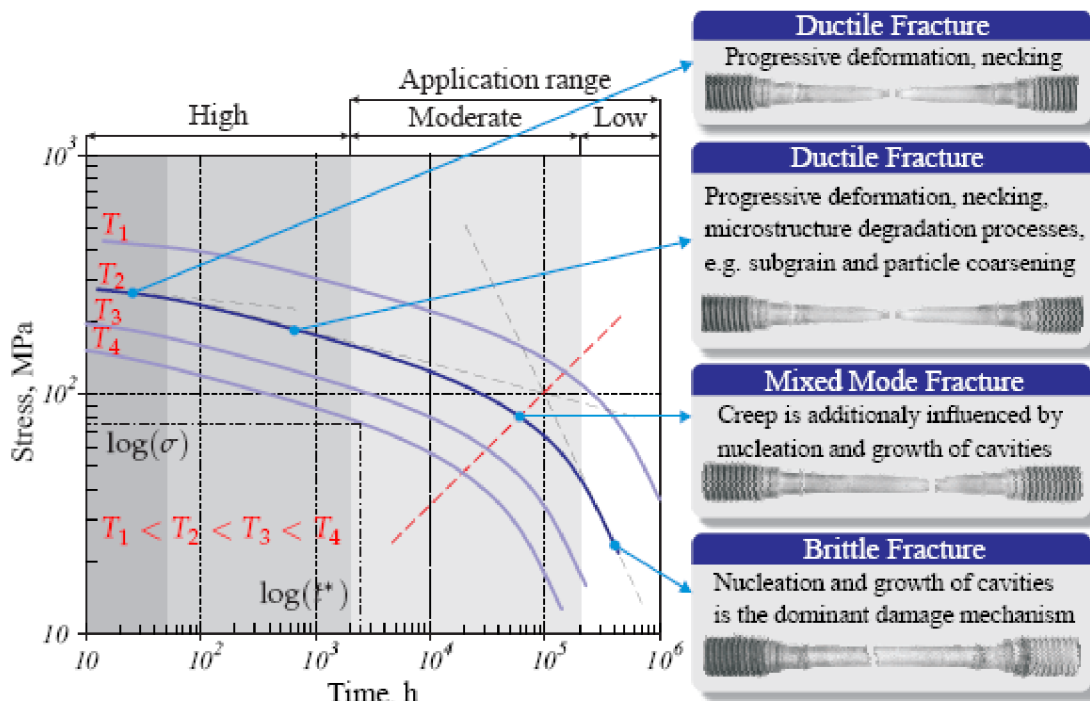


Obr. 6-11 Vliv teploty a napětí na creepovou křivku [16]

Z následujícího obrázku 6-12 je patrný vliv velikosti teploty nebo napětí na čase do lomu součásti t_f . Na tomto obrázku jsou také znázorněny charaktery lomu v jednotlivých oblastech křivky. Obr. 6-12 lze rozdělit červenou čárkovanou čarou do dvou oblastí:

1. oblast tvárného lomu - vlivem napjatosti v tělese dochází zkušební těleso vykazuje velká přetvoření – na tělese je patrný krček a oblast terciárního stadia creepové křivky je výrazná.

2. oblast křehkého lomu - vlivem napjatosti v tělese dochází k mikrostrukturním změnám a k mechanické nestabilitě, vytváří se kavity (volná místa ve struktuře), ty rostou a dochází ke štěpení zrn, zkušební těleso vykazuje malá přetvoření – není patrný krček, terciární stadium creepové křivky je nevýrazné.



Obr. 6-12 Vliv teploty a napětí na čas do lomu a charakter lomu [9]

Charakter lomu (tvárný, křehký) má podstatný vliv na dobu do lomu součásti. U součástí, které jsou zatížené víceosou napjatostí je posouzení z hlediska charakteru lomu obtížné. Abychom byli schopni zohlednit vliv víceosé napjatost v tělese na charakter lomu je v [10], [25], [2] zavedeno tzv. srovnávací napětí ve tvaru

$$\sigma_{SMCR} = \alpha\sigma_1 + (1-\alpha)\sigma_{eq}, \text{ kde} \quad (6.9)$$

α .. součinitel triaxiality

σ_1 .. první hlavní napětí – v našem případě tečné

σ_{ekv} .. ekvivalentní napětí

Tento vztah je v uvedené literatuře označován jako *Hayhurst-Hallová podmínka* pro výpočet srovnávacího napětí. Pomocí součinitele triaxiality α , který se zjišťuje pro dané materiály experimentálně ($\alpha \doteq 0,4-0,6$), se zohledňuje vliv jednotlivých napětí na charakter lomu.

$\alpha = 1$, křehký lom – srovnávacím napětím je první hlavní – tečné

$\alpha = 0$, tvárný lom – srovnávacím napětím je ekvivalentní napětí

7 VOLBA METODY ŘEŠENÍ

Daný problém deformačně napěťové analýzy jednotlivých částí tlustostěnného potrubí je možné řešit pomocí tří základních metod:

- Analytická metoda – pro řešení problému obecné pružnosti je tato metoda téměř nepoužitelná, pro složitost vyjádření rovnic pro napětí a přetvoření je vhodná pouze pro řešení základních těles
- Experimentální – vzhledem k časové i finanční náročnosti této metody pro řešení diplomového projektu je téměř nedostupnou a obtížně realizovatelnou metodou
- Numerická metoda – řešení problému pomocí metody konečných prvků je dostupnou a vhodnou metodou pro řešení jednoduchých i složitých problémů tykajících se nelinearit materiálu, geometricky složitých těles a problémů obtížně či neřešitelných analyticky.

Pro řešení deformačně napěťové analýzy daného problému je volena kombinace mezi metodami analytickými a numerickými. Řešení pomocí numerických metod vyžaduje vytvoření výpočtového modelu – kapitola 9,11, který bude ověřen s analytickými vztahy jednoduchého tělesa – přímé trubky. Tímto ověřený výpočtový model bude aplikován na tvarově složitější těleso – oblouk, ohyb.

Pro řešení pomocí numerický metod byla zvolena metoda konečných prvků (MKP), podrobnější informace o teorii MKP je např. v [20], [29].

Jako software využívající MKP byl zvolen ANSYS Multiphysics verze 11.0. na počítači s hardwarovou konfigurací – procesor Intel Pentium 4 2,4 GHz, 2,2 GB Ram, HDD 160 GB, Windows XP

Struktura softwaru ANSYS je rozdělen do tří základních částí:

- 1) Preprocessor – tvorba výpočtového modelu – volba prvku, tvorba geometrie, definice materiálových vlastností, mesh- tvorba konečnoprvkové sítě, volba okrajových podmínek a zatížení
- 2) Solution – aplikace okrajových podmínek na konečnoprvkový model, volba řešiče, numerické řešení úlohy
- 3) Postprocessor – slouží k analýze výsledků, jejich vypsání a vykreslení, animace, zobrazení do grafů

Rychlost řešení je závislá na hustotě sítě, typu úlohy a výkonu výpočetní techniky. U lineárních výpočtů je doba řešení i přesnost výsledku závislá na hustotě sítě. U nelineárních úloh je doba výpočtu několikanásobně delší, protože se provádí několik po částech lineárních úloh a může také nastat situace, že výpočet nekonverguje – nedospěje k řešení.

8 ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ TLUSTOSTĚNNÉHO VÁLCE

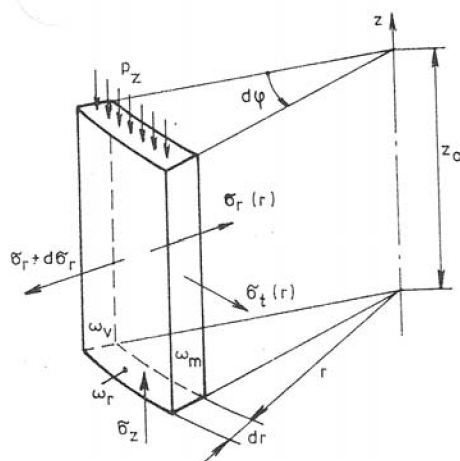
8

Geometrie modelového válcového tělesa pro řešení zatížení vnitřním tlakem je definována rozměry:

- vnitřním poloměrem r_1 [mm]
- vnějším poloměrem r_2 [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]

Uvažujeme modelové těleso nekonečné délky, kdy nesledujeme vliv koncových efektů a řešení je tedy nezávislé na délce tělesa.

- v řezech uvolněného elementárního prvku působí elementární síly určené [18]:
 - ve válcovém řezu ω_v radiálním napětím $\sigma_r(r)$
 - v radiálním směru ω_r osovým (axiálním) napětím σ_a
 - v meridiánovém řezu ω_m obvodovým (tečným) napětím $\sigma_t(r)$
 - smyková napětí jsou v uvedených řezech nulová v důsledku nulových úhlových přetvoření, proto σ_r , σ_t , σ_a jsou napětí hlavní.



Obr. 8-1 Uvolněný elementární prvek válcového tělesa [18]

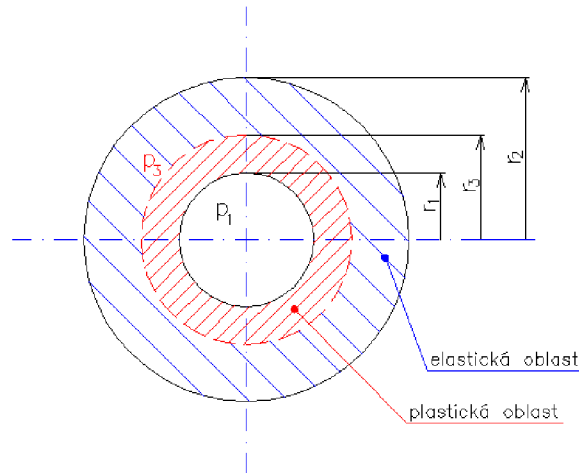
8.1 Řešení v elasto-plastické oblasti

8.1

Uvažujeme silnostěnnou válcovou nádobu o vnitřním poloměru r_1 a vnějším poloměru r_2 , zatíženou vnitřním tlakem p_1 . Dále uvažujeme materiál, který je v lineární oblasti Hookeovský, po dosažení mezního stavu pružnosti se model materiálu změní na ideálně plastický bez zpevnění. Pro řešení volíme Trescovu podmínku plasticity maximálního smykového napětí.

Při postupném zvyšování zatížení válce tlakem dochází ke zvyšování napětí v průřezu, které je úměrné elastickému materiálovému modelu. Od jistého mezního tlaku dojde nejprve na vnitřním povrchu ke vzniku plastické oblasti, která je ohraničena poloměrem r_3 . Při dalším zvyšování tlaku poloměr r_3 roste, napětí v oblasti pod tímto poloměrem jsou již rozdělena podle rovnic ideálně plastického materiálu, oblast nad poloměrem r_3 stále podle rovnic pro Hookovský materiál. V okamžiku, kdy $r_3 = r_2$ bude celý průřez v plastickém stavu a pro model materiálu bez zpevnění vznikne stav plastické

nestability, kdy jakékoliv další zvýšení tlaku způsobí nekontrolovatelný růst deformace tělesa.



Obr. 8-2 Geometrické schéma průřezu tělesa

8.1.1 Řešení v elastické oblasti

8.1.1

V elastické oblasti platí vztahy Hookovského materiálu pro obecnou napjatost [18]:

hlavní délková přetvoření:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (8.1)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \quad (8.2)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \quad (8.3)$$

hlavní napětí:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1+\mu} \left[\varepsilon_1 + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right] \quad (8.4)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1+\mu} \left[\varepsilon_2 + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right] \quad (8.5)$$

$$\sigma_3 = \frac{E}{1+\mu} \left[\varepsilon_3 + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right] \quad (8.6)$$

kde $\nu = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$ je poměrné objemové přetvoření

Modelovou geometrií je válcové těleso, pro které je systém rovnic obecné pružnosti tvořen vztahy [18]:

1. rovnice rovnováhy:

$$\sigma_r - \sigma_t + r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} = 0, \quad \sigma_o = p_z \quad (8.7, 8.8)$$

2. Geometrické rovnice

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r}, \quad \varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_o = \frac{dw}{dz} \quad (8.9 - 8.11)$$

3. Konstitutivní vztahy

$$\sigma_r = \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_r + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right), \quad \sigma_t = \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_t + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right), \quad \sigma_o = \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_o + \frac{\mu}{1-2\mu} \nu \right) \quad (8.12 - 8.14)$$

Z těchto rovnic řešením přímé úlohy pružnosti získáme vztahy pro hlavní napětí válcového tělesa [18]:

$$\sigma_1 = \sigma_t = A + \frac{B}{r^2} + \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} \varepsilon_a \quad (8.15)$$

$$\sigma_2 = \sigma_a = 2\mu A + \frac{(1-\mu)E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \varepsilon_a \quad (8.16)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} + \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} \varepsilon_a \quad (8.17)$$

Neznámé integrační konstanty $A = \frac{EC_1}{(1+\mu)(1-2\mu)}$, $B = \frac{EC_2}{1+\mu}$ a ε_a určíme pro typ úlohy z okrajových podmínek.

Předpokládáme, že příčné řezy byly rovinné před deformací a zůstanou rovinné a kolmé k ose i po deformaci. Z toho plyne podmínka $\varepsilon_o = konst$.

Předpoklad o velikosti ε_o je oprávněn u válce nekonečně dlouhého; u válce konečné délky lze podmínku $\varepsilon_o = konst$ zabezpečit působením osových sil, rozdělených symetricky vzhledem k ose symetrie nádoby.

Pro další výpočet položíme $\varepsilon_o = 0$, tento předpoklad lze uvažovat u válce zatíženého vnitřním tlakem, jehož příčné řezy se nemohou posouvat.

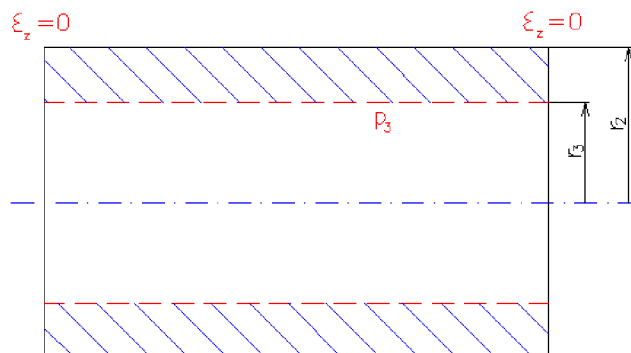
Dostaneme vtahy pro hlavní napětí ve tvaru:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \quad (8.18)$$

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} \quad (8.19)$$

$$\sigma_a = 2\mu A \quad (8.20)$$

Okrajové podmínky pro elastickou oblast:



$$r = r_3 ; \sigma_r = -p_3$$

$$r = r_2 ; \sigma_r = 0$$

Obr. 8-3 Okrajové podmínky pro elastickou oblast

Dosažením okrajových podmínek do vztahu 8.18 získáme konstanty A a B:

$$-p_3 = A - \frac{B}{r_3^2}$$

$$0 = A - \frac{B}{r_2^2} \Rightarrow A = \frac{B}{r_2^2} = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \quad (8.21)$$

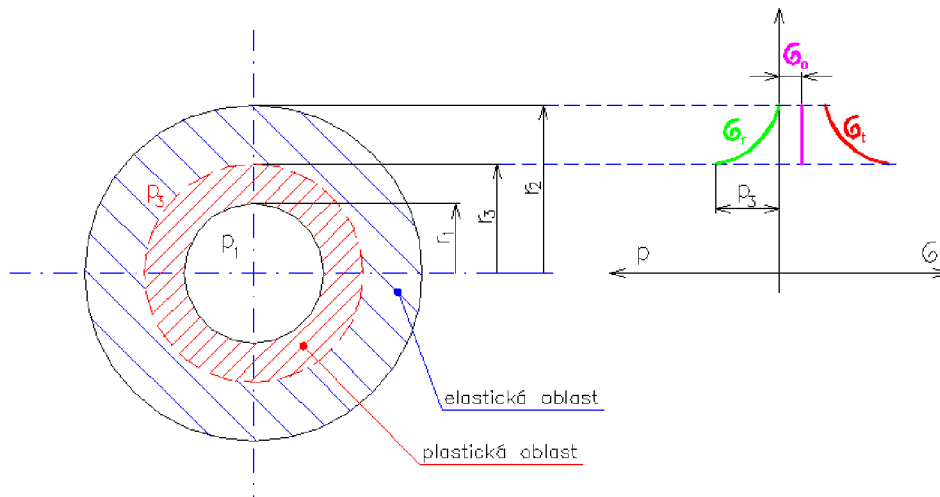
$$-p_3 = \frac{B}{r_2^2} - \frac{B}{r_3^2} \Rightarrow B = \frac{p_3 \cdot r_2^2 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \quad (8.22)$$

Dosažením konstant A a B do rovnic pro hlavní napětí 8.18 – 8.20 dostaneme:

$$\sigma_r = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} - \frac{p_3 \cdot r_2^2 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \cdot \frac{1}{r^2} = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (8.23)$$

$$\sigma_t = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} + \frac{p_3 \cdot r_2^2 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \cdot \frac{1}{r^2} = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \cdot \left[1 + \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (8.24)$$

$$\sigma_a = 2\mu \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} * \quad (8.25)$$



Obr. 8-4 Průběhy napětí v elastickém stavu

* vztah 8.25 platí pro předpoklad $\varepsilon_o = 0$, to znamená pro válec s konci se zamezenými axiálními posuvy. Dalším možným popisem nádoby nebo potrubí je s tzv. uzavřenými konci (s víkem), kdy průběh napětí je dán vztahem:

$$\sigma_a = \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} = \frac{\sigma_t + \sigma_r}{2} \quad (8.26)$$

Pro hodnocení mezního stavu pružnosti podle podmínky $\max \tau$ je rozdíl mezi vztahy 8.25 a 8.26 nepodstatný, protože napětí k hodnocení pomocí této podmínky jsou tečné a radiální. Rovnice 8.26 (odvozená v elastické oblasti po okrajové podmínky uzavřených konců) je v plastické oblasti ekvivalentní s okrajovou podmínkou zamezení posuvů konce válce.

8.1.2 Řešení v plastické oblasti

Jestliže neuvažujeme pružné deformace, pro přetvoření v plastické oblasti platí [15]:

$$\varepsilon_r = \frac{1+\varphi}{3G} [\sigma_r - \mu(\sigma_a + \sigma_t)] \quad (8.27)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1+\varphi}{3G} [\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_a)] \quad (8.28)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1+\varphi}{3G} [\sigma_a - \mu(\sigma_r + \sigma_t)] \quad (8.29)$$

kde:

G .. modul pružnosti ve smyku

$$\varphi \text{ .. funkce plasticity } 1+\varphi = \frac{3 \cdot G \cdot \varepsilon_i}{\sigma_i} \quad (8.30)$$

$$\text{v plastické oblasti } \mu = 0,5 \quad (8.31)$$

σ_i je intenzita napětí

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (8.32)$$

ε_i je intenzita přetvoření

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (8.33)$$

Dosazením 8.30 a 8.31 do 8.27 – 8.29 obdržíme:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \left[\sigma_r - \frac{1}{2}(\sigma_a + \sigma_t) \right] \quad (8.34)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \left[\sigma_t - \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_a) \right] \quad (8.35)$$

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \left[\sigma_a - \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t) \right] \quad (8.36)$$

Jestliže předpokládáme $\varepsilon_a = 0$, pak tedy

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \left[\sigma_a - \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t) \right] = 0, \Rightarrow \sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t) \quad (8.37)$$

Vztahy pro výpočet hlavních napětí platné v elastické oblasti u válcové nádoby v elasto-plastickém stavu, pro $r_3 \leq r \leq r_2$ [15]:

$$\sigma_{re} = \frac{\sigma_k}{2} \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (8.38)$$

$$\sigma_{te} = \frac{\sigma_k}{2} \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \quad (8.39)$$

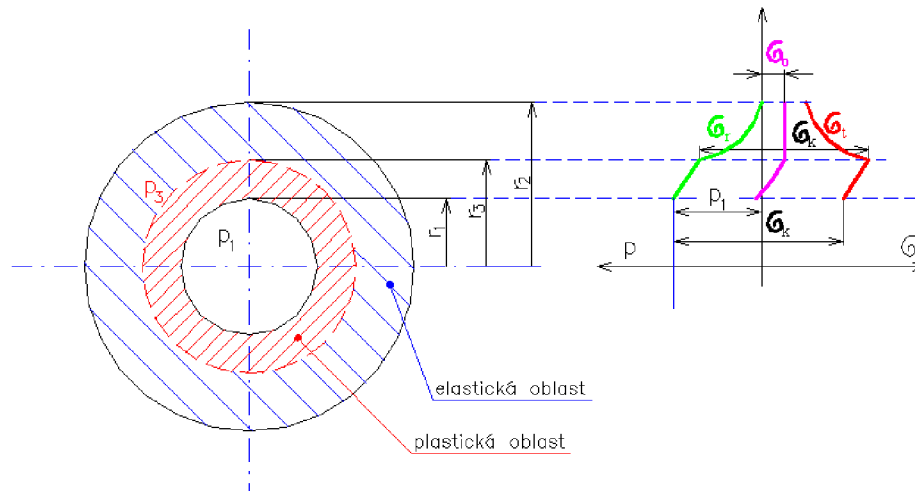
$$\sigma_{ae} = \frac{\sigma_k}{2} \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \quad (8.40)$$

Vztahy pro výpočet hlavních napětí platné v plastické oblasti při použití podmínky plasticity $\max \tau$, pro $r_1 \leq r \leq r_3$ [15]:

$$\sigma_{r_{pl}} = \frac{\sigma_k}{2} \left[2 \ln \frac{r}{r_3} + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 - 1 \right] \quad (8.41)$$

$$\sigma_{t_{pl}} = \frac{\sigma_k}{2} \left[2 \ln \frac{r}{r_3} + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 + 1 \right] \quad (8.42)$$

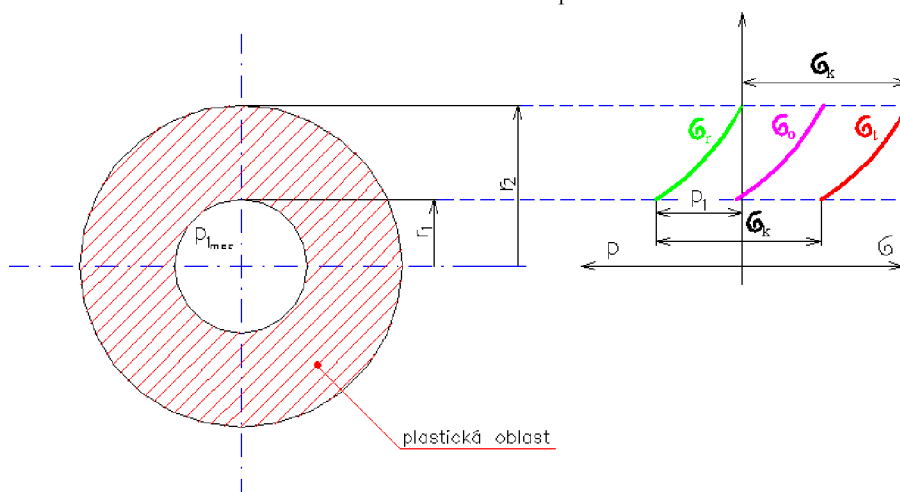
$$\sigma_{a_{pl}} = \frac{\sigma_k}{2} \left[2 \ln \frac{r}{r_3} + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \right] \quad (8.43)$$



Obr. 8-5 Průběhy napětí v elasto-plastické stavu

Tlak p_{lmez} je mezní tlak, při jehož působení je podmínka plasticity $\max \tau$ splněna v celém objemu [15]:

$$p_{lmez} = \sigma_k \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (8.44)$$



Obr. 8-6 Průběhy napětí v plně plastickém stavu

V plně plastickém stavu je při použití podmínky plasticity max τ průběh napětí takový, že v každém bodu průřezu je rozdíl dvou hlavních napětí (tečného a radiálního) roven právě mezi kluzu materiálu. Tento průběh již neplatí pro materiál se zpevněním nebo pro jinou podmínku plasticity.

8.2 Řešení v creepové oblasti

8.2

Analytické řešení napjatosti ve válcovém tělese je možné za následujících předpokladů [8]:

- Zanedbání deformace I. stadia creepu ($\sigma_t \doteq 0$)
- Creep probíhá beze změny objemu ($\Delta V = 0$)
- „Hydrostatický tlak“, $\left(\sigma_s = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right)$ neovlivní konstitutivní rovnici
- Konstitutivní rovnici uvažujeme v mocninném tvaru $\dot{\varepsilon}_i = A \cdot \sigma_i^n$ (8.45)
- Nortonův popis creepu
- Izotropní materiál

Řešení v creepové oblasti využívá Hoffovy analogie mezi plasticitou a creepem. Vztahy pro hlavní přetvoření jsou u plasticity popsány hlavními napětími, intenzitou napětí σ_i a intenzitou přetvoření ε_i - vztahy 8.34 – 8.36. Analogie mezi plasticitou a creepem spočívá v nahrazení intenzity přetvoření ε_i intenzitou rychlosti přetvoření $\dot{\varepsilon}_i$ v těchto vztazích pro hlavní přetvoření.

8.2.1 Vztahy pro posuvy a přetvoření

8.2.1

Vztahy pro hlavní creepové rychlosti přetvoření s využitím Hoffovy analogie [8]:

$$\dot{\varepsilon}_1 = \dot{\varepsilon}_t = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_1 - \frac{1}{2}(\sigma_2 + \sigma_3) \right] \quad (8.46)$$

$$\dot{\varepsilon}_2 = \dot{\varepsilon}_a = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_2 - \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1) \right] \quad (8.47)$$

$$\dot{\varepsilon}_3 = \dot{\varepsilon}_r = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_3 - \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) \right], \quad (8.48)$$

kde $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$

σ_i je intenzita napětí, vztah 8.32

$\dot{\varepsilon}_i$ je intenzita rychlosti přetvoření

$$\dot{\varepsilon}_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\dot{\varepsilon}_1 - \dot{\varepsilon}_2)^2 + (\dot{\varepsilon}_2 - \dot{\varepsilon}_3)^2 + (\dot{\varepsilon}_3 - \dot{\varepsilon}_1)^2} \quad (8.49)$$

Platí zachování objemu $\dot{\varepsilon}_a + \dot{\varepsilon}_t + \dot{\varepsilon}_r = 0$, za předpokladu $\varepsilon_a = 0$, tedy i $\dot{\varepsilon}_a = 0$;

$$\dot{\varepsilon}_r = -\dot{\varepsilon}_t \quad (8.50)$$

Dosadíme-li předchozí rovnici do vztahu 7.49

$$\dot{\varepsilon}_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \dot{\varepsilon}_t \quad (8.51)$$

Jestliže \dot{u} je rychlost radiálního posuvu, lze psát obdobně rovnice 8.9 a 8.10 takto

$$\dot{\varepsilon}_t = \frac{\dot{u}}{r}, \quad \dot{\varepsilon}_r = \frac{d\dot{u}}{dr}$$

Dosadíme-li tyto geometrické rovnice do rovnice 8.50

$$\dot{\varepsilon}_r = -\dot{\varepsilon}_t; \quad \frac{d\dot{u}}{dr} = -\frac{\dot{u}}{r} \Rightarrow \frac{d\dot{u}}{dr} + \frac{\dot{u}}{r} = 0 \text{ a po integraci } \dot{u} = \frac{C}{r}, \text{ pak}$$

$$\dot{\varepsilon}_t = \frac{C}{r^2} \quad (8.51)$$

Dosadíme-li předchozí rovnici do vztahu 8.49 pro intenzitu rychlosti přetvoření

$$\dot{\varepsilon}_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{C}{r^2},$$

kde:

C .. integrační konstanta.

Dosadíme-li vztahy pro hlavní napětí z řešení v elastické oblasti 8.23, 8.24 a 8.37 do vztahů pro hlavní rychlosti creepového přetvoření $\dot{\varepsilon}_1, \dot{\varepsilon}_2, \dot{\varepsilon}_3$ obdržíme:

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_1 &= \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_1 - \frac{1}{2}(\sigma_2 + \sigma_3) \right] = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \\ \dot{\varepsilon}_2 &= \dot{\varepsilon}_a = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_2 - \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1) \right] = 0 \Rightarrow \text{předpoklad okrajových podmínek} \\ \dot{\varepsilon}_3 &= \dot{\varepsilon}_r = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_3 - \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) \right] = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \cdot \left[-\frac{3}{2} \cdot \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \\ \dot{\varepsilon}_1 &= -\dot{\varepsilon}_3 = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \end{aligned} \quad (8.52)$$

kde S je substituce ve tvaru $S = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$

Nyní dosadíme konstitutivní creepovou rovnici $\dot{\varepsilon}_i = A \cdot \sigma_i^n$ do vztahu pro rychlost prvního hlavního creepového přetvoření 8.52

$$\dot{\varepsilon}_1 = -\dot{\varepsilon}_3 = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 = \frac{A \cdot \sigma_i^n}{\sigma_i} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 = A \cdot \sigma_i^{n-1} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2$$

Platí:

$$\varepsilon = \frac{u}{r} \Rightarrow u = r \cdot \varepsilon \quad \text{po derivaci} \quad \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{u}}{r} \Rightarrow \dot{u} = r \cdot \dot{\varepsilon} \quad (8.53)$$

Dosazením 8.52 do předchozího vztahu obdržíme:

$$\dot{u} = r \cdot \dot{\varepsilon}_1 = r \cdot A \cdot \sigma_i^{n-1} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \quad (8.54)$$

Nyní předchozí rovnici integrujeme podle času:

$$u_1 = \int_0^t r \cdot \dot{\varepsilon}_1 \cdot dt = r \cdot A \cdot \sigma_i^{n-1} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r}\right)^2 \int_0^t dt = r \cdot A \cdot \sigma_i^{n-1} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r}\right)^2 \cdot t$$

Výsledný vztah pro velikost radiálního a tečného posuvu

$$u_r = -u_t = r \cdot A \cdot \sigma_i^{n-1} \cdot \frac{3}{2} \cdot S \cdot \left(\frac{r_2}{r}\right)^2 \cdot t, \quad (8.55)$$

kde:

A .. materiálová konstanta

σ_i .. intenzita napětí

n .. creepový exponent

S .. zvolená substitute $S = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$

t .. čas

8.2.2 Vztahy pro průběhy napětí

8.2.2

Pro průběhy a velikost napětí vyjdeme z rovnice rovnováhy (8.7) elementárního prvku [28]

$$r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} = \sigma_t - \sigma_r$$

Předpokládáme $\dot{\varepsilon}_a = 0$, pak rovnice pro rychlost axiálního přetvoření je ve tvaru

$$0 = \frac{\dot{\varepsilon}_i}{\sigma_i} \left[\sigma_a - \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t) \right] \Rightarrow \sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t), \text{ dosazením této substitute do vztahu pro}$$

$$\text{intenzitu napětí } \sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (\sigma_t - \sigma_r).$$

Pak rovnice pro elementární prvek má tvar $r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_i$, do této rovnice dosadíme

konstitutivní rovnici pro creep $\dot{\varepsilon}_i = A \cdot \sigma_i^n$ a rovnici pro intenzitu přetvoření $\dot{\varepsilon}_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{C}{r^2}$

obdržíme:

$$r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{C}{r^2 \cdot A} \right)^{1/n} = \frac{C'}{r^{2/n}} \quad (8.56)$$

Integrací této rovnice s okrajovými podmínkami

$$- \quad r = r_1; \quad \sigma_r = -p$$

$$- \quad r = r_2; \quad \sigma_r = 0$$

obdržíme vztah pro radiální napětí ve tvaru [27], [28]:

$$\sigma_r = -p \cdot \frac{\left(\frac{r_2}{r}\right)^{2/n} - 1}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{2/n} - 1} \quad (8.57)$$

Vztah pro tečné napětí získáme dosazením vztahu pro radiální napětí do rovnice rovnováhy elementárního prvku:

$$\sigma_t = p \cdot \frac{\left(\frac{2-n}{n}\right)\left(\frac{r_2}{r}\right)^{\frac{2}{n}} + 1}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{\frac{2}{n}} - 1} \quad (8.58)$$

Nyní dosadíme radiální a tečné napětí do vztahu $\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_r + \sigma_t)$ a obdržíme:

$$\sigma_a = p \cdot \frac{\left(\frac{1-n}{n}\right)\left(\frac{r_2}{r}\right)^{\frac{2}{n}} + 1}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{\frac{2}{n}} - 1} \quad (8.59)$$

8.2.3 Vliv velikosti exponentu na průběh napětí v ustáleném stavu

8.2.3

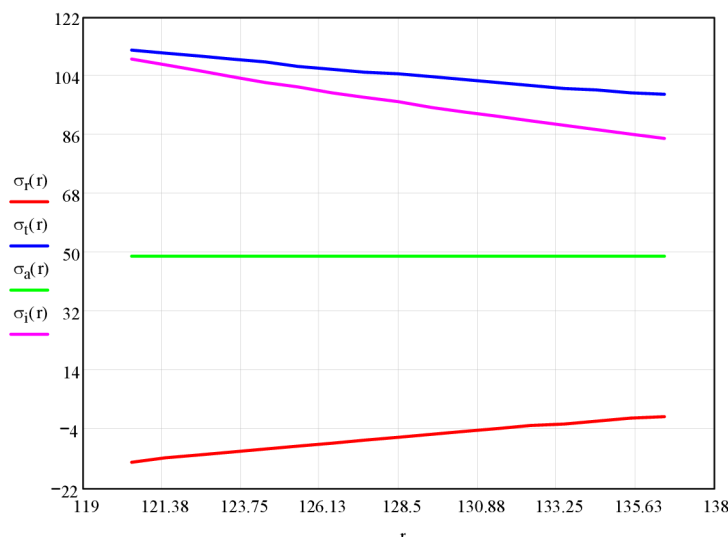
Do vztahů pro hlavní napětí v creepovém stavu přímé trubky 8.57 – 8.59 budeme dosazovat pro stanovené rozměry a vnitřní přetlak různé hodnoty exponentu n (charakterizující mechanismus vzniku creepové deformace, kapitola 6.4). Bude sledován vliv velikosti exponentu na průběhy napětí přes tloušťku stěny.

Rozměry válce:

- $r_1 = 136,5$ mm
- $r_2 = 120,5$ mm
- $p = 8,6$ MPa

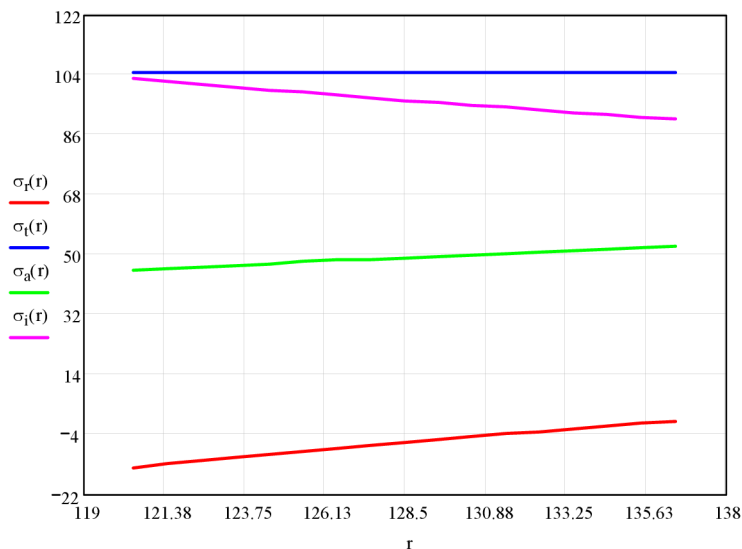
Pro zobrazení průběhů napětí byl použit software Mathcad

Průběhy hlavních napětí přes tloušťku stěny válce v creepové oblasti pro $n=1$



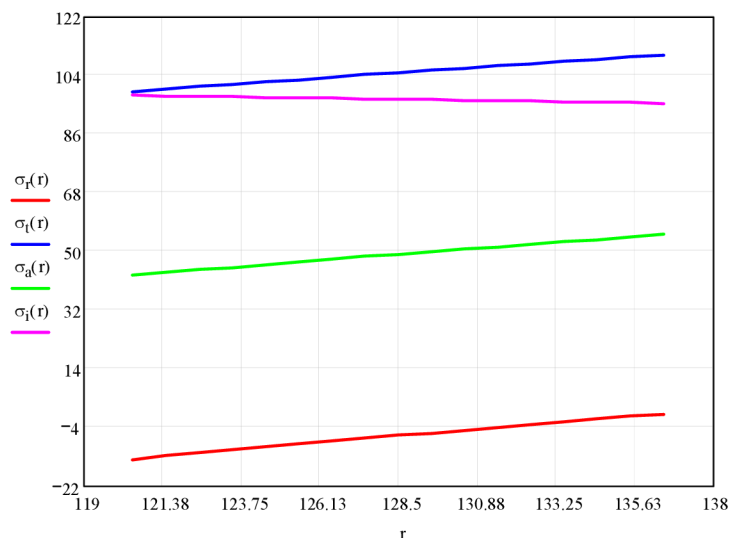
Obr. 8-7 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=1$

Průběhy hlavních napětí přes tloušťku stěny válce v creepové oblasti pro $n=2$



Obr. 8-8 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=2$

Průběhy hlavních napětí přes tloušťku stěny válce v creepové oblasti pro $n=10$



Obr. 8-9 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=10$

8.3 Shrnutí kapitoly

Ze vztahů pro výpočet napětí pro elastoplastický model vyplývá, že při přechodu do plastické oblasti dojde k podstatné redistribuci průběhu tečného napětí - úplné překlopení průběhu z maximální hodnoty na vnitřní straně do průběhu s maximální hodnotou na vnější straně. Redistribuce osového napětí je z konstantního průběhu přes tloušťku stěny po průběh podobný průběhu tečného napětí. Osově napětí v plně plastickém stavu je rovno polovině součtu tečného a radiálního napětí. Redistribuce radiálního napětí je minimální. Při dimenzování je důležité si uvědomit, že redistribuce

jsou doprovázeny velkými deformacemi, a proto musí být materiál schopen tyto deformace přenést. V praxi se proto klade důraz na používání materiálů se zaručenou vysokou tažností.

Po zhodnocení průběhů napětí creepového materiálového modelu vyplývá, že exponent v konstitutivní rovnici má zásadní vliv na průběhy napětí přes tloušťku stěny.

Rozbor napjatosti pro $n=1$:

Tečné, radiální i axiální napětí mají pro elastický a creepový model shodný průběh. To znamená, že v průběhu zatěžování reálného tělesa, kdy vznikne nejprve elastická napjatost, nedojde v průběhu času, a s tím spojeného přechodu materiálové odezvy na creepovou, k přerozdělení průběhu napětí.

Rozbor napjatosti pro $n=2$:

V průběhu zatěžování dochází u tělesa k redistribuci axiálního a tečného napětí vlivem času a materiálové odezvy přechodu z elastické oblasti do creepové - to z počátečního elastického stavu (tomu odpovídají elastické průběhy napětí) do creepového stavu – charakterizovaný průběhy napětí obr. 8-8. Z obrázku je patrné, že tečné napětí je po celé tloušťce tělesa konstantní a dochází ke sklápění axiálního napětí, průběh radiálního napětí je beze změny.

Rozbor napjatosti pro $n>2$:

Tečné, radiální i axiální napětí mají pro těleso v plně plastickém stavu a creepový model shodný průběh napětí po tloušťce. Změna sklonu křivek průběhů creepových napětí je obdobná jako tomu je u průběhů napětí při přechodu z elastického do plastického stavu materiálu obr. 8.4-8.6. Na obr. 8.9 je patrná podstatná redistribuce tečného a axiálního napětí, kdy vlivem creepové deformace dochází ke změně polohy maximální hodnoty napětí z vnitřní strany tělesa na vnější. Shodnými průběhy hlavních napětí přes tloušťku tělesa v creepové a plně plastické oblasti se potvrdila hypotéza, že creepová deformace, resp. rychlost creepové deformace je analogií plasticity.

V této kapitole byly odvozeny průběhy napjatosti ve válcové nádobě zatížené pouze vnitřním tlakem pro různé materiálové modely – Hookovský, ideálně plastický a Nortonův creepový. Předmětem zájmu DP je také anuloid, který bude vzhledem k danému prostoru a složitosti problému řešen pouze numerickou metodou řešení. Modely pro kombinace zatížení (osový tah nebo ohyb) jsou pro elastický model materiálu popsány v jiných kapitolách, pro ostatní materiálové modely, opět vzhledem ke složitosti problému, není zpracováno v rozsahu této diplomové práce.

9 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU PRO E-P OBLAST

9

Výpočtové modely tělesa přímého potrubí nebo tlakové nádoby jsou sestaveny pro geometrie tlustostěnného válce zatíženého vnitřním přetlakem. Výpočtový model tělesa trubkového oblouku je sestaven pro geometrii části anuloidu s konstantní tloušťkou stěny. Výpočtový model tělesa trubkového ohybu je sestaven pro geometrii části anuloidu s proměnnou tloušťkou stěny v meridiánovém řezu.

9.1 Systém podstatných veličin

9.1

Pro tvorbu výpočtového modelu je nutné určit podstatné a nepodstatné veličiny pro jeho řešení. Podstatné veličiny jsou ty, které mají technický významný vliv na řešení. V obecném případě řešení úlohy pružnosti-pevnosti to jsou:

- Geometrie modelu (válec – tenkostěnný, tlustostěnný)
- Materiálové vlastnosti (Hookovský, Ideálně plastický, Nortonův creepový)
- Zatížení (monotónní, proměnné, jednoduché, kombinované)
- Vazby prvků s okolím (konce zaslepené, zamezené posuvy)
- Posuvy a napětí

Řešení problému rozdělujeme na přímé a nepřímé podle toho, které veličiny nám tvoří vstupy a výstupy. Vzhledem k tomu, že mezi vstupy patří geometrie, materiálové vlastnosti a zatížení, pak budou výstupem napětí a posuvy (projevy objektu), je tento problém klasifikován jako **PŘÍMÝ**.

Pro řešení průběhu napjatosti byly z posouzení analytických vztahů určeny jako podstatné ty veličiny, které mají vliv na vznik mezního stavu:

- Geometrie modelu – poměr průměru válce k tloušťce stěny
- Geometrie modelu – poměr zakřivení oblouku
- Zatížení – velikost vnitřního tlaku

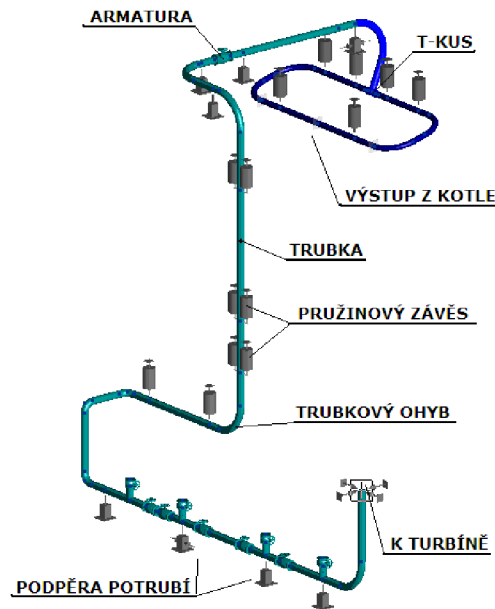
Srovnáním vztahů pro výpočet napětí tenkostěnných a tlustostěnných těles bylo zjištěno, že tloušťka stěny je podstatnou veličinou pro volbu modelu. Proto je pro analytické i numerické hodnocení zvolen model tlustostěnného válce s proměnným průběhem napětí přes tloušťku stěny.

9.2 Model dekompozice objektu

9.2

Cílem této práce není řešení celé soustavy potrubí nebo tlakových nádob, zaměříme se pouze na některé vybrané prvky objektu. Nebude analyzována soustavu jako celek ani interakce a vzájemné ovlivňování jednotlivých prvků objektu. Řešení bude zaměřeno pouze na deformačně napětěvou analýzu dílčích uvolněných prvků soustavy – přímého válce a trubkového oblouku nebo ohybu. Úlohou dekompozice je tedy vytvoření výpočtového modelu hlavních stavebních komponent parovodního potrubí, pro hlavní zatížení, která se podílejí na vzniku mezního stavu.

Parovodní potrubí slouží k dopravě páry z kotle k turbíně. Jeho funkční schéma, poloha a rozmístění prvků objektu v prostoru, s popisem hlavních částí, je patrné z obr. 9-1



Obr. 9-1 Hlavní části parovodního potrubí

Součásti potrubí jsou vystaveny různým zatížením popsaným v kapitole 4.1. Pro modelové geometrie, které jsou předmětem této práce to jsou zatížení vnitřním přetlakem a osovými silami nebo momenty – taková zatížení, která vyvolávají tzv. primární membránová napětí. Vzhledem k omezenému rozsahu práce je řešena pouze odezva modelu na zatížení od vnitřního přetlaku. Osová zatížení jsou při řešení elastické úlohy nepodstatná, protože při dimenzování potrubí je jejich velikost normativně omezena tak, aby podélná napětí (ohybová a tahová) byla menší než první hlavní napětí – tečné, které vniká od vnitřního přetlaku.

Pro elastický materiálový model, při uvažování mezního stavu pružnosti s Trescovu podmínkou plasticity, je možná superpozice napětí od vnitřního tlaku a podélných napětí od jiných zatížení, a proto je možné řešit dvě oddělené úlohy pružnosti:

- hodnocení napjatosti a mezního stavu pro zatížení vnitřním tlakem (tečná a radiální napětí)
- kontrola podélných napětí

Pro ideálně plastický, stejně jako pro creepový model materiálu, je výše uvedená dekompozice nepoužitelná nebo velmi omezená, protože neplatí princip superpozice napětí od různých zatížení a průběhy napětí jsou dále závislé na historii zatěžování. Výsledky řešených úloh ve výpočtových modelech této práce, jsou obecně použitelné pouze pro části, které nejsou vystaveny zatížení vnějšími osovými silami nebo ohybovými momenty.

9.3 Model geometrie objektu

Průběh napjatosti a její hodnocení studovaných těles je závislá především na poměru hlavních geometrických charakteristik. Vzorce pro dimenzování válcových a anuloidových těles podle norem (DBF) jsou odvozeny z tenkostěnných modelů. Lze předpokládat, že pro tlustostěnná tělesa se budou od vztahů DBF výstupní veličiny více lišit. Jedním z cílů práce je právě studium vlivu tlustostěnnosti na průběh napětí. Proto je vybrána řada modelových těles s geometriemi, které reprezentují interval rozměrů používaných v praxi. Proměnnými rozměry jsou zde poměry vnitřního a vnějšího průměru. Pro anuloidová tělesa to je dále poloměr ohybu.

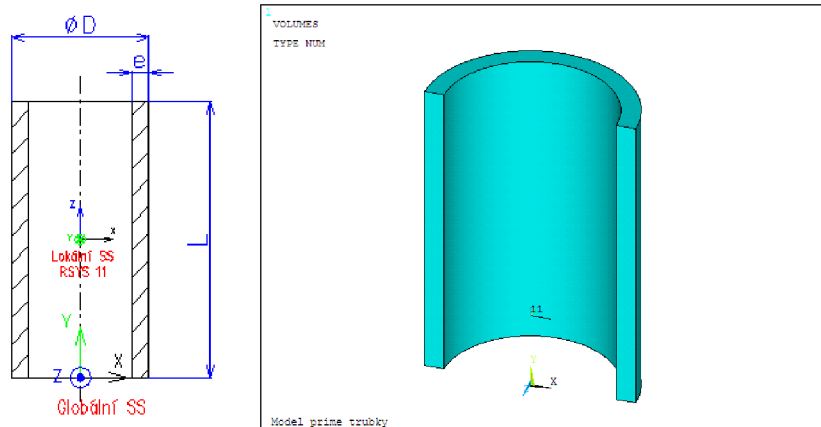
9.3.1 Válec

- těleso, které je geometricky definováno:

- vnějším (vnitřním) průměrem D (d) [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]

Tab. 9-1 Rozměrové řady válce

Rozměrová řada č.	1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D [mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e [mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
D/d [-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38



Obr. 9-2 Model geometrie válce

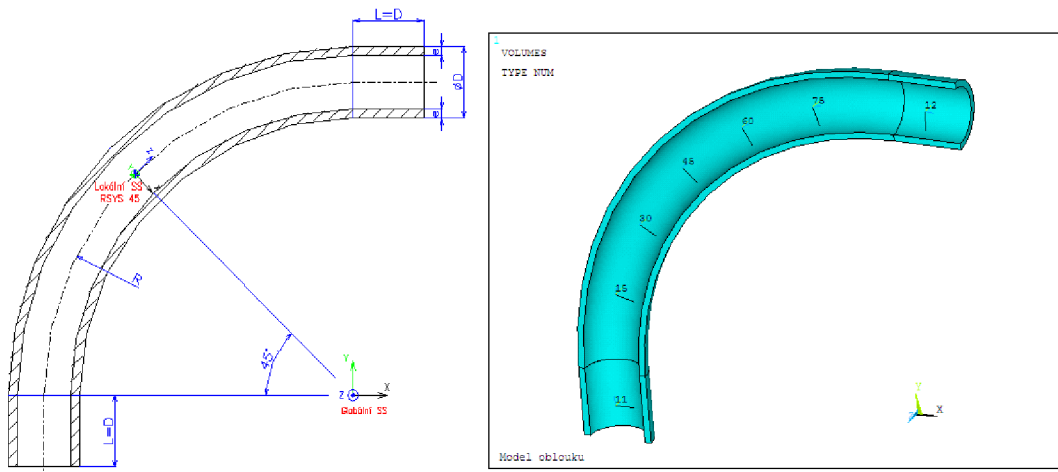
9.3.2 Trubkový oblouk

- anuloid s konstantní tloušťkou stěny - jde o obecné těleso, které je geometricky definováno:

- vnějším průměrem D [mm]
- poloměrem oblouku R [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]

Tab. 9-2 Rozměrové řady oblouků

Rozměrová řada č.	1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D [mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e [mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
Poloměr ohybu R [mm]	500	1250	1250	500	2500	2500	2500
D/d [-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38



Obr. 9-3 Model geometrie oblouku

9.3.3 Trubkový ohyb

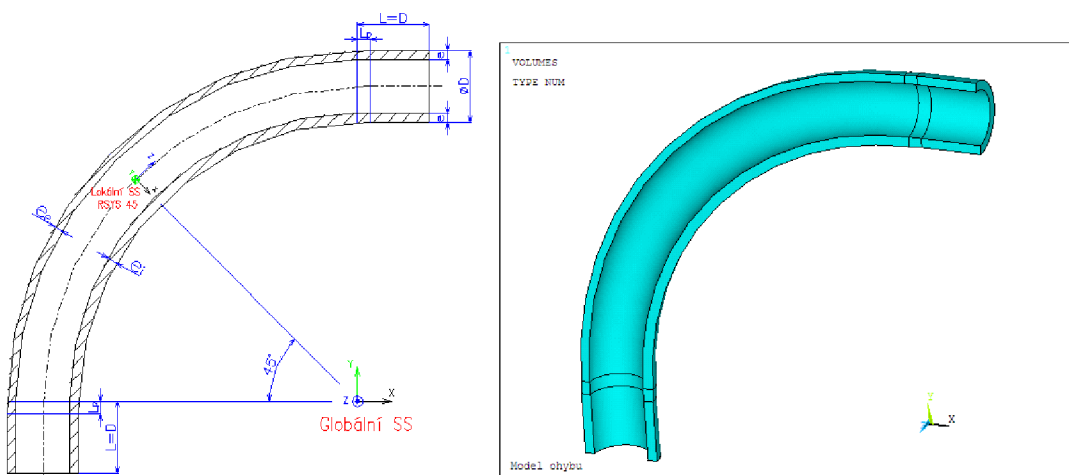
9.3.3

- anuloid s proměnnou tloušťkou stěny – jde o obecné těleso, které je geometricky definováno:

- vnějším průměrem D [mm]
- poloměrem ohybu R [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]
- vnitřní tloušťkou stěny e_i [mm]
- vnější tloušťkou stěny e_e [mm]

Tab. 9-3 Rozměrové řady ohybů

Rozměrová řada č.		1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D	[mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e	[mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
Vnitřní tloušťka stěny e_i	[mm]	4,5	17,8	27,75	15,8	87,5	130,2	159,6
Vnější tloušťka stěny e_e	[mm]	3,6	14,5	22,75	12,9	73,7	111,3	138
D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38



Obr. 9-4 Model geometrie ohybu

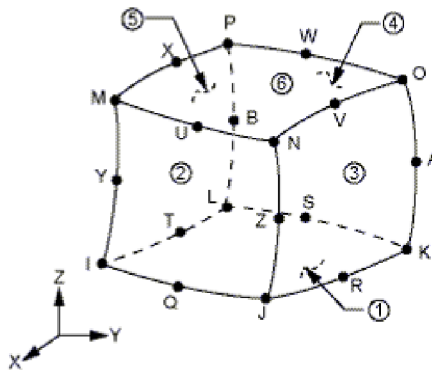
Poznámka: Geometrie trubkového ohybu je vytvořena z modelu ohýbání trubek za tepla, kdy dochází k dokonalému přeskupování materiálu po obvodu oblouku, při zachování objemu materiálu. Tloušťky e_i a e_e jsou vypočteny z podmínky zachování stejné plochy řezu trubky před a po ohnutí. Řez je veden v rovině ohybu. Tloušťky stěn v ostatních bodech příčného meridiánového řezu ohybu jsou doloženy respektive modelovány tak, že povrchy anuloidu jsou vytvořeny rotací dvou nesoustředných kružnic vnitřního a vnějšího průměru. Vzájemné posunutí kružnic je rovno rozdílu tloušťky stěn e_i a e_e .

Model geometrie jednotlivých těles bude tvořen přímo v programu ANSYS – v jeho části Preprocessor. Bude využito příkazů spojených s tvorbou čar (line), ploch (area) a objemů (volume) a operace s nimi (tažení plochy po čáře, sčítání a odečítání ploch a objemů).

9.4 Tvorba konečnoprvkové sítě

9.4

V systému ANSYS je nutné pro řešení daného typu úlohy zvolit vhodný prvek konečnoprvkové sítě. Volba prvku závisí na rozměru úlohy (v rovině, v prostoru), typu úlohy (nosníkové prvky, skořepinové prvky, solid prvky), také na řešení materiálových vlastností (elastické, hyperelastické, plastické, viskózní), způsobu odezvy prvku (posuvy, natočení) i počtem uzlů v každém prvku. Pro řešení uvedených geometrií v prostoru, u nichž se materiál nachází v elasto-plastickém i creepovém stavu přicházejí v úvahu prvky s označením Solid45, Solid95, Solid185, Solid186. Pro řešení je zde zvolen prvek s číslem 186 - prvek se třemi stupni volnosti (UX, UY, UZ) v každém z 20 nodů, tato volba bude společně s vlivem počtu prvků na řešení odůvodněna v následujícím textu.



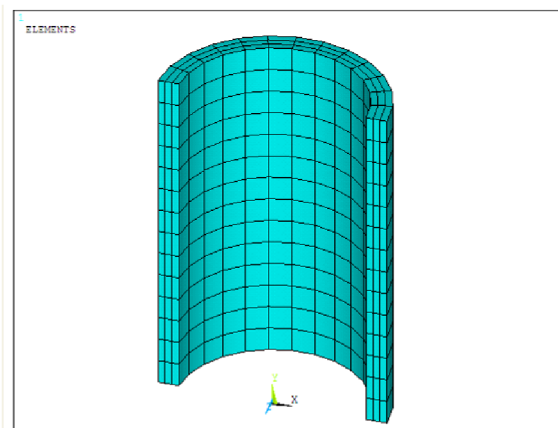
Obr. 9-5 Prvek Solid 186 [1]

Tvorba konečnoprvkové sítě probíhá v programu ANSYS v části Preprocessor v záložce Meshing. Před samotnou tvorbou sítě musí být přiřazen zvolené entitě (plocha, objem) pomocí nástroje Mesh Attributes typ prvku, model materiálu. Následuje volba mapované (mapped) nebo volné (free) sítě konečných prvků. Použití mapované sítě vede ke stejně přesnému výpočtu při použití nižšího počtu prvků než u volné sítě. Nevýhodou mapované sítě je možnost použití pouze u jednodušších modelů geometrie, volnou síť lze použít na jakýkoli tvar modelu geometrie. Další nastavení vlastností konečnoprvkové sítě (hustota prvků, jejich počet, velikost) lze provést pomocí nástroje MeshTools.

9.4.1 Válec

- tvorba sítě konečných prvků:

- tvořena prvky Solid186
- voleny 4 prvky s ohledem na vykreslování napětí přes tloušťku
- velikost prvku volena 30 mm

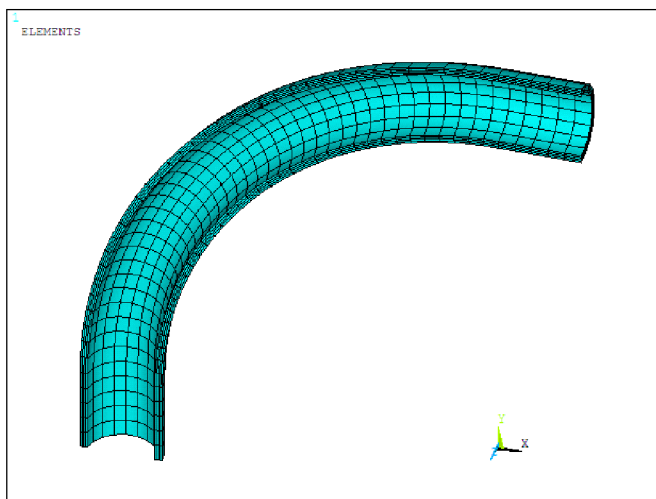


Obr. 9-6 Válec – síť konečných prvků

9.4.2 Oblouk, ohyb

- tvorba sítě konečných prvků:

- tvořena prvky Solid186
- voleny 4 prvky přes tloušťku s ohledem na vykreslování napětí
- po poloměru ohybu oblouku velikost prvku po $2,5^\circ$
- na vnitřním průměru voleno 10 prvků po obvodu



Obr. 9-6 Oblouk, ohyb – síť konečných prvků

Poznámka: Volba čtyř prvků přes tloušťku stěny je kompromisem mezi požadavkem na přesnost zjištění průběhu napětí přes tloušťku stěny a časovou náročností řešení úlohy. Vzhledem k tomu, že použitý prvek má mezilehlé uzly, jsou hodnoty deformací počítány v sedmi bodech průřezu, což je akceptováno jako dostačující. Dokonalejším modelem by samozřejmě byla volba počtu prvků v závislosti na tlustostěnnosti tělesa.

9.5 Model vazeb

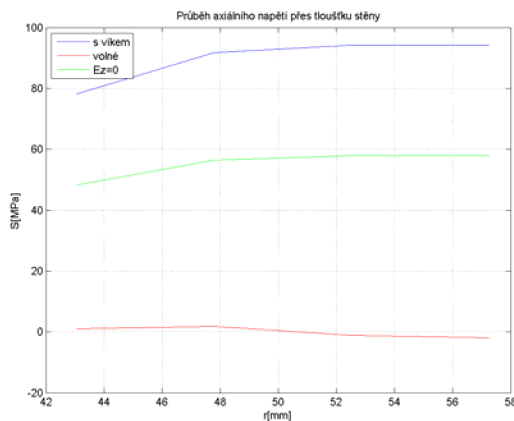
Abychom dospěli ke správnému výsledku nebo aby výpočet pomocí deformační varianty MKP konvergoval, je nutné předepsat okrajové podmínky tak, aby bylo řešené těleso jednoznačně vázáno v prostoru.

U modelu válce předpokládáme, že příčné řezy před deformací a po deformaci zůstanou rovnoběžné. Toto lze předpokládat u válce nekonečné délky, u válce konečné délky lze uvažovat tři varianty okrajových podmínek konců potrubí:

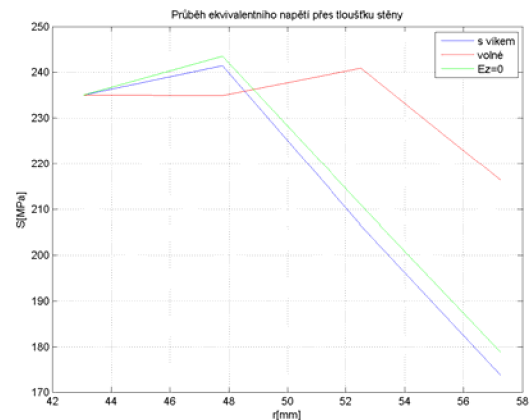
- volný konec
- konec s víkem nebo nahrazení víka ekvivalentním axiálním tlakem
- zamezení osové (axiální) deformace konců $\varepsilon_z = 0$

Pro zhodnocení okrajových podmínek byl zvolen válec odpovídající rozměrové řadě č.4 podle tab. 9-1, zatížen vnitřním přetlakem, s odezvou v E-P oblasti a v creepové oblasti. Zkoumán byl vliv okrajových podmínek na velikost hlavních napětí, ekvivalentního napětí a axiálního posuvu konce válce. Vliv okrajových podmínek a, b, c na průběhy hlavních napětí přes tloušťku stěny je patrný z následujících obrázků, hodnoty osového posuvu jsou uvedeny v tabulce.

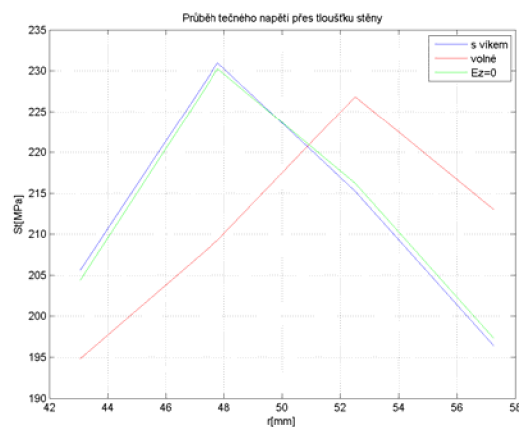
9.5.1 Vliv volby okrajových podmínek na velikost napětí v E-P oblasti



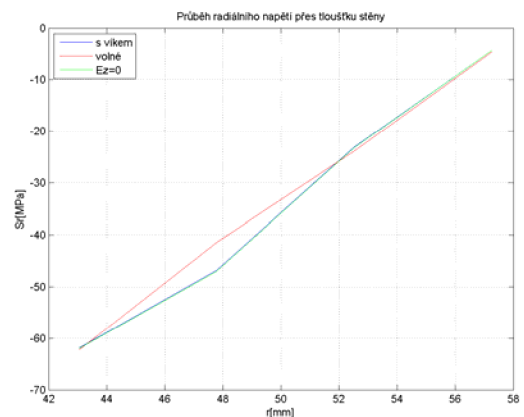
Obr. 9-7 Průběh axiálního napětí



Obr. 9-8 Průběh ekvivalentního napětí



Obr. 9-9 Průběh tečného napětí

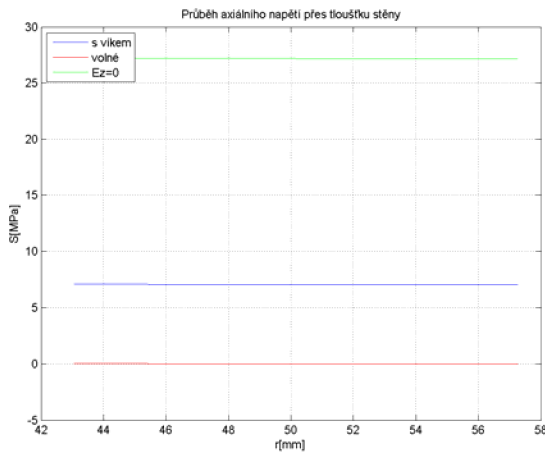


Obr. 9-10 Průběh radiálního napětí

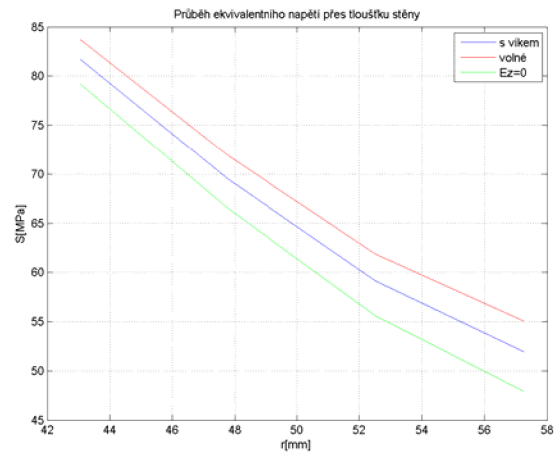
Tab. 9-4 Axiální posuv konce válce v elasto-plastické oblasti

Druh OP	Volný konec	S víkem	Ez = 0
U _{ax} [mm]	- 0,13	0,07	0

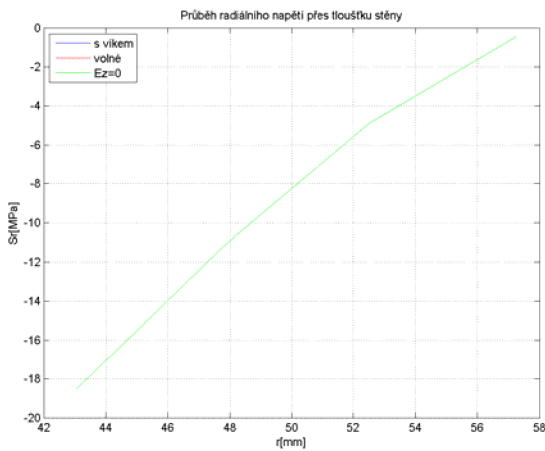
9.5.2 Vliv volby okrajových podmínek na velikost napětí v creepové oblasti



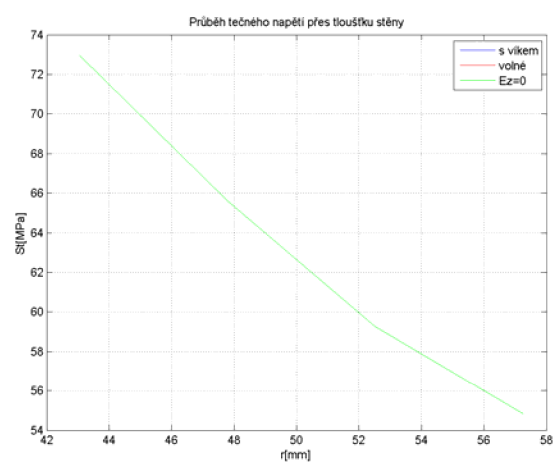
Obr. 9-11 Průběh axiálního napětí



Obr. 9-12 Průběh ekvivalentního napětí



Obr. 9-13 Průběh radiálního napětí



Obr. 9-14 Průběh tečného napětí

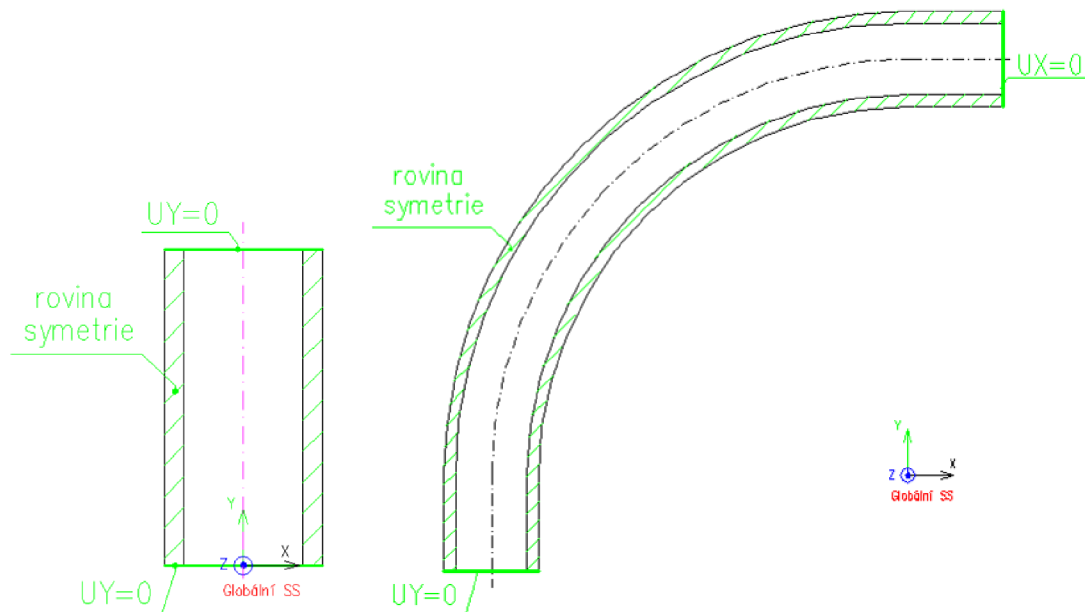
Tab. 9-5 Axiální posuv konce válce v creepové oblasti

Druh OP	Volný konec	S víkem	Ez = 0
U _{ax} [mm]	- 5,72	- 3,86	0

9.5.3 Zhodnocení volby okrajových podmínek

Pro modelování uzavřeného potrubí nelze použít okrajovou podmínku volného konce. Z obrázků je patrné, že ostatní okrajové podmínky b) a c) jsou až na velikost axiálního napětí téměř totožné. To potvrzuje platnost analytických vztahů uvedených v kapitole 8.1.1. Průběhy axiálních napětí přes tloušťku trubky mají pro tyto podmínky stejné průběhy, které jsou od sebe posunuty o konstantní vzdálenost.

Numerické řešení budeme porovnávat s normativními vztahy DBF a s analytickými vztahy, které pro jednodušší odvození předpokládají $\varepsilon_z = 0$ - kapitola 8.1.1, a jsou odvozeny pro podmínku plasticity $\max \tau$, kde vystupuje pouze první hlavní (tečné) napětí a třetí hlavní (radiální) napětí. Pro hodnocení napjatosti elasto-plastického stavu pak není závislé na druhém hlavním (axiálním) napětí a chyba volby jiné okrajové podmínky zde není podstatná. V souladu s odvozením analytického řešení pro plastický stav a creepový model volíme typ okrajových podmínek č.3 - zamezení osově (axiální) deformace konců. Tato okrajová podmínka bude použita i pro oblouk, ohyb. U těchto těles se taktéž nepředpokládají další osová zatížení tahem nebo ohybem. Okrajová podmínka c) je nejvýhodnější pro vyhodnocení geometrické řady úloh, protože není nutné separovat oblasti s lokálními špičkami napětí a další vlivy okrajových podmínek. Všechna tělesa budou modelována s využitím symetrie – to má za následek snížení počtu prvků a tím i snížení výpočtového času. Rovina symetrie leží v podélném řezu tělesa.



Obr. 9-15 Schematické zobrazení okrajových podmínek na řešených tělesech

9.6 Model zatížení těles v E-P oblasti

Pro řešení v elasto-plastické oblasti budeme uvažovat zatížení vnitřním tlakem. Cílem řešení v plastické oblasti je nalezení maximální hodnoty vnitřního tlaku kdy právě dojde ke zplastizování přes celou tloušťku tělesa. U každého tělesa je volen dostatečně velký vnitřní přetlak ($p = 500 \text{ MPa}$), velikosti této hodnoty je nastaven čas doby výpočtu,

numerické řešení v jednotlivých krocích přiřazuje hodnotu času totožné velikosti zatěžovacího tlaku. Výpočet probíhá do doby, než dojde k plnému zplastizování tělesa přes tloušťku stěny, vyšší tlak, tzn. delší řešení u tohoto modelu materiálu není možné, protože po vzniku plastického kloubu dochází k nedefinované progresivní deformaci tělesa a výpočet přestává dále konvergovat. Proto je tlak, kdy došlo k plnému zplastizování přes tloušťku materiálu tělesa, roven času „zhavarování“, výpočtu, tj. konce konvergence numerického řešení.

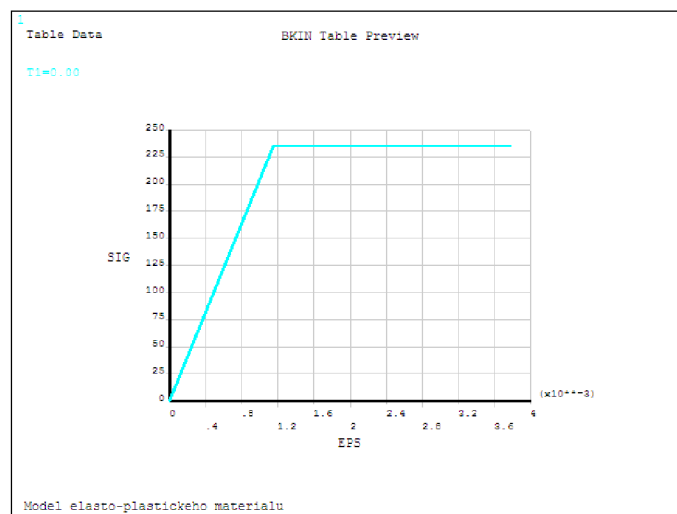
9.7 Model materiálu v E-P oblasti

9.7

Uvažujeme model ideálního elasto-plastického materiálu (obr. 5-1 a 9-16).

Zadávání modelu materiálu v programu ANSYS:

- izotropní, lineárně elastický materiál charakterizovaný dvěma materiálovými konstantami
 - modulem pružnosti $E = 205000 \text{ MPa}$
 - Poissonovo číslo $\mu = 0,3$
- plastický materiál s kinematickým zpevněním, bilineární, charakterizovaný dvěma materiálovými charakteristikami
 - mezí kluzu $\sigma_k = 235 \text{ MPa}$
 - modulem zpevnění $E_T = 0 \text{ MPa}$



Obr. 9-16 Model materiálu v E-P oblasti

9.8 Očekávané odezvy a chování výpočtového modelu

9.8

Odezvou a projevem na zatížení prvku tělesa s jeho vazbami na okolí je deformace, posuvy a napětí v určitých místech řešeného prvku tělesa. Model chování obsahuje složky tenzoru napětí. Zaměříme se na složky hlavního tenzoru napětí, kterými jsou tři hlavní napětí – tečné, axiální, radiální, které jsou popsány v úvodu kapitoly 8. Odezvou na zatížení je v dalším textu míněn průběh napětí.

Očekáváme, že odezva numerického řešení válce na zatížení vnitřním tlakem pro elasto-plastický materiál bude ve velmi těsné shodě s analytickým řešením válce. U oblouku/ohybu numerické řešení srovnáváme s inženýrským řešením DBF, proto očekáváme vyšší odchylky numerického řešení, které by zde mělo být přesnější.

9.8.1 Tvorba lokálních souřadných systémů

9.8.1

Pro vykreslení hlavních napětí v řešených tělesech bude použito lokálních souřadných systémů (dále LSS), které jsou v programu ANSYS označeny Local coordinate systems.

9.8.1.1 Lokální souřadný systém u válce

- pro vykreslení hlavních napětí v tomto souřadném systému platí:

- SX → radiální napětí σ_r
- SY → tečné napětí σ_t
- SZ → axiální napětí σ_a

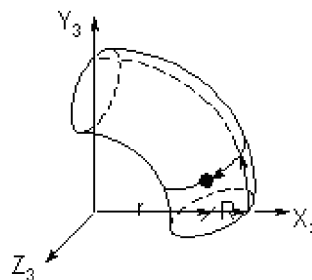
9.8.1.2 Lokální souřadný systém u oblouku, ohybu

- zde se nabízí dvě možnosti tvorby LSS k vykreslení hlavních napětí:

- tvorba LSS po 15° na ose ohybu a mezi jednotlivými LSS se pro vykreslení hlavních napětí v daných místech přepínat. Nevýhodou je zkrácení průběhů napětí mimo místa blízké tomuto lokálnímu systému.
- vytvoření toroidního lokálního souřadného systému, který umožňuje vykreslení hlavních napětí po poloměru oblouku a ohybu.

U oblouku a ohybu je vytvořen toroidní LSS, který je definován čtyřmi parametry:

1. keypoint ve středu poloměru oblouku/ohybu
2. keypoint určující směr osy X
3. keypoint určující směr osy Y, s předcházejícím keypointem definují rovinu XY
4. velikost poloměr ohybu r



(d) Toroidal
(R, θ, ϕ) with parameter = r

Obr. 9-17 Schéma toroidního souřadného systému [1]

pro vykreslení hlavních napětí v tomto souřadném systému platí:

- SX → radiální napětí σ_r
- SY → axiální napětí σ_a
- SZ → tečné napětí σ_t

10 PREZENTACE VÝSLEDKŮ V E-P OBLASTI

Cílem řešení souboru úloh je pro vybrané rozměrové řady těles stanovit maximální tlak, při kterém právě dojde ke zplastizování celé tloušťky tělesa. Výsledky z numerického řešení pomocí programu ANSYS budou porovnány se vztahy DBF aplikovanými v normách a dalšími odvozenými analytickými vztahy. Pro porovnání s řešením numerickou metodou budeme používat jak vztahy DBF, tak analytické řešení odvozené pro podmínky plasticity $\max \tau$ i HMH z toho důvodu, že podmínku plasticity HMH používají numerické metody programu ANSYS, zatímco vztahy DBF jsou odvozeny z podmínek plasticity $\max \tau$.

Postup výpočtu jednotlivých těles v programovém prostředí ANSYS byl rozdělen do dvou kroků. Prvním krokem bylo nastavení velikost vnitřního tlaku 500 MPa, stejná hodnota byla přiřazena i času výpočtu, byly nastaveny velké posuvy pomocí příkazu NLGEOM,ON a proběhl výpočet do jeho zhavarování. Času divergence výpočtu v programu ANSYS odpovídá velikost maximálního vnitřního přetlaku – hledaná hodnota pro numerické řešení tělesa. V druhém kroku bylo tímto tlakem zatíženo těleso, byla opět zapnuta volba velkých posuvů. Výpočet s tímto tlakem již konvergoval a bylo možné na řešeném tělese vykreslit průběhy napětí a ověřit zplastizování celé tloušťky tělesa.

10.1 Válec

10.1

Nyní budou uvedeny výpočtové vztahy jednotlivých řešení válce, výsledky jednotlivých metod budou shrnuty v níže uvedené tabulce 10-1

10.1.1 Analytické řešení:

10.1.1

- vztah odvozený pro maximální tlak pro podmínku $\max \tau$ (8.44)

$$p_{1mez} = \sigma_k \ln \frac{r_2}{r_1} = \sigma_k \ln \frac{\frac{D}{2}}{\frac{D}{2} - e} = p_{\max} (ANALYT \max \tau)$$

- vztah odvozený pro silnostěnnou válcovou nádobu pro podmínku plasticity HMH

$$p_{pl} = \frac{2 \cdot \sigma_k}{\sqrt{3}} \cdot \ln \frac{D}{D - e} = p_{\max} (ANALYT HMH) \quad [26]$$

10.1.2 DBF řešení:

10.1.2

- vztah pro minimální tloušťku stěny přímé trubky 6.1-1 z [5] platný pro $\frac{D}{d} \leq 1,7$

$$e = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \Rightarrow p_c = \frac{2 \cdot e \cdot f \cdot z}{D - e} \quad (10.1)$$

kde:

- e .. tloušťka stěny
- f .. dovolené namáhání – v případě plastizace $f = \sigma_k$
- z .. součinitel hodnoty spoje – pro spoje bez vad $z=1$
- D .. vnější průměr
- d .. vnitřní průměr

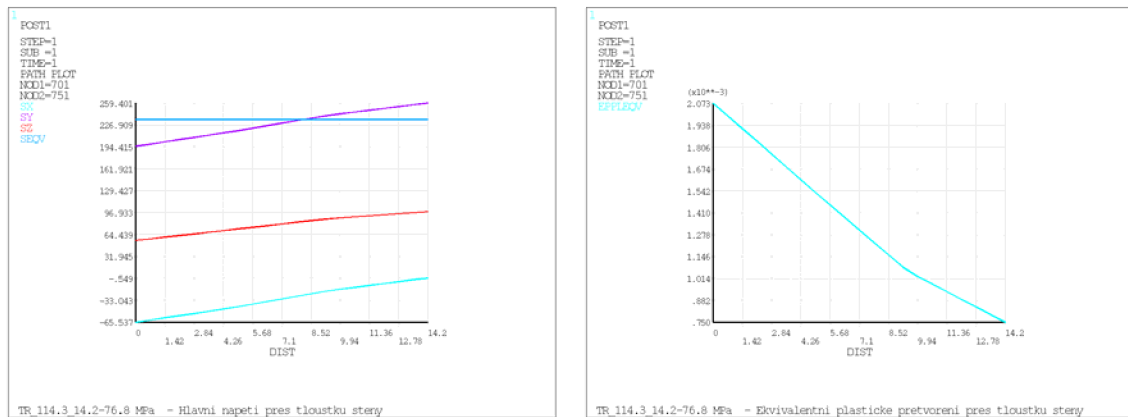
- ze vztahu 10.1 vyjádříme tzv. nejvyšší přípustný tlak přímé trubky:

$$p_c = \frac{2 \cdot e \cdot \sigma_k}{D - e} = p_{\max}(DBF)$$

10.1.3 Numerické řešení

10.1.3

- nyní uvedeme průběhy hlavních napětí, ekvivalentního napětí a plastického přetvoření přes tloušťku stěny válce v plně plastickém stavu u reprezentanta – rozměrová řada č.2



Obr. 10-1 Válec - průběh hlavních napětí a plast. přetvoření v plně plast. stavu

10.1.4 Výsledky jednotlivých metod řešení válce

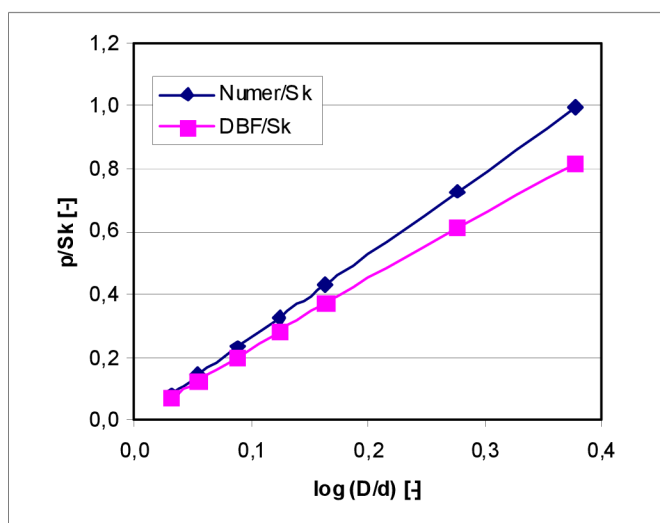
10.1.4

Tab. 10-1 Válec - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání

Rozměrová řada č.		1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D	[mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e	[mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38
p_{\max} (ANALYT HMH)	[MPa]	19,6	33,83	54,90	77,51	102,16	172,58	235,65
p_{\max} (NUMER)	[MPa]	19,4	33,54	54,52	76,79	101,41	171,38	233,63
p_{\max} (ANALYT maxT)	[MPa]	17,05	29,30	47,54	67,13	88,47	149,46	204,08
p_{\max} (DBF)	[MPa]	17,04	29,26	47,38	66,67	87,44	144,62	192,15
Rozdíl NUMER a DBF	[%]	12,26	12,75	13,10	13,18	13,77	15,62	17,75

Jestliže porovnáme výsledky p_{\max} (ANALYT HMH) a p_{\max} (NUMER) je patrná shoda řešení pomocí numerické metody s použitím výpočtového modelu v programu ANSYS a analytické metody s použitím podmínky plasticity HMH. Tímto byla také ověřena správnost výpočtového modelu (zvolený prvek, velikost prvku a hustota sítě), proto lze předpokládat, že tento výpočtový model bude možné použít na geometricky složitější tělesa – oblouk, ohyb. Co dále stojí za povšimnutí je shoda analytického řešení pro podmínku max τ a vztahů DBF. Platnost vztahu DBF je pro poměry D/d < 1,7 což by odpovídalo minimální odchylce (do 2%) při porovnání výsledků p_{\max} (DBF) a p_{\max} (ANALYT maxT) pro D/d < 1,7 uvedených v tabulce 10-1.

Odchylka výpočtu maximálního tlaku pomocí DBF od výpočtu pomocí numerického modelu s podmínkou plasticity HMH je patrná z následujícího grafu. Výsledky se více rozcházejí se zvyšujícím se poměrem D/d.



Obr. 10-2 Válec - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF

10.2 Oblouk

10.2

Nyní budou uvedeny výpočtové vztahy jednotlivých řešení oblouku, výsledky jednotlivých metod budou shrnuty v níže uvedené tabulce 10-2

10.2.1 DBF řešení:

10.2.1

- u oblouku dochází ke zplastizování nejprve na vnitřní straně
- vztah pro minimální tloušťku stěny na vnitřní straně oblouku 6.2.3-1 z [5]:

$$e_i = e \cdot \frac{\left(\frac{R}{D}\right)^{-0,25}}{\left(\frac{R}{D}\right)^{-0,5}} = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \cdot Z_{OB} \Rightarrow p_c = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_i}{D \cdot Z_{OB} - e_i}$$

,kde:

- e .. vztah (10.1) pro tloušťku stěny přímé trubky platný pro $\frac{D}{d} \leq 1,7$
- e_i .. minimální tloušťka stěny na vnitřní straně oblouku
- Z_{OB} .. tvarová konstanta oblouku $Z_{OB} = \frac{\left(\frac{R}{D}\right)^{-0,25}}{\left(\frac{R}{D}\right)^{-0,5}}$ (platí pro vnitřní stranu)
- R .. poloměr oblouku
- D .. vnější průměr

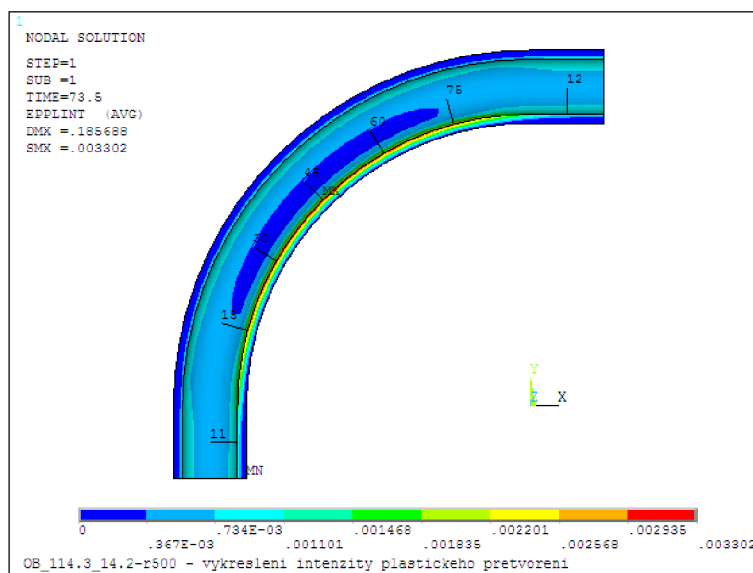
- pro výpočet nejvyššího přípustného tlaku oblouku na vnitřní straně (při dosažení plně plastického stavu pro model tenkostěnného tělesa o středním průměru) obdržíme vztah:

$$p_c = \frac{2 \cdot e_i \cdot \sigma_k}{D \cdot Z_{OB} - e_i} = p_{\max} (DBF)$$

10.2.2 Numerické řešení

10.2.2

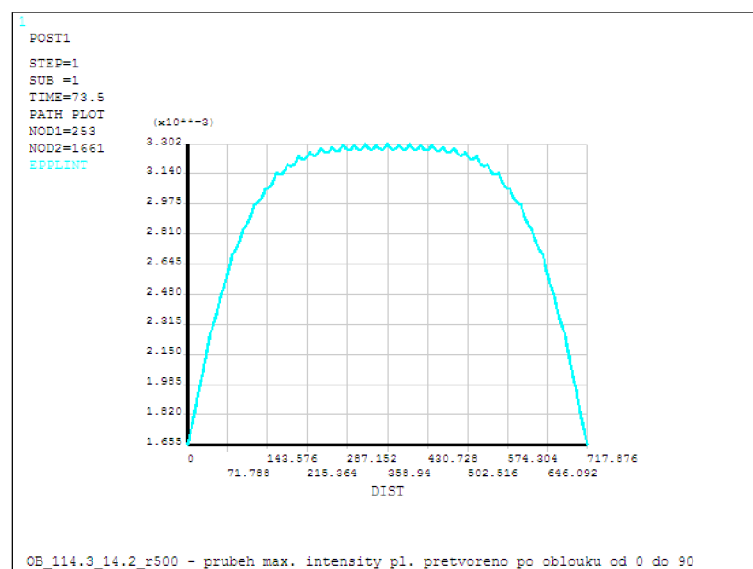
- pro vykreslení hlavních napětí σ_r , σ_t , σ_o je použit lokální souřadný systém
- pro nalezení místa kde nejdříve dojde ke zplastizování celé tloušťky tělesa je vykresleno ekvivalentní plastické přetvoření.



Obr. 10-3 Oblouk - ekvivalentní plastické přetvoření

Z uvedeného obrázku vyplývá, že maximální ekvivalentní plastické přetvoření se nachází na vnitřní straně oblouku.

Maximální velikost intenzity plastického přetvoření je v řezu roviny symetrie na vnitřní stěně oblouku, a je téměř konstantní v rozmezí 25°-65° úhlu oblouku. Vyjádřeno v absolutní délce, je nejvyšší intenzita napětí odpovídající rozmezí na ose x hodnotám 200 – 520 mm.



Obr. 10-4 Oblouk - ekvivalentní plastické přetvoření po vnitřní straně oblouku

- vykreslíme-li hlavní napětí v lokálním souřadném systému v místě maximální intenzity napětí, jsou průběhy hlavních napětí a přetvoření přes tloušťku vnitřní stěny obdobné jako u trubky v plně plastickém stavu obr. 10-1; stěna vzdálenější od středu oblouku je v elasto-plastickém stavu.

- k plné plastizaci celé tloušťky stěny došlo u oblouku na vnitřní straně povrchu

10.2.3 Výsledky jednotlivých metod řešení oblouku

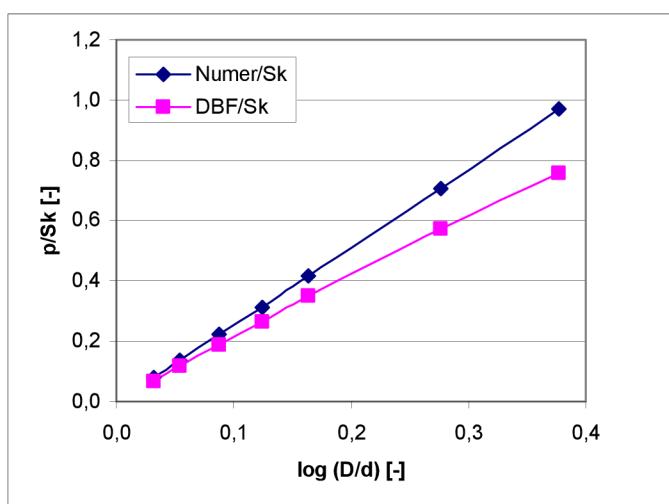
10.2.3

Tab. 10-2 Oblouk - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání

Rozměrová řada č.		1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D	[mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e	[mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
Poloměr ohybu R	[mm]	500	1250	1250	500	2500	2500	2500
D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38
$p_{\max}(\text{NUMER})$	[MPa]	18,52	31,97	52,11	73,59	97,93	166,34	228,14
$p_{\max}(\text{DBF})$	[MPa]	15,98	27,47	44,38	62,10	81,92	134,62	177,92
Rozdíl NUMER a DBF	[%]	13,74	14,07	14,83	15,62	16,34	19,07	22,01

Jestliže porovnáme výsledky $p_{\max}(\text{DBF})$ a $p_{\max}(\text{NUMER})$ je patrný narůstající rozdíl mezi řešením pomocí MKP a návrhu DBF vlivem rostoucího poměru D/d. Rozptyl výsledků je od 14% do 22%. Výsledky metody DBF jsou konzervativnější. Oba modely prokazují shodu v místech dosažení nejvyššího napětí (vnitřní strana oblouku).

Odchylka modelu DBF od numerického modelu, s podmínkou plasticity HMH je patrná z následujícího grafu. Výsledky se více rozcházejí se zvyšujícím se poměrem D/d.



Obr. 10-5 Oblouk - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF

Poznámka: soubor úloh byl řešen pouze pro jednu geometrickou řadu při zachování podobnosti, a to přibližně konstantní poměr $R = 5 \cdot D$.

10.3 Ohyb

10.3

Nyní budou uvedeny výpočtové vztahy jednotlivých řešení ohybu, výsledky jednotlivých metod budou shrnuty v níže uvedené tabulce.

10.3.1 DBF řešení:

10.3.1

- u ohybu dochází k zplastizování na vnější straně ohybu.

- vztah 6.2.3-2 z [5] platný pro minimální požadovanou tloušťku stěny na vnější straně ohybu:

$$e_e = e \cdot \frac{\left(\frac{R}{D}\right) + 0,25}{\left(\frac{R}{D}\right) + 0,5} = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \cdot Z_{OH} \Rightarrow p_c = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_e}{D \cdot Z_{OH} - e_e}, \text{ kde:}$$

- e .. vztah (10.1) pro tloušťku stěny přímé trubky platný pro $\frac{D}{d} \leq 1,7$
- e_{ext} .. minimální tloušťka stěny na vnější straně ohybu
- Z_{OH} .. tvarová konstanta ohybu $Z_{OH} = \frac{\left(\frac{R}{D}\right) + 0,25}{\left(\frac{R}{D}\right) + 0,5}$ (pro vnější stranu ohybu)
- R .. poloměr ohybu
- D .. vnější průměr

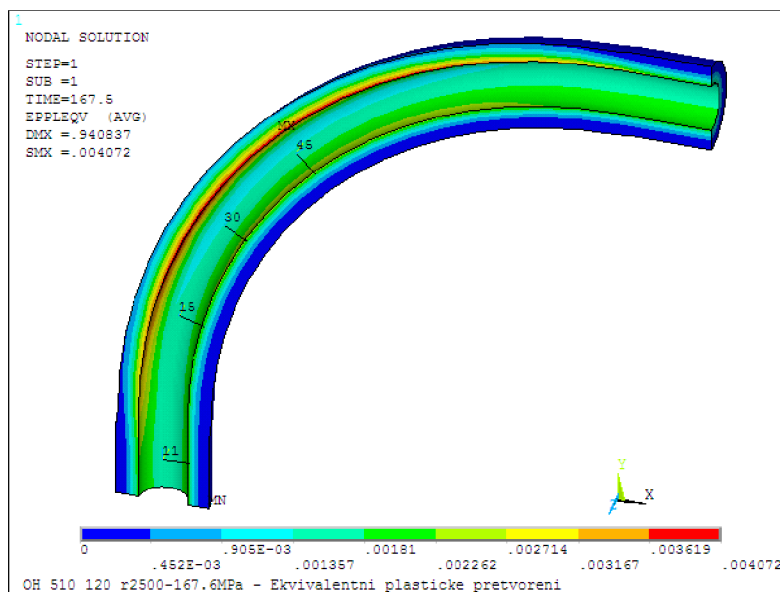
- k výpočtu nejvyššího přípustného tlaku ohybu při dosažení plně plastického stavu na vnější straně obdržíme vztah:

$$p_c = \frac{2 \cdot e_e \cdot \sigma_k}{D \cdot Z_{OH} - e_e} = p_{\max}(DBF)$$

10.3.2 Numerické řešení

10.3.2

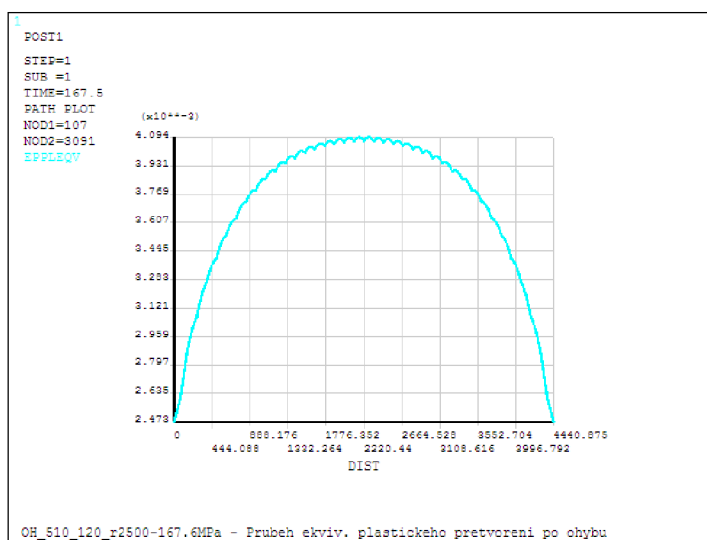
- pro vykreslení hlavních napětí σ_r , σ_t , σ_o je použit lokální souřadný systém
- pro nalezení místa kde nejdříve dojde ke zplastizování celé tloušťky tělesa je vykresleno ekvivalentní plastické přetvoření u reprezentanta č. 6.



Obr. 10-6 Ohyb - ekvivalentní plastické přetvoření

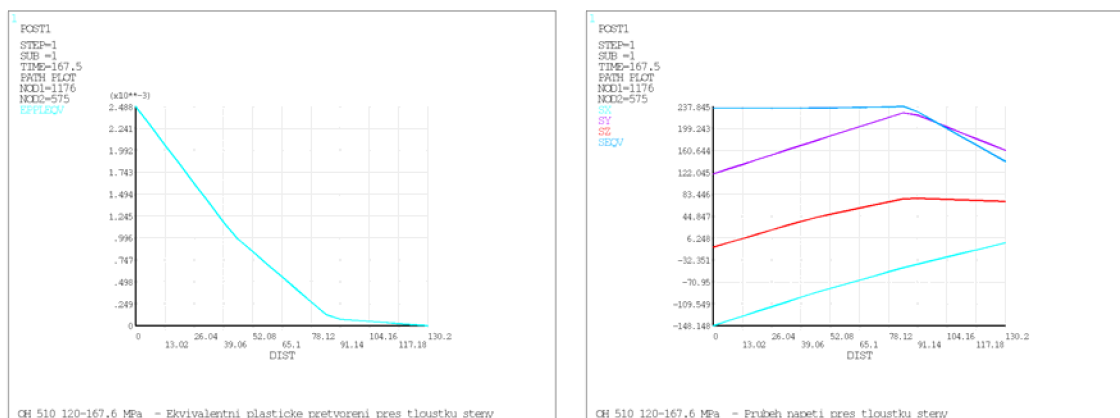
Z uvedeného obrázku vyplývá, že maximální ekvivalentní plastické přetvoření se nachází na vnější straně ohybu.

Velikost intenzity napětí je v řezu roviny symetrie, na vnější stěně ohybu, a je téměř konstantní v rozmezí 25° - 65° úhlu ohybu. Vyjádřeno v absolutní délce, je nejvyšší intenzita napětí odpovídající rozmezí na ose x hodnotám 1200 – 3050 mm, na následujícím obrázku.



Obr. 10-7 Ohyb - ekvivalentní plastické přetvoření po vnitřní straně oblouku

- v místě maximálního ekvivalentního plastického přetvoření je průběh napětí a plastického přetvoření přes tloušťku stěny na vnější straně ohybu obdobný jako u trubky v plně plastickém stavu obr. 10-1; stěna blíže ke středu ohybu je v elasto-plastickém stavu s průběhy napětí, které jsou vykresleny v následujících obrázcích.



Obr. 10-8 Ohyb - průběh hlavních napětí a plastického přetvoření v E-P stavu

- ke zplastizování u ohybu tedy došlo na vnější straně, je tomu naopak jako u oblouku (anuloidového tělesa s konstantní tloušťkou stěny).

10.3.3 Výsledky jednotlivých metod řešení ohybu

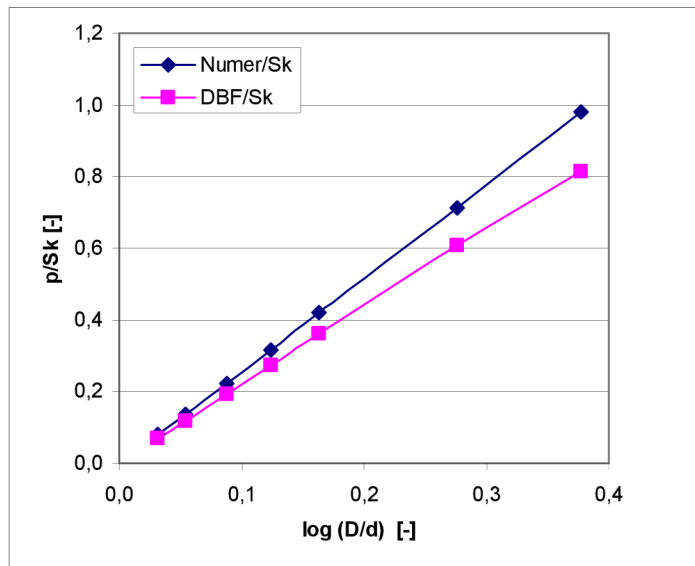
10.3.3

Tab. 10-3 Ohyb - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání

Rozměrová řada č.		1	2	3	4	5	6	7
Vnější průměr D	[mm]	114,3	273	273	114,3	510	510	510
Tloušťka stěny e	[mm]	4	16	25	14,2	80	120	148
Vnitřní tloušťka stěny e_i	[mm]	4,5	17,8	27,75	15,8	87,5	130,2	159,6
Vnější tloušťka stěny e_e	[mm]	3,6	14,5	22,75	12,9	73,7	111,3	138
D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46	1,89	2,38
$p_{\max}(\text{NUMER})$	[MPa]	18,63	32,19	52,49	74,15	98,55	167,66	230,26
$p_{\max}(\text{DBF})$	[MPa]	16,20	27,98	45,59	64,34	85,23	142,77	191,67
rozdíl NUMER a DBF	[%]	13,04	13,08	13,15	13,23	13,51	14,84	16,76

Jestliže porovnáme výsledky $p_{\max}(\text{DBF})$ a $p_{\max}(\text{NUMER})$ je patrný narůstající rozdíl mezi řešením pomocí MKP a návrhu DBF vlivem rostoucího poměru D/d. Rozptyl výsledků je od 13% do 17%. Výsledky metody DBF jsou konzervativnější. Oba modely prokazují shodu v místech dosažení nejvyššího napětí (vnější strana ohybu).

Odchylka modelu DBF od numerického modelu, s podmínkou plasticity HMH je patrná z následujícího grafu. Výsledky se více rozcházejí se zvyšujícím se poměrem D/d.



Obr. 10-9 Ohyb - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF

Poznámka: soubor úloh byl řešen pouze pro jednu geometrickou řadu při zachování podobnosti, a to přibližně konstantní poměr $R = 5 \cdot D$.

10.4 Porovnání výsledků výpočtového modelu DBF a numerického modelu

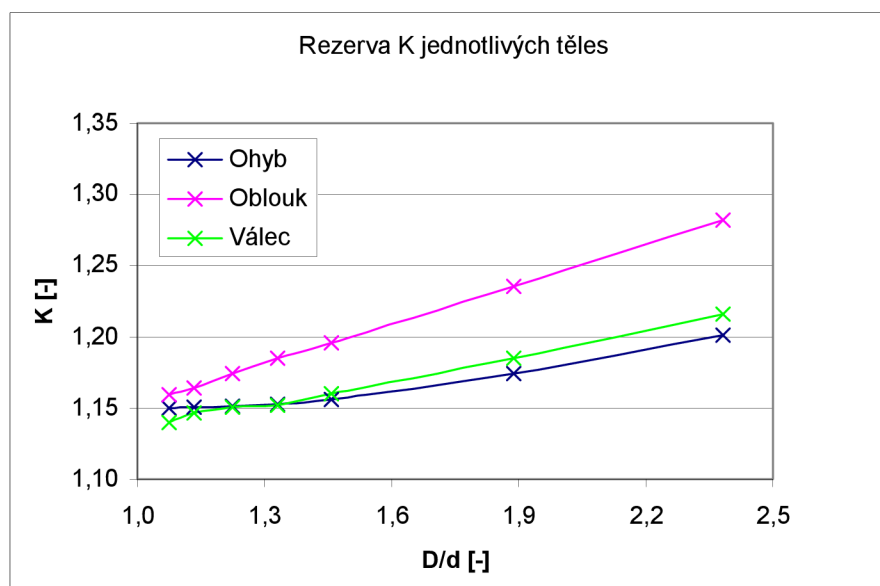
10.4

- pro porovnání jednotlivých výsledků je zaveden součinitel poměrů zatížení K , obecně definovaný vztahem:

$$K = \frac{p_{\max}(DBF)}{p_{\max}(NUMER)}, \text{ kde:}$$

p jsou nejvyšší přípustné tlaky, při kterých dojde ke zplastizování řezu tělesa přes celou tloušťku stěny. V čitateli je tlak vypočten z normalizovaného vzorce DBF, ve jmenovateli je stanoven numerickým výpočtem. Součinitel je možné vnímat jako rezervu přípustného zatížení těles oproti zjednodušené formuli DBF.

Pro jednotlivé geometrie modelů jsou součinitelé poměrů zatížení, v závislosti na geometrii:



Obr. 10-10 Závislost součinitele K poměru zatížení jednotlivých těles na D/d

10.5 Hodnocení výsledků v E-P oblasti

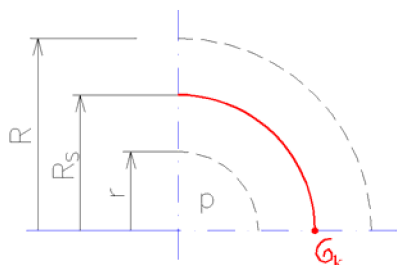
10.5

Z výsledků je patrné, že válec a ohyb mají přibližně stejnou rezervu K . Pro oblouk je tato rezerva vyšší než pro ostatní zkoumané geometrie. Výsledky nejvyššího přípustného tlaku, získané numerickou metodou a vztahy DBF, se pro všechna modelová tělesa lišily v rozsahu od 12 do 22 %. Tato odchylka může být způsobena třemi faktory:

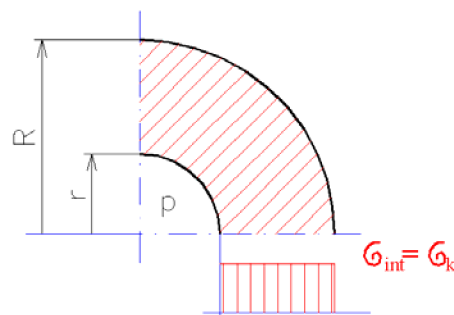
1. numerické řešení používá podmínku plasticity HMM a vztahy DBF jsou vyjádřené pro podmínku $\max \tau$ (neuvažují střední napětí), možný rozdíl podmínek (kapitola 5.2.3) je až 15,5 %.
2. geometrický rozdíl mezi plnou plastizací u výpočtu pomocí DBF a pomocí MKP. Vztahy DBF považují za plně plastický stav tělesa takový, je-li dosaženo hodnoty meze kluzu na středním průměru obr. 10-11. Numerické metody

považují za plně plastický, a také mezní, stav tělesa takový, je-li zplastizován (dosažení hodnoty meze kluzu na vnějším průměru tělesa) celý průřez tlustostěnného tělesa (obr.10-12).

3. použití Laplaceova vzorce pro výpočet napětí ve vztahu DBF, který je odvozen pro tenkostěnnou válcovou skořepinu.



Obr. 10-11 Plná plastizace u metody DBF



Obr. 10-12 Plná plastizace u metody MKP

Poznámka: výše uvedené hodnocení je platné pouze pro zatížení vnitřním tlakem. Vzhledem k hodnocení podle různých podmínek plasticity a nemožnosti superpozice zatížení při nelineárním řešení úloh, je nepřijatelné zobecnění výsledků pro reálné potrubí. To je, jak bylo již uvedeno, zatížené dalšími tzv. vnějšími silami – tíhovými apod.

11 VÝPOČTOVÝ MODEL PRO CREEPOVOU OBLAST

11

Tato kapitola obsahuje pouze ty dílčí modely, které jsou odlišné od výpočtového modelu pro E-P oblast – kapitola 9.

11.1 Model geometrie těles

11.1

11.1.1 Válec

- jde o válcové těleso, které je definováno:
 - vnějším průměrem D [mm]
 - tloušťkou stěny e [mm]

Tab. 11-1 Rozměrové řady válce

Rozměrová řada č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Světlost DN	200	100	200	250	500	250	100	200	500
Vnější průměr D [mm]	219,1	114,3	219,1	273	508	273	114,3	219,1	510
Tloušťka stěny e [mm]	6,3	4	10	16	38	25	14,2	30	80
Poměr D/d [-]	1,06	1,08	1,10	1,13	1,18	1,22	1,33	1,38	1,46

- zobrazení modelu geometrie válce je na obr. 9-2

11.1.2 Oblouk - anuloid s konstantní tloušťkou stěny

11.1.2

- jde o obecné těleso, které je definováno:

- vnějším průměrem D [mm]
- poloměrem ohybu R [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]

Tab. 11-2 Rozměrové řady oblouků

Rozměrová řada č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Světlost DN	200	100	200	250	500	250	100	200	500
Vnější průměr D [mm]	219,1	114,3	219,1	273	508	273	114,3	219,1	510
Tloušťka stěny e [mm]	6,3	4	10	16	38	25	14,2	30	80
Poloměr ohybu R [mm]	velikosti poloměru ohybu $R=3*DN$, $R=4*DN$, $R=5*DN$								
Poměr D/d [-]	1,06	1,08	1,10	1,13	1,18	1,22	1,33	1,38	1,46

- zobrazení modelu geometrie válce je na obr. 9-3

11.1.3 Ohyb - anuloid s proměnnou tloušťkou stěny

11.1.3

Anuloid s proměnnou tloušťkou stěny – Ohyb

- jde o obecné těleso, které je definováno:

- vnějším průměrem D [mm]
- poloměrem ohybu R [mm]
- tloušťkou stěny e [mm]
- vnitřní tloušťkou stěny e_i [mm]
- vnější tloušťkou stěny e_e [mm]

Tab. 11-3 Rozměrové řady ohybů

Rozměrová řada č.		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Světlost DN		200	100	200	250	500	250	100	200	500
Vnější průměr D [mm]		219,1	114,3	219	273	508	273	114	219	510
Tloušťka stěny e [mm]		6,3	4	10	16	38	25	14,2	30	80
Tl. vnitřní e _i [mm]		7,7	4,9	12,1	19,3	45,1	30,0	17,0	35,6	93,4
Tl. vnější e _e [mm]		5,4	3,4	8,5	13,7	32,9	21,5	12,2	25,9	70,0
Poloměr ohybu R [mm]		velikosti poloměru ohybu R=3*DN, R=4*DN, R=5*DN								
Poměr D/d [-]		1,06	1,08	1,10	1,13	1,18	1,22	1,33	1,38	1,46

- zobrazení modelu geometrie válce je na obr. 9-4

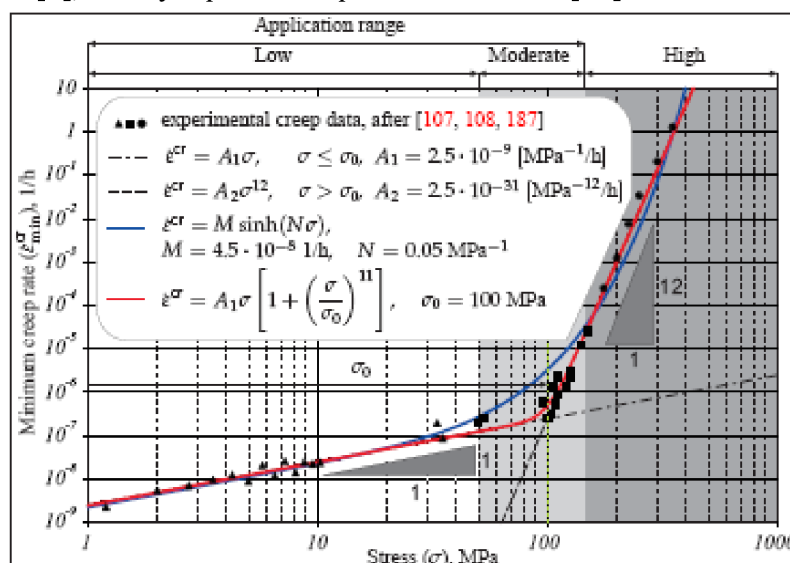
11.2

11.2 Model materiálu pro řešení v creepové oblasti

- pro řešení v creepové oblasti uvažujeme několik předpokladů:

- zanedbáváme 1. stádium creepu
- creep probíhá beze změny objemu
- uvažujeme model materiálu, z jehož experimentálních dat obdržíme konstanty pro konstitutivní rovnici ve tvaru $\dot{\epsilon}_i = A \cdot \sigma_i^n$ - Nortonův popis creepu
- uvažujeme model materiálu s konstantami a exponenty konstitutivní rovnice, které jsou invariantní na napětí a času působení
- zatížení monotónní, izotermické při teplotě 600°C
- odezva (první hlavní napětí nebo ekvivalentní napětí) bude vždy v oblasti difúzního (nízkonapěťového) creepu – kapitola 6.3.1 a obr. 6-10

Analyzovaný materiál je martenzitická ocel s obsahem 9-12 % chromu, značky X10CrMoVNb91. Popis zkoušení tohoto materiálu a výsledky creepové zkoušky jsou v [23], konstanty pro creepový model materiálu (Nortonova konstitutivní rovnice) převezmeme z [9], kde byla použita experimentální data [23].



Obr. 11-1 Aproximace experimentálních dat materiálu P91 pro teplotu 600°C [9]

11.2.1 Model materiálu v software Ansys:

11.2.1

- Izotropní lineárně elastický materiál charakterizovaný dvěma materiálovými konstantami – vlastnosti materiálu při teplotě 600°C
 - modulem pružnosti $E = 151000 \text{ MPa}$ [11]
 - Poissonovo číslo $\mu = 0,3$
- Konstitutivní rovnice materiálu v ANSYSu $\dot{\epsilon}_{cr} = C_1 \sigma_i^{C_2} e^{-C_3/T}$ [1]
 - Materiálová konstanta $C_1 = A = 2,9 \cdot 10^{-9} \text{ MPa}^{-1} / \text{hod}$
 - Creepový exponent $C_2 = n = 1$
 - Koeficient teplotní závislosti $C_3 = 0$

Pozn. Je nutné podotknout, že použitý model materiálu má platnost pro intenzitu napětí do 100 MPa, což je patrné z obr. 11-1 pro vyšší hodnotu intenzity napětí by bylo nutné použít buď jiné konstanty pro popis materiálových charakteristik nad touto hodnotou intenzity napětí nebo použít jinou konstitutivní rovnici pro popis creepové křivky (např. Generalized Garofalo (modrá křivka na obr. 11-1) ve tvaru

$$\dot{\epsilon}_{cr} = C_1 [\sinh(C_2 \sigma)]^{C_3} e^{-C_4/T} \quad [1].$$

11.3 Model vazeb a zatížení

11.3

Okrajové podmínky jsou totožné jako u řešení v E-P oblasti, odůvodnění volby okrajových podmínek jsou i pro řešení v creepové oblasti vedeny souhrnně v kapitole 9.5.

11.4 Model zatížení u creepového materiálu

11.4

Pro řešení těles v creepové oblasti budeme uvažovat zatížení vnitřním tlakem po dobu provozu součásti 200.000 hodin. Velikost vnitřního tlaku bude u jednotlivých těles stanovena podle maximálního dovoleného tlaku vypočteného dle DBF [5].

11.4.1 Výpočet dovoleného namáhání

11.4.1

- vztah 5.3.2-1 [5]

$$f_{CR} = \frac{S_{RTt}}{SF_{CR}}, \text{ kde} \quad (11.1)$$

S_{RTt} ... střední hodnota meze pevnosti při tečení, $S_{RTt} = \sigma_{ru} = 86 \text{ MPa}$ pro materiál P91, X10CrMoVNb9-1 dle výsledků materiálových zkoušek – příloha č. 1

SF_{CR} ... součinitel bezpečnosti, který závisí na čase, $SF_{CR} = 1,25$ dle tabulky 5.3.2-1 [5] pro čas 200.000 hodin

$$\text{po dosazení } f_{CR} = \frac{S_{RTt}}{SF_{CR}} = \frac{86}{1,25} = 68,8 \text{ MPa}$$

11.4.2 Velikost vnitřního tlaku

- vyjdeme ze vztahů pro minimální tloušťku stěny jednotlivých těles dle DBF [5], které jsou uvedeny v kapitole 10. Rozdíl vztahů pro plasticitu a creep je v použití dovoleného namáhání - mez kluzu σ_k nahradíme dovoleným namáháním v creepové oblasti f_{CR} .

Trubka:

$$p_{TR} = \frac{2 \cdot e \cdot f_{CR}}{D - e}$$

Oblouk:

$$p_{OB} = \frac{2 \cdot e \cdot f_{CR}}{D \cdot Z_{OB} - e}$$

Z_{OB} .. tvarová konstanta oblouku $Z_{OB} = \frac{(R/D)^{-0,25}}{(R/D)^{-0,5}}$ vztah 6.2.3-1 [5]

Ohyb:

$$p_{OH} = \frac{2 \cdot e_e \cdot f_{CR}}{D \cdot Z_{OH} - e_e}$$

e_e .. vnější tloušťka stěny

Z_{OH} .. tvarová konstanta oblouku $Z_{OH} = \frac{(R/D)^{+0,25}}{(R/D)^{+0,5}}$ vztah 6.2.3-2 [5]

Tab. 11-4 Velikost vnitřního tlaku jednotlivých těles

Rozměrová řada č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Poměr D/d [-]	1,06	1,08	1,10	1,13	1,18	1,22	1,33	1,38	1,46
p_{TR} [MPa]	4,1	5,0	6,6	8,6	11,1	13,9	19,5	21,8	25,6
R=3*D									
p_{OB} [MPa]	3,5	4,2	5,4	6,9	8,7	10,5	13,8	15,1	17,1
p_{OH} [MPa]	3,5	4,3	5,6	7,1	9,0	10,8	14,3	15,6	17,7
R=4*D									
p_{OB} [MPa]	3,6	4,3	5,6	7,1	9,0	10,8	14,2	15,5	17,5
p_{OH} [MPa]	3,6	4,4	5,7	7,2	9,1	11,0	14,5	15,9	18,0
R=5*D									
p_{OB} [MPa]	3,6	4,4	5,7	7,2	9,1	10,9	14,4	15,7	17,8
p_{OH} [MPa]	3,7	4,4	5,7	7,3	9,2	11,1	14,6	16,0	18,1

11.5 Očekávané odezvy a chování modelů

Odezva numerického řešení pro creepový model materiálu se pro válec očekává ve velmi těsné shodě s analytickým řešením pro válec. Pro oblouky/ohyby analytické ani experimentální řešení neexistuje, proto je nutné výsledky numerické analýzy validovat úsudkem.

Pro vykreslení hlavních napětí v creepové oblasti jsou u jednotlivých těles vytvořeny lokální souřadné systémy, popsány v kapitole 9.8.

12 PREZENTACE VÝSLEDKŮ TĚLES V CREEPOVÉ OBLASTI

12

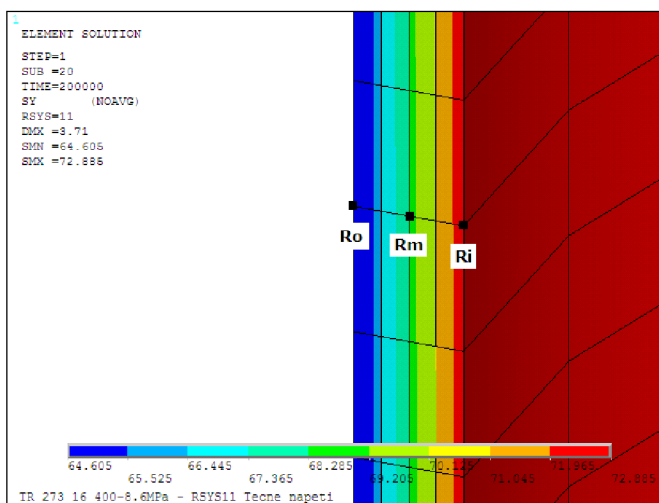
Cílem řešení souboru úloh je deformačně napěťová analýza uvedených rozměrových řad těles. Tělesa jsou zatížena vnitřním přetlakem, vypočítaným pro danou rozměrovou řadu dle DBF pro stanovenou dobu provozu 200.000 hodin. Dílčí výsledky z numerického řešení pomocí programu ANSYS budou následně vzájemně porovnány a mohou posloužit pro stanovení dosažení mezního stavu.

Postup výpočtu jednotlivých těles v programovém prostředí Ansys byl rozdělen do dvou kroků (Load Stepů), kdy první Load step byl nastaven na velmi krátkou dobu tj. 10^{-8} hodiny s vypnutím řešení creepové analýzy pomocí příkazu RATE, OFF. Tento krok aplikuje okrajové podmínky a zatížení na těleso, vyvolá elastickou napjatost v řešeném tělese. Poté následuje restart analýzy s nastavením parametrů pro řešení creepu:

- zapnutí creepové analýzy pomocí příkazu RATE, ON
- řešení probíhalo se zapnutím velkých posuvů pomocí příkazu NLGEOM, ON
- nastavení času výpočtu 200.000 hodin
- jsou voleny časové kroky zatížení (substepy) po časovém intervalu 10.000 hodin
- ostatní volby zůstaly nastaveny jako výchozí

Abychom mohli porovnat velikosti hlavních napětí jednotlivých rozměrových řad těles - srovnávací analýza, zvolíme tři místa pro výpis napětí. Tato místa se u rozměrových řad těles budou vždy nacházet v místě maximální hodnoty ekvivalentního napětí a jsou rozmístěna přes tloušťku tělesa následovně:

- Ri – vnitřní plocha
- Rm – střednicová plocha
- Ro – vnější plocha



Obr. 12-1 Zobrazení míst na tělesech pro srovnávací analýzu

12.1 Válec

12.1

12.1.1 Vlivu hustoty sítě na velikost hlavních napětí u válce

Pro stanovení vlivu hustoty konečnoprvkové sítě na přesnost řešení je zvolen válec o rozměrech odpovídající rozměrové řadě č.4.

Tab. 12-1 Vliv hustoty sítě na velikost hlavních napětí u válce

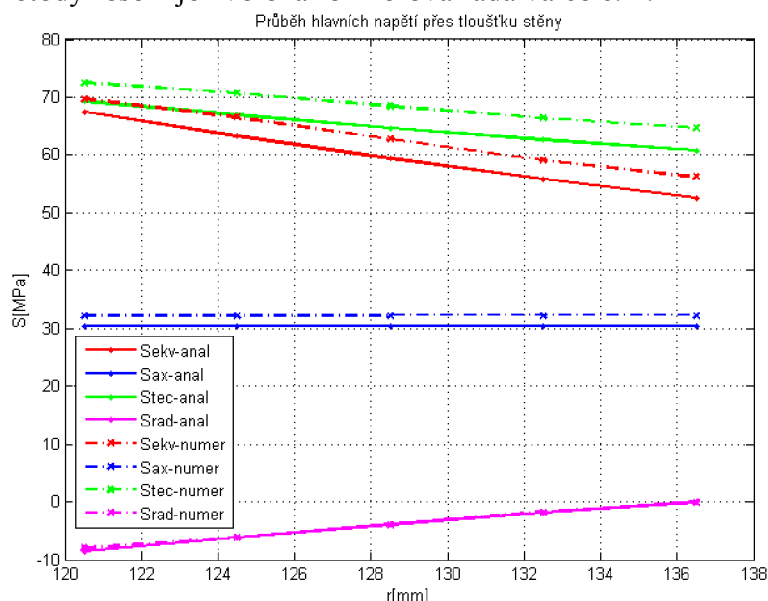
Varianta	prvků přes tl.	vel. prvku	nodů	čas výp.	Srad	Stec	Sax
1.	3	30	2813	4 min	-7,8	72,3	32,3
2.	4	20	5017	9 min	-8,1	72,5	32,3
3.	4	10	9857	21 min	-8,1	72,6	32,3
4.	6	20	7133	13 min	-8,2	72,8	32,3
5.	6	10	14013	47 min	-8,2	72,8	32,3
6.	8	10	26725	1h 15 min	-8,3	72,9	32,3
7.	10	10	32837	2h 20 min	-8,4	72,9	32,3

Z tabulky 12-1 je patrné, že velikost prvků (od varianty č.1 do varianty č.7) neovlivňuje hodnoty hlavních napětí o více jak 5%. Největší vliv na přesnost řešení má počet prvků přes tloušťku stěny tělesa, což je patrné u výsledků radiálního napětí. S rostoucím počtem prvků se blížíme hodnotě vnitřního přetlaku (pro zvolenou rozměrovou řadu $p = 8,6$ MPa). S růstem počtu prvků přes tloušťku narůstá výpočtový čas. Přesnost řešení do 10 % je pro záměry této práce vyhovující a proto ponecháme zvolenou velikost prvků (kapitola 9.4), která odpovídá v tabulce variantě č.2.

12.1.2 Analytické řešení:

12.1.2

Analytické řešení válce bude sloužit k ověření výpočtového modelu. Pro ověření budou používány vztahy (8.57-8.59) uvedené v kapitole 8.2. Ke zjištění rozdílnosti numerické a analytické metody řešení je zvolena rozměrová řada válce č. 4.

**Obr. 12-2** Porovnání analytického a numerického řešení

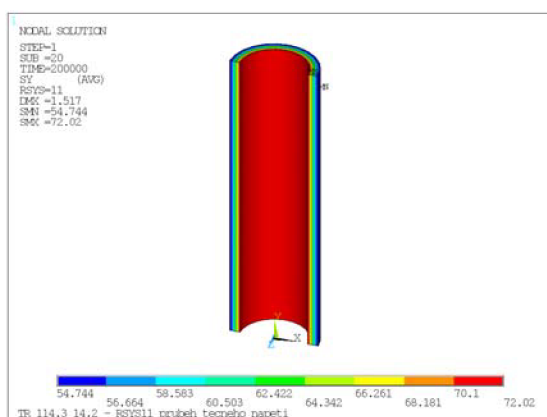
Největší rozdíl mezi analytickou a numerickou metodou řešení je pro daný případ u velikosti radiálního napětí, které se liší o 7%. Velikost axiálního a tečného napětí se neliší o více než 7%. Odchylka velikosti napětí do 10% je přípustná pro řešení pomocí metody MKP. Rozdílnost ve velikostech napětí jsou ovlivněny dvěma faktory:

- velikost prvku (má vliv převážně na rozdíl radiálních napětí)
- nelineární geometrie numerického modelu (má vliv převážně na rozdíl tečných a ekvivalentních napětí)

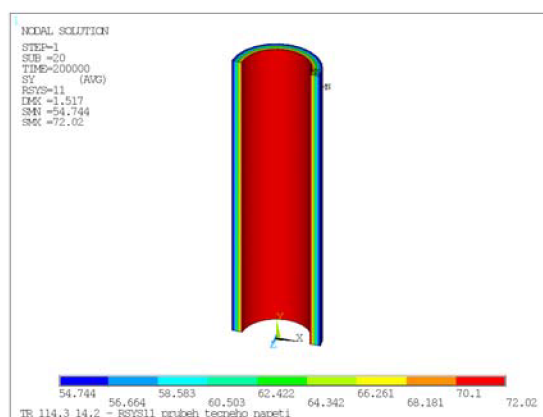
12.1.3 Numerické řešení

U válce je po aplikaci ztížení po stanovenou dobu nalezeno místo maximálního hlavního a ekvivalentního napětí a v tomto místě provedeme srovnávací analýzu jednotlivých rozměrových řad.

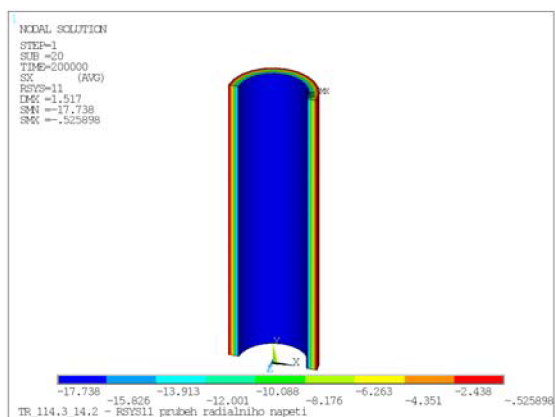
Rozložení hlavních napětí, ekvivalentního napětí a ekvivalentního creepového přetvoření u válce s rozměry odpovídající rozměrové řadě č. 7.



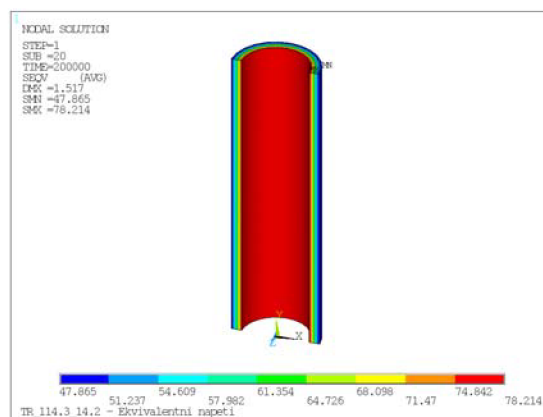
Obr. 12-3 Válec – tečné napětí



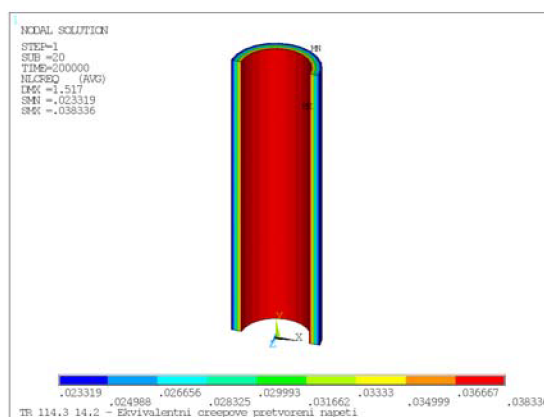
Obr. 12-4 Válec – axiální napětí



Obr. 12-5 Válec – radiální napětí

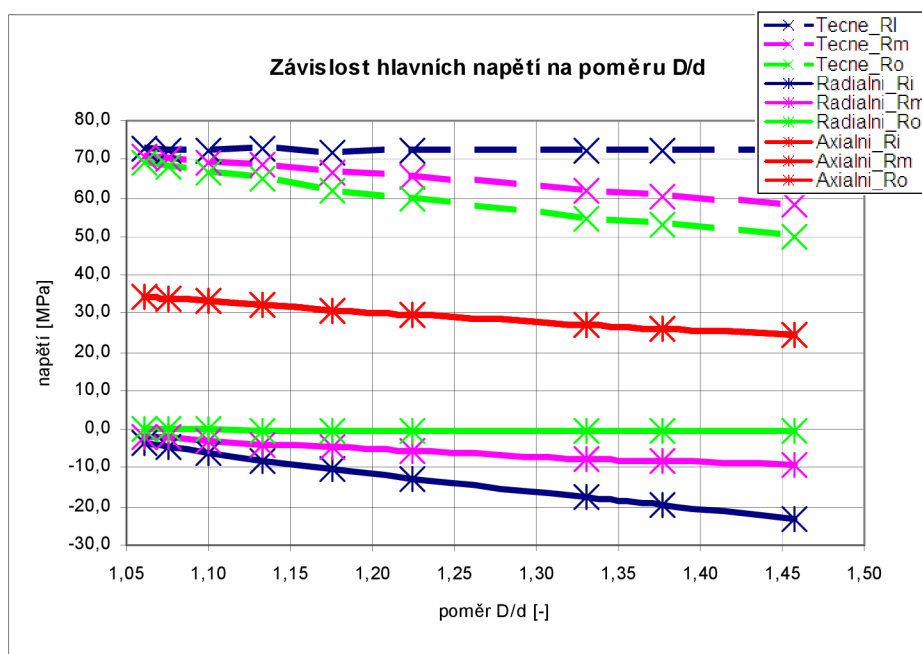


Obr. 12-6 Válec – ekvivalentní napětí



Obr. 12-7 Válec – ekvivalentní creepové přetvoření

Z obrázků hlavních napětí a ekvivalentního napětí u válce je zřejmé, že maximum intenzity napětí se nenachází v bodě, ale v celé oblasti. Poloha maximálního ekvivalentního creepového přetvoření je totožná s polohou ekvivalentního napětí a velikosti přetvoření jsou rostoucí se zvětšujícím se poměrem D/d , porovnání ekvivalentního creepového přetvoření je s ostatními řešenými tělesy v obr. 12-40 na konci této kapitoly. Oblast maximálního ekvivalentního napětí je na vnitřní ploše válce a proto zvolíme libovolný bod této oblasti pro výpis hlavních napětí v místech R_i , R_m , R_o přes tloušťku tělesa pro srovnávací analýzu jednotlivých rozměrových řad válce. Na obrázku 12-8 jsou výsledky srovnávací analýzy numerického řešení válce. Tyto výsledky poslouží k porovnání numerického a DBF řešení a k určení zda bylo či nebylo dosaženo mezního stavu.



Obr. 12-8 Průběhy hlavních napětí pro válec v místech R_i , R_m , R_o

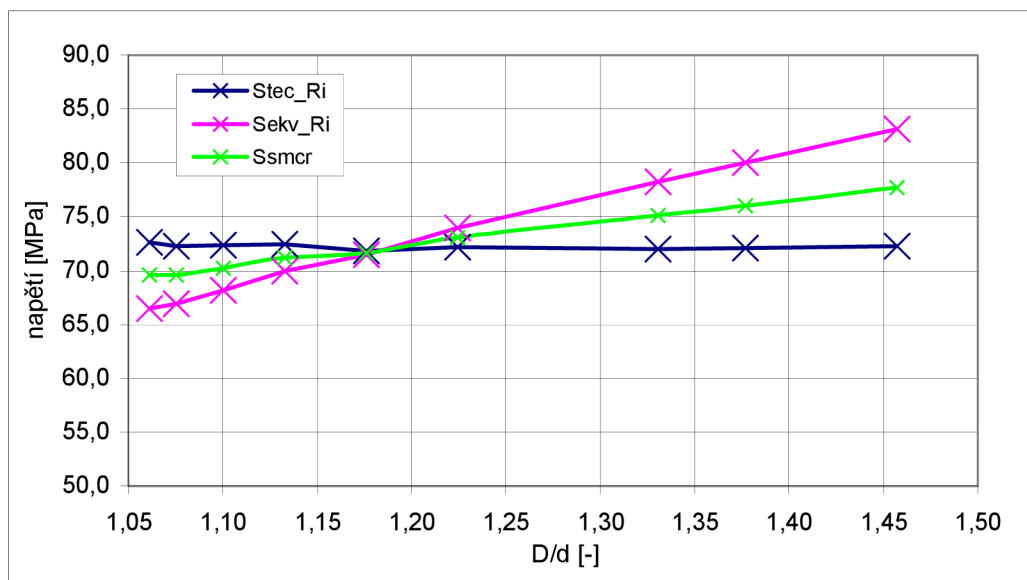
Z uvedeného obrázku 12-8 průběhů velikostí hlavních napětí v závislosti na poměru D/d , který charakterizuje rozměrovou řadu tělesa, vyplývá, že zatížení vnitřním tlakem vypočítaným dle vztahů DBF vyvolá u válce konstantní odezvu tečného napětí na vnitřní ploše R_i , která je na poměru D/d nezávislá. Tečné napětí na R_i je zároveň nejvyšším hlavním napětím. Zbývající hlavní napětí v ostatních bodech řezu jsou již proměnná s poměrem D/d . Pro zvolený materiál s creepovým exponentem $n=1$ je patrný vliv velikosti exponentu (kapitola 8.2.3), u kterého je axiální napětí přes tloušťku tělesa konstantní a maximum hodnot zbývajících dvou hlavních napětí se vyskytují na vnitřní ploše a klesají přes tloušťku tělesa. Z obr. 12-8 je také patrný vliv tlustostěnnosti:

- u malých poměrů D/d dochází k membránové napjatosti – nepodstatná velikost radiálního napětí vůči ostatním (přibližně rovno nule), téměř konstantní hodnota tečného napětí přes tloušťku tělesa a konstantní hodnota axiálního napětí přes tloušťku tělesa.
- s rostoucím poměrem D/d narůstá rozdíl hodnot radiálního a tečného napětí na vnitřní a vnější ploše tělesa – vliv tlustostěnnosti

12.1.4 Dosažení mezního stavu u válce

V této kapitole je porovnáno numerické a DBF řešení. Při zatížení vnitřním tlakem vypočítaným z DBF po dobu 200.000 hodin bude podle normy dosaženo mezního stavu pro dovolené namáhání rovné tzv. minimální hodnotě meze pevnosti v tečení. Dovolené namáhání je vypočteno podle vztahu (11.1). Abychom mohli posoudit dosažení mezního stavu u MKP výpočtového modelu, byla v kapitole 6.4.1 zvolena podmínka Hayhursta-Halla. Vztah (6.9) je poměrnou relací prvního hlavního napětí a ekvivalentního napětí pomocí součinitele triaxility α . Tímto obdržíme srovnávací napětí v kritických místech jednotlivých rozměrových řad těles, které lze porovnat s mezní hodnotou napětí zjištěnou při jednoosé creepové zkoušce materiálu.

Abychom mohli vypočítat srovnávací napětí pro stanovení dosažení mezního stavu, je nutné znát v kritické oblasti velikost intenzity napětí a velikost tečného napětí. Velikosti těchto napětí pro jednotlivé rozměrové řady válce jsou uvedeny v závislosti na D/d v následujícím obrázku 12.9. V tomto obrázku je také vynesena velikost srovnávacího napětí vypočteného vztahem (6.9) ve tvaru $\sigma_{SMCR} = \alpha\sigma_1 + (1-\alpha)\sigma_{eq}$. Vzhledem k tomu, že nejsou dostupná experimentální data, je zvolen součinitel triaxiality pro všechna řešená tělesa $\alpha = 0,5$



Obr. 12-9 Průběhy srovnávacího napětí pro válec v závislosti na D/d

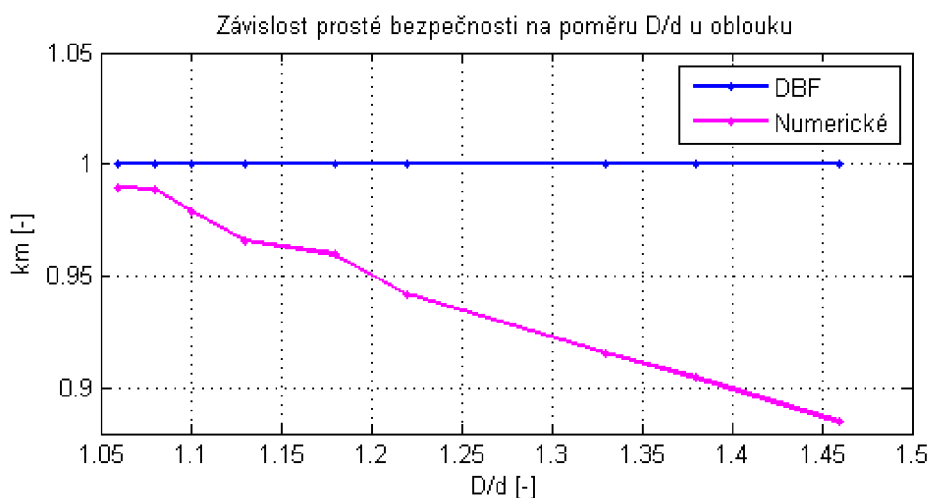
Jak již bylo uvedeno výše, předpokládáme, že při ztížení tělesa vypočítaným maximálním přípustným vnitřním tlakem dle DBF po dobu 200.000 hodin dojde v tělese právě ke vzniku mezního stavu. Nyní zavedeme prostou bezpečnost k_m vzhledem k dosažení mezního stavu u numerického řešení (ve srovnání s modelem DBF), která je definována [12]:

$$k_m = \frac{f_{cr}}{\sigma_{SMCR}}, \text{ kde:}$$

f_{cr} .. dovolené namáhání pro creep, vypočteno v kapitole 11.4.1 $f_{cr} = 68,8 \text{ MPa}$

σ_{SMCR} .. srovnávací napětí rozměrové řady tělesa

Bezpečnost v tomto pojetí srovnává pouze metodu návrhu DBF s numerickým modelem, jinými slovy sděluje, zda metoda DBF návrh podceňuje nebo přeceňuje.



Obr. 12-10 Prostá bezpečnost pro válec v závislosti na D/d

Z obrázku 12-10 vyplývá pokles bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu u numerického řešení u válce s rostoucím poměrem D/d zatíženého maximálním přípustným tlakem vypočteným dle DBF. Jinými slovy, pro tenkostěnné konstrukce je návrh podle vzorců DBF přibližně shodný s numerickým řešením a se zvyšující se tlustostěnností se prostá bezpečnost snižuje pod hodnotou 1. Tento závěr je v rozporu s hodnocením uváděným v literatuře [6]. Podle metody bodu obratu se napětí nehodnotí na ploše o poloměru R_i , ale na ploše blízké poloměru R_m . Zde by vypočítané ekvivalentní napětím S_{mSRC} bylo výrazně nižší (např. pro výsledky podle obr 12-1 je tečné napětí $StecR_i = 72,9$ MPa, zatímco tečné napětí na R_m $StecR_m = 68,5$ MPa).

Rozdíl v bezpečnosti je především způsoben změnou geometrie v průběhu zatížení. Postupně zvětšování průměru tělesa má za následek zmenšení tloušťky stěny a tím i zvětšení hodnot napětí.

12.1.5 Porovnání hlavních napětí numerického modelu na konci zatížení a analytického řešení na deformovaných rozměrech tělesa

Sledování vlivu velkých deformací a změny rozměrů tělesa v průběhu zatěžování je provedeno na válci s rozměry odpovídající rozměrové řadě č. 5. Válec je zatížen tlakem vypočítaným dle DBF a je provedeno řešení pomocí MKP po stanovenou dobu. V kritickém místě jsou odečtena hlavní napětí a velikost radiálních posuvů. Tyto posuvy poslouží k výpočtu rozměrů deformované geometrie. Tato deformovaná geometrie bude zatížena totožným vnitřním tlakem jako numerický model, výsledná hlavní napětí získáme pomocí analytických vztahů (8.57-8.59). Tak je zjištěna velikost hlavních napětí u analytického řešení deformované geometrie, velikost těchto napětí porovnáme s velikostí napětí získaných pomocí numerické metody.

Tab. 12-2 Rozměry válce č.5

Rozměrová řada č.	5
D [mm]	508
e [mm]	38
d [mm]	432
Poměr D/d [-]	1,18
ρ_{\max} DBF [MPa]	11,1

Tab. 12-3 Výsledky nedeformovaného válce č.5

	MKP		Analytika	
	Ri	Ro	Ri	Ro
Srad [MPa]	-10,6	-0,3	-11,1	0
Stec [MPa]	72,4	62	69,1	58
Sax [MPa]	30,8	30,8	29	29
radiální posuv [mm]	6,87	5,87		

Rozdíl výsledků tečného napětí je u MKP a analytickými vztahy až 7%.

Výpočet deformovaných rozměrů:

$$r_d = \frac{d}{2} + 6,87 = 216 + 6,87 = 222,87 \text{ mm} \Rightarrow d_d = 2 \cdot r_d = 445,74 \text{ mm}$$

$$R_d = \frac{D}{2} + 6,87 = 254 + 6,87 = 260,87 \text{ mm} \Rightarrow D_d = 2 \cdot R_d = 521,74 \text{ mm}$$

Tab. 12-4 Deformované rozměry

D [mm]	519,74
d [mm]	445,74
e [mm]	37

Tab. 12-5 Porovnání MKP výsledků s analyt. řešením na deformované geometrii

	MKP		ANALYTIKA Def. geometrie	
	Ri	Ro	Ri	Ro
Radiální napětí	-10,62	-0,31	-11,10	0,00
tečné napětí	72,4	62,02	72,8	61,8
axiální napětí	30,9	30,9	30,9	30,9

Jestliže zatížíme tlakem deformovanou geometrii (vypočtenou pomocí MKP), získáme analytickým řešením na deformované geometrii hodnoty hlavních napětí odlišné do 5 % s výsledky pomocí MKP, se zapnutím příkazu velkých deformací po stanovené době. Rozdíl výsledků tečného napětí u MKP a analytickými vztahy na deformované geometrii se snížil do 1 %.

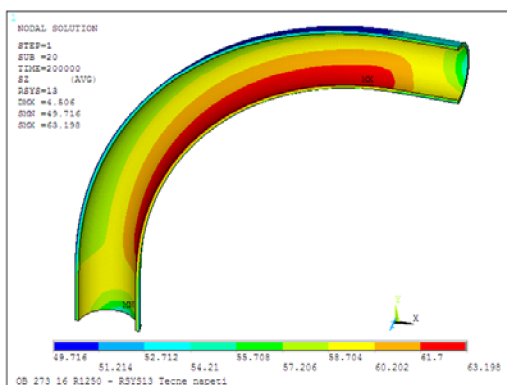
12.2 Oblouk

12.2

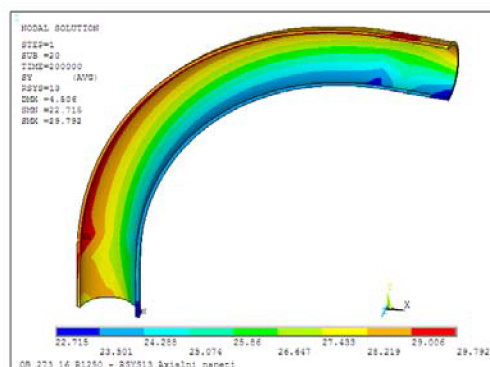
12.2.1 Numerické řešení

U rozměrových řad oblouku nalezneme místo maximálního ekvivalentního napětí, místo ekvivalentního creepového přetvoření a v tomto místě provedeme srovnávací analýzu jednotlivých rozměrových řad. Velikost hlavních napětí v těchto místech (Ri, Rm, Ro) budou obdobně jako u přímé trubky porovnávána pro různé poměry D/d a také zde bude sledován vliv poloměru zakřivení oblouku na jejich velikost.

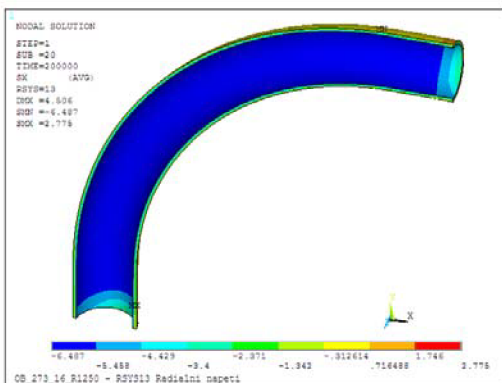
Zobrazení průběhů hlavních napětí, ekvivalentního napětí a ekvivalentního přetvoření u oblouku s rozměry odpovídající rozměrové řadě č.4 s poloměrem zakřivení $R=5D$:



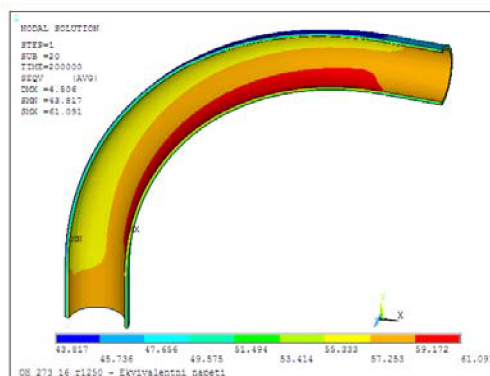
Obr. 12-11 Oblouk – tečné napětí



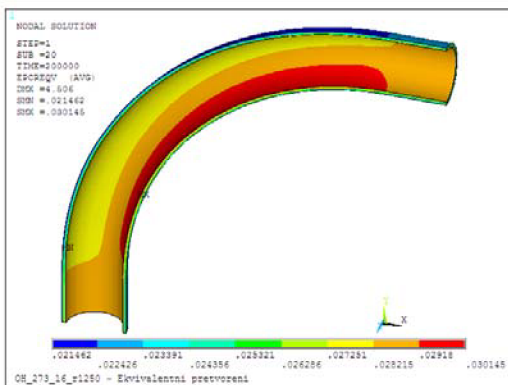
Obr. 12-12 Oblouk – axiální napětí



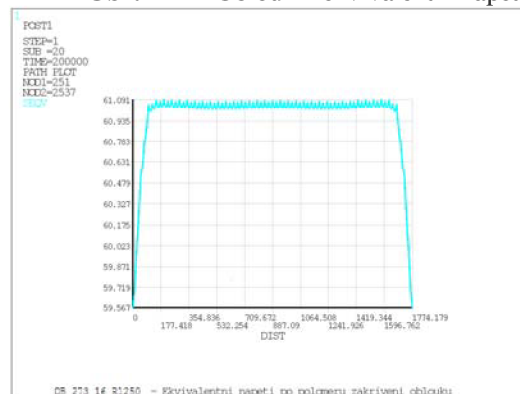
Obr. 12-13 Oblouk – radiální napětí



Obr. 12-14 Oblouk – ekvivalentní napětí



Obr. 12-15 Oblouk – ekvivalentní přetvoření

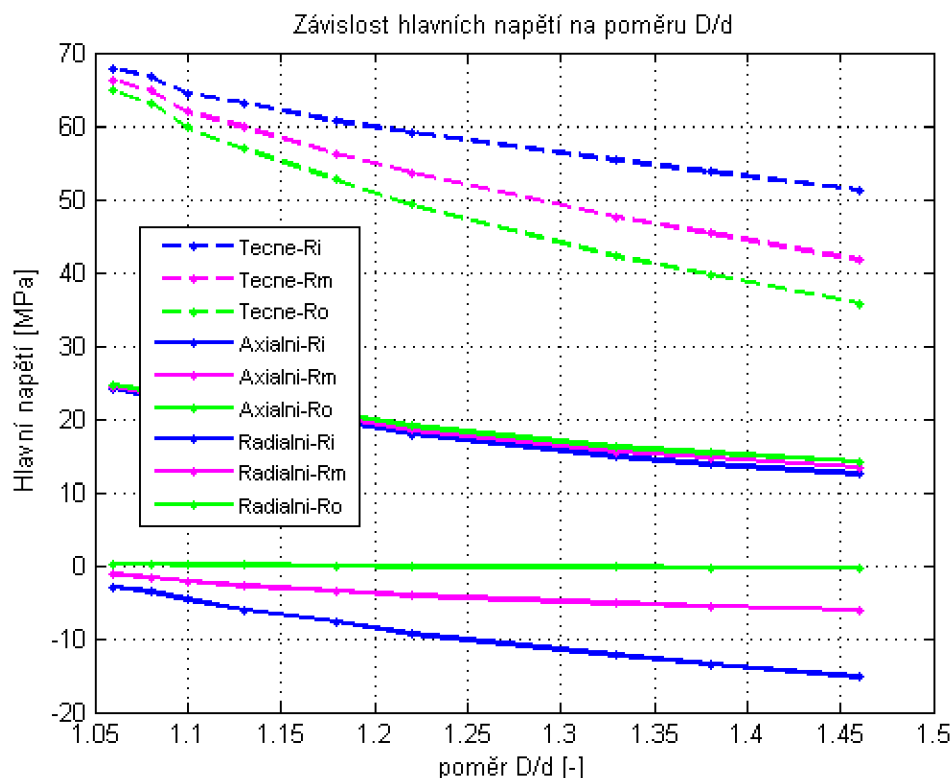


Obr. 12-16 Oblouk – ekvivalentní napětí po oblouku

Průběhy a poloha maximálních hodnot napětí jsou pro všechny rozměrové řady oblouku obdobné. Poloha maxima ekvivalentního creepového přetvoření je totožná s polohou ekvivalentního napětí a velikosti přetvoření jsou klesající se zvětšujícím se poměrem D/d , porovnání ekvivalentního creepového přetvoření je s ostatními řešenými tělesy v obrázku 12-40 na konci této kapitoly. Z obrázků hlavních napětí, ekvivalentního napětí a průběhu ekvivalentního napětí po poloměru oblouku zvolené rozměrové řady je zřejmé, že maximum ekvivalentního napětí se nachází na vnitřní ploše R_i vnitřní strany

oblouku obr. 12-14 a je po oblouku téměř konstantní obr 12-16. Nejedná se tedy o místo maxim napětí, ale o oblast maximálního ekvivalentního napětí. Z této oblasti vybereme libovolný bod k vypsání hlavních napětí pro srovnávací analýzu. U všech rozměrových řad budou hlavní napětí vypsány v bodě pod úhlem 45° oblouku v místech R_i , R_m , R_o přes tloušťku tělesa.

Na obrázku 12-17 jsou výsledky srovnávací analýzy numerického řešení oblouku. Tyto výsledky poslouží k porovnání numerického a DBF řešení a k určení zda bylo či nebylo dosaženo mezního stavu.



Obr. 12-17 Průběhy hlavních napětí pro oblouk $R=3 \cdot D$ v místech R_i , R_m , R_o

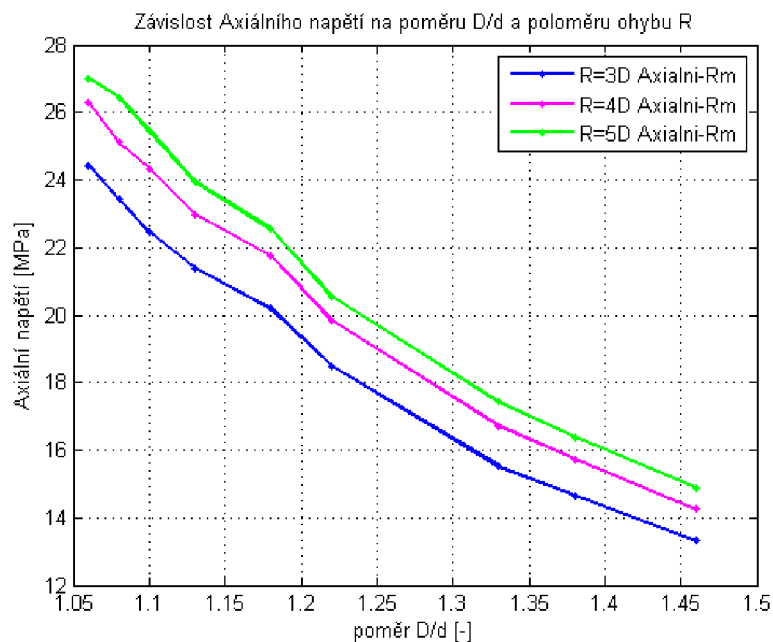
Z uvedeného obrázku 12-17 průběhů velikostí hlavních napětí v závislosti na poměru D/d , který charakterizuje rozměrovou řadu tělesa, je na první pohled zřejmé, že při zatížení oblouku vnitřním tlakem vypočítaným dle vztahů DBF, má průběh tečného napětí rozdílný trend oproti výsledkům přímé trubky obr. 12-8. Dochází k poklesu velikosti tečného napětí na vnitřní ploše R_i v závislosti na poměru D/d . S rostoucím poměrem D/d je opět patrný vliv tlustostěnnosti – rozdíl mezi velikostí napětí na vnitřní a vnější ploše tělesa, který je s výjimkou tečného napětí analogický geometrie válce. Axiální napětí i u větších poměrů D/d lze stále uvažovat za konstantní po tloušťce tělesa.

12.2.2 Vliv poloměru ohybu u oblouku na průběhy hlavních napětí

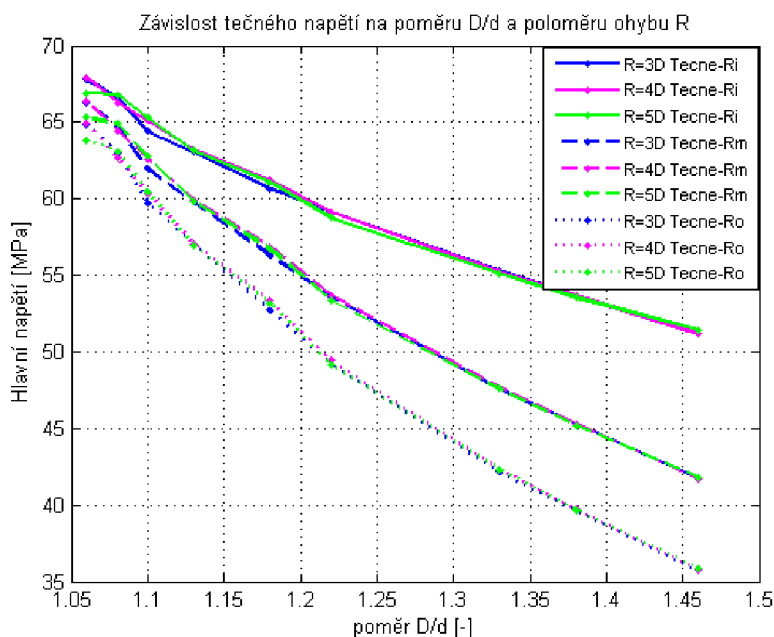
12.2.2

Velikost poloměru zakřivení má pouze vliv na velikost axiálního napětí. Na obr. 12-18 je patrný vliv poloměru oblouku na velikost axiálního napětí (pro přehlednost je vykresleno pouze axiální napětí na střední ploše R_m) – se zvětšujícím se poloměrem ohybu roste hodnota axiálního napětí na R_m . Na zbylá dvě hlavní napětí nemá poloměr

zakřivení podstatný vliv, což dokazuje obr. 12-19, kde je vykreslené tečné napětí pro poloměry oblouku $R=3 \cdot D$, $R=4 \cdot D$, $R=5 \cdot D$.



Obr. 12-18 Závislost axiálního napětí na poloměru zakřivení R_m v závislost na D/d



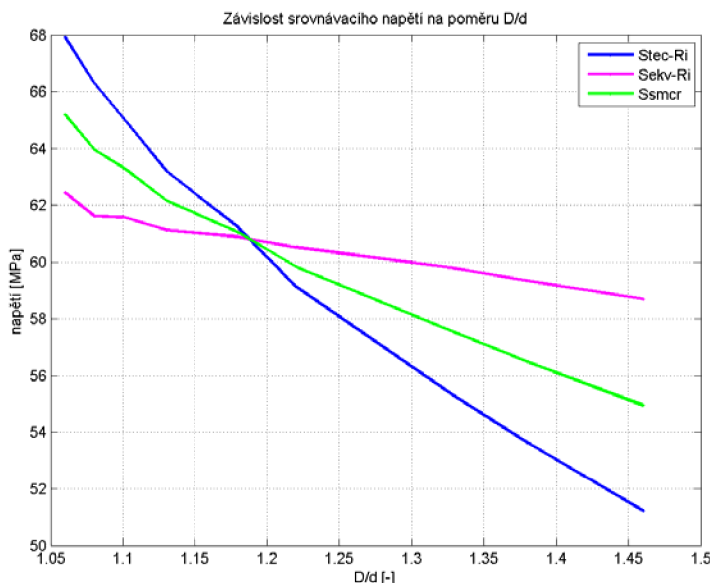
Obr. 12-19 Závislost tečného napětí na poloměru zakřivení v závislost na D/d

12.2.3 Dosažení mezního stavu u oblouku

12.2.3

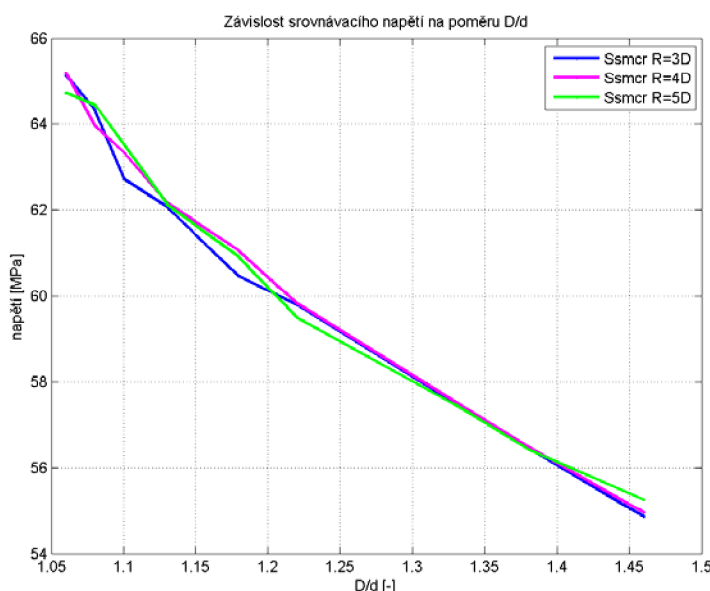
Dosažení mezního stavu je analyzováno stejným postupem jako u válce kapitole 12.1.4. Pro výpočet srovnávacích napětí, abychom zjistili dosažení mezního stavu, je nutné znát (v místech pro srovnávací analýzu) velikost maximálního ekvivalentního napětí a velikost tečného napětí. Srovnávací napětí je vypočtené podle vztahu (6.9). Velikosti prvního hlavního, ekvivalentního a srovnávacího napětí pro jednotlivé rozměrové řady

oblouku jsou uvedeny v závislosti na D/d v následujícím obr. 12-20. Zajímavé je protnutí křivek v jednom bodě pro poměr $D/d = 1,18$



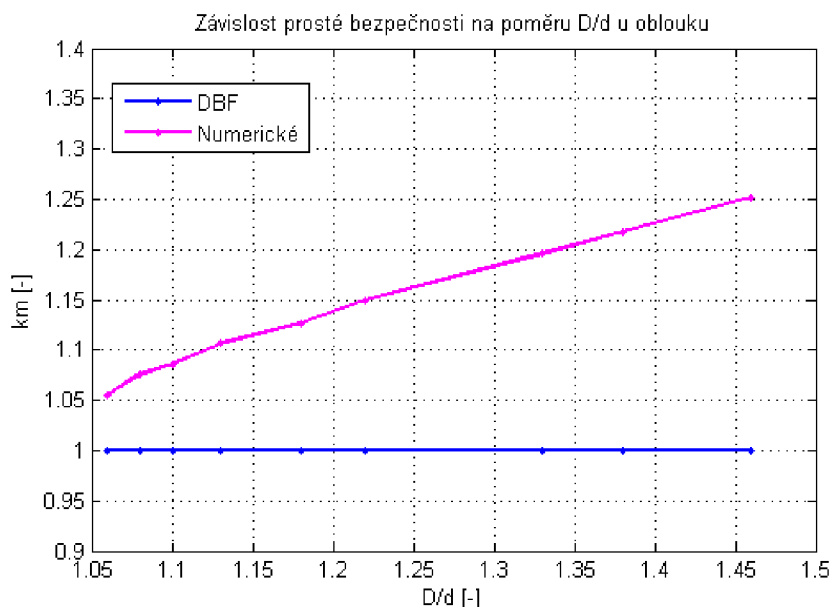
Obr. 12-20 Průběhy srovnávacího napětí pro oblouk $R = 4 \cdot D$ v závislosti na D/d

Velikost tečného napětí u oblouku zatíženého přípustným tlakem dle DBF je nezávislá na poloměru zakřivení což bylo ukázáno na obr. 12-19. Velikosti ekvivalentního napětí se pro jednotlivé poloměry zakřivení oblouku lišila do 3 % a při výpočtu srovnávacího napětí byla odchylka srovnávacích napětí pro jednotlivé poloměry oblouku do 2 % což je patrné z následujícího obrázku.



Obr. 12-21 Srovnávacího napětí pro poloměry ohybu oblouku v závislosti na D/d

Velikost srovnávacího napětí je na poloměru zakřivení oblouku téměř nezávislá, proto pro stanovení prosté bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu použijeme srovnávací napětí rozměrových řad oblouku s poloměrem zakřivení $R=4 \cdot D$. Prostá bezpečnost je vypočítána stejným postupem jako u válce, kapitola 12.1.4



Obr. 12-22 Prostá bezpečnost pro oblouk v závislosti na D/d

Z obrázku 12-22 vyplývá růst prosté bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu numerického řešení u oblouku s rostoucím poměrem D/d zatíženém maximálním přípustným tlakem vypočítaným dle DBF.

Pro tenkostěnné konstrukce návrh podle vzorců DBF vykazuje shodu do 6 % s numerickým řešením. S rostoucí tlustostěnností tělesa se prostá bezpečnost výrazně zvětšuje. Lze předpokládat, že tento efekt je následkem tvarového zpevnění.

Tento závěr je možné porovnat pouze s hodnocením podle britské metody R-5.

12.2.3.1 Hodnocení oblouku podle metody R-5

Jedinou dostupnou metodikou pro srovnání výsledků analýzy MKP je metoda R-5, popsaná v kapitole 4.1.3. Pomocí této metody vypočítáme efektivní napětí, které budeme porovnávat s materiálovou charakteristikou.

$$\sigma_{ef} = \frac{p \cdot \sigma_{kT}}{p_{\max}(Numer)} \quad [27], \text{ kde:}$$

p .. zatěžovací vnitřní přetlak

σ_{kT} .. mez kluzu součásti

$p_{\max}(Numer)$.. velikost tlaku plné plastizace, zjištěného pomocí MKP kapitola 10

Efektivní napětí bude vyčísleno pro rozměrové řady s totožným poměrem D/d, které byly analyzované pro plastický a creepové model materiálu.

Tab. 12-6 Hodnoty pro výpočet efektivního napětí u oblouku

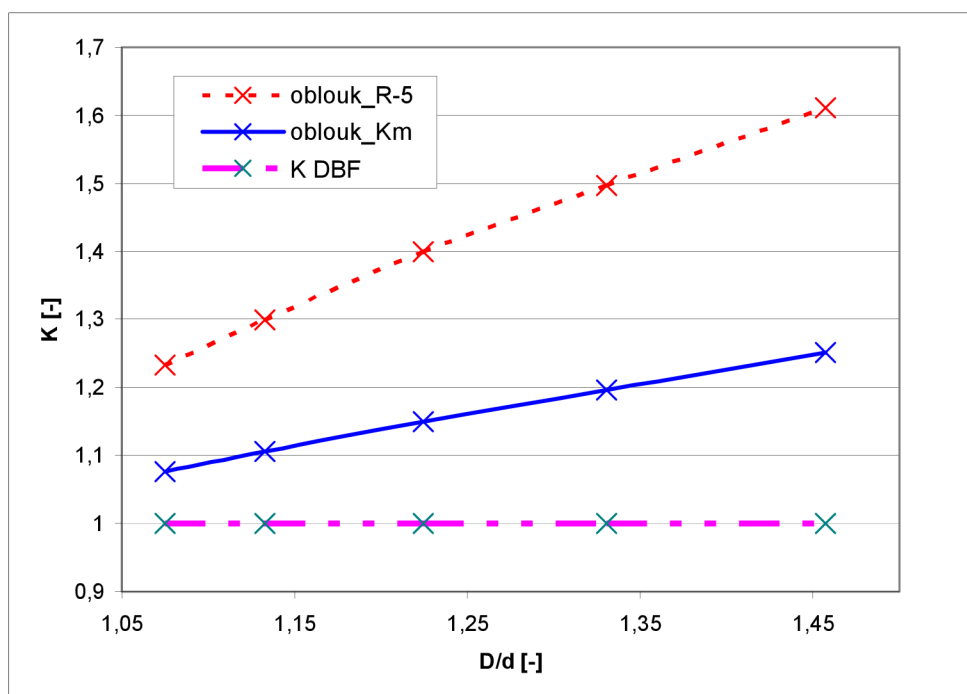
D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46
S_{kT}	[MPa]	235	235	235	235	235
$p_{\max}(Numer)$	[MPa]	18,5	31,9	52,1	73,6	97,9
p_{creep}	[MPa]	4,4	7,2	10,9	14,4	17,8
S_{ef}	[MPa]	55,8	52,9	49,2	45,9	42,7

Nyní definujeme bezpečnost k_{R-5} jednotlivých rozměrových řad oblouku vzhledem k dosažení mezního stavu.

$$k_{R-5} = \frac{f_{cr}}{\sigma_{ef}}$$

Bezpečnost v tomto pojetí srovnává pouze metodu návrhu DBF s numerickým modelem, jinými slovy sděluje, zda metoda DBF návrh podceňuje nebo přeceňuje.

Z obr. 12-23 je patrné, že bezpečnost k_{R-5} vychází minimálně o 15 % vyšší než bezpečnost k_m . Trend obou bezpečností je podobný, bezpečnost k_{R-5} je násobkem prosté bezpečnosti analýzy MKP. Lze tedy potvrdit předpoklad, že rostoucí bezpečnost se vzrůstajícím poměrem D/d má souvislost s tvarovým zpevněním těles.



Obr. 12-23 Porovnání bezpečností oblouku v závislosti na D/d

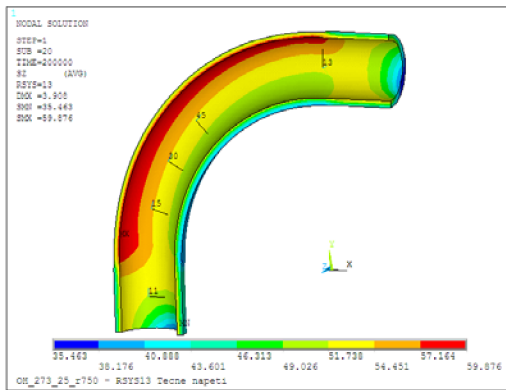
12.3 Ohyb

12.3

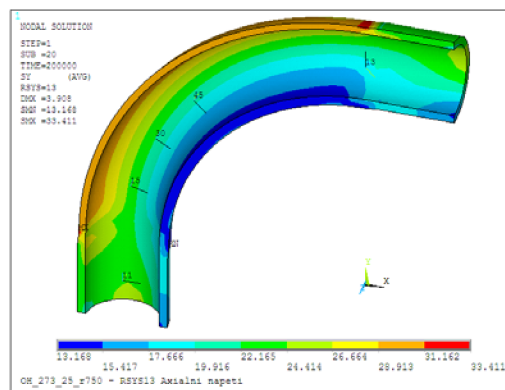
12.3.1 Numerické řešení

U rozměrových řad ohybu obdobně jako u oblouku nalezneme místo maximálního ekvivalentního napětí, místo ekvivalentního creepového přetvoření a v tomto místě provedeme srovnávací analýzu jednotlivých rozměrových řad. Velikost hlavních napětí srovnávací analýzy v místech R_i , R_m , R_o budou porovnávány pro různé poměry D/d a bude zde sledován vliv poloměru zakřivení na jejich velikost.

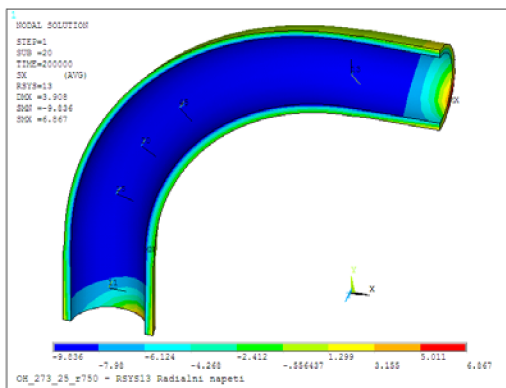
Zobrazení průběhů hlavních napětí, ekvivalentního napětí a ekvivalentního přetvoření u ohybu s rozměry odpovídající rozměrové řadě č. 6 s poloměrem ohybu $R=3D$:



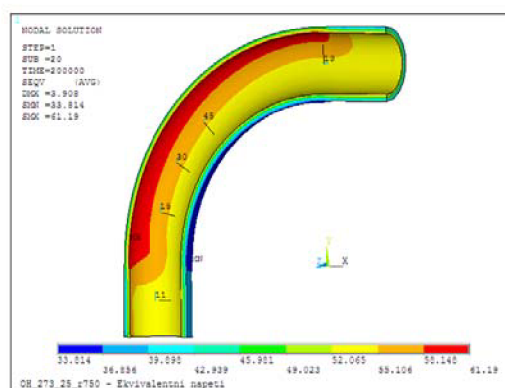
Obr. 12-24 Ohyb – tečné napětí



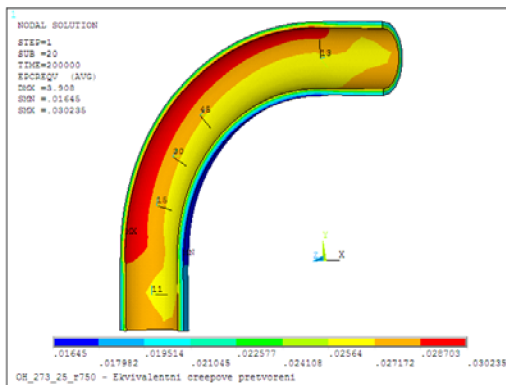
Obr. 12-25 Ohyb – axiální napětí



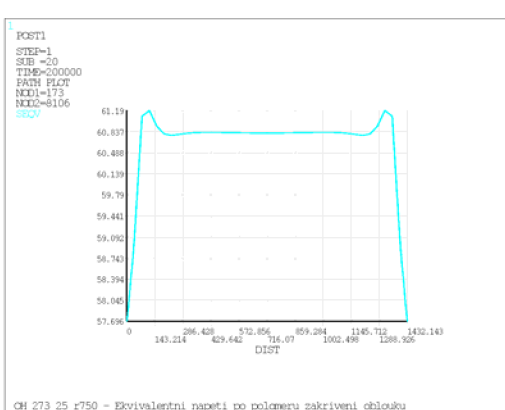
Obr. 12-26 Ohyb – tečné napětí



Obr. 12-27 Ohyb – ekvivalentní napětí



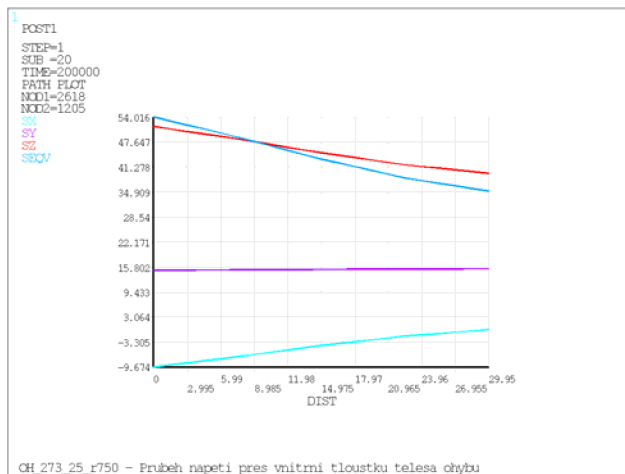
Obr. 12-28 Ohyb – ekvivalentní přetvoření



Obr. 12-29 Ohyb – ekvivalentní napětí po ohybu

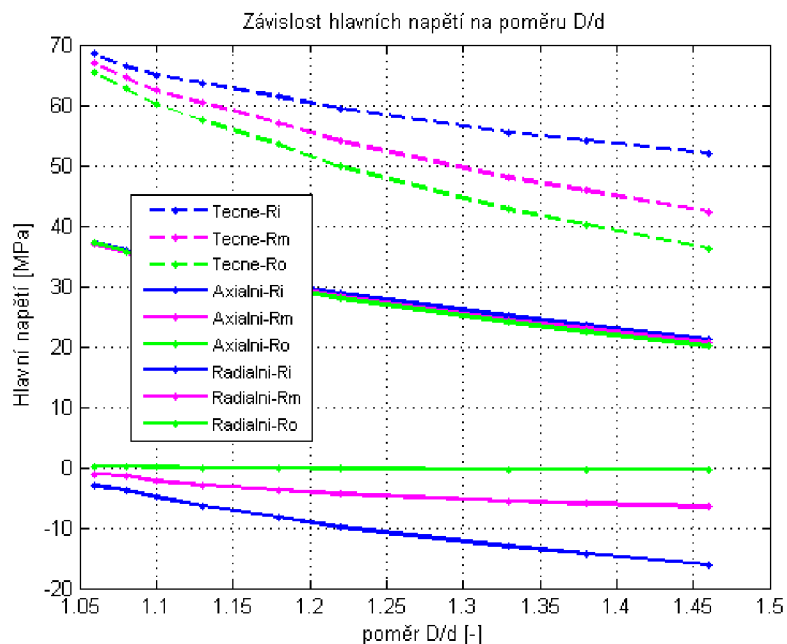
Průběhy a poloha maximálních hodnot napětí jsou pro všechny rozměrové řady ohybu obdobné. Poloha maximálního ekvivalentního creepového přetvoření je totožná s polohou ekvivalentního napětí a velikosti přetvoření jsou klesající se zvětšujícím se poměrem D/d , porovnání ekvivalentního creepového přetvoření je s ostatními řešenými tělesy v obrázku 12-40 na konci této kapitoly. Z obrázků hlavních napětí, ekvivalentního napětí a průběhu ekvivalentního napětí po poloměru ohybu zvolené rozměrové řady č. 6 je zřejmé, že maximum ekvivalentního napětí se nachází na vnitřní ploše R_i vnější strany ohybu obr 12-27 a je po poloměru zakřivení téměř konstantní obr. 12-29. Maxima hlavních napětí se vyskytují u přechodu z přímého do zakřiveného

potrubí, to je způsobeno změnou tloušťky tělesa vlivem technologie výroby ohybu potrubí z přímé trubky (vychází se ze zákona zachování plochy příčného průřezu, kapitola 9.3.3). Vliv změny tloušťky stěny na průběh napětí je patrný z obr. 12-29, kde je průběh ekvivalentního napětí po poloměru zakřivení. Z hodnot tečného napětí lze uvažovat, že koncentrátor napětí nemá na velikost tohoto napětí podstatný vliv – do 1 %. Nejedná se tedy o místo maxima napětí, ale o oblast maximálního ekvivalentního napětí obr 12-27. Z této oblasti vybereme libovolný bod k vypsání hlavních napětí pro srovnávací analýzu. U všech rozměrových řad budou hlavní napětí v této oblasti vypsány v bodě pod úhlem 45° ohybu v místech Ri, Rm Ro přes tloušťku tělesa.



Obr. 12-30 Průběhy napětí na vnitřní straně u ohybu

Na obrázku 12-31 jsou výsledky srovnávací analýzy numerického řešení ohybu pro poloměr zakřivení $R=5*D$. Tyto výsledky poslouží k porovnání numerického a DBF řešení a k určení zda bylo či nebylo dosaženo mezního stavu.



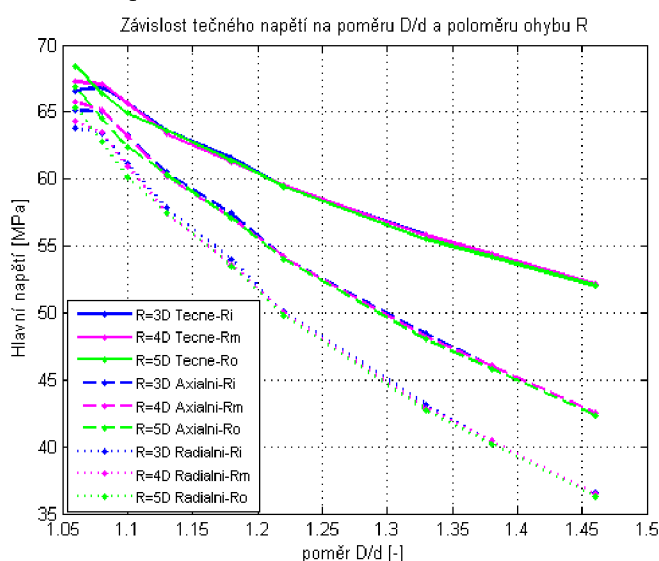
Obr. 12-31 Průběhy hlavních napětí pro ohybu $R=5*D$ v místech Ri, Rm, Ro

Z uvedeného obrázku 12-31 průběhů velikostí hlavních napětí v závislosti na poměru D/d , který charakterizuje rozměrovou řadu tělesa, vyplývá, že při zatížení vnitřním tlakem vypočítaným dle vztahů DBF jsou závislosti hlavních napětí podobné jako u oblouku a to jak pro tvary křivek, tak velikosti napětí.

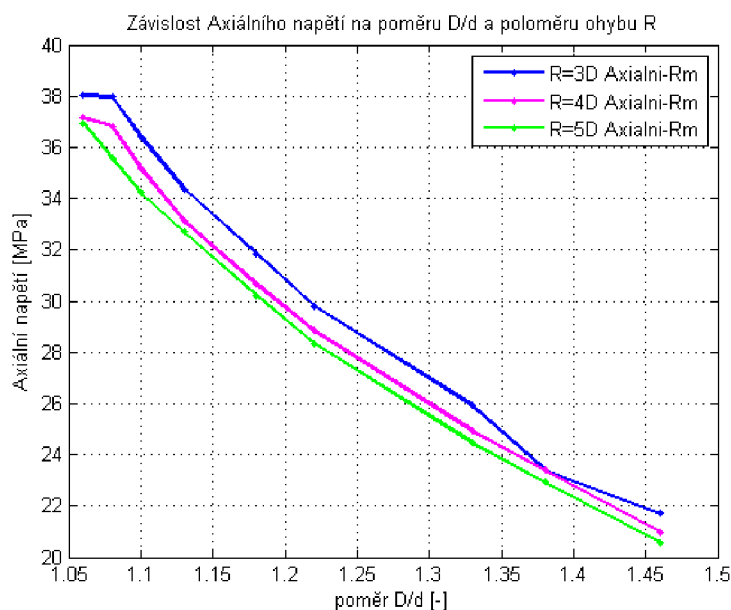
12.3.2 Vliv poloměru zakřivení u ohybu na průběhy hlavních napětí

12.3.2

Velikost poloměru zakřivení má vliv pouze na velikost axiálního napětí. Na obr. 12-33 je patrný vliv poloměru zakřivení na velikost axiálního napětí (pro přehlednost je vykresleno pouze axiální napětí na střední ploše R_m) – se zvětšujícím se poloměrem ohybu roste hodnota axiálního napětí na R_m . Na zbylá dvě hlavní napětí nemá poloměr zakřivení ohybu podstatný vliv, pro dané rozměry a zatížení přípustným vnitřním tlakem dle DBF, což dokazuje obr. 12-32, kde je pro poloměry ohybu $R=3*D$, $R=4*D$, $R=5*D$ vykreslené tečné napětí.



Obr. 12-32 Závislost tečného napětí na poloměru zakřivení ohybu v závislost na D/d

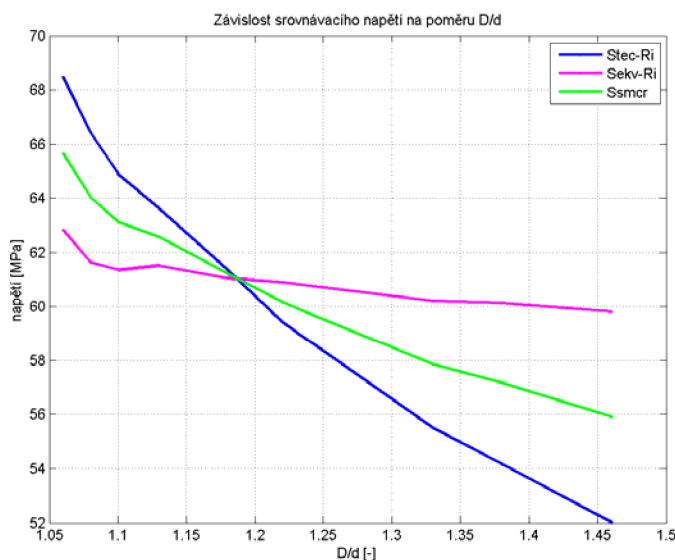


Obr. 12-33 Závislost axiálního napětí na poloměru ohybu na R_m v závislost na D/d

12.3.3

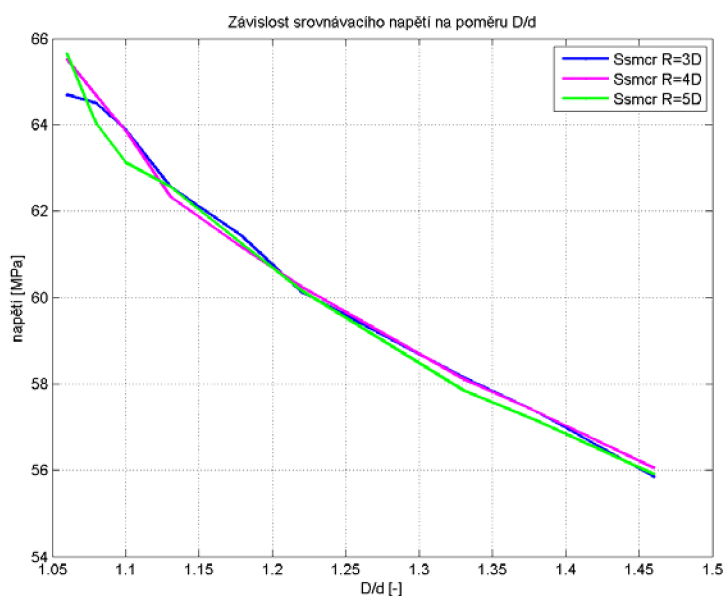
12.3.3 Dosažení mezního stavu u ohybu

Dosažení mezního stavu je analyzováno stejným postupem jako u válce, kapitola 12.1.4. Pro výpočet srovnávacích napětí pro stanovení dosažení mezního stavu je nutné znát (v místech pro srovnávací analýzu) velikost maximálního ekvivalentního napětí a velikost tečného napětí. Srovnávací napětí je vypočtené podle vztahu 6.9. Velikost prvního hlavního, ekvivalentního a srovnávacího napětí pro jednotlivé rozměrové řady ohybu jsou uvedeny v závislosti na D/d v následujícím obrázku 12-34. Zajímavé je protnutí křivek v jednom bodě pro poměr $D/d = 1,18$.



Obr. 12-34 Průběh srovnávacího napětí pro ohyb $R = 5 \cdot D$ v závislosti na D/d

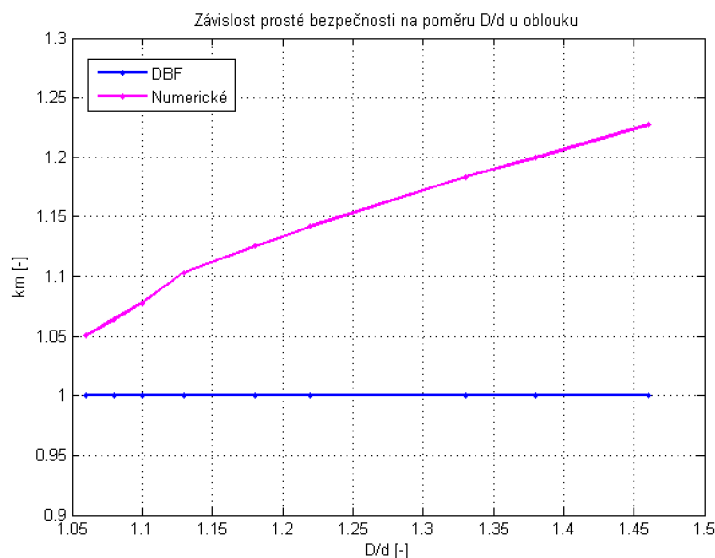
Velikost tečného napětí u ohybu zatíženého přípustným tlakem dle DBF je nezávislá na poloměru ohybu, což bylo ukázáno na obr. 12-32. Velikosti ekvivalentního napětí se pro jednotlivé poloměry zakřivení u ohybu lišila do 2 % a při výpočtu srovnávacího napětí byla odchylka srovnávacích napětí pro jednotlivé poloměry ohybu také do 2 % což je patrné z následujícího obrázku.



Obr. 12-35 Srovnávacího napětí pro poloměry zkřivení ohybu v závislosti na D/d

Velikost srovnávacího napětí je na poloměru zakřivení ohybu téměř nezávislá, proto pro stanovení prosté bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu použijeme srovnávací napětí pro rozměrové řady ohybu s poloměrem zakřivení $R=4 \cdot D$.

Prostá bezpečnost je vypočítána stejným postupem jako u válce, kapitola 12.1.4.



Obr. 12-36 Prostá bezpečnost pro ohyb v závislosti na D/d

Z obrázku 12-36 vyplývá růst prosté bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu numerického řešení u ohybu s rostoucím poměrem D/d zatíženém maximálním přípustným tlakem vypočítaným dle DBF.

U tenkostěnných konstrukcí je návrh podle vzorců DBF vykazuje shodu do 6% s numerickým řešením. Průběh hodnot prosté bezpečnosti v závislosti na poměru D/d je obdobný jako u trubkového oblouku. S rostoucí tlustostěnností tělesa se prostá bezpečnost zvyšuje. Lze předpokládat, že tento efekt je následkem tvarového zpevnění. Tento závěr je možné porovnat pouze s hodnocením podle metody R-5

12.3.3.1 Hodnocení ohybu podle metody R-5

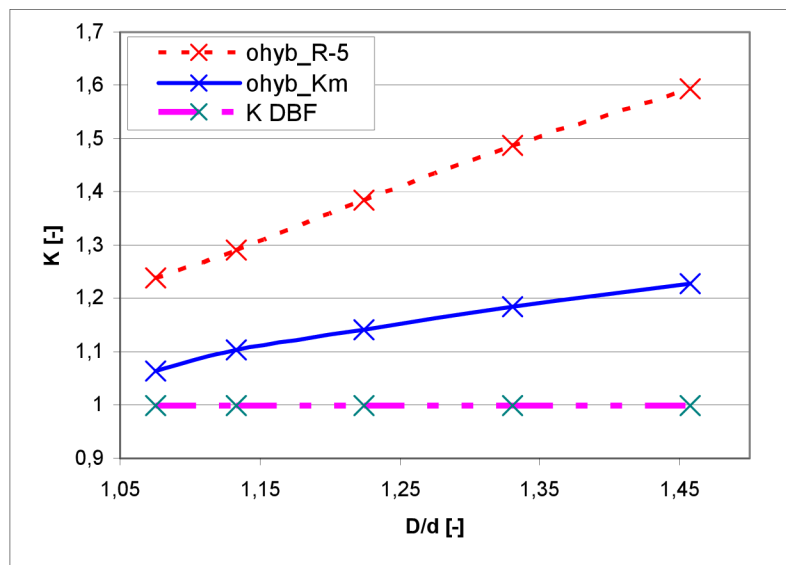
Abychom mohli hodnotit dosažení mezního stavu podle metody R-5 (popsané v kapitole 4.1.3) je nutné vypočítat efektivní napětí σ_{ef} , které budeme porovnávat s materiálovou charakteristikou.

Vzhledem k tomu, že rozměrové řady ohybů pro řešení v E-P a creepové oblasti nebyly úplně totožné, bude nyní efektivní napětí vyčísleno pro rozměrové řady s totožným poměrem D/d.

Tab. 12-7 Hodnoty pro výpočet efektivního napětí u ohybu

D/d	[-]	1,08	1,13	1,22	1,33	1,46
S_{kT}	[MPa]	235	235	235	235	235
$p_{max}(Numer)$	[MPa]	18,63	32,19	52,49	74,15	98,55
p_{creep}	[MPa]	4,4	7,3	11,1	14,6	18,1
S_{ef}	[MPa]	55,5	53,3	49,7	46,3	43,2

Nyní definujeme bezpečnost k_{R-5} jako u oblouku (kapitola 12.2.3.1) jednotlivých rozměrových řad ohybu vzhledem k dosažení mezního stavu.



Obr. 12-37 Porovnání bezpečností ohybu v závislosti na D/d

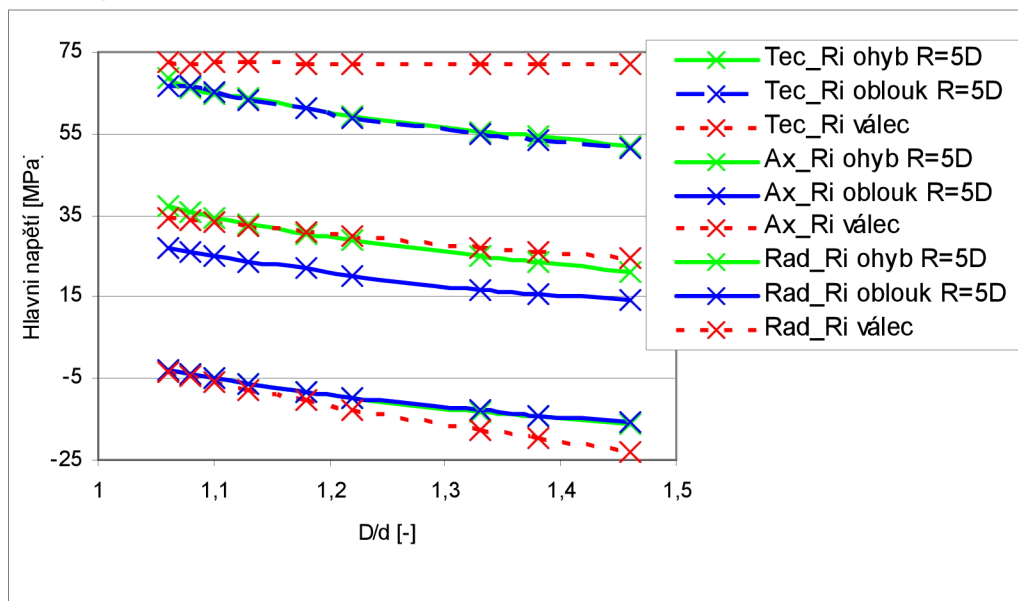
Bezpečnost k_{R-5} vychází o 15 % větší než bezpečnost k_m avšak trend obou bezpečností je podobný. Lze tedy potvrdit předpoklad, že rostoucí bezpečnost s rostoucím poměrem D/d má souvislost s tvarovým zpevněním těles.

12.4

12.4 Shrnutí kapitoly

12.4.1 Porovnání velikosti hlavních napětí jednotlivých těles

V obrázku 12-38 je patrný rozdíl ve velikostech hlavních napětí u tří základních řešených těles – válec, oblouk, ohyb. U jednotlivých těles byly pro přehlednost vybrány hodnoty hlavních napětí pouze na vnitřní ploše těles R_i a pro oblouk i ohyb byl zvolen poloměr ohybu $R=5D$.



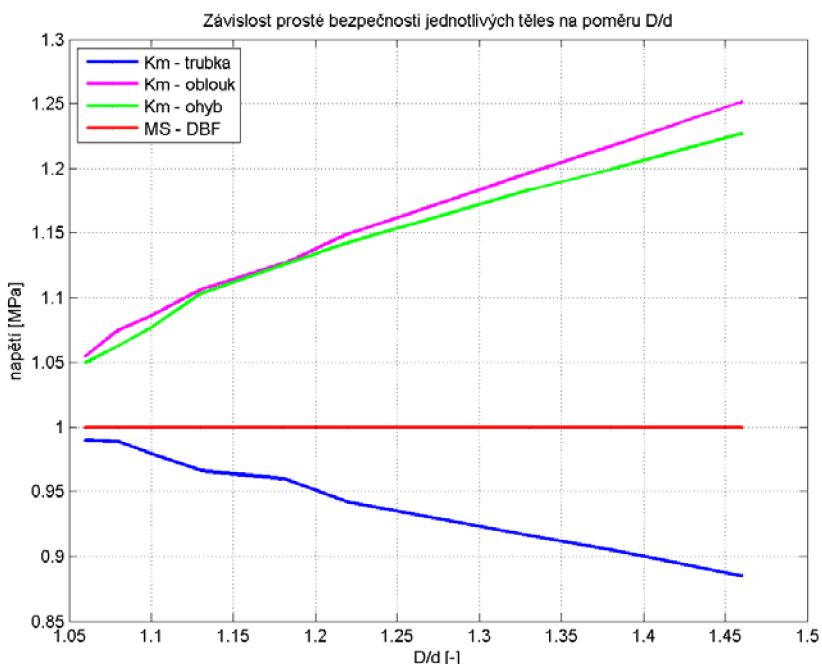
Obr. 12-38 Porovnání velikosti hlavních napětí jednotlivých těles

Z obr. 12-38 je patrné, že u přímé trubky zatížené vnitřním přetlakem vypočítaným dle vztahu DBF, vychází větší hodnoty tečného i radiálního napětí než u oblouku a ohybu zatížených přípustným tlakem vypočítaným dle DBF. Velikost tečného a radiálního napětí u oblouku a ohybu je téměř shodné a nezávislé na poloměru zakřivení (obr. 12-19 a obr. 12-32). Z toho vyplývá, že poloměr zakřivení nemá výrazný vliv na posuv ani na změnu průběhu křivek a všechny analýzy je možné zjednodušit pro jeden poloměr zakřivení. Dále to dokazuje relativně dobrou platnost vztahu DBF pro výpočet napětí na vnitřní/vnější straně oblouku/ohybu. Napětí vypočtená z DBF jsou posunuta oproti napětím z numerické analýzy o hodnotu, která je pouze funkcí poměru D/d a na poloměru zakřivení je již invariantní. Této skutečnosti může být využito při formulaci návrhu zobecněného řešení.

Je zde nutné zopakovat, že místo výskytu těchto napětí u oblouku a ohybu je rozdílné – u oblouku jsou maximální napětí na vnitřní ploše vnitřní strany oblouku (obr. 12-14) a u ohybu jsou maximální napětí na vnitřní ploše vnější strany ohybu (obr. 12-27). Hodnoty axiálních napětí jsou pro jednotlivá tělesa odlišná, kde u oblouku a ohybu je velikost axiálního napětí závislá na poloměru ohybu.

12.4.2 Dosažení mezního stavu u jednotlivých těles

Při porovnávání dosažení mezního stavu u jednotlivých těles je zvolena bezpečnost vypočítaná pomocí Hayhurst-Hallový podmínky pro získání hodnoty srovnávacího napětí. Hodnocení pomocí britské normy – metoda R-5 - zde pro podobné tendence bezpečností a jejich vyšší hodnoty u jednotlivých těles není uvedeno.



Obr. 12-39 Porovnání prosté bezpečnosti řešených těles v závislosti na D/d

Z obr 12-39 je zřetelná opačná tendence závislosti prosté bezpečnosti u oblouku, ohybu oproti válci. U všech rozměrových řad válce bylo při použití Hayhurst-Hallový podmínky dosaženo mezního stavu - $k_m < 1$ (u tenkostěnného válce byla podmínka

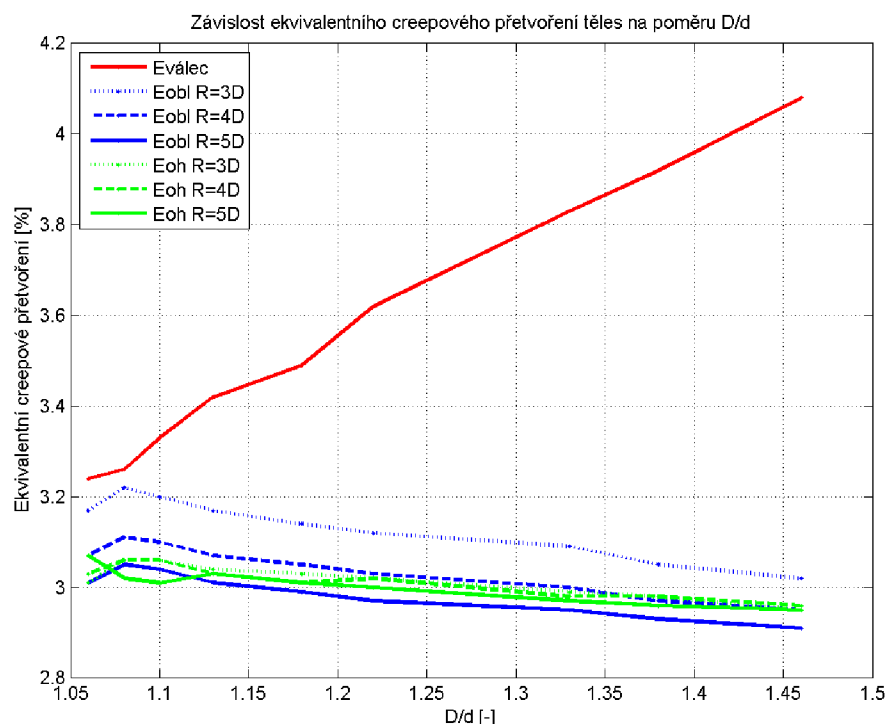
mezního stavu právě dosažena, se zvětšujícím se poměrem D/d bezpečnost vzhledem k meznímu stavu klesala pod hodnotu $k_m=1$) U všech rozměrových řad oblouku/ohybu nebylo MS dosaženo, tedy $k_m > 1$ (u tenkostěnného oblouku/ohybu bylo téměř MS dosaženo, se zvětšujícím se poměrem D/d hodnota prosté bezpečnosti rostla nad hodnotu $k_m=1$ a není závislá na poloměru zakřivení těchto těles pro zatížení vnitřním tlakem vypočítaným pomocí DBF).

Hodnoty bezpečností vzhledem k metodě DBF jsou ovlivněny volbou stacionární podmínky mezního stavu, kdy napětí v modelovém tělese se v čase mění, zatímco mezní podmínka je v čase konstantní. Srovnává se napětí na konci navrhované doby životnosti součásti (200.000 hod), které je vyšší než na počátku zatěžování, při nedeformované geometrii tělesa. Proto jsou výsledky analýzy a hodnoty bezpečností konzervativnější než při volbě „dynamického“ modelu hodnocení mezního stavu – v literatuře [17], [25] je uváděno používání tzv. funkce poškození, kde se v každém časovém kroku sčítá kumulace poškození a také se může včas měnit konstitutivní rovnice materiálu (vliv degradace mech. vlastností). Tato metoda nebyla v DP použita vzhledem ke své složitosti.

12.4.3

12.4.3 Velikost ekvivalentního creepového přetvoření jednotlivých těles

Jak bylo ukázáno v kap. 12.15, velké deformace modelu a s tím spojené ztenčování stěny tělesa v průběhu výpočtu mají podstatný vliv na velikost tečného napětí, tedy i na velikost ekvivalentního napětí. Velikost ekvivalentního creepového přetvoření v kritickém místě, kde byly vypisovány hlavní napětí pro srovnávací analýzu i hodnocena bezpečnost, se u všech řešených těles se lišila v závislosti na poměru D/d podle obr. 12-40.



Obr. 12-40 Ekvivalentní creepové přetvoření řešených těles v závislosti na D/d

Jak je z uvedeného obrázku 12-39 patrné, velikost přetvoření u válce a oblouku/ohybu vykazují rozdílné tendence a podstatné rozdíly velikosti přetvoření v závislosti na poměru D/d.

Tím lze vysvětlit:

- **u válce:**
 - růst srovnávacího napětí σ_{MSCR} v závislosti na D/d, protože se tělesa více deformují a zmenšují tak svůj průřez => růst hlavních napětí (tečného)
 - snižování bezpečnosti k_m vzhledem k bezpečnosti určené pomocí DBF vlivem růstu napětí σ_{MSCR} s poměrem D/d
- **u oblouku/ohybu:**
 - mírný pokles srovnávacího napětí σ_{MSCR} v závislosti na D/d, pokles je způsoben tvarovým zpevněním těles
 - růst bezpečnosti k_m vzhledem k bezpečnosti určené pomocí DBF vlivem poklesu napětí σ_{MSCR} s poměrem D/d
 - u oblouku – vliv poloměru zakřivení na velikost ekvivalentního creepového přetvoření

13 ZHODNOCENÍ MOŽNOSTI NÁVRHU SROVNÁVACÍHO MODELU

V současné době je k dispozici srovnávací model R-5, který vychází z elastoplastické analýzy. Jeho použití je velmi jednoduché, protože nevyžaduje řešení úlohy creepového modelu a s tím spojenou nutnost získání materiálových konstant. V kapitole 12 bylo ukázáno, že výsledky tohoto modelu se s výsledky numerického řešení mírně rozcházejí (viz obr. 12-23 a 12-37).

Pro materiály s creepovým napěťovým exponentem $n=1$ je možné navrhnout metodu hodnocení, která bude vycházet ze srovnání se vztahy DBF. Z těchto vztahů je možné vypočítat maximální přípustný tlak tělesa (v E-P oblasti). Pro creepový srovnávací model lze přípustný tlak spočítat užitím stejných vzorců, při dosazení dovoleného namáhání f_{cr} , které bude korigované vynásobením součiniteli bezpečnosti z grafů 12-10 nebo 12-22 a 12-36. Tyto součinitele bezpečnosti jsou závislé pouze na poměru D/d (nikoliv na poloměru zakřivení obluku/ohybu) a jsou jinak nezávislými tvarovými součiniteli – obdobně jako v metodě R-5.

Další možností může být výpočet srovnávacího napětí válce, který bude vycházet z analytického řešení pro tlustostěnný válec (Lamého rovnice), podle vztahů č. 8.57 – 8.59. Takto získané základní napětí se pro jiné geometrie vynásobí tvarovým součinitelem v závislosti na parametru D/d , který by byl vyjádřen vzhledem k analytickému vyjádření mezního stavu válce, nikoliv vzhledem k napětí vypočteným z DBF. Rozvinutí této metodiky a sestavení vztahů pro hodnocení přesahuje časové dispozice této práce.

14 ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce byla deformačně napěťová analýza částí tlustostěnného potrubí v oblasti creepu. Řešení probíhalo na třech modelových tělesech; válec, oblouk – anuloidové těleso s konstantní tloušťkou stěny a ohyb – anuloidové těleso s proměnnou tloušťkou stěny. Byly zvoleny rozměry těles používaných v praxi, parametrem tlustostěnnosti byl poměr vnějšího a vnitřního průměru tělesa (D/d). Zatížení se uvažovalo pouze vnitřním přetlakem.

Tělesa byla nejdříve analyzována v elasto-plastické oblasti, použit byl model ideálně elasto-plastického materiálu. Cílem bylo nalezení maximálního vnitřního přetlaku, kdy dojde u tělesa k plastizaci přes celou tloušťku stěny. Byl vytvořen výpočtový model pro řešení numerickou metodou konečných prvků. Hodnota maximálního vnitřního tlaku se stanovila numerickým řešením, normativními vztahy (DBF) a u válce pomocí analytických vztahů. Výsledky jednotlivých metod byly porovnány a byl stanoven součinitel poměrů zatížení DBF a numerického řešení. Výsledky nejvyššího přípustného tlaku se pro všechna tělesa lišily v rozsahu od 12 % do 22 %, kdy metody DBF byly oproti numerickému řešení konzervativnější.

Následovala výpočtová analýza těles v creepové oblasti. Byl vytvořen výpočtový model s nejjednodušším modelem popisu creepového materiálu – Nortonův popis ustáleného stádia creepu. Všechna tělesa byla zatížena maximálním přípustným vnitřním tlakem vypočítaným dle DBF po dobu 200.000 hodin (odpovídá předpokládané době provozu součásti) a cílem bylo sledování deformačně-napěťové odezvy výpočtového modelu po uplynutí doby provozu součásti. V oblasti maximálního ekvivalentního napětí a ekvivalentního přetvoření byla u všech těles zjištěna velikosti hlavních napětí (ve třech místech přes tloušťku stěny - R_i , R_m , R_o) v závislosti na poměru D/d , u oblouku a ohybu byl sledován vliv poloměru zakřivení na velikost hlavních napětí v této oblasti.

Porovnáním průběhů napětí bylo zjištěno, že pro creepový napěťový exponent z rovnice (6.7) $n=1$, jsou průběhy podobné elastickému materiálovému modelu. Průběhy napětí pro plně plastický stav těles z ideálně plastického materiálu jsou od creepového modelu odlišné, a to pro tečné napětí (zcela opačný průběh) a axiální napětí. Srovnání je patrné z obr. 10-8 a 12-30.

Z dostupné literatury byla zvolena podmínka dosažení mezního stavu pro výpočet srovnávacího napětí u numerického modelu, které se porovnávalo s materiálovou charakteristikou. Následně se stanovila bezpečnost vzhledem k dosažení mezního stavu jednotlivých těles v místě maximálního ekvivalentního napětí. Bezpečnost v tomto pojetí srovnává pouze metodu návrhu DBF s numerickým modelem, jinými slovy sděluje, zda metoda DBF návrh podceňuje nebo přeceňuje. Byly stanoveny dvě bezpečnosti; a to metody DBF vzhledem k numerickému modelu, pro hodnocení ekvivalentního napětí metodou Hayhursta-Halla a náhradní hodnocení creepu podle metody R-5, která vychází z E-P analýzy. Obě bezpečnosti v závislosti na poměru D/d měly podobné trendy, kdy bezpečnost k_m (Hayhurst-Hall) vycházela oproti bezpečnosti k_{R-5} u všech těles nižší (od 15 %).

Při hodnocení dosažení mezního stavu pomocí bezpečnosti k_m bylo u všech rozměrových řad válce dosaženo mezního stavu, tedy $k_m < 1$ (u tenkostěnného válce byl mezní stav právě dosažen, s rostoucím D/d bezpečnost klesala pod hodnotu 1). Metody DBF ve srovnání s metodou hodnocení v DP vedou k mírnému poddimenzování návrhu.

U všech rozměrových řad oblouku/ohybu mezní stav nebyl dosažen $k_m > 1$ (u tenkostěnného oblouku/ohybu bylo MS téměř dosaženo, s rostoucím poměrem D/d bezpečnost k_m rostla nad hodnotu 1). Metody DBF ve srovnání s metodou hodnocení v DP vedou k mírnému předimenzování návrhu.

V závěru práce byla sledována velikost maximálního ekvivalentního creepového přetvoření jednotlivých těles v závislosti na poměru D/d , hledala se souvislost mezi velikostí přetvoření a bezpečností k_m .

Polohy v tělese maximálního ekvivalentního plastického přetvoření pro model ideálně plastického materiálu a ekvivalentního creepového přetvoření byly u všech řešených těles shodné.

Závěrem bych chtěl říct, že se podařilo splnit všechny dílčí cíle práce, s výjimkou posledního, který je splněn pouze částečně. Dokončení a podrobnější rozpracování posledního cíle nebylo možné z obtížnosti nalezení vhodného kritéria pro zobecnění úlohy a pro tvorbu srovnávacího parametrického výpočtového modelu.

Myslím si, že by to společně s tvorbou zobecněné podmínky dosažení mezního stavu, která by zahrnovala i deformační kritérium, mohlo být námětem další diplomové nebo disertační práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ANSYS Incorporated : *ANSYS Theory reference* : ANSYS Inc. 2003
- [2] ASM Handbook: *Volume 8 - Mechanical Testing and Evaluation*. [s.l.] : [s.n.], 2000. 2235 s.
- [3] ČADEK, J. *Creep kovových materiálů*, Academia Praha, 1984. 271 s.
- [4] ČSN EN 12952-3: 2003 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: *Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem*. [s. l.] : [s.n.], 2003. s. 23.
- [5] ČSN EN 13480-3 Kovová průmyslová potrubí: *Část 3: Konstrukce a výpočet*. [s.l.] : [s.n.], 2003. s. 1-26.
- [6] EPERC-2004-06-08 Rev.1: *Presentations of the European position on creep under multi-axial stresses*. [s. l.] : [s.n.], 2004. 11 s.
- [7] FLORIAN, Z. *Přednášky: Přetvárné a degradační procesy*
- [8] FUXA, J. *Creep a teplotní namáhání – sylabus katedry pružnosti a pevnosti*, VŠB-TU Ostrava
- [9] GORASH, Y. *Development of a creep-damage model for non-isothermal long-term strength analysis of high-temperature components operating in a wide stress range*, 2008
- [10] HYDE, T.H. SUN, W. *Creep properties and failure assessment of new and fully repaired P91 pipe welds at 923K*, 2004
- [11] CHELLAPANDI, P. CHETAL, S.P. Nuclear engineering and design, *Influence of mis-match of weld and base material creep properties on elevated temperature design of pressure vessels and piping*, 1997
- [12] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí*. Brno: CERM, 2008. 1380 s. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [13] JANÍČEK, Přemysl, et al. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd. Brno: CERM, březen 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [14] KLOC, L. SKLENIČKA, V. Materials Science and Engineering ; *Confirmation of low stress creep regime in 9% Chromium steel by stress change creep experiment*, vol. A 387-389, no. 1, pp. 633 – 638, 2003
- [15] KULIŠ, Zdeněk. *Plasticita a creep I.* [s. l.] : Ediční středisko ČVUT, 1986. 149 s.

- [16] LABOSSIERE, P. *Time dependent behaviour*
<http://courses.washington.edu/me354a/chap8.pdf>
- [17] MUSSATA, R. HAYHURST, D.R. International journal of pressure vessels and piping, *Creep constitutive equations for a 0,5Cr0,5Mo0,25V ferritic steel in the temperature range 565°C – 675°C*, 2004
- [18] ONDRÁČEK, Emanuel, VRBKA, Jan, JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost II*. 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [19] PANTĚLEJEV, L. *Přednášky: Mezní stavy materiálů*
http://ime.fme.vutbr.cz/files/vyuka/GS0-K/07_MS6K.ppt
- [20] PETRUŠKA, J. *Počítačové metody mechaniky II. Metoda konečných prvků*. FSI VUT, Brno, 2001.
- [21] POKLUDA J., KROUPA, F., OBDRŽÁLEK, L. *Mechanické vlastnosti a struktura pevných látek*, Brno PC-DIR spol. s.r.o., 1994. 385 s. ISBN 80-214-0575-9
- [22] ŘEZNÍČEK, J. *Přednášky: Pružnost a pevnost I*
http://pruznost.unas.cz/Plasticita_I.pdf
- [23] SKLENIČKA, V., et al. , *Materials Characterization ; Long term creep behavior of 9–12% Cr power plant steels*, vol. 51, no. 1, pp. 35 – 48, 2003.
- [24] SPIGARELLI, S. *Analysis of creep curves in a 9Cr-1Mo modified steel by means of simple constitutive equations*, 1997
- [25] SUN, W. HYDE, T.H. *Steady-state creep reference rupture stresses for internally pressurised pipes for use in life prediction*, 2001
- [26] VGB-B 501 – Formeldammlung, 3. přeprac. vyd. Nachdruck, 1992
- [27] VISWANATHAN, R. *Damage mechanism and life assessment of hige-temperature components*. ASM International, 1989, 440 s. ISBN 0-87170-358-0
- [28] YEE, Raymond. *Stress analysis*,
http://www.engr.sjsu.edu/rkyee/ME260/ME260_Creepnotes_section2.pdf
- [29] ZIENKIEWICZ, O. *The finite element method Set*, 6.th ed., McGraw-Hill, 2005

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 4-1 Bod obratu	19
Obr. 5-1 Ideální elasto-plastický model [22]	21
Obr. 5-2 Elasto-plastický model materiálu s lineárním zpevněním [22]	21
Obr. 5-3 Zobrazení $\max \tau$ v Moorově rovině a Haighově prostoru [12]	24
Obr. 5-4 HMH v Haighově prostoru [12]	24
Obr. 5-5 HMH a $\max \tau$ v oktaedrické rovině [12]	24
Obr. 6-1 Vliv teploty na tahový diagram nízkouhlíkové oceli [19]	26
Obr. 6-2 Schéma zkušebního stroje pro creepovou zkoušku [19]	27
Obr. 6-3 Křivka tečení [19]	27
Obr. 6-4 Závislost rychlosti tečení na čase [2]	27
Obr. 6-5 Difúzní creep [19]	29
Obr. 6-6 Principy difúzního creepu [19]	29
Obr. 6-7 Způsoby pohybu dislokací [19]	29
Obr. 6-8 Superpozice creepové křivky [16]	30
Obr. 6-9 Závislost minimální rychlosti tečení na reciproké teplotě [16]	31
Obr. 6-10 Závislost $\log \sigma - \log \epsilon$ ustáleného stádia creepu [16]	32
Obr. 6-11 Vliv teploty a napětí na creepovou křivku [16]	32
Obr. 6-12 Vliv teploty a napětí na čas do lomu a charakter lomu [9]	33
Obr. 8-1 Uvolněný elementární prvek válcového tělesa [18]	35
Obr. 8-2 Geometrické schéma průřezu tělesa	36
Obr. 8-3 Okrajové podmínky pro elastickou oblast	37
Obr. 8-4 Průběhy napětí v elastickém stavu	38
Obr. 8-5 Průběhy napětí v elasto-plastické stavu	40
Obr. 8-6 Průběhy napětí v plně plastickém stavu	40
Obr. 8-7 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=1$	44
Obr. 8-8 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=2$	45
Obr. 8-9 Průběhy hlavních napětí v creepové oblasti pro $n=10$	45
Obr. 9-1 Hlavní části parovodního potrubí	48
Obr. 9-2 Model geometrie válce	49
Obr. 9-3 Model geometrie oblouku	50
Obr. 9-4 Model geometrie ohybu	50
Obr. 9-5 Prvek Solid 186 [1]	51
Obr. 9-6 Válec – síť konečných prvků	52
Obr. 9-6 Oblouk, ohyb – síť konečných prvků	52
Obr. 9-7 Průběh axiálního napětí	53
Obr. 9-8 Průběh ekvivalentního napětí	53
Obr. 9-9 Průběh tečného napětí	53
Obr. 9-10 Průběh radiálního napětí	53
Obr. 9-11 Průběh axiálního napětí	54
Obr. 9-12 Průběh ekvivalentního napětí	54
Obr. 9-13 Průběh radiálního napětí	54
Obr. 9-14 Průběh tečného napětí	54
Obr. 9-15 Schematické zobrazení okrajových podmínek na řešených tělesech	55
Obr. 9-16 Model materiálu v E-P oblasti	56
Obr. 9-17 Schéma toroidního souřadného systému [1]	57
Obr. 10-1 Válec - průběh hlavních napětí a plast. přetvoření v plně plast. stavu	59

Obr. 10-2	Válec - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF	60
Obr. 10-3	Oblouk - ekvivalentní plastické přetvoření	61
Obr. 10-4	Oblouk - ekvivalentní plastické přetvoření po vnitřní straně oblouku	61
Obr. 10-5	Oblouk - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF	62
Obr. 10-6	Ohyb - ekvivalentní plastické přetvoření	63
Obr. 10-7	Ohyb - ekvivalentní plastické přetvoření po vnitřní straně oblouku	64
Obr. 10-8	Ohyb - průběh hlavních napětí a plastického přetvoření v E-P stavu	64
Obr. 10-9	Ohyb - odchylka maximálního tlaku vypočítaného pomocí MKP a DBF	65
Obr. 10-10	Závislost součinitele K poměru zatížení jednotlivých těles na D/d	66
Obr. 10-11	Plná plastizace u metody DBF	67
Obr. 10-12	Plná plastizace u metody MKP	67
Obr. 11-1	Aproximace experimentálních dat materiálu P91 pro teplotu 600°C [9]	69
Obr. 12-1	Zobrazení míst na tělesech pro srovnávací analýzu	72
Obr. 12-2	Porovnání analytického a numerického řešení	73
Obr. 12-3	Válec – tečné napětí	74
Obr. 12-4	Válec – axiální napětí	74
Obr. 12-5	Válec – radiální napětí	74
Obr. 12-6	Válec – ekvivalentní napětí	74
Obr. 12-7	Válec – ekvivalentní creepové přetvoření	74
Obr. 12-8	Průběhy hlavních napětí pro válec v místech R_i , R_m , R_o	75
Obr. 12-9	Průběhy srovnávacího napětí pro válec v závislosti na D/d	76
Obr. 12-10	Prostá bezpečnost pro válec v závislosti na D/d	77
Obr. 12-11	Oblouk – tečné napětí	79
Obr. 12-12	Oblouk – axiální napětí	79
Obr. 12-13	Oblouk – radiální napětí	79
Obr. 12-14	Oblouk – ekvivalentní napětí	79
Obr. 12-15	Oblouk – ekvivalentní přetvoření	79
Obr. 12-16	Oblouk – ekvivalentní napětí po oblouku	79
Obr. 12-17	Průběhy hlavních napětí pro oblouk $R=3 \cdot D$ v místech R_i , R_m , R_o	80
Obr. 12-18	Závislost axiálního napětí na poloměru zakřivení R_m v závislosti na D/d	81
Obr. 12-19	Závislost tečného napětí na poloměru zakřivení v závislosti na D/d	81
Obr. 12-20	Průběhy srovnávacího napětí pro oblouk $R = 4 \cdot D$ v závislosti na D/d	82
Obr. 12-21	Srovnávacího napětí pro poloměry ohybu oblouku v závislosti na D/d	82
Obr. 12-22	Prostá bezpečnost pro oblouk v závislosti na D/d	83
Obr. 12-23	Porovnání bezpečností oblouku v závislosti na D/d	84
Obr. 12-24	Ohyb – tečné napětí	85
Obr. 12-25	Ohyb – axiální napětí	85
Obr. 12-26	Ohyb – tečné napětí	85
Obr. 12-27	Ohyb – ekvivalentní napětí	85
Obr. 12-28	Ohyb – ekvivalentní přetvoření	85
Obr. 12-29	Ohyb – ekvivalentní napětí po ohybu	85
Obr. 12-30	Průběhy napětí na vnitřní straně u ohybu	86
Obr. 12-31	Průběhy hlavních napětí pro ohyb $R=5 \cdot D$ v místech R_i , R_m , R_o	86
Obr. 12-32	Závislost tečného napětí na poloměru zakřivení ohybu v závislosti na D/d	87
Obr. 12-33	Závislost axiálního napětí na poloměru ohybu na R_m v závislosti na D/d	87
Obr. 12-34	Průběh srovnávacího napětí pro ohyb $R = 5 \cdot D$ v závislosti na D/d	88
Obr. 12-35	Srovnávacího napětí pro poloměry zakřivení ohybu v závislosti na D/d	88
Obr. 12-36	Prostá bezpečnost pro ohyb v závislosti na D/d	89

Obr. 12-37 Porovnání bezpečností ohybu v závislosti na D/d	90
Obr. 12-38 Porovnání velikosti hlavních napětí jednotlivých těles	90
Obr. 12-39 Porovnání prosté bezpečnost řešených těles v závislosti na D/d	91
Obr. 12-40 Ekvivalentní creepové přetvoření řešených těles v závislosti na D/d	92

SEZNAM TABULEK

Tab. 9-1 Rozměrové řady válce	49
Tab. 9-2 Rozměrové řady oblouků.....	49
Tab. 9-3 Rozměrové řady ohybů.....	50
Tab. 9-4 Axiální posuv konce válce v elasto-plastické oblasti	54
Tab. 9-5 Axiální posuv konce válce v creepové oblasti.....	54
Tab. 10-1 Válec - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání	59
Tab. 10-2 Oblouk - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání	62
Tab. 10-3 Ohyb - nejvyšší přípustné tlaky jednotlivých metod a jejich srovnání.....	65
Tab. 11-1 Rozměrové řady válce	68
Tab. 11-2 Rozměrové řady oblouků.....	68
Tab. 11-3 Rozměrové řady ohybů.....	69
Tab. 11-4 Velikost vnitřního tlaku jednotlivých těles.....	71
Tab. 12-1 Vliv hustoty sítě na velikost hlavních napětí u válce	73
Tab. 12-2 Rozměry válce č.5	78
Tab. 12-3 Výsledky nedeformovaného válce č.5.....	78
Tab. 12-4 Deformované rozměry	78
Tab. 12-5 Porovnání MKP výsledků s analyt. řešením na deformované geometrii	78
Tab. 12-6 Hodnoty pro výpočet efektivního napětí u oblouku	83
Tab. 12-7 Hodnoty pro výpočet efektivního napětí u ohybu	89

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1 – Materiálové vlastnosti oceli s označením P91

Příloha č.1

ECCC data sheet

Rupture Creep Relaxation strength

Formal assessment:

Steel X10CrMoVNb9-1

Working group: WG3.2

Year: 1995

Condition of alloy to which the properties apply

	Details of materials tested			Specified ranges		
		Units	Min	Max	Min	Max
Chemical composition	C	wt%	0.08	0.12	0.08	0.12
	Si	wt%	0.11	0.49	0.20	0.50
	Mn	wt%	0.31	0.59	0.30	0.60
	P	wt%	0.001	0.024	-	0.020
	S	wt%	0.0008	0.010	-	0.010
	Cr	wt%	8.05	9.45	8.00	9.50
	Mo	wt%	0.85	1.09	0.85	1.05
	Ni	wt%	0.01	0.37	-	0.40
	V	wt%	0.18	0.25	0.18	0.25
	Nb	wt%	0.05	0.10	0.06	0.10
	Al	wt%	0.001	0.035	-	0.040
N	wt%	0.030	0.069	0.030	0.070	
Product	Form		Tube/Pipe			
	Outer diameter	mm	13.5	600	10.2	711
	Wall thickness	mm	2	198	1.6	100
	Form		Plate			
Section size	mm	12.7	430			
Form		Forging				
Section size	mm	254	300			
Form		Bar				
Section size	mm	20	295			
Heat treatment	Normalize	°C	1038	1090	1040	1090
	Temper	°C	730	800	730	780
Tensile Properties	R _{P,0.2}	N/mm ²	473	767	450	-
	R _M	N/mm ²	648	813	630	830

Quantity and duration of data used in assessment

Temps	No. of heats	Test Durations						
		h <10,000	h 10,000 to 20,000	h 20,000 to 30,000	h 30,000 to 50,000	h 50,000 to 70,000	h 70,000 to 100,000	h >100,000
		Number of test points available						
°C								
500	27	66 (6)	6 (4)	2		1 (3)	(2)	
525	8	6 (3)	1	1 (2)		1 (2)	(2)	
538/540	12	18	4	(2)	(1)	(5)	1 (1)	
550	69	194 (12)	31 (3)	20 (4)	7 (3)	1 (1)	1	
575	32	68 (1)	12 (2)	1				
593	15	39 (1)	9	3	3 (1)		(1)	
600	104	405 (17)	57 (2)	13 (8)	10 (6)	4 (5)	(1)	
625	24	64 (1)	1 (1)					
649/650	93	334 (9)	35 (4)	11 (2)	3	2		
675/677	17	32		1				
700	16	34	3					
Totals	141	1260 (50)	159 (16)	52 (18)	23 (11)	9 (16)	2 (7)	

() Figures in parentheses denote unbroken tests

Average rupture creep relaxation strengths (% strain)

Temps	10,000h	30,000h	100,000h	200,000h
°C	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
500	289	273	258*	246*
510	271	255	239*	227*
520	252	236	220*	208*
530	234	218	201	189*
540	216	200	183	171*
550	199	183	166	154*
560	182	166	150	139*
570	166	150	134	124*
580	151	136	120	110*
590	136	122	106	97*
600	123	108	94	86*
610	110	97	83	75*
620	99	86	73	65*
630	89	77	65	57*
640	79	68	56	49*
650	70	59	49	42*
660	62	52	42	35*
670	55	45	36	-

* Values which have involved extended time extrapolation

() Values which have involved extended stress extrapolation

Signed:  WG3.2 Convenor