



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

ANALÝZA NAPJATOSTI A PEVNOSTNÍ KONTROLA TĚLESA VENTILU PARNÍ TURBÍNY

STRESS AND STRENGTH ANALYSIS OF STEAM TURBINE VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Kořínek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Tomáš Kořínek**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

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:

Analýza napjatosti a pevnostní kontrola tělesa ventilu parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí metody konečných prvků proveďte analýzu napětí a následně pevnostní kontrolu tělesa ventilu parní turbíny, provozované v oblasti tečení materiálu. Porovnejte následující přístupy k pevnostnímu hodnocení:

1. Hodnocení creepové životnosti dle metodiky používané v Doosan Škoda Power (DŠPW), která je založena na tzv. kategorizaci napětí.
2. Hodnocení creepové životnosti dle normy ČSN EN 13445-3, příloha B.
3. Hodnocení creepové životnosti vycházející z mezního stavu plastické únosnosti.
4. Hodnocení creepové životnosti podle výpočtu doby do lomu.

Potřebné podklady a metodické vedení poskytne firma Doosan Škoda Power.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je prezentace různých přístupů k hodnocení creepové životnosti na konkrétním příkladu z průmyslové praxe. Součástí úkolu je vzájemné srovnání jednotlivých přístupů a jejich kritické zhodnocení z hlediska srovnatelnosti dosažených výsledků, časové a výpočtové náročnosti a dostupnosti potřebných materiálových údajů.

Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 13445, 2010. Technická pravidla pro netopené tlakové nádoby. Část 3: Konstrukce a výpočet. Česká technická norma, 2010.

KOROUŠ J., MASÁK J., KŘÍSTEK A., Implementace modelů creepu s poškozením do systému PMD, Výpočty MKP 2002, Praha

PAŠČENKO P., Odlitek tělesa ventilu VT RZR, výpočet pevnosti, Zpráva ZA 16/013, AK Mechanika, Pardubice, 2016.

VISWANATHAN R., Damage mechanisms and life assessment of high-temperature components, ASM International, 2006.

ŽÁKOVEC P., Výpočet creepové a únavové životnosti a seizmické odolnosti tělesa nízkotlakého přepouštěcího ventilu v elektrárně Ledvice, Zpráva R063-2014-05.gt, Sedyc, Plzeň, 2014.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 22. 1. 2018



prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá určením životnosti a výpočtovým modelováním deformačně napěťových stavů vznikajících v tělese ventilu parní turbíny. Z důvodu vysoké teploty vstupní páry je při řešení uvažován také jev tečení materiálu, který zásadně ovlivňuje jeho výslednou životnost. Ta je hodnocena pomocí čtyř různých postupů založených na určení napjatostí a deformací metodou konečných prvků v programu ANSYS. Získané výsledky jsou vzájemně porovnány v závěru této práce. Jedna z kapitol je přímo věnována řešení problému tečení v prostředí systému ANSYS.

Klíčová slova

Tečení (creep), životnost, ventil parní turbíny, deformačně napěťová analýza

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the determination of lifetime and computational modeling of stress strain states arising in the body of the steam turbine valve. Due to the high temperature of the inlet steam, the creep of the material which fundamentally affects its final lifetime is also considered in the calculation. The lifetime is evaluated by four different procedures using the finite element method via the ANSYS software. The results are compared at the end of this work. One of the chapters is focused on solving the problem of the creep in the ANSYS software environment.

Keywords

Creep, lifetime, steam turbine valve, stress strain analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOŘÍNEK, T. Analýza napjatosti a pevnostní kontrola tělesa ventilu parní turbíny. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 57 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Analýza napjatosti a pevnostní kontrola tělesa ventilu parní turbíny* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 25. 5. 2018

Bc. Tomáš Kořínek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych na tomto místě poděkoval vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Jindřichu Petruškovi CSc., za cenné rady, čas a vstřícnost při konzultacích a vypracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat mým kolegům ze společnosti Doosan Škoda Power, jejichž každodenní ochota, trpělivost a skvělý přístup byly přínosem nejen pro tuto práci. Obzvláště si pak cením odborného vedení Dr. Ing. Pavla Alba, díky němuž mohla tato práce vzniknout a jehož věcné připomínky, chuť a zájem výrazně přispěly k jejímu zkvalitnění.

V neposlední řadě pak velký dík patří mé rodině, přítelkyni, kamarádům a všem, kteří věřili v úspěšné dokončení mého studia i mé diplomové práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	10
2	CREEP.....	11
2.1	Obecně	11
2.2	Stádia tečení	11
2.3	Mechanismy plastické deformace.....	12
2.4	Zkoušení.....	13
2.4.1	Larson-Millerův parametr.....	13
2.4.2	Veličiny získávané z creepových zkoušek	14
2.5	Zpracování experimentálních dat oceli P91	14
2.6	Konstanty zákona tečení (Norton-Bailey)	16
2.6.1	Creep v ANSYSu	17
3	FORMULACE PROBLÉMU	18
3.1	Popis problémové situace	18
3.2	Formulace problému	18
3.3	Cíle řešení problému	18
3.4	Množina podstatných veličin	18
3.4.1	Objekt	18
3.4.2	Okolí objektu	18
3.4.3	Geometrie a topologie objektu	18
3.4.4	Podstatné vazby objektu k okolí.....	18
3.4.5	Aktivace objektu z okolí.....	18
3.4.6	Ovlivňování objektu z okolí	18
3.4.7	Vlastnosti prvků struktury objektu	19
3.4.8	Procesy na objektu a jeho stavy.....	19
3.4.9	Projevy chování	19
3.4.10	Důsledky projevů chování	19
4	HODNOCENÍ DLE METODIKY DOOSAN ŠKODA POWER.....	20
4.1	Dovolené namáhání	20
4.2	Kategorizace napětí.....	20
4.3	Výpočet.....	21
4.3.1	Model materiálu.....	22
4.3.2	Tvorba konečnoprvkové sítě	22
4.3.3	Model okrajových podmínek.....	22
4.3.4	Model zatížení	23
4.3.5	Dovolené namáhání P91 a P92	24
4.3.6	Výsledky a vyhodnocení	25

5	HODNOCENÍ DLE MEZNÍHO STAVU PLASTICKÉ ÚNOSNOSTI	30
5.1	Výpočet	30
5.1.1	Model materiálu	31
5.1.2	Tvorba konečnoprvkové sítě	31
5.1.3	Model okrajových podmínek	31
5.1.4	Model zatížení	32
5.1.5	Výsledky a vyhodnocení	33
6	HODNOCENÍ NA ZÁKLADĚ DOBY DO LOMU	35
6.1	Výpočet	35
6.1.1	Model materiálu	36
6.1.2	Teplotní pole	37
6.1.3	Tvorba konečnoprvkové sítě	38
6.1.4	Model okrajových podmínek	38
6.1.5	Model zatížení	38
6.1.6	Vyhodnocení a výsledky	38
7	VERIFIKACE POUŽITÉHO CREEPOVÉHO MODELU	43
7.1	Analytický výpočet	43
7.2	Numerický výpočet	43
7.3	Srovnání výsledků	44
8	HODNOCENÍ DLE PŘÍLOHY B NORMY ČSN EN 13445-3	46
8.1	Lom při tečení	46
8.1.1	Princip	46
8.1.2	Aplikační pravidlo	46
8.1.3	Výpočet	46
8.1.4	Model materiálu	46
8.1.5	Teplotní pole	47
8.1.6	Tvorba konečnoprvkové sítě	47
8.1.7	Model okrajových podmínek	47
8.1.8	Model zatížení	48
8.1.9	Vyhodnocení a výsledky	48
8.2	Nadměrná deformace při tečení	49
8.2.1	Princip	49
8.2.2	Aplikační pravidlo 1: Dlouhé cykly při tečení	49
8.2.3	Výpočet	51
8.2.4	Vyhodnocení a výsledky	51
9	ZÁVĚR	54
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	57

1 ÚVOD

Život moderní společnosti je čím dál tím více závislý na dodávce elektrické energie a jen těžko lze hledat obor lidské činnosti, u kterého by tomu tak nebylo. Ani v současné době se však většina její celosvětové produkce ve svém procesu neobejde bez zařízení, přeměňující tepelnou energii na energii mechanickou. K této přeměně slouží parní turbína, stroj, ve kterém je pomocí proudící páry a jejího působení na oběžné lopatky roztáčen rotor turbíny. Jeho otáčivý pohyb je potom pomocí generátoru transformován na elektrickou energii.

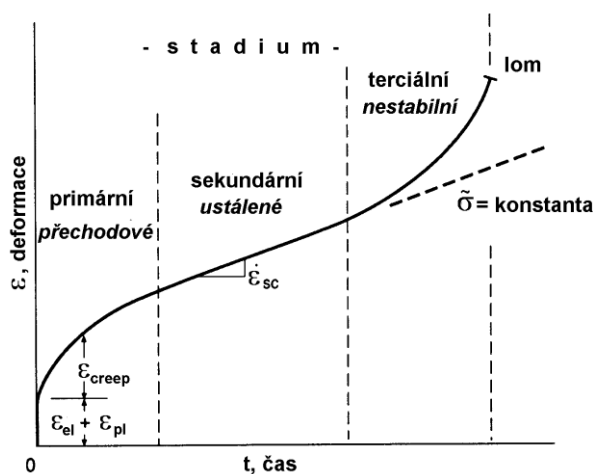
Protože se jedná o stroj pracující s vysokými tlaky, teplotami i otáčkami, jeho porucha by mohla mít za následek nejen výrazné poškození některých součástí ale i ohrožení na zdraví a na životech. Z toho důvodu je nutno při jeho provozu dbát na bezpečnost a proto je nedílnou součástí každé parní turbíny tzv. rychlozávěrný ventil. Ten musí v případě nouze zajistit okamžité odstavení turbíny od přívodu páry a tím zabránit i možnému vzniku havárie. U turbín s větším výkonem pak bývá rychlozávěrný ventil spojen s ventilem regulačním, jehož úkolem je prostřednictvím změny množství a parametrů páry vstupující do turbíny měnit její pracovní režim a tím i účinnost. Bezporuchový chod ventilu po celou dobu jeho provozu je tak stěžejním pro spolehlivost celého stroje.

Z důvodu stále zvyšujících se nároků na efektivitu a hospodárnost výroby elektrické energie je nastupujícím trendem posledních let navyšování vstupních parametrů páry, což vede ke zvyšování účinnosti tepelného cyklu. Veškeré komponenty, včetně ventilů, jsou pak vystavovány jak vyšším tlakům, tak vyšším teplotám. Následkem navyšování teplot nabývá na důležitosti jev zvaný creep, neboli tečení materiálu. Jedná se o pomalou, časově závislou plastickou deformaci materiálu, na jejímž konci dochází k lomu součástí. Jelikož je na bezporuchovém chodu ventilu závislý provoz celé turbíny, je zapotřebí jeho creepové chování a s ním spojené porušování co nejlépe predikovat a vyhnout se tím potenciální závadě. Tento požadavek tak klade nové nároky na použití moderních výpočetních postupů a na správné hodnocení napětí a deformací vznikajících v tělese ventilu. Zpracováním těchto postupů a jejich vzájemnému porovnání se věnuje předložená diplomová práce.

2 CREEP

2.1 Obecně

Creep, neboli tečení, je hlavní degradační mechanismus limitující životnost komponent parních turbín pracujících za zvýšených teplot. Základním principem creepu je pomalá spojitá plastická deformace při konstantním zatížení, způsobená kombinací dlouhodobého působení a zvýšenou okolní teplotou. U ocelí má creep vliv na mechanické vlastnosti při teplotách 0,3–0,5 násobku teploty tavení [1]. Tento poměr provozní teploty ku teplotě tavení je nazýván homologickou teplotou. Mechanické vlastnosti jsou zjišťovány pomocí materiálových zkoušek, během kterých je nejčastěji zatížení a teplota konstantní a výsledkem je křivka přetvoření v závislosti na čase, viz obrázek 1. Křivka průběhu přetvoření se rozděluje do tří stádií a to do stádia primárního, sekundárního a terciálního. Bližším popisem jednotlivých stádií se zabývá další podkapitola.



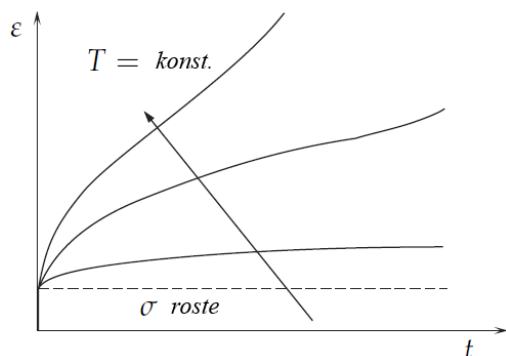
Obrázek 1. Graf závislosti deformace na čase zobrazující jednotlivá stadia creepu. [2]

2.2 Stádia tečení

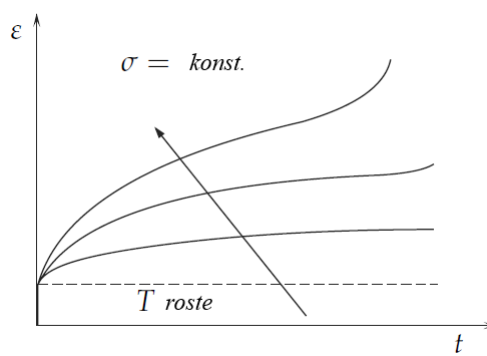
Primární, někdy též nazývané tranzitní nebo přechodové stádium se vyznačuje poklesem rychlosti tečení způsobené deformačním zpevněním. Přetvoření je v tomto stádiu přibližně na úrovni 1 %.

V sekundárním stádiu dochází k rovnováze mezi deformačním zpevněním a změkčením a jedná se o oblast tzv. ustáleného creepu. To je charakteristické konstantní hodnotou rychlosti tečení. Z časového hlediska se jedná o stádium nejdéší.

Ve třetím stadiu – stadiu terciálního creepu – rychlost tečení s časem vzrůstá. Vzrůst rychlosti vyplývá buď ze vzrůstu napětí, anebo z fyzikálně metalurgických změn struktury, uskutečňujících se v průběhu creepu. Terciální stádium tečení končí lomem součásti.



Obrázek 2. Křivky tečení pro rostoucí napětí. [3]



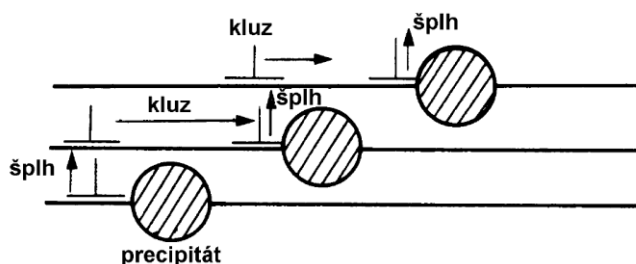
Obrázek 3. Křivky tečení pro rostoucí teplotu. [3]

Rozdílné tvary křivek tečení jsou způsobeny rozdílnou teplotou a působícím napětím. Rostoucí teploty a napětí zmenšují velikost primárního stádia a prakticky eliminují stádium sekundární. Naopak se snižující se teplotou a napětím první dvě stádia nabývají na významu.

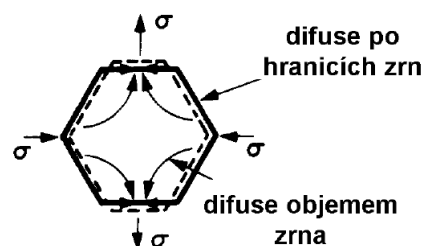
2.3 Mechanismy plastické deformace

Je-li homologická teplota vyšší než 0,4, vstupuje do popředí jev, který je při nízkých homologických teplotách málo významný a to tzv. dynamické zotavení. To do jisté míry likviduje deformační zpevnění a může se uskutečňovat různými mechanismy.

Asi nepodstatnější z nich zahrnuje šplhání a anihilaci hranových dislokací a závisí tedy také na difuzi, která může probíhat buď krystalickou mřížkou (vyšší teploty) anebo jádry dislokací (nižší teploty). Dislokační creep je tedy také ovládán difuzními procesy. [4]



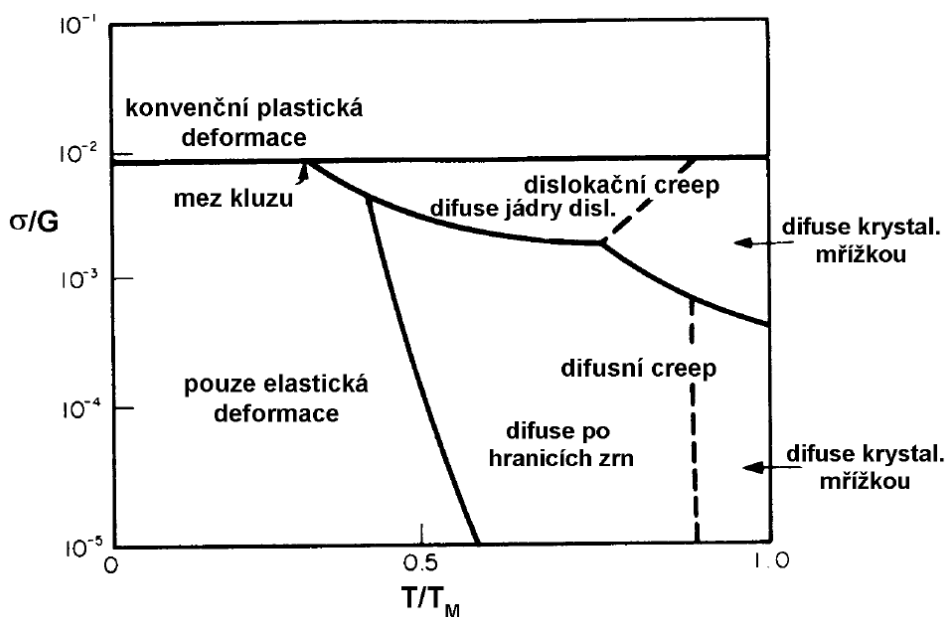
Obrázek 4. Schéma dislokačního creepu. [2]



Obrázek 5. Schéma difuzního creepu. [2]

Creep se však může uskutečňovat i bez účasti mřížkových dislokací, a to napětím usměrněnou difuzí vakancí. Hranice mezi krystalovými zrny jsou neuspořádané oblasti, ze kterých mohou vakance difundovat do krystalové mřížky zrna a výsledkem difuzní výměny je deformace tělesa. Difuzní tečení vzniká při nízkých napětích, ale vyžaduje poměrně vysokou teplotu. Příčinou difuze je tepelný pohyb částic hmoty. [4]

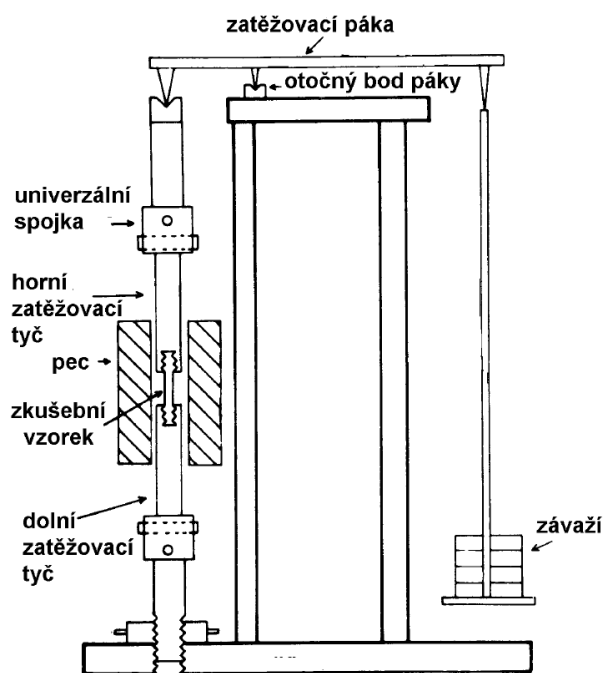
Představu o tom, který z deformačních mechanismů bude za daných podmínek převládat, poskytují deformační mapy (tzv. Ashbyho mapy). Každé z polí deformační mapy pak reprezentuje rozhodující deformační mechanismus. Nutno podotknout, že konstrukce deformačních map spočívá na předpokladu, že uvažované deformační mechanismy jsou nezávislé. [4]



Obrázek 6. Deformační mapy podle Ashbyho. [2]

2.4 Zkoušení

Nejrozšířenější zkouškou vyvinutou pro studium mechanických vlastností materiálu v oblasti tečení je dlouhodobá creepová zkouška v tahu za vysoké teploty. Zkušební vzorek i zkušební stroj jsou podobné jako při běžné tahové zkoušce s tím rozdílem, že zatěžovaný vzorek je ohříván. Schématický průběh závislosti creepové deformace na čase zobrazuje obrázek 1. Zkouška probíhá při konstantní teplotě a provádí se buď při konstantním zatížení, nebo konstantním napětí. V praxi rozšířenější je varianta první a to zkouška při konstantním zatížení, které je zprostředkováno závažím zavěšeným na tyči, které je pákou spojené se zkušebním tělesem. Schéma tohoto zkušebního stroje zobrazuje obrázek 7.



Obrázek 7. Schéma zkušebního stroje. [2]

Vzhledem ke skutečnosti, že součásti, u kterých je uvažován creep jsou obvykle provozovány 20 a více let je důležitým parametrem doba trvání zkoušky. Jen zřídka kdy se však zkoušky provádí po takto dlouhou dobu a je tedy žádoucí creepové zkoušky nějakým způsobem urychlit. Při tomto procesu je nutné klást důraz na to, aby při urychlování nedocházelo ke změně mechanismu tečení, tedy k přechodu mezi jednotlivými oblastmi v deformačních mapách, viz obrázek 6. Jako nejspolehlivější se v ohledu zachování charakteru tečení ukázalo navyšování teploty zkoušky, které má za následek zkrácení jejího trvání. Prostřednictvím parametrů vyjadřujících ekvivalenci teploty a času je pak možné data extrapolovat a namísto původních dvaceti let provádět zkoušky výrazně kratší. Nejčastěji prováděné jsou zkoušky pro 1000, 10 000 a 100 000 hodin. Vždy by však trvání zkoušky mělo být minimálně stejně dlouhé jako 10 % požadované provozní doby. Pro požadovanou životnost 20 let jsou tak požadovány zkoušky alespoň 2 let (tj. 17 500 hodin).

2.4.1 Larson-Millerův parametr

Jedním z nejčastěji používaných parametrů vyjadřujících ekvivalenci teploty a času je Larson-Millerův (dále LM) parametr vycházející z Arrheniova vztahu, který popisuje vliv teploty na rychlost reakce děje [4]. Jedná se o rychlý a efektivní nástroj pro zpracování experimentálních dat získaných z creepových zkoušek, který umožňuje zkombinovat právě teplotu a čas do lomu do jednoho jediného parametru P_{LM} . Základní rovnice má tvar:

$$\dot{\epsilon}_{sc} = A \cdot \sigma^n \cdot e^{-\frac{Q}{RT}} \quad (2.1)$$

kde: A Materiálová konstanta
 n Napěťový exponent
 Q Aktivační energie
 R Univerzální plynová konstanta
 T Absolutní teplota

Pokud se zaměříme pouze na nejpodstatnější část creepové deformace, kterou je oblast ustáleného creepu (ε_{sc}) a uvažujeme-li zatížení při konstantním napětí, lze psát $A \cdot \sigma^n = C_1$ a rovnici (2.1) tak dále upravit následujícím způsobem:

$$\varepsilon_{sc} = C_1 \cdot t \cdot e^{-\frac{Q}{R \cdot T}} \quad (2.2)$$

$$\log C_2 = \log t - \frac{Q}{R \cdot T} \quad (2.3)$$

$$T \cdot \log C_2 = T \cdot \log t - \frac{Q}{R} \quad (2.4)$$

$$P_{LM} = T \cdot (C + \log t) \quad (2.5)$$

Je třeba podotknout, že při úpravách rovnic došlo k následujícím předpokladům a úpravám. Při převodu a zlogaritmování rovnice (2.2) do rovnice (2.3) byly sloučeny konstanty $\log C_1$ a $\log \varepsilon_{sc}$ do jedné výsledné konstanty $\log C_2$, podobně tak byla při úpravě rovnice (2.4) do tvaru (2.5) nahrazena konstanta $-\log C_2$ výslednou konstantou C .

Jak je vidět v poslední rovnici, LM parametr je závislý pouze na teplotě a času. Jedinou neznámou tak zůstává hodnota konstanty C , kterou lze určit proložením minimálně dvou naměřených závislostí teploty a času. Literatura [5] a [6] uvádí hodnotu $C = 20$ pro nízkolegované oceli a $C = 25$ pro vysokolegované oceli. V případě, že známe konstantu C , může být dále dopočítán LM parametr pro různé kombinace napětí a doby do lomu, data extrapolovat a pomocí nich určit mez pevnosti při tečení pro námi požadovaný čas a teplotu.

2.4.2 Veličiny získávané z creepových zkoušek

- Mez pevnosti při tečení – velikost napětí, které při dané teplotě způsobí po určité stanové době lom, $\sigma_r = \langle \text{MPa}/^\circ\text{C}/\text{hod} \rangle$
- Mez tečení – velikost napětí, které je třeba k vyvolání určité hodnoty přetvoření při stanovené teplotě a času, $\sigma_{A1} = \langle \text{MPa}/^\circ\text{C}/\%/\text{hod} \rangle$

2.5 Zpracování experimentálních dat oceli P91

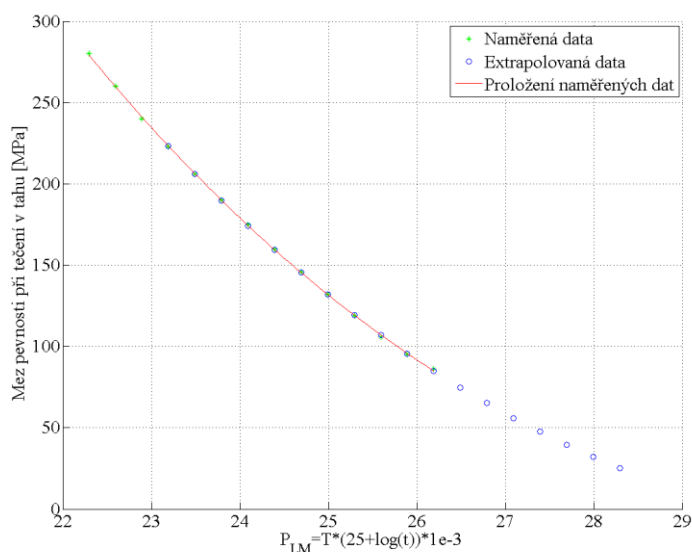
Jak již bylo popsáno v předchozích kapitolách, chování ocelí za zvýšených teplot v časech pro 100 000 a 200 000 hodin je zjišťováno pomocí materiálových zkoušek, které jsou však výrazně kratší než samotná požadovaná doba provozu. Tato kapitola ukazuje, jak lze pomocí LM parametru dopočítat veličiny meze pevnosti při tečení a meze tečení ze získaných materiálových dat. Na zkouškách změříme:

- 1) Teplotu zkoušky – T [K]
- 2) Dobu do lomu – t [hod]
- 3) Napětí při lomu – σ [MPa]
- 4) Napětí při určité hodnotě přetvoření – σ [MPa] / ε [%]

Z těchto naměřených údajů dopočítáme LM parametr pro všechny kombinace teploty a času do lomu. Zároveň vždy pro danou konfiguraci známe napětí při lomu a lze tak sestavit graf závislosti LM parametru na napětí při lomu. Nejčastěji jsou tato data prokládána křivkou prvního nebo druhého řádu [7]. Z této závislosti pak dále můžeme pro námi libovolně zvolený čas a teplotu určit mez pevnosti při tečení. Vzhledem k chemickému složení oceli P91 je LM parametr dopočítán dle vztahu s materiálovou konstantou pro vysokolegované oceli $C = 25$:

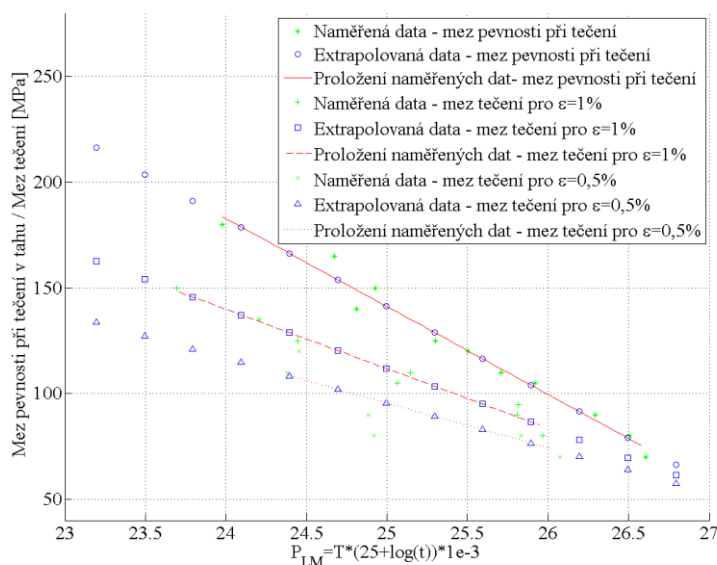
$$P_{LM} = T \cdot (25 + \log t) \quad (2.6)$$

Závislost LM parametru na mezi pevnosti při tečení pro ocel P91 zobrazuje obrázek 8. Označení P91 vychází z norem ASME, pro přehlednost zde uvádím také značení dle EN norem G-X12CrMoVNbN9-1, číslo materiálu v EN normách je 1.4903.



Obrázek 8. Graf závislosti meze pevnosti při tečení na LM parametru.

Stejně jako byla určena mez pevnosti při tečení v závislosti na LM parametru lze provést totožný výpočet pro určitou úroveň přetvoření a velikost napětí, které je potřeba k jeho vyvolání. Tato veličina je nazývána mez tečení. Meze tečení jsou společně s mezí pevnosti při tečení vyneseny v grafu níže.



Obrázek 9. Graf závislosti meze pevnosti při tečení a meze tečení na LM parametru.

2.6 Konstanty zákona tečení (Norton-Bailey)

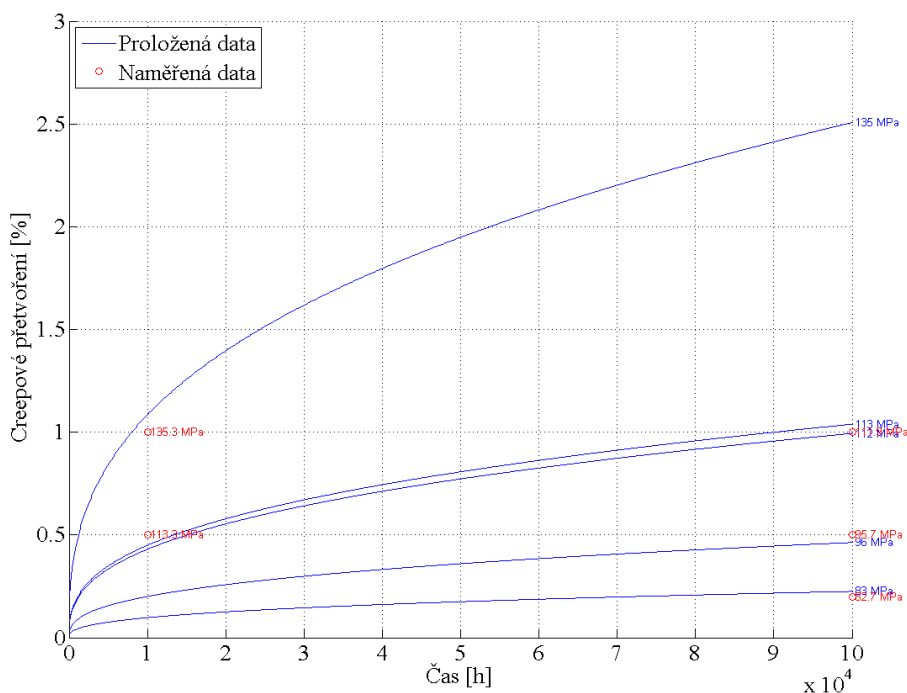
V inženýrské praxi je pro popis přetvoření jakožto funkce napětí, času a teploty pro svou jednoduchost nejčastěji používán Norton-Baileyho zákon tečení ve formě:

$$\varepsilon_{cr} = A \cdot \sigma^n \cdot t^m \quad (2.7)$$

kde A , m a n jsou materiálové konstanty závislé na teplotě.

Vzhledem k tomu, že při kontrole součásti je žádoucí, se pohybovat v oblastech, ve kterých ještě nedochází k její poruše, popisuje tento zákon primární a sekundární stádium tečení. V terciálním stádiu dochází k strukturálním změnám až následnému lomu součásti a zároveň se ve srovnání se stádiem sekundárním jedná o stádium poměrně krátké.

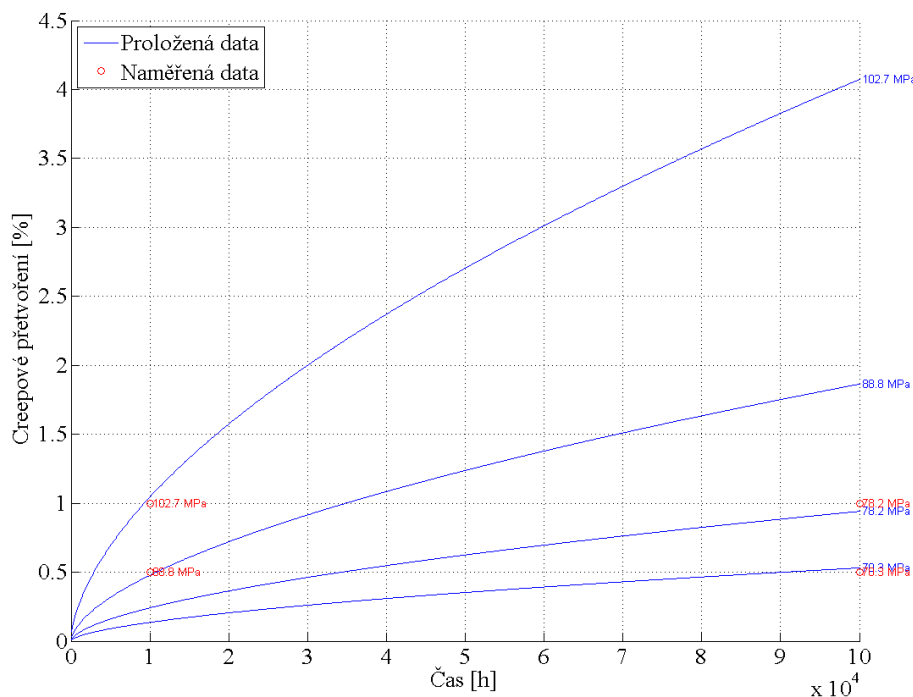
Je zřejmé, že pro aplikaci Norton-Baileyho zákona tečení je nutné znát konstanty A , m a n . Ty je možné dopočítat následovně. Pro jednu konkrétní teplotu je známa kombinace napětí, přetvoření a času při creepu a tím pádem je známo několik rovnic (2.7) s neznámými konstantami A , m a n . Tím vzniká soustava n rovnic o třech neznámých a v závislosti na tom, kolik takovýchto kombinací napětí, přetvoření a času známe, jsou data metodou nejmenších čtverců proložena a hledané konstanty dopočítány. Stejný postup je pak opakován pro každou teplotu, pro kterou chceme konstanty Norton-Baileyho zákona tečení znát. Pro příklad jsou níže zobrazeny grafy závislosti creepového přetvoření na čase pro teploty 560 a 600 °C a z nich určené konstanty A , m a n .



Obrázek 10. Norton-Baileyho popis creepové deformace pro teplotu 560 °C.

Tabulka 1. Konstanty Norton-Baileyho zákona tečení pro materiál P91.

Teplota [°C]	A	n	m
560	$7,12 \cdot 10^{-13}$	4,9519	0,3636
600	$7 \cdot 10^{-16}$	5,3745	0,5907



Obrázek 11. Norton-Baileiho popis creepové deformace pro teplotu 600 °C.

2.6.1 Creep v ANSYSu

Pokud bychom nyní chtěli pracovat s creepovým modelem materiálu v softwaru ANSYS, v knihovně materiálů najdeme dva základní materiálové modely a to tzv. strain hardening (deformační zpevnění) a time hardening (časové zpevnění). Jelikož nás zajímá, jaké přetvoření a napětí lze v současti očekávat po určité době provozu, preferovaným modelem je v tomto případě model s časovým zpevněním. Ten je v ANSYSu popsán následující rovnicí:

$$\dot{\varepsilon}_{cr} = C_1 \cdot \sigma^{C_2} \cdot t^{C_3} \cdot e^{-\frac{C_4}{T}} \quad (2.8)$$

kde C_1 , C_2 , C_3 a C_4 jsou materiálové konstanty. [8]

Ty lze určit přepočtem konstant A , m a n z předchozí kapitoly následovně. Při zderivování rovnice (2.7) podle času dostaneme:

$$\dot{\varepsilon}_{cr} = \frac{\partial \varepsilon_{cr}}{\partial t} = A \cdot \sigma^n \cdot m \cdot t^{m-1} \quad (2.9)$$

Při srovnání rovnic (2.8) a (2.9) dojdeme k následujícím přepočtovým vztahům:

$$C_1 = A \cdot m$$

$$C_2 = n$$

$$C_3 = m - 1$$

$$C_4 = 0$$

Konstanta C_4 je položena rovna nule, čímž se rovnice (2.8) zjednoduší do námi známého tvaru (2.9). Stejný postup je pro určení konstanty C_4 doporučen i v nápovědě softwaru ANSYS. [8]

Tabulka 2. Konstanty Norton-Baileiho zákona tečení pro materiál P91 pro ANSYS.

Teplota [°C]	C_1	C_2	C_3	C_4
560	$2,59 \cdot 10^{-13}$	4,1361	-0,6778	0
600	$4,14 \cdot 10^{-16}$	5,3745	-0,4093	0

3 FORMULACE PROBLÉMU

3.1 Popis problémové situace

Vzhledem ke stále zvyšujícím se nárokům na efektivitu a hospodárnost výroby elektrické energie je celosvětovým trendem posledních let zavádění tzv. superkritických okruhů parních turbín. To sebou nese neustávající zvyšování vstupních parametrů přehřáté páry a tím i stále větší problémy jak se s těmito vysokými parametry vypořádat. V případě superkritických okruhů se vstupní teploty páry pohybují v rozmezí 580 až 600 °C a jedná se tak o teploty v oblasti tzv. tečení materiálu neboli creepu, kde ocel významně mění svoje vlastnosti. Pro posouzení životnosti součásti provozované v těchto podmínkách je tedy nutno tuto změnu vlastností uvažovat a použít pokročilejší přístupy k jejímu určení. Srovnáním různých přístupů se také bude tato diplomová práce zabývat.

3.2 Formulace problému

Porovnávací analýza creepové životnosti ventilu parní turbíny stanovené různými přístupy.

3.3 Cíle řešení problému

Cílem práce je prezentace různých přístupů k hodnocení creepové životnosti na konkrétním příkladu z průmyslové praxe. Ta bude vyhodnocena postupně dle principu, který je založen na tzv. kategorizaci napětí, dále dle výpočtu doby do lomu, dle mezního stavu plastické únosnosti a nakonec na základě normy ČSN EN 13445-3. Součástí úkolu je vzájemné srovnání těchto přístupů a jejich kritické zhodnocení z hlediska srovnatelnosti dosažených výsledků, časové a výpočtové náročnosti a dostupnosti potřebných materiálových údajů.

3.4 Množina podstatných veličin

3.4.1 Objekt

- těleso ventilu parní turbíny

3.4.2 Okolí objektu

- přívodní potrubí
- parní turbína
- vzduch (jeho teplota, tlak a hustota jsou konstantní)

3.4.3 Geometrie a topologie objektu

- celkové rozměry a tvar ventilu, především tloušťka jeho stěn

3.4.4 Podstatné vazby objektu k okolí

- vazby ventilu k potrubí
- vazby ventilu k tělesu turbíny
- konzoly pro ukotvení ventilu v prostoru

3.4.5 Aktivace objektu z okolí

- zatížení ventilu od tlaku vstupující přehřáté páry
- zatížení od teplotní roztažnosti tělesa
- silové a momentové zatížení od potrubí

3.4.6 Ovlivňování objektu z okolí

- tvar odlitku tělesa – odchylky od ideálního modelu vlivem výrobních tolerancí
- kvalita materiálu – nehomogenity, vměstky, dutiny apod.

3.4.7 Vlastnosti prvků struktury objektu

- mechanické vlastnosti materiálu tělesa ventilu

3.4.8 Procesy na objektu a jeho stavy

- tečení materiálu vlivem dlouhotrvajícího zatížení při zvýšených teplotách

3.4.9 Projevy chování

- deformační projevy – zvýšení deformace způsobené tečením materiálu
- napjatostní projevy – relaxace špiček napětí a jeho redistribuce do okolních míst v tělese

3.4.10 Důsledky projevů chování

- porušení stěny ventilu – iniciace trhliny a následný lom součásti vlivem tečení materiálu a s ním spojenou výraznou deformací

4 HODNOCENÍ DLE METODIKY DOOSAN ŠKODA POWER

Následující kapitola se věnuje výpočtu životnosti ventilu dle metodiky používané ve společnosti Doosan Škoda Power (dále DŠPW). Ta je založena na tzv. kategorizaci napětí vycházející z normy ČSN EN 13445-3, Část 3: Konstrukce a výpočet. Jedná se o normu pro netopené tlakové nádoby a návrh na základě analýzy dle přílohy C. Podle této přílohy je možné použít MKP analýzu jako alternativu nebo jako doplněk k návrhu na základě vzorců. Analytickými vzorci totiž lze popsat pouze některé jednoduché tvary typu válec a koule a není možné jimi komplexněji postihnout deformaci a napjatost v celé geometrii ventilu. Platí zde předpoklad izotropního lineárního elastického materiálu a teorie prvního řádu (posunutí a poměrné deformace jsou malé). Jedná se tedy o lineárně elastickou úlohu a problém tečení je zde reflektován v podobě dovoleného namáhání, jehož hlavním parametrem je mez pevnosti při tečení. Dle uvedené přílohy se po provedení MKP analýzy v součásti vyberou kritická místa, v těchto místech se vyhodnotí průběhy napětí po tloušťce stěny a dle jednotlivých kategorií, viz tabulka 3, se určí dovolené namáhání a bezpečnost zkoumaných míst.

4.1 Dovolené namáhání

Kapitola 19 normy ČSN EN 13445-3 je věnována návrhu v oblasti tečení. V této kapitole lze také dohledat dovolené namáhání pro součásti provozované v oblasti tečení, které je dáno jako minimální hodnota následovně:

$$f = \min \left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,9} ; \frac{R_{m/T/t}}{1,5} ; R_{p1,0/T/t} \right) \quad (4.1)$$

kde: $R_{p0,2/T}$ Smluvní mez kluzu 0,2 % při provozní teplotě

$R_{m/T/t}$ Mez pevnosti při tečení pro provozní teplotu a dobu t

$R_{p1,0/T/t}$ Mez tečení, která při provozní teplotě způsobí za dobu t přetvoření 1%

V případě, že se jedná o odlitek, je dle interních postupů DŠPW u vzorce (4.1) pro mez kluzu mírně upravena bezpečnost na 1,875 namísto 1,9 a pro mez pevnosti při tečení je hodnota bezpečnosti navýšena z původních 1,5 na 1,875. Důvodem tohoto navýšení je možné zeslabení tlouštěk stěn vlivem rozměrové tolerance odlitku a mimo něj také přítomnost případných výrobních vad odlitků v podobě vměstků, bublin, staženin atd. Výsledný používaný vztah pro dovolené namáhání pak vypadá takto:

$$f = \min \left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,875} ; \frac{R_{m/T/t}}{1,875} ; R_{p1,0/T/t} \right) \quad (4.2)$$

Kvůli vysoké provozní teplotě bývá v tomto vztahu nejčastěji rozhodující veličinou právě mez pevnosti při tečení a lze tedy říci, že při návrhu a dimenzování součástí v oblasti tečení dle metody kategorizace napětí je hlavním a určujícím parametrem.

4.2 Kategorizace napětí

Norma ČSN EN 13445-3 uvádí ve své příloze C tabulku popisující jednotlivé kategorie napětí a z nich vycházejícího dovoleného namáhání. Stejnými kritérii se řídí i zavedené postupy pro hodnocení creepové životnosti ve společnosti DŠPW. Pro každé místo a charakter napětí je pak rozdílná hodnota dovoleného namáhání. Zjednodušeně lze říci, že v případě globálního místa je určujícím membránové a kombinace membránového a ohybového napětí zatímco v případě místa lokálního je kontrolováno napětí špičkové a membránové, to už ovšem s jinou dovolenou hodnotou, než je tomu u místa globálního. Výčet možných druhů napětí a jejich popis jak je uvádí norma ČSN EN 13445-3 má tuto podobu:

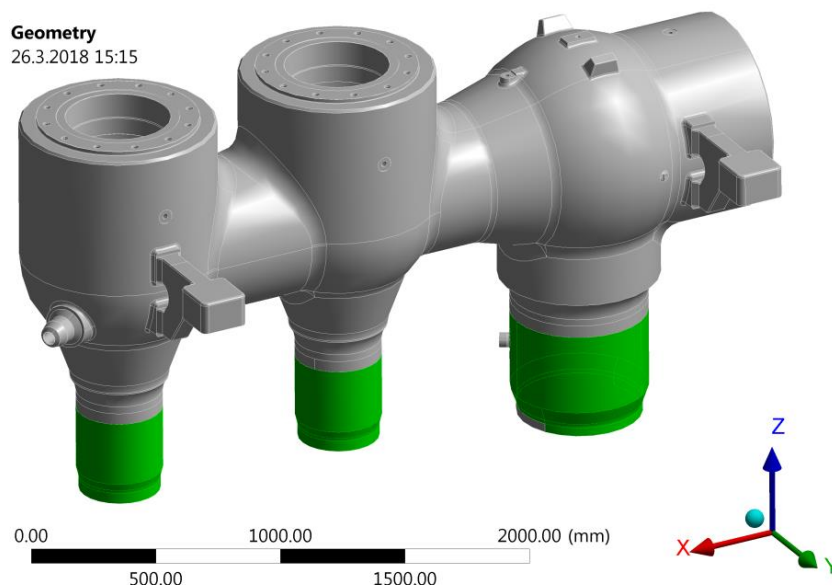
- 1) Globální membránové napětí – Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny bez zohlednění diskontinuit a koncentrací napětí, způsobené pouze mechanickými zatíženími.
- 2) Lokální membránové napětí – Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny zohledňující diskontinuity, ale ne koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.
- 3) Ohybové napětí – Složka primárního napětí, které je proporcionální vzhledem ke vzdálenosti od těžiště řezu stěny. Nezahrnuje diskontinuity a koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími
- 4) Sekundární membránové + ohybové napětí – Napětí, které je samo se sebou v rovnováze, nutné pro splnění kontinuity konstrukce. Vyskytuje se u výrazných diskontinuit, ale neobsahuje koncentrace napětí. Může být způsobeno jak mechanickými zatíženími, tak i teplotními vlivy.
- 5) Špičkové napětí – Dodatek k primárnímu nebo sekundárnímu napětí způsobený koncentrací napětí.

Tabulka 3. Znázornění posuzovacích kritérií dle [9].

Napětí	Primární napětí			Sekundární membránové + ohybové	Špičkové
	Globální membránové	Lokální membránové	Ohybové		
Značka	P_m	P_L	P_b	$Q = (Q_m + Q_b)$	F
Dovolené namáhání	$(\sigma_{eq})_{P_m} \leq f$	$(\sigma_{eq})_{P_L} \leq 1,5 \cdot f$	$(\sigma_{eq})_{P_b} \leq 1,5 \cdot f$	$(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$	$(\sigma_{eq})_F \leq 3 \cdot f$

4.3 Výpočet

Analýza ventilu byla provedena pomocí metody konečných prvků a programu ANSYS Workbench 18.1. Samotný model tělesa ventilu byl vytvořen v 3D CAD softwaru Catia oddělením konstrukce DŠPW. Jelikož ANSYS podporuje soubory programu Catia s příponou CATPart, bylo možné vytvořený model přímo importovat jako geometrii do statické analýzy softwaru ANSYS. Model geometrie analyzovaného tělesa ventilu je zobrazen na obrázku 12.



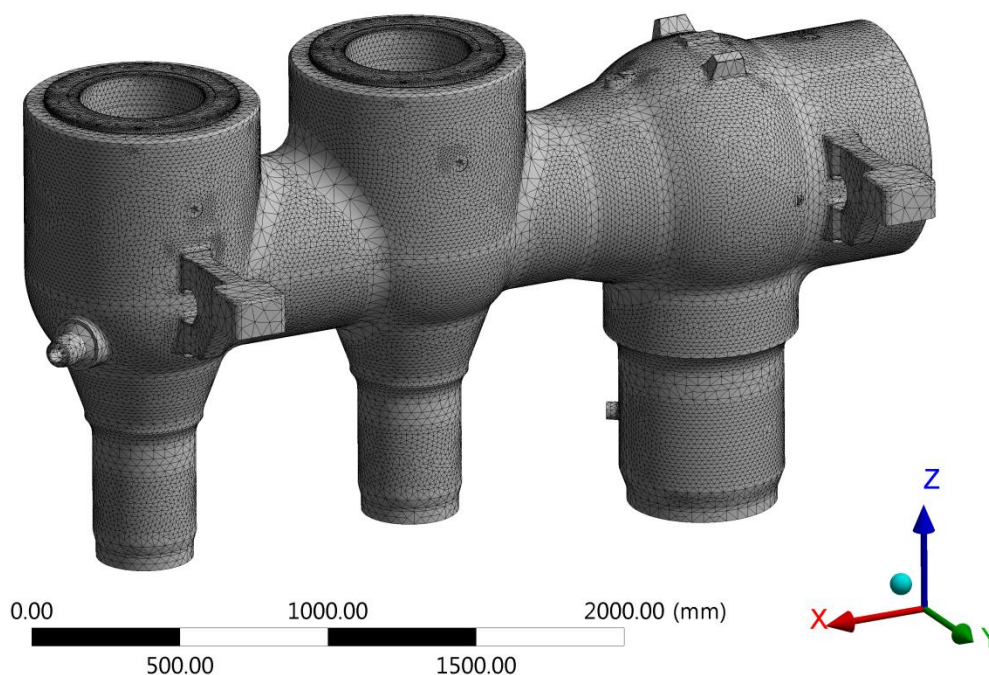
Obrázek 12. Model geometrie analyzovaného tělesa ventilu.

4.3.1 Model materiálu

Zde je třeba zmínit, že model, pro který byla analýza provedena, se ve skutečnosti skládá ze dvou materiálů a to výkovku oceli P92 a odlitku oceli P91. Z výkovku P92 jsou vyrobeny nástavce spojující odlitek komory ventilu s potrubím, na obrázku 12 zobrazeny zelenou barvou. Vzhledem k typu úlohy bylo možné počítat s tělesem jakožto homogenním, rozdílnost materiálů se poté promítne v dovolených namáháních jednotlivých částí. V záložce materiálových dat programu ANSYS tak byla aplikována pro celý model standardní konstrukční ocel s modulem pružnosti $E = 167\,400$ MPa a Poissonovou konstantou $\mu = 0,3$. Žádné další materiálové charakteristiky nebylo třeba definovat.

4.3.2 Tvorba konečnoprvkové sítě

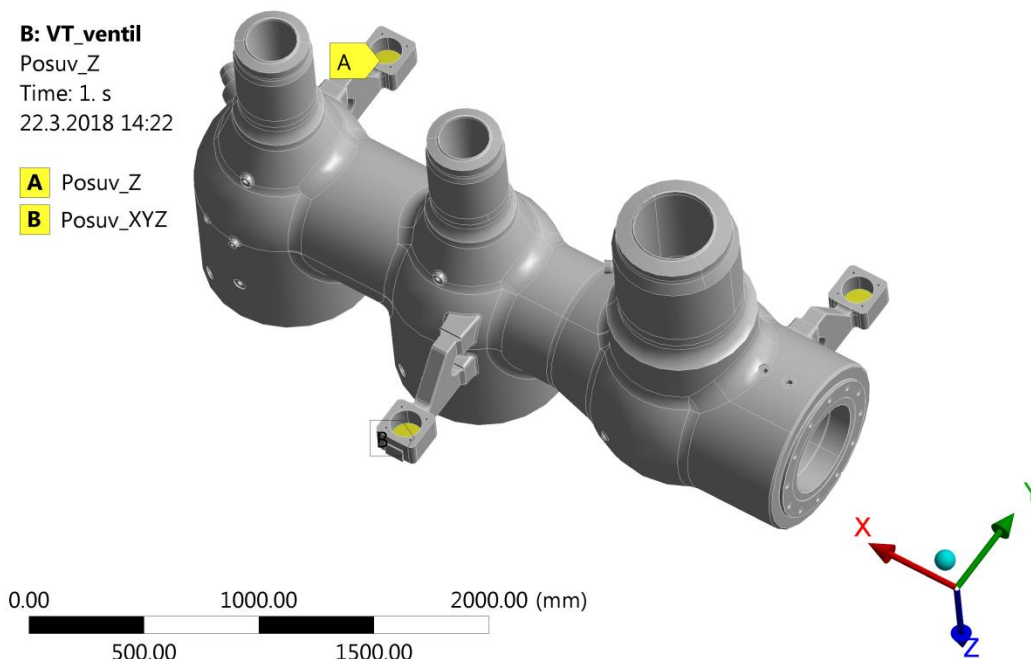
Pro diskretizaci modelu jakožto spojitého kontinua byla vzhledem ke složitosti geometrie použita tzv. volná síť tvořena desetiuzlovým parabolickým prvkem typu tetraedr. Pro zajištění dostatečné přesnosti výpočtu a zachycení gradientu napětí je třeba v případě tlustostěnných nádob dbát na to, aby byl po tloušťce stěny vytvořen dostatečný počet prvků. Jelikož se jedná o lineární statickou analýzu, je možné použití jemnější sítě bez známky výraznější časové náročnosti úlohy. Výsledná síť je tvořena 682 862 prvky a 1 071 698 uzly, viz obrázek 13.



Obrázek 13. Síť konečných prvků tělesa ventilu.

4.3.3 Model okrajových podmínek

K zajištění statické určitosti úlohy je třeba těleso zafixovat ve třech osách. Tím dojde k zamezení pohybu tělesa jako celku. Navíc je třeba aplikovat takové okrajové podmínky, které budou co nejlépe postihovat skutečnost a nevnese do úlohy například přídavné umělé zatížení, které na těleso jinak nepůsobí. V tomto případě je ventil položen třech na konzolách, u kterých bylo zamezeno posuvu ve vertikálním směru osy Z, navíc pak bylo u prostřední konzoly zamezeno posuvům ve směrech os X a Y. Tímto se úloha stává staticky určitou.



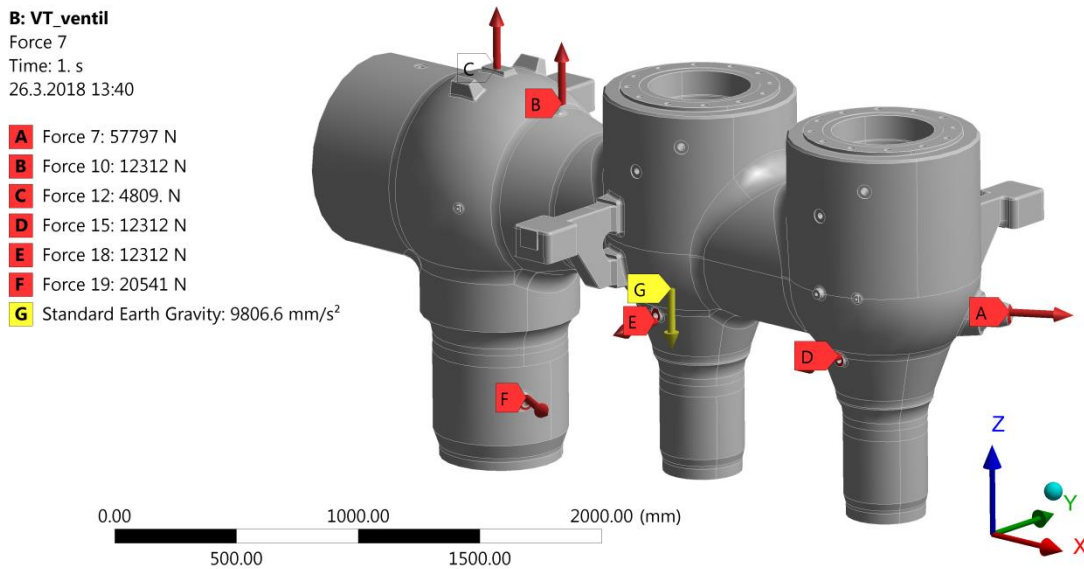
Obrázek 14. Model okrajových podmínek.

4.3.4 Model zatížení

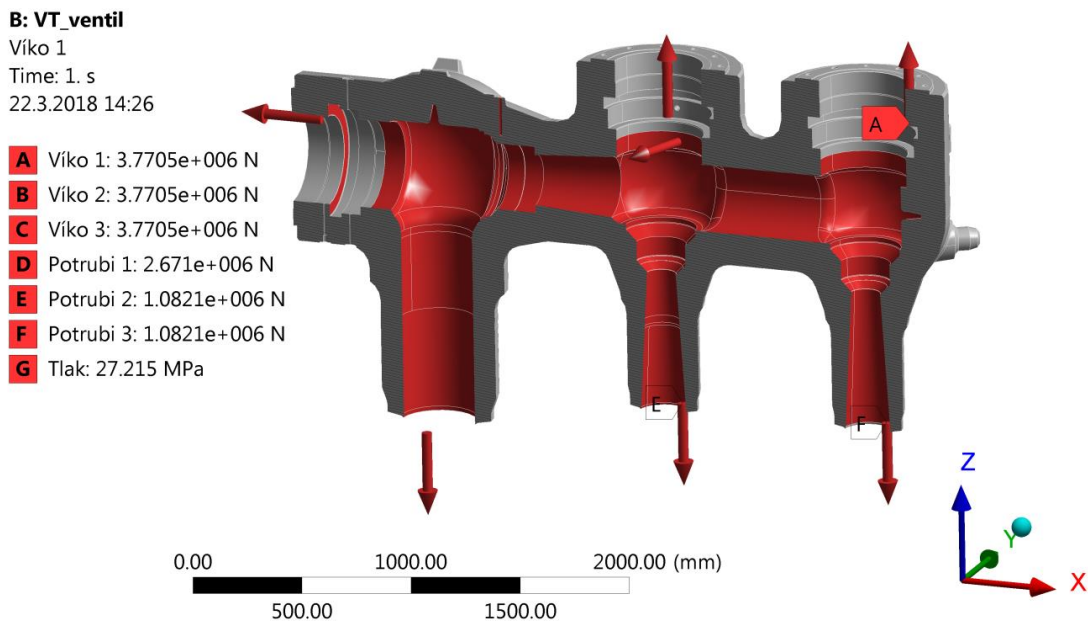
Ventil byl zatížen provozním zatížením, kterým je v tomto případě vnitřní tlak vstupující páry $p = 27,215 \text{ MPa}$, gravitační zrychlení $g = 9806,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ a silové náhrady. Silové náhrady byly aplikovány v místech ovládacího mechanismu otevírání a zavírání ventilu, kde je ventil ve skutečnosti uzavřen, dále také v místech napojení potrubí nebo v místech hrdel pro odvodnění ventilu a měřící prvky. Dopočítané náhradní síly dle vztahu $F = p \cdot \pi \cdot R^2$ zobrazuje tabulka 4. Obrázky 15 a 16 pak ukazují zatížení působící na model.

Tabulka 4. Dopočítané náhradní síly a poloměry vstupující do vzorce.

Náhradní síla	R [mm]	S [mm ²]	F [N]
A	26	2 124	57 797
B	12	452	12 312
C	7,5	178	4 809
D	12	452	12 312
E	12	452	12 312
F	15,5	755	20 541
Víko 1	210	138 544	3 770 481
Víko 2	210	138 544	3 770 481
Víko 3	210	138 544	3 770 481
Potrubí 1	176,75	98 145	2 671 019
Potrubí 2	112,5	39 761	1 082 090
Potrubí 3	112,5	39 761	1 082 090



Obrázek 15. Náhradní síly a gravitační zrychlení působící na model.



Obrázek 16. Náhradní síly a přetlak působící na model.

4.3.5 Dovolené namáhání P91 a P92

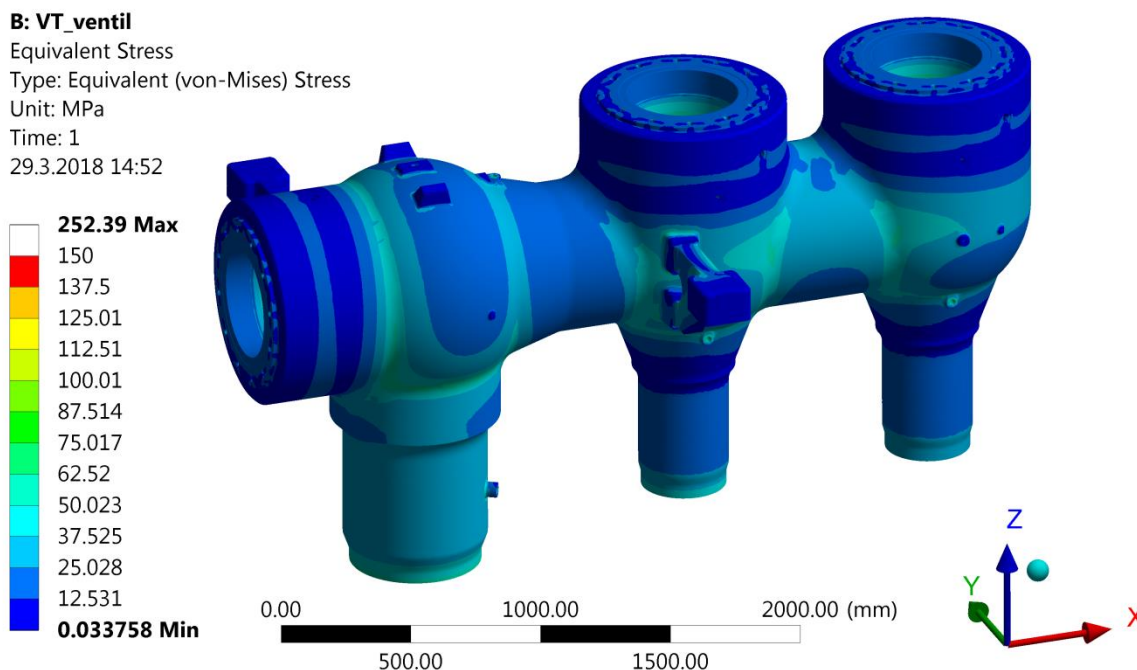
Jak již bylo popsáno dříve v této kapitole, dovolené namáhání tělesa ventilu závisí na teplotě, při které je součást provozována. Je vhodné tedy uvést, že ventil je provozován při teplotě $T = 597\text{ °C}$. Bylo také zmíněno, že analyzovaný ventil je složen ze dvou materiálů a to výkovku P92 a odlitku P91. Hodnoty jednotlivých materiálových charakteristik a dovoleného namáhání určeného dle rovnic (4.1) a (4.2) pro oba materiály zobrazuje tabulka 5.

Tabulka 5. Materiálové charakteristiky ocelí pro teplotu $T = 597\text{ °C}$.

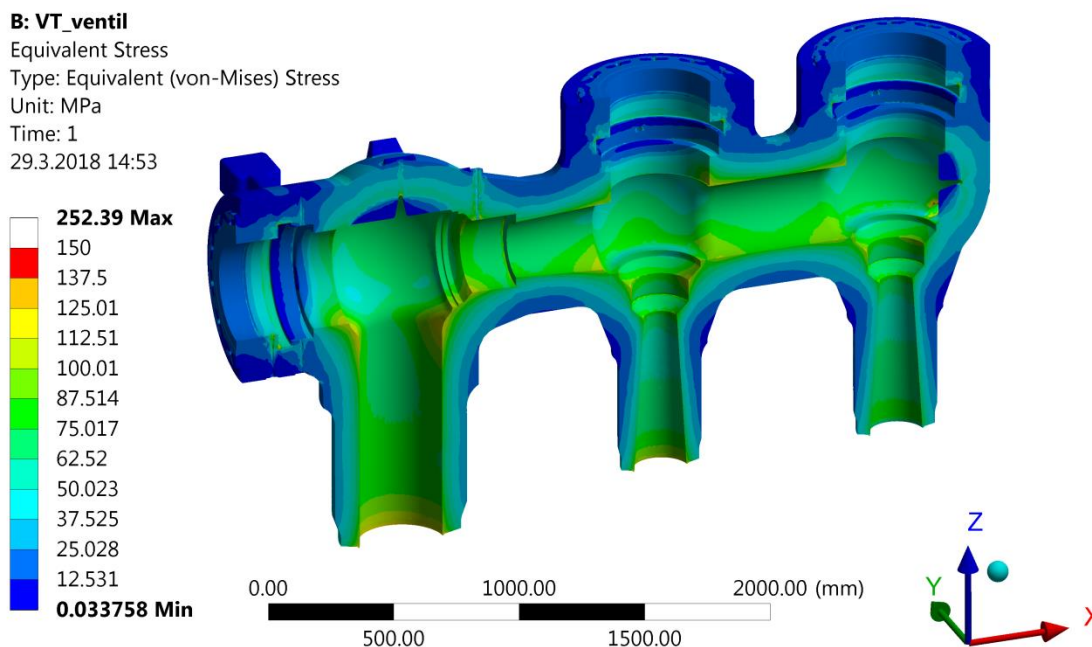
	$R_{p0,2/597\text{ °C}}$	$R_{m/597\text{ °C}/2 \cdot 10^5}$	$R_{p1,0/597\text{ °C}/2 \cdot 10^5}$	Dovolené namáhání f [MPa]
P91 odlitek	215	84,2	73,5	44,90
P92 výkovek	251,1	101	86,4	67,33

4.3.6 Výsledky a vyhodnocení

Dle zavedeného postupu DŠPW jsou po provedení lineárně elastické analýzy tělesa v různých místech vytvořeny tzv. cesty po tloušťce stěny ventilu a v těchto cestách vyhodnoceno napětí podle tabulky 3. Výběr míst je proveden na základě rozložení napětí v tělese ventilu dle podmínky von Mises a taktéž na základě jeho geometrie a působícím zatížení.

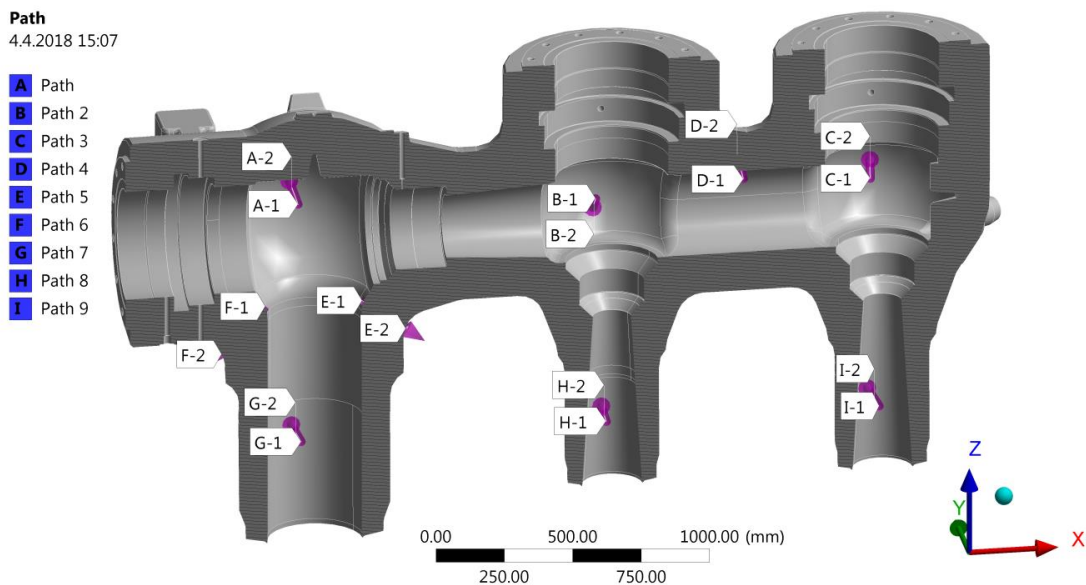


Obrázek 17. Rozložení napětí v tělese ventilu dle podmínky von Mises.



Obrázek 18. Rozložení napětí v tělese ventilu dle podmínky von Mises – řez.

Vyšetřovaná místa jsou poté rozdělena do dvou kategorií a to buď na místa globální, nebo místa lokální. Jako globální jsou u tohoto tělesa hodnoceny místa A, B, C, D, G, H a I. Místa E a F jsou hodnocena jako lokální. Pro každou z kategorií jsou kontrolovány jiné typy napětí a dovolené jiné hodnoty namáhání. Vybraná kontrolovaná místa jsou znázorněna na obrázku 19 a vyhodnocení výsledků v těchto vybraných místech je zobrazeno v tabulce 6.



Obrázek 19. Vyšetřovaná místa tělesa ventilu.

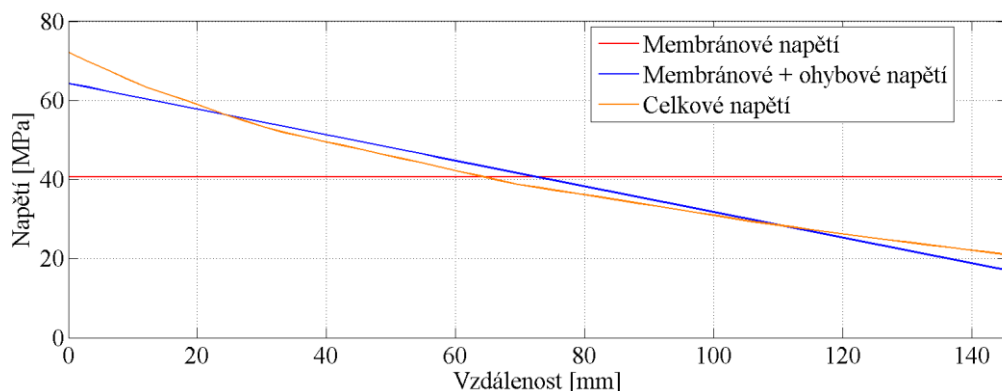
V posledním sloupci tabulky 6 je také vypočítán poměr dovoleného napětí vůči napětí maximálnímu dosaženému, pokud je tento poměr větší než jedna, kontrované místo je v pořádku. Lze tedy vidět, že všechna místa jsou na základě posouzení metodou kategorizace napětí v pořádku. Dále také výsledky v tomto sloupci ukazují, že jako nejkritičtější místo ventilu se jeví být místo B, tedy místo prostřední kulové komory. V návaznosti jsou za popisovanou tabulkou zobrazeny grafy průběhů napětí po tloušťce stěny všech vyšetřovaných míst.

Tabulka 6. Výsledky analýzy ventilu založené na kategorizaci napětí.

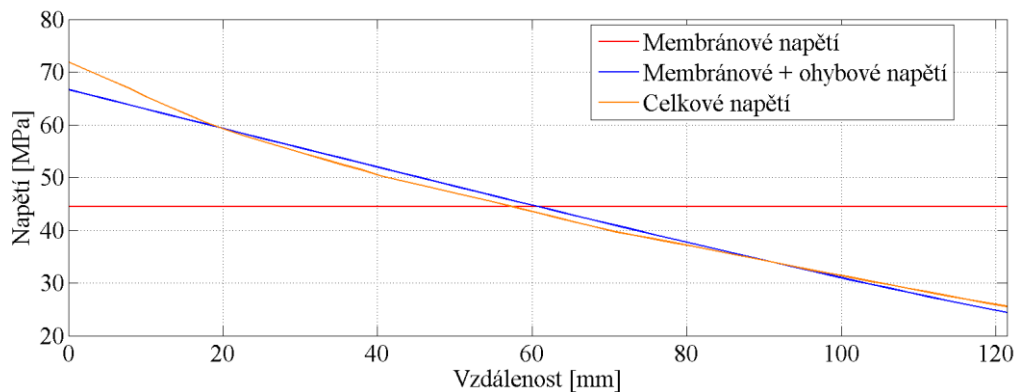
Materiál P91		Dovolené napětí [MPa]	Maximální napětí [MPa]	Poměr $\sigma_{DOV}/\sigma_{MAX}$
Místo A	Membránové napětí	44,90	40,63	1,10
	Membránové + ohybové napětí	67,35	64,31	1,05
Místo B	Membránové napětí	44,90	44,50	1,01
	Membránové + ohybové napětí	67,35	66,69	1,01
Místo C	Membránové napětí	44,90	42,45	1,06
	Membránové + ohybové napětí	67,35	63,59	1,06
Místo D	Membránové napětí	44,90	40,67	1,10
	Membránové + ohybové napětí	67,35	61,24	1,10
Místo E	Membránové napětí	67,35	58,51	1,15
	Špičkové napětí	134,7	115,8	1,16
Místo F	Membránové napětí	67,35	52,99	1,27
	Špičkové napětí	134,7	121,13	1,11

Materiál P92

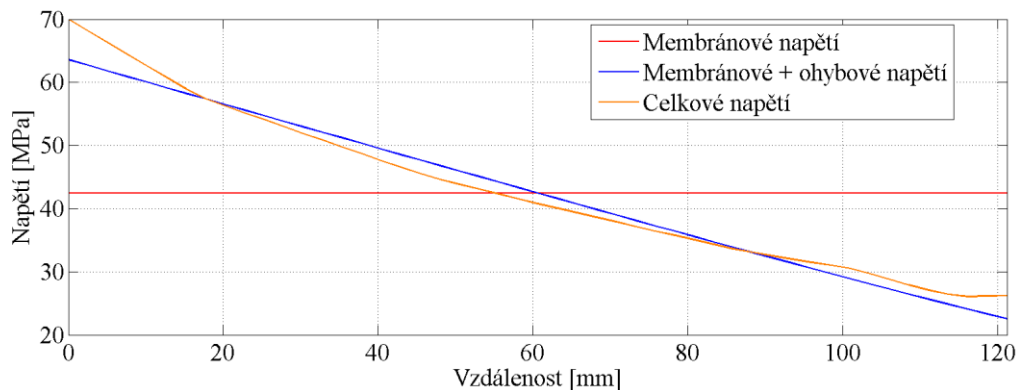
Místo G	Membránové napětí	67,33	47,13	1,43
	Membránové + ohybové napětí	101,00	70,01	1,44
Místo H	Membránové napětí	67,33	38,49	1,75
	Membránové + ohybové napětí	101,00	61,11	1,65
Místo I	Membránové napětí	67,33	38,87	1,73
	Membránové + ohybové napětí	101,00	61,55	1,64



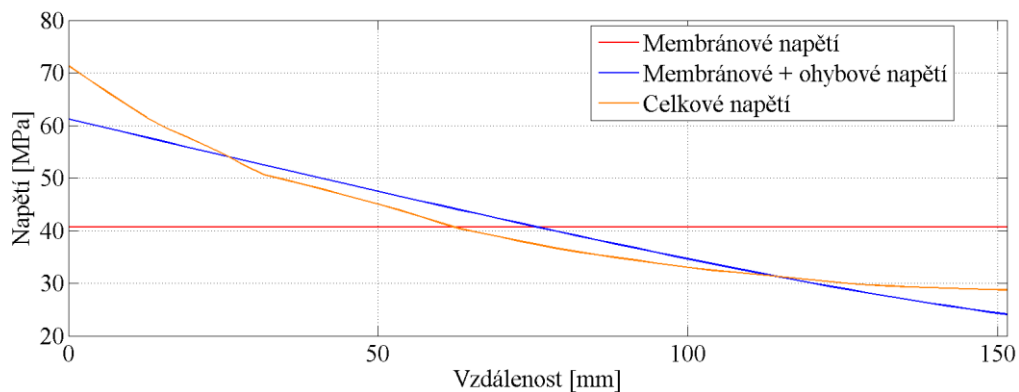
Obrázek 20. Průběh napětí po tloušťce stěny místa A.



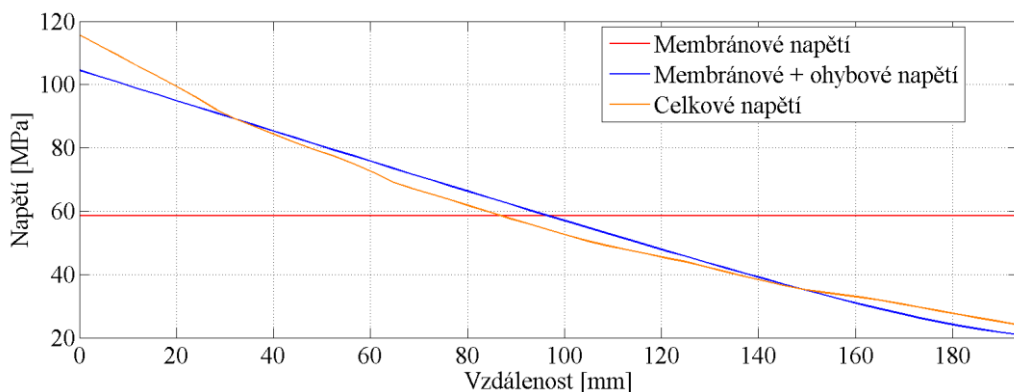
Obrázek 21. Průběh napětí po tloušťce stěny místa B.



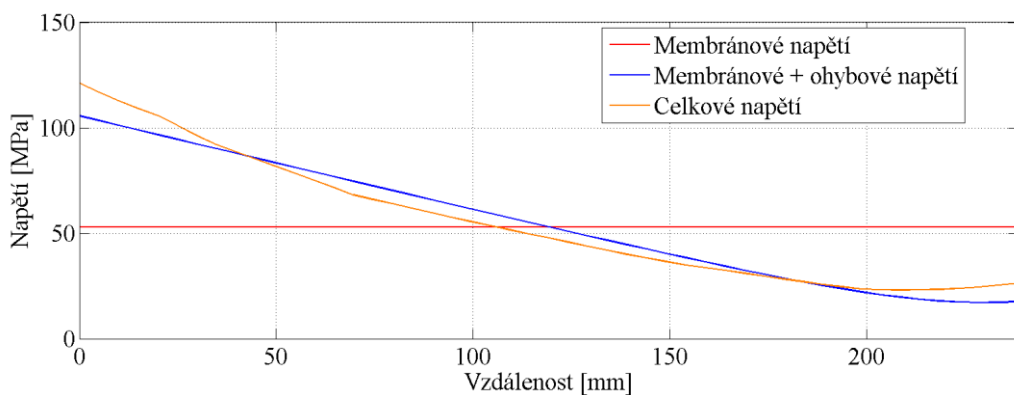
Obrázek 22. Průběh napětí po tloušťce stěny místa C.



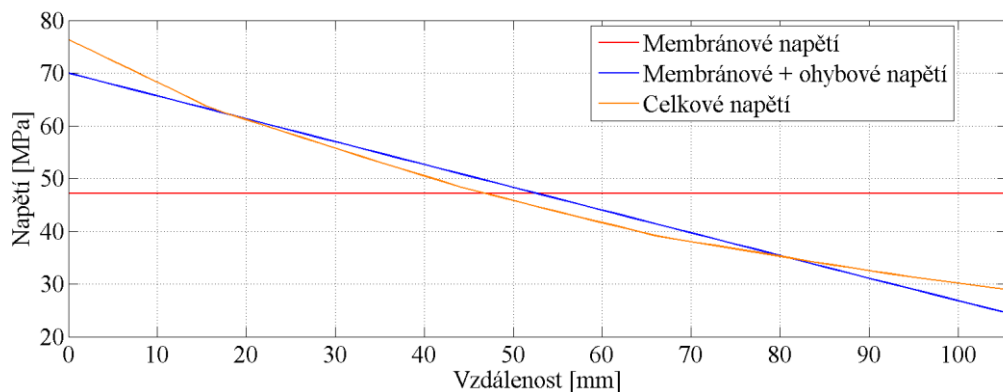
Obrázek 23. Průběh napětí po tloušťce stěny místa D.



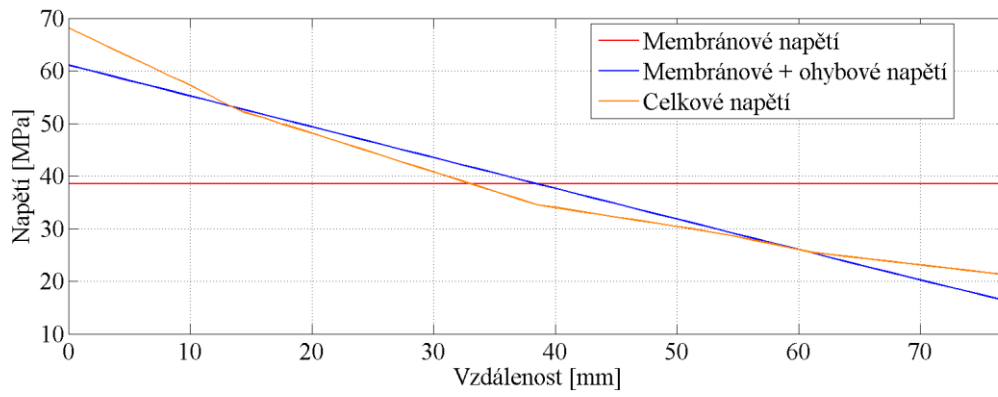
Obrázek 24. Průběh napětí po tloušťce stěny místa E.



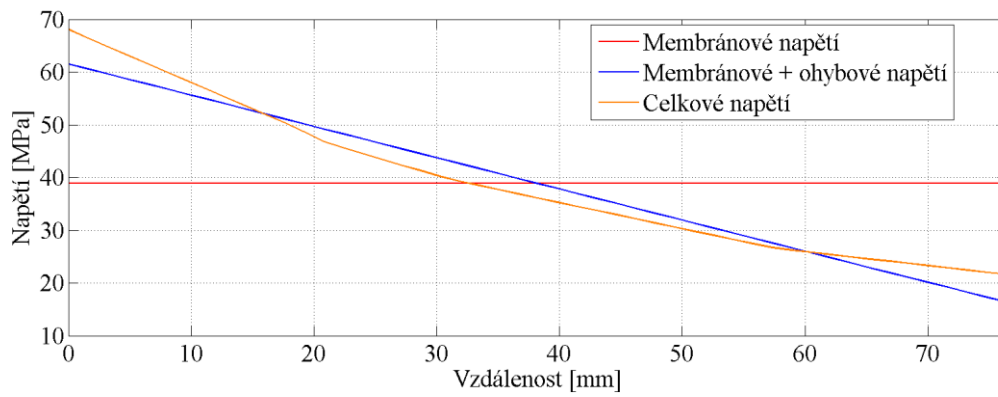
Obrázek 25. Průběh napětí po tloušťce stěny místa F.



Obrázek 26. Průběh napětí po tloušťce stěny místa G.



Obrázek 27. Průběh napětí po tloušťce stěny místa H.



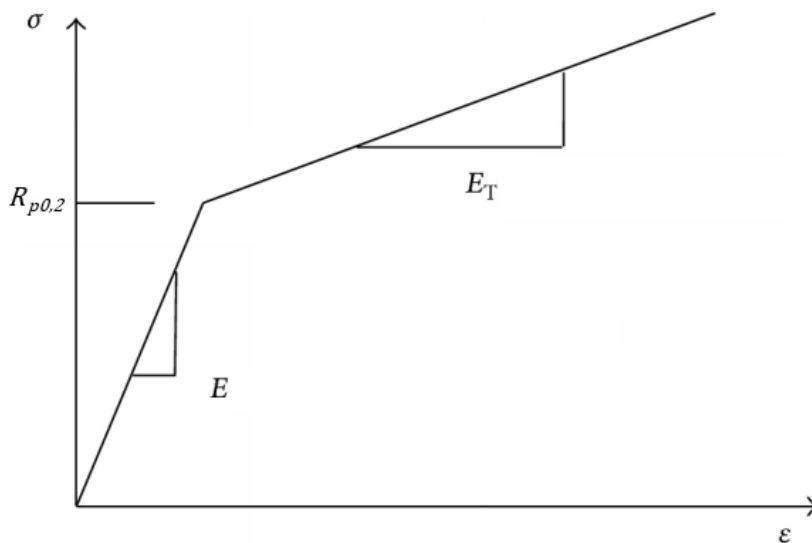
Obrázek 28. Průběh napětí po tloušťce stěny místa I.

5 HODNOCENÍ DLE MEZNÍHO STAVU PLASTICKÉ ÚNOSNOSTI

Jelikož se metoda kategorizace napětí popsaná v předchozí kapitole ukázala v některých případech návrhu tlakových nádob být příliš konzervativní, jako alternativu k ní lze provést analýzu na tzv. mezní stav plastické únosnosti. Teorie plasticity se zabývá studiem stavu napjatosti a deformace těles, které se zcela nebo z části nacházejí v plastickém stavu. Ten je charakterizován vznikem trvalých deformací. V řadě případů v praxi, kdy malá trvalá změna tvaru není z hlediska funkce součásti podstatná, lze těchto deformací využít.

Při postupném zvětšování vnějšího zatížení se zvětšuje počet a rozsah míst vystavených plastické deformaci a nakonec nastane takový stav, kdy nepatrné zvětšení vnějšího zatížení způsobí značné zvětšení deformace, vznik tzv. plastického kloubu. Příslušné zatížení se nazývá mezní zatížení nebo mez únosnosti součásti. Přitom za mezního stavu nemusí být v žádném elementu tělesa dosaženo meze pevnosti nebo kritického namáhání [10].

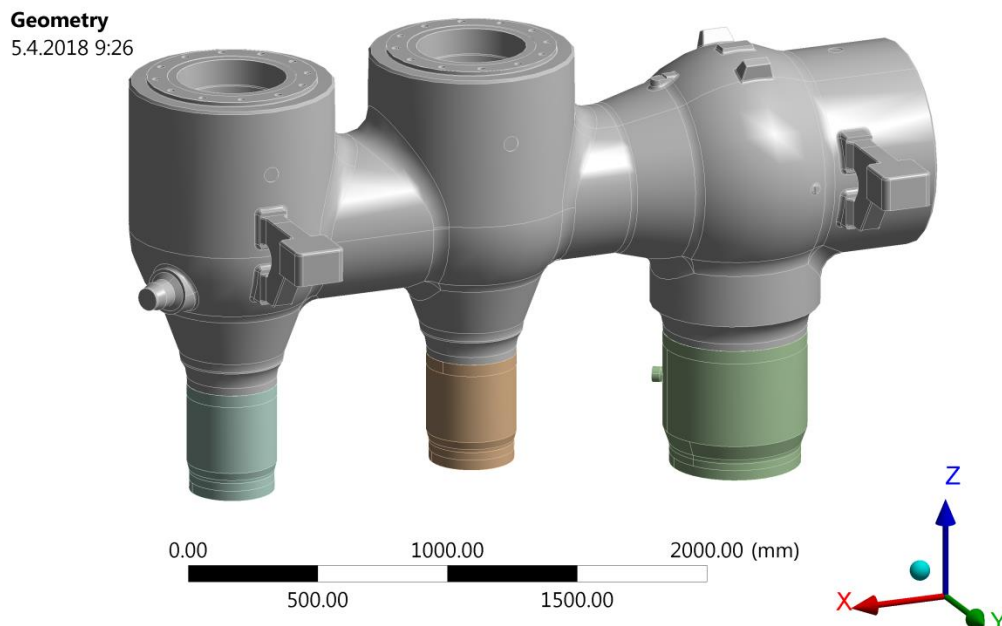
Takováto analýza uvažuje namísto lineárně elastického modelu materiálu materiál elasto-plastický, bilineární. Pro popis modelu materiálu jsou u tohoto typu úloh používány dvě další materiálové charakteristiky a to mez kluzu $R_{p0,2}$ a tangenciální modul pružnosti E_T . Kromě těchto materiálových charakteristik je materiál standardně definován modulem pružnosti E a Poissonovou konstantou μ . Jelikož se však jedná o ventil provozovaný za vysokých teplot, je v tomto případě mez kluzu nahrazena mezí tečení v tahu, která způsobí za 10^5 hod trvalé prodloužení 1 % - $R_{p1,0/T/t}$. [11]



Obrázek 29. Schéma bilineárního modelu materiálu.

5.1 Výpočet

Analýza ventilu byla opět provedena pomocí metody konečných prvků a programu ANSYS Workbench 18.1. Geometrický model tělesa ventilu byl před jeho načtením do statické analýzy upraven v programu Catia. Kvůli zjednodušení výpočtu byla většina děr namísto náhradních sil přímo vyplněna a uzavřena. Dále pak byla do samostatných dílů rozdělena komora ventilu a nástavce, spojující komoru s potrubím. Model geometrie upraveného tělesa ventilu je zobrazen na obrázku 30.



Obrázek 30. Model geometrie analyzovaného tělesa ventilu.

5.1.1 Model materiálu

Jak již bylo zmíněno, pro tuto analýzu byl použit bilineární model materiálu, přesněji materiál s izotropním zpevněním. Jelikož je celý model ventilu rozdělen na jednotlivé díly komory a nástavců, a tyto komponenty jsou vyrobeny z jiných materiálů, v záložce materiálových dat programu ANSYS byly vytvořeny dva různé bilineární modely materiálu, každý s jinou hodnotou meze tečení. Tangenciální moduly pružnosti byly určeny jako $E_T = E/10000$, jak uvádí publikace [12]. Materiálové charakteristiky obou materiálů zobrazuje tabulka 7.

Tabulka 7. Materiálové charakteristiky použité při pružně-plastickém výpočtu.

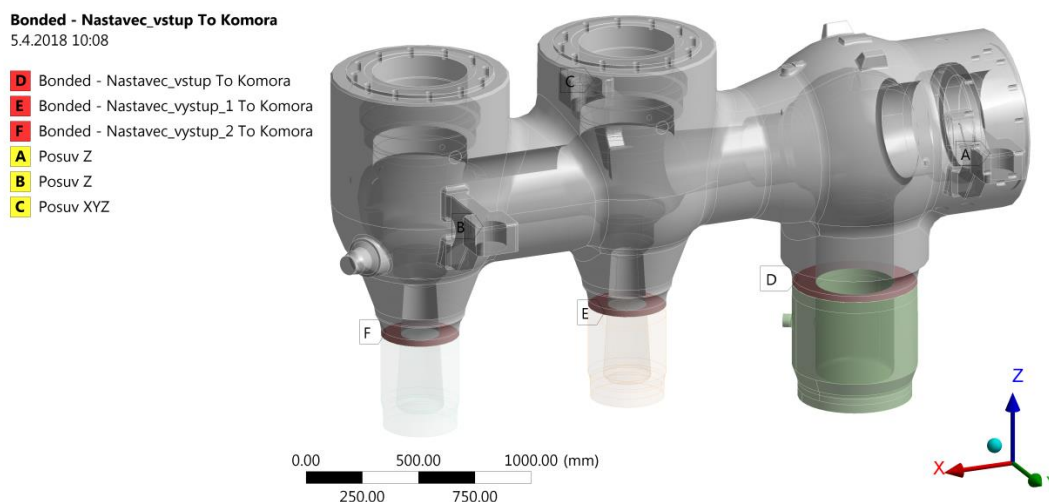
	E [MPa]	E_T [MPa]	$R_{p1,0/597\text{ }^\circ\text{C}/1\cdot 10^5}$ [MPa]
P91 odlitek	167 400	16,74	80,7
P92 výkovek	167 400	16,74	94,7

5.1.2 Tvorba konečnoprvkové sítě

Stejně tak jako tomu bylo u kapitoly 4.3.2, i nyní byla pro diskretizaci modelu použita volná síť a i nyní je třeba dbát na to, aby byl po tloušťce stěny ventilu vytvořen dostatečný počet prvků. Kvůli kontaktům, použitým mezi nástavci a komorou tělesa, byla prostřednictvím záložky nastavení kontaktu síť modifikována funkcí contact match. Ta při tvorbě sítě napozicuje uzly kontaktních těles tak, aby ležely naproti sobě. Výsledná síť je složena z 1 278 456 prvků a 2 000 477 uzlů.

5.1.3 Model okrajových podmínek

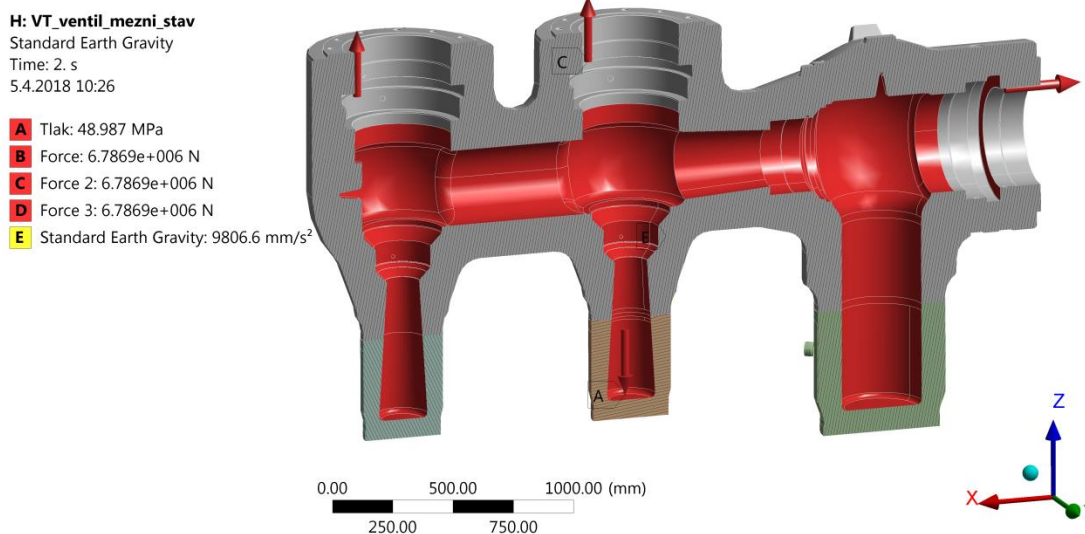
V této analýze byly pro zajištění tělesa v prostoru použity stejné okrajové podmínky jako v kapitole 4.3.3. Mimo ně byly navíc v místech spojení nástavců s komorou ventilu nadefinovány kontakty. Jelikož jsou v těchto místech nástavce ke komoře ventilu ve skutečnosti přivařeny, byly mezi těmito součástmi aplikovány kontakty typu bonded. Takovýto kontakt definuje protilehlé plochy jako „slepené“ a nedovoluje jejich vzájemný posuv v žádném směru.



Obrázek 31. Model okrajových podmínek s kontakty.

5.1.4 Model zatížení

Protože se jedná o analýzu hledající takový stav tělesa, kdy nepatrné zvětšení zatížení způsobí značné zvětšení deformace, je třeba těleso zatížit více, než jen na provozní podmínky. Na základě metody kategorizace napětí tak byl odhadnut maximální přetlak a náhradní síly, kterými bude těleso namáháno, a to jako 1,8 násobek provozního zatížení. Silové náhrady byly aplikovány pouze v místech mechanismu uzavírání a otevírání ventilu, gravitační zrychlení je standardně $g = 9806,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obrázek 32. Zatížení působící na model.

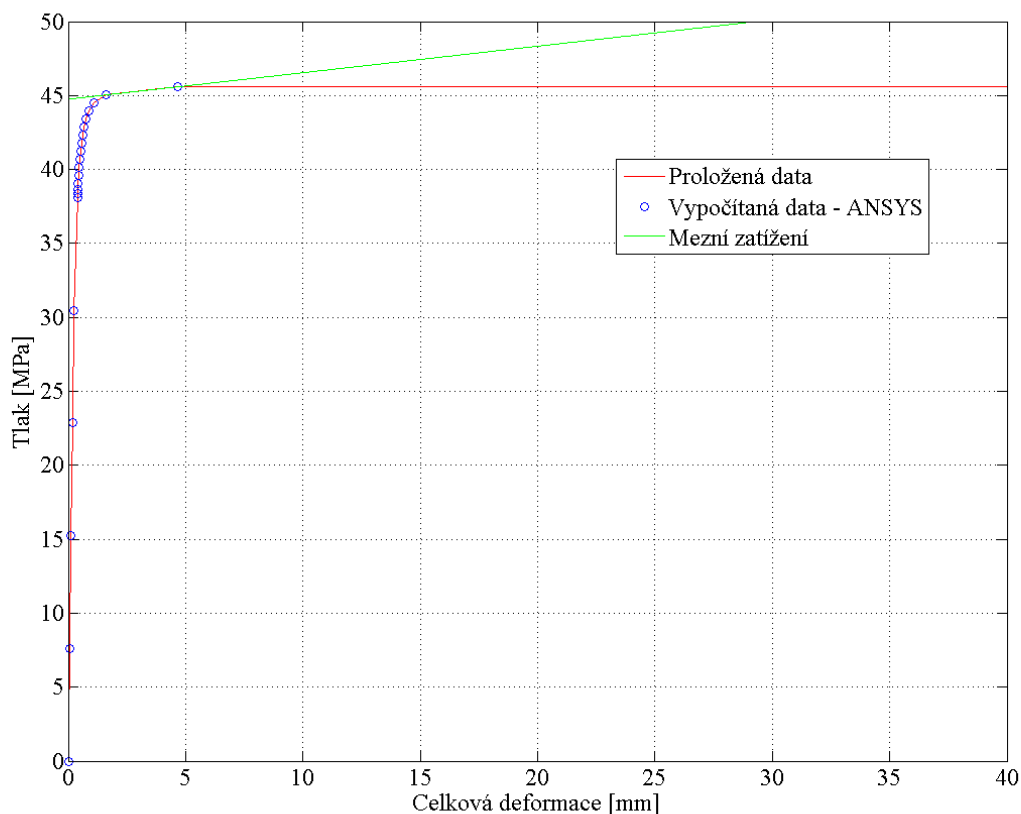
Pro rychlejší a plynulejší běh výpočtu byla analýza rozdělena do dvou kroků, první z nich do 1,4 násobku provozního zatížení a druhý do 1,8 násobku provozního zatížení s jemnějším krokem. Tabulka 8 ukazuje zatížení působící v jednotlivých krocích. Navíc byly vzhledem k charakteru úlohy zapnuty velké deformace.

Tabulka 8. Zatížení působící na model v jednotlivých krocích.

	F_1 [N]	F_2 [N]	F_3 [N]	p [MPa]	g [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$]
Krok 1	5 278 673	5 278 673	5 278 673	38,1	9806,6
Krok 2	6 786 866	6 786 866	6 786 866	48,99	9806,6

5.1.5 Výsledky a vyhodnocení

Pro vyhodnocení mezního zatížení ventilu je třeba sledovat jeho celkové deformace v jednotlivých krocích zatížení. Ve chvíli, kdy malá změna zatížení vyvolá značný nárůst deformace a dochází k proplastizování celého průřezu v některém z míst ventilu, jedná se o hledané mezní zatížení. Graf závislosti celkových deformací ventilu na tlakovém zatížení je na obrázku 33.



Obrázek 33. Graf závislosti celkových deformací na tlakovém zatížení.

Jak je vidět z obrázku výše, při zatěžování nad tlak přibližně $p = 45$ MPa dochází k velkému nárůstu celkových deformací. V okolí tohoto tlaku je tedy hledané mezní zatížení. Výsledný maximální tlak je pak určen proložením předposledních dvou bodů a odečtením mezní hodnoty tlaku z osy Y $p_{mez} = 44,752$ MPa. U analýz počítaných pro mezní stav plastické únosnosti je tato mezní hodnota zatížení upravena o součinitel bezpečnosti a svaru a určeno tím maximální zatížení p_{max} následovně:

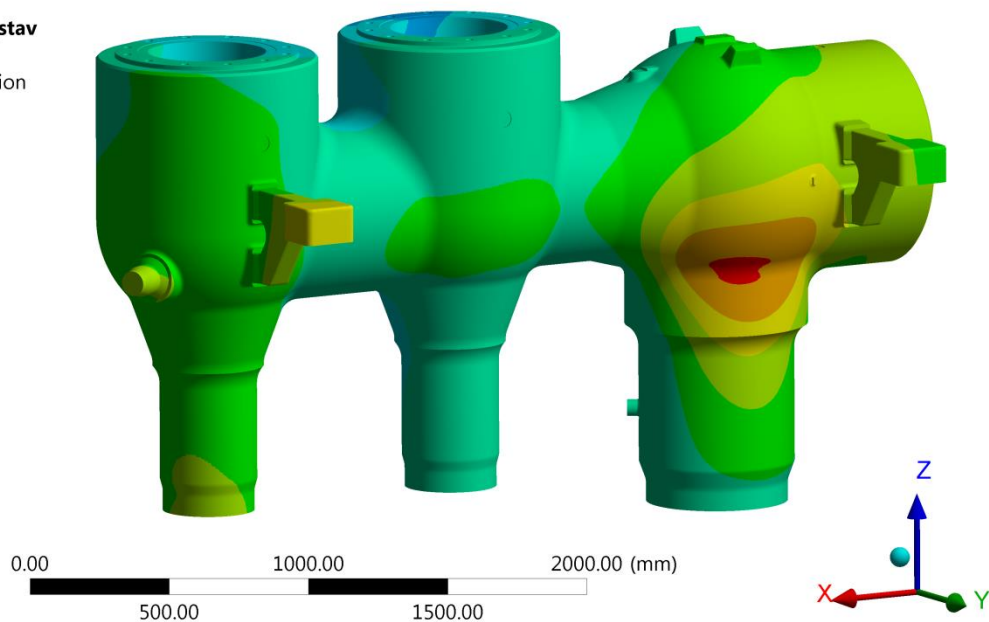
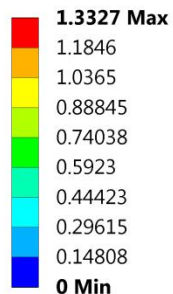
$$p_{max} = \varphi \cdot \frac{p_{mez}}{S} = 1,0 \cdot \frac{44,752}{1,5} = 29,83 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

kde: $\varphi = 1,0$ Součinitel svarového spoje

$S = 1,5$ Součinitel bezpečnosti pro creep

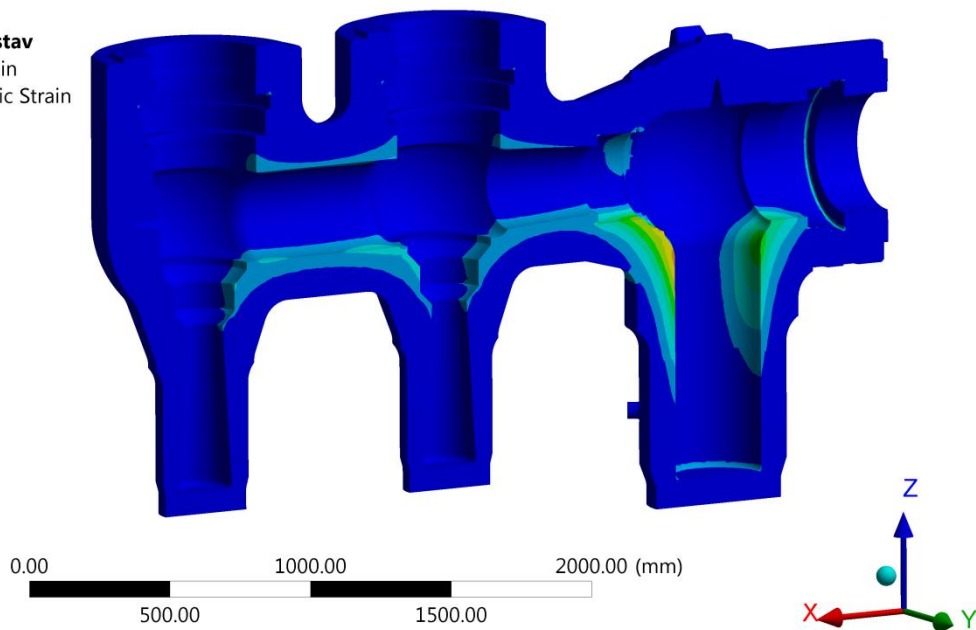
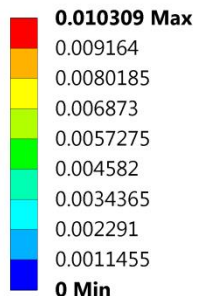
Vzhledem ke skutečnosti, že ventil je provozován při tlaku $p_{prov} = 27,215$ MPa je maximální tlak určený analýzou na mezní stav téměř shodný s tlakem provozním, podíl tlaku maximálního ku tlaku provoznímu je $p_{max}/p_{prov} = 1,1$. Deformace a plastické přetvoření při zatížení $p_{mez} = 44,752$ MPa jsou zobrazeny na obrázcích níže. Na těch lze také pozorovat kritické místo celého ventilu, kterým je spodní část kulové plochy vstupní komory.

H: VT_ventil_mezni_stav
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1.61
 5.4.2018 13:16



Obrázek 34. Celková deformace ventilu při zatížení $p_{mez} = 44,752$ MPa.

H: VT_ventil_mezni_stav
 Equivalent Plastic Strain
 Type: Equivalent Plastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 1.61
 5.4.2018 13:19



Obrázek 35. Plastické přetvoření ventilu při zatížení $p_{mez} = 44,752$ MPa.

6 HODNOCENÍ NA ZÁKLADĚ DOBY DO LOMU

Třetím v pořadí z možných přístupů pro hodnocení životnosti součásti provozované v oblasti vysokých teplot je postup založený na době do lomu. Vychází ze předpokladu, že příspěvek každého částečného poškození součásti je při dané provozní teplotě nezávislý na všech ostatních poškozeních až do lomu součásti [13]. Toto pravidlo bylo poprvé publikováno v roce 1938 a jeho autorem je Edward Robinson. Jak bylo zmíněno v předešlých kapitolách, při dlouhotrvajícím působení zatížení v kombinaci s vysokými teplotami dochází v součásti k redistribuci napětí. Obecně lze říci, že špičková napětí vznikající v oblasti koncentrátorů a geometrických diskontinuit se v čase snižují a naopak napětí globální vlivem redistribuce rostou. Postup hodnocení životnosti na základě doby do lomu lze stručně popsat v pěti krocích následovně:

- 1) V programu ANSYS je provedena pevnostní a napjatostní analýza s creepovým modelem materiálu a teplotním polem pro čas 200 000 hodin
- 2) V různých místech součásti je vykreslen vývoj napětí v závislosti na čase, a poté je tato závislost proložena, rozdělena do intervalů a vytvořen graf $\sigma - t$
- 3) Dále je prostřednictvím experimentálních dat z [14] a grafu $\sigma - P_{LM}$ z kapitoly 2.5 dopočítán LM parametr pro každé napětí, reprezentující každý jednotlivý interval
- 4) Pro dopočítané LM parametry je nyní na základě znalosti provozní teploty možné dopočítat dobu do lomu za daných podmínek takto:

$$P_{LMi} = T_i \cdot (25 + \log t_{Ri}) \quad (6.1)$$

$$t_{Ri} = 10^{\left(\frac{P_{LMi}}{T_i} - 25\right)} \quad (6.2)$$

- 5) Nakonec je poškození součásti vyjádřeno sumačním pravidlem, které je tvořeno poměrem doby expozice v creepových podmínkách (délka intervalu) vůči době do lomu pro dané napětí a teplotu [13]. Výsledkem je parametr poškození L_f definovaný tímto vztahem:

$$L_f = \sum \frac{\Delta t_i}{t_{Ri}(\sigma_i, T_i)} \quad (6.3)$$

kde: Δt_i Doba expozice v daných podmínkách

t_{Ri} Doba do lomu

Pokud se napětí v součásti mění v čase kontinuálně, bývá suma ze vzorce (6.3) nahrazena integrálem. Podobně jako je tomu u jakéhokoliv jiného hodnocení bezpečnosti, pokud je parametr poškození větší než jedna, není možné součást za daných podmínek provozovat a naopak pokud je menší, zatížení je v pořádku.

Body 2–5 výše popsaného postupu byly pro jejich jednoduchou opakovatelnost zpracovány v programu MATLAB. Vstupem do tohoto programu je tabulka času a napětí exportována z creepové analýzy a jeho výstupem je výsledný parametr poškození.

6.1 Výpočet

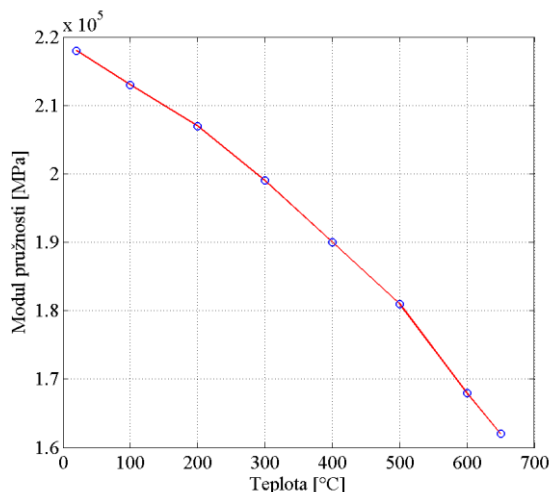
Stejně jako předchozí analýzy pro posouzení životnosti ventilu byla i tato provedena v programu ANSYS Workbench 18.1. Zásadním rozdílem je nyní komplexnost a složitost celé analýzy postihující tečení materiálu dle Norton-Baileyho zákona tečení vlivem teplotního pole a zatížení působícího po dobu 200 000 hodin. Popisu dílčích modelů po částech tvořících celou tuto analýzu jsou věnovány následující podkapitoly.

6.1.1 Model materiálu

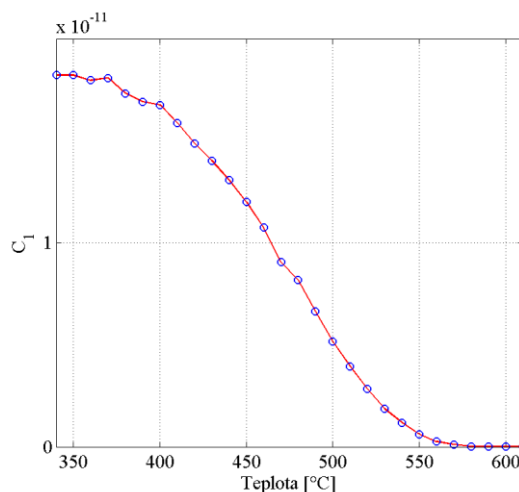
V prvním kroku bylo třeba definovat model materiálu se všemi materiálovými charakteristikami, které jsou pro výpočet potřebné. Jelikož je však počítáno i s teplotním zatížením ventilu, je třeba brát v úvahu fakt, že s měnící se teplotou se i většina těchto charakteristik mění. Výčet použitých materiálových charakteristik závislých na teplotě je níže:

- Modul pružnosti E
- Konstanty Norton-Baileyho zákona tečení A , m a n
- Teplotní součinitel objemové roztažnosti β
- Součinitel tepelné vodivosti λ

Pro začátek tedy byly materiálu oceli P91 předepsány dvě základní materiálové charakteristiky a to modul pružnosti E a Poissonova konstanta $\mu = 0,3$. Graf závislosti modulu pružnosti na teplotě zobrazuje obrázek 36 a jak je vidět, se zvyšující se teplotou modul pružnosti klesá.

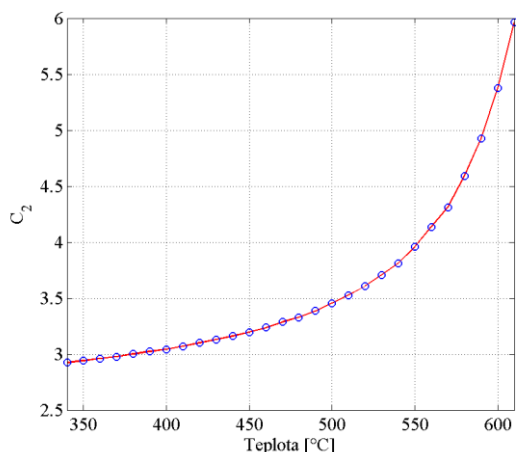


Obrázek 36. Teplotní závislost modulu pružnosti.

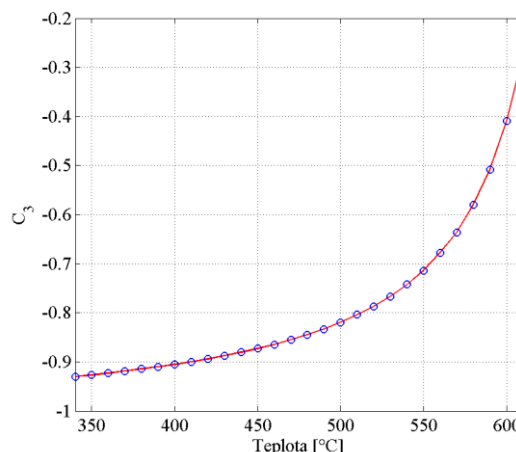


Obrázek 37. Teplotní závislost C_1 .

Dále byl v knihovně softwaru ANSYS vybrán creepový model materiálu s časovým zpevněním popsán Norton-Baileyho zákonem tečení. Následně byly pro jednotlivé teploty dopočítány materiálové konstanty tohoto zákona, tak jak je uvedeno v kapitole 2.6.1, a tyto konstanty byly do materiálové knihovny naimportovány. Obrázky 37, 38 a 39 zobrazují hodnoty konstant C_1 , C_2 a C_3 pro teploty od 340 do 610 °C, konstanta C_4 byla pro celý rozsah teplot položena rovna nule, viz 2.6.1.

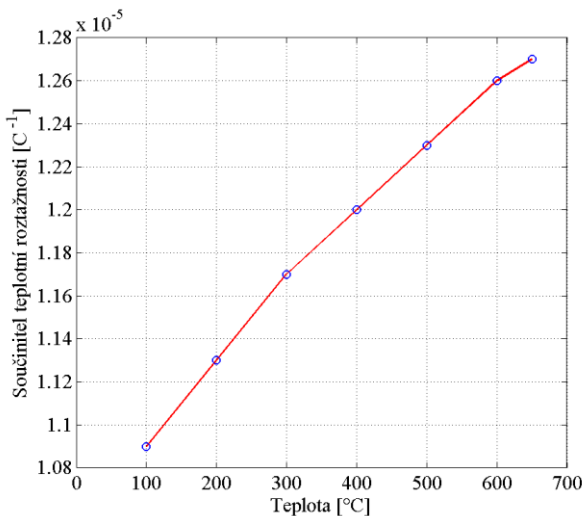


Obrázek 38. Teplotní závislost C_2 .

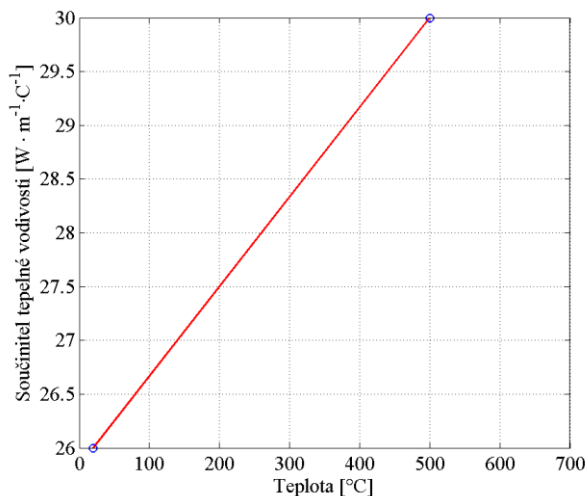


Obrázek 39. Teplotní závislost C_3 .

Nakonec, jelikož je součástí této úlohy i teplotní pole ventilu, bylo třeba materiálu nadefinovat teplotní součinitel objemové roztažnosti β a součinitel tepelné vodivosti λ .



Obrázek 40. Závislost objemové roztažnosti na teplotě.



Obrázek 41. Závislost tepelné vodivosti na teplotě.

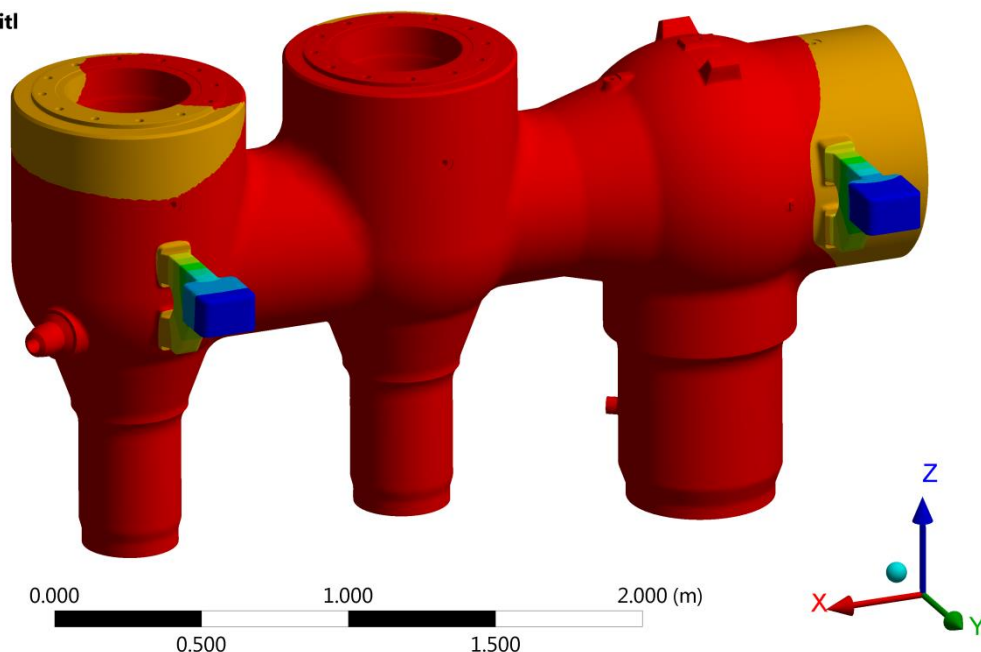
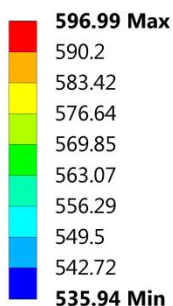
Závěrem kapitoly je třeba podotknout, že celý ventil, včetně nástavců, byl uvažován jako homogenní z materiálu P91 a to i přes materiálovou odlišnost nástavců spojujících komoru ventilu s potrubím. Jelikož nástavce nejsou předmětem této analýzy, je možné toto zjednodušení připustit.

6.1.2 Teplotní pole

Jak předestírá předchozí kapitola, pokud chceme simulovat tečení materiálu vlivem vysokých teplot a dlouhotrvajícího působení zatížení, je třeba vytvořit teplotní pole tělesa ventilu. Pro účely této úlohy je důležitá hlavně ustálená teplota ventilu a byla tedy vytvořena stacionární teplotní analýza, u které nejsou tepelný tok ani teplota závislé na čase.

A: Teplotni_pole_ventil

Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 1
12.4.2018 10:49



Obrázek 42. Teplotní pole ventilu.

Vlivem páry, vstupující do turbíny, je těleso ventilu ohříváno a dochází k přenosu tepla vlivem proudění neboli konvekcí. Pro aplikaci konvekce je potřeba znát součinitel přestupu tepla α závisící na vlastnostech proudící tekutiny, tvaru obtékaného povrchu, konkrétním místě povrchu a především na rychlosti, tedy typu proudění. Po konzultaci s oddělením tepelných výpočtů byl na vnitřní plochy ventilu aplikován součinitel přestupu tepla $\alpha_{in} = 1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a teplota proudící páry $T_{in} = 597 \text{ }^\circ\text{C}$, na plochy vnější byla zadána teplota okolí $T_{out} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ a součinitel přestupu tepla $\alpha_{out} = 0,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Pro výpočet ustáleného stavu pak stačí jediná materiálová charakteristika, kterou je tepelná vodivost λ . Výsledné teplotní pole je zobrazeno na obrázku 42. Lze na něm vidět, že rozložení teploty je při plném prohřevu ventilu vyjma konzol pro uchycení téměř homogenní a to o teplotě vstupující páry $T_{in} = 597 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.1.3 Tvorba konečnoprvkové sítě

Stejně jako u předchozích analýz byl i nyní pro diskretizaci modelu použit desetiuzlový parabolický prvek typu tetraedr avšak nyní s tím rozdílem, že v záložce nastavení sítě byla vybrána síť pro nelineární analýzu. Takovému typu sítě je automaticky přiřazena funkce pro řízení velikosti prvku typu „curvature“, která kontroluje maximální možný úhel, jaký mohou svírat hrany kteréhokoliv elementu (výchozí hodnota je 60°) [8]. Výsledná síť je tvořena 3 466 993 prvky a 5 129 026 uzly.

6.1.4 Model okrajových podmínek

Pro zajištění tělesa v prostoru byly použity stejné okrajové podmínky jako v kapitole 4.3.3, tedy v místě prostřední konzoly došlo k zamezení posuvů ve všech směrech a v místech krajních konzol bylo těleso podepřeno ve vertikálním směru, tedy ve směru osy Z.

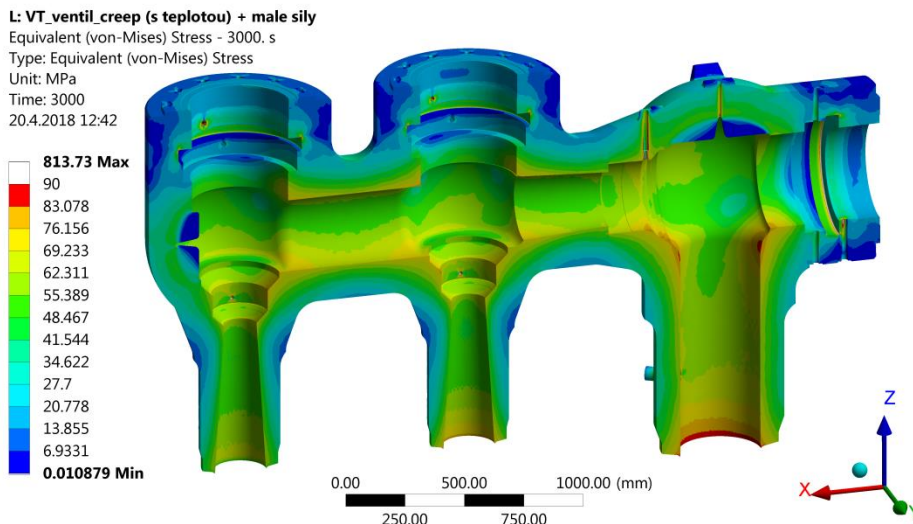
6.1.5 Model zatížení

Kromě zatížení vnitřním tlakem vstupující páry $p = 27,215 \text{ MPa}$, gravitačním zrychlením $g = 9806,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ a silovými náhradami byl navíc ventil zatížen teplotním polem z kapitoly 6.1.2, které bylo prostřednictvím propojení analýz načteno do statické analýzy a poté namapováno na stávající konečnoprvkovou síť.

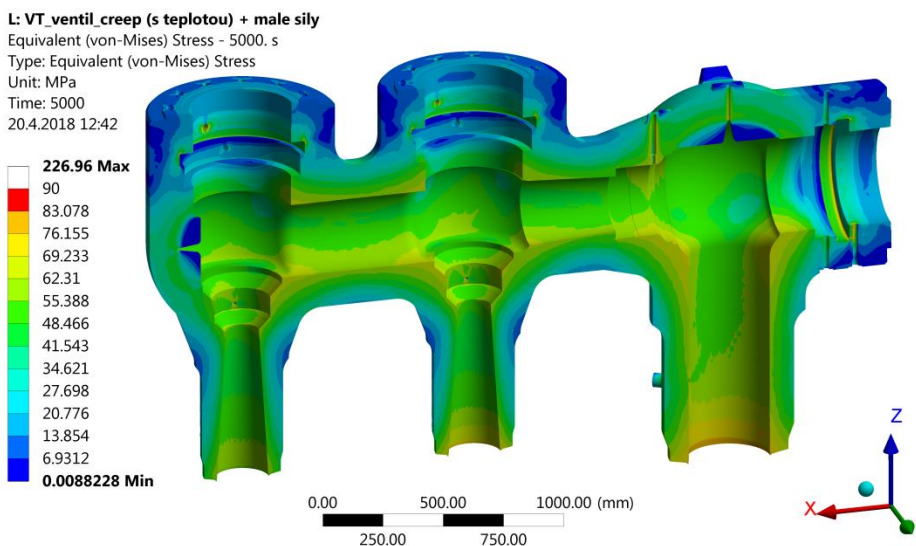
Mimo zmíněné zatížení bylo třeba nastavit nelineární analýzu pro simulaci tečení. V záložce nastavení tak byly kromě velkých deformací zapnuty i creepové efekty a teplotní roztažnost a celá analýza byla navíc rozdělena do tří kroků, s koncovým časem posledního kroku 200 000 hodin. V prvním kroku byl ventil zatížen pouze teplotním polem a gravitačním zrychlením, v kroku druhém přibýlo zatížení od vnitřního tlaku a náhradních sil a od třetího kroku působila zmíněná zatížení dohromady společně s vlivem tečení materiálu až do času 200 000 hodin.

6.1.6 Vyhodnocení a výsledky

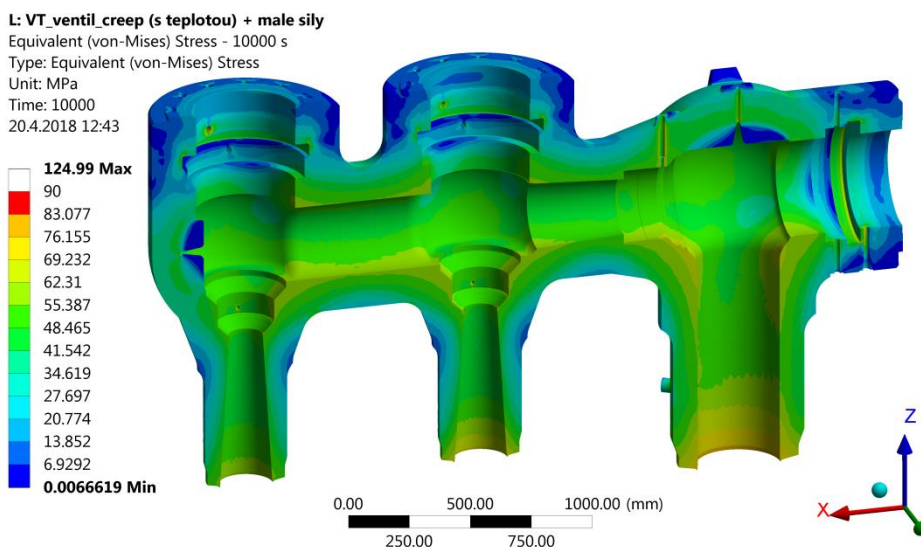
Jak je zmíněno v úvodu této kapitoly, vlivem tečení materiálu dochází k tzv. redistribuci napětí v čase, tedy k jakémusi přerozdělení špičkových napětí do napětí globálních. Právě kvůli tomuto chování je tedy vhodné nejprve zobrazit výsledky rozložení napětí v tělese ventilu v různých časových krocích creepové analýzy. Jak lze vidět na obrázcích níže, k největším změnám v rozložení napětí dochází hlavně z počátku provozu, tedy ve stádiu primárního creepu, které je charakteristické vysokou rychlostí tečení a postupným deformačním zpevněním až do stadia sekundárního, ve kterém je rychlost ustálená. Přibližně od času 10 000 hodin až do konce provozu už potom dochází jen k velmi malým změnám v materiálu a mapa napětí tedy v tomto intervalu zůstává téměř neměnná. Dále je třeba podotknout, že špičkové napětí $\sigma = 813 \text{ MPa}$ z obrázku 43 je způsobené okrajovou podmínkou aplikovanou na prostřední konzolu ventilu a jelikož tato konzola není předmětem analýzy, další zpřesňování modelu v její blízkosti není nutné.



Obrázek 43. Rozložení napětí dle podmínky von Mises v čase 3000 hod.



Obrázek 44. Rozložení napětí dle podmínky von Mises v čase 5000 hod.



Obrázek 45. Rozložení napětí dle podmínky von Mises v čase 10 000 hod.

L: VT_ventil_creep (s teplotou) + male sily

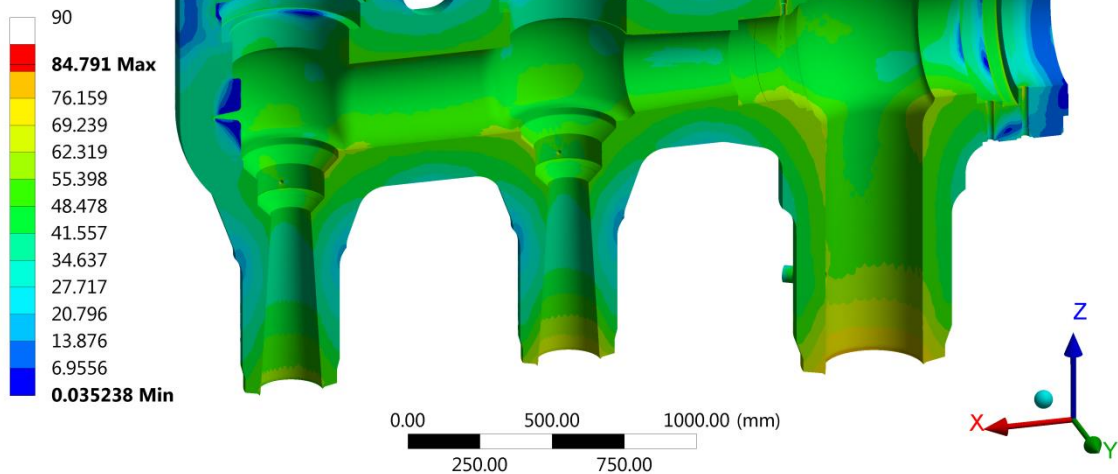
Equivalent (von-Mises) Stress - 2.e+005 s

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 200001

20.4.2018 12:44

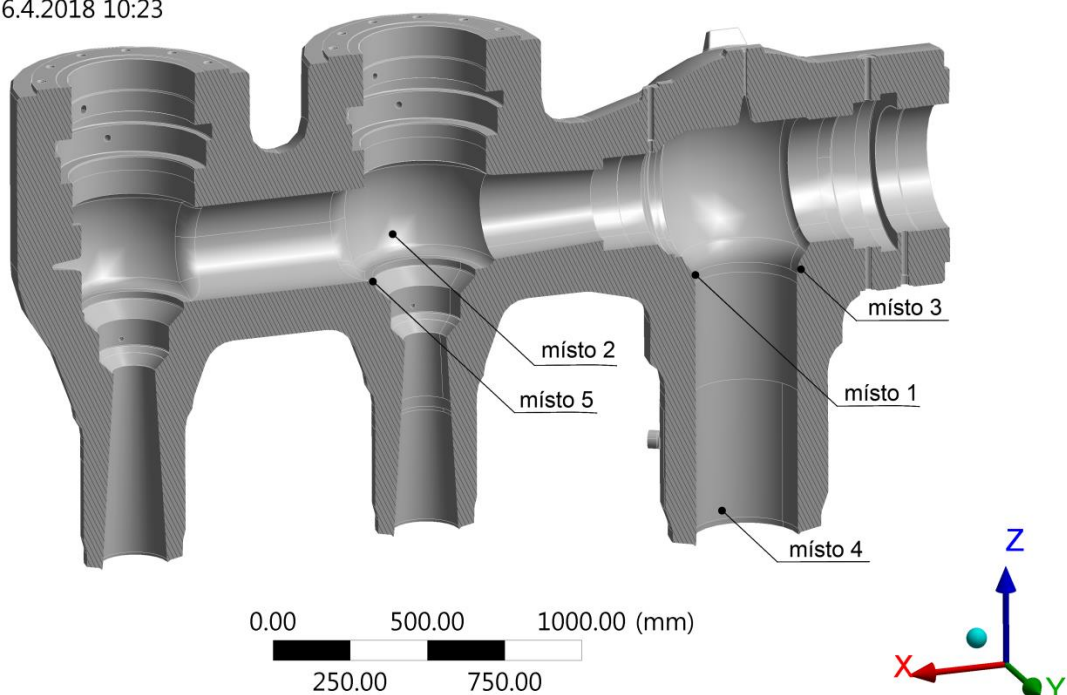


Obrázek 46. Rozložení napětí dle podmínky von Mises v čase 200 000 hod.

Po provedení creepové analýzy jsou tedy, tak jak popisuje dříve uvedený postup, vyexportovány závislosti průběhů napětí v čase v jednotlivých místech ventilu a pro každé jednotlivé místo je vyhodnocen výsledný parametr poškození. Primárně byla vybrána místa, která na základě předchozích postupů vycházela jako nejkritičtější, dle hodnocení životnosti DŠPW byla nejkritičtějším místem prostřední kulová komora ventilu a dle hodnocení na mezní stav plastické únosnosti jí byla spodní část vstupní kulové komory, přesněji rádius přechodu mezi válcovou částí a částí kulovou. K těmto dvěma místům byla navíc k vyhodnocení přidána další tři místa geometrie.

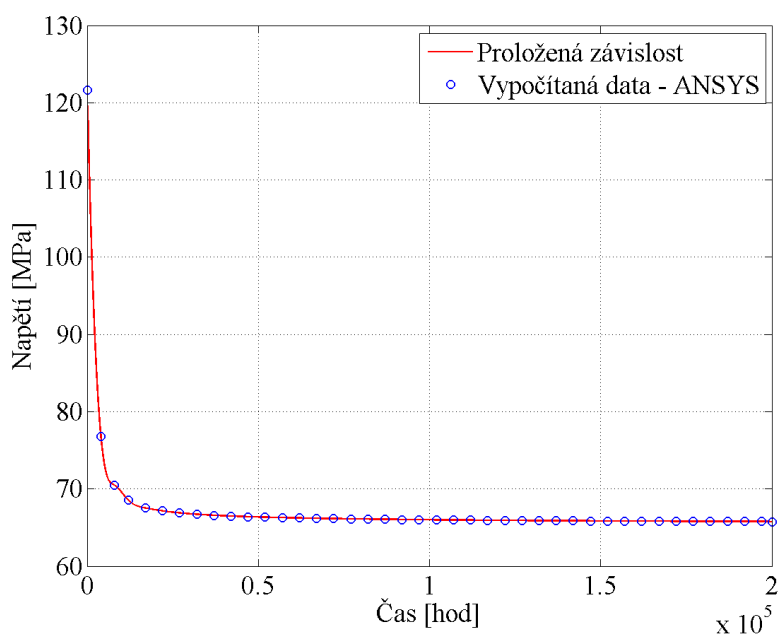
Geometry

16.4.2018 10:23

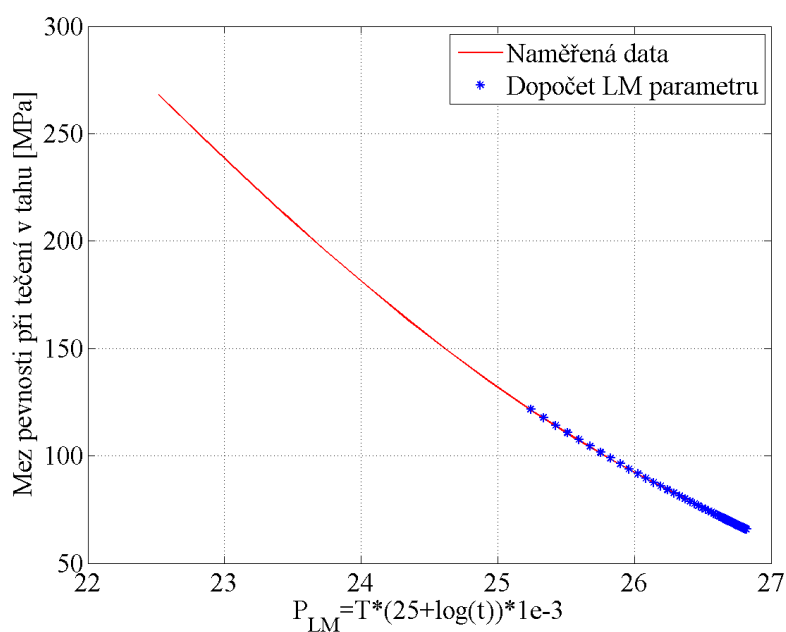


Obrázek 47. Vyšetřovaná místa tělesa ventilu.

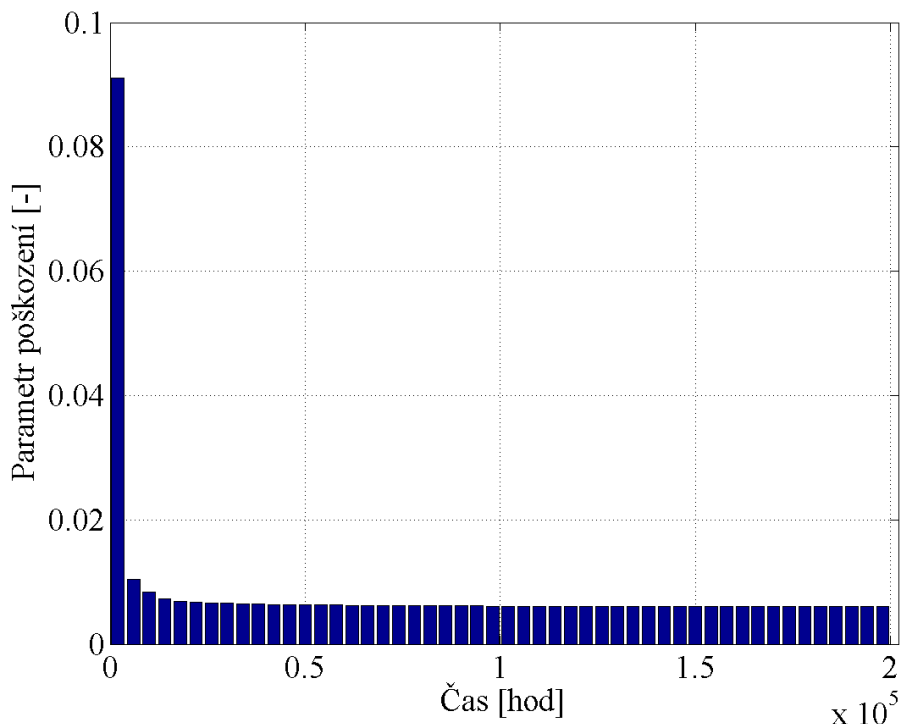
Pro přehlednost jsou zde popsány a zobrazeny dílčí kroky zpracování výsledků pro jedno z míst ventilu, a to místo vstupní kulové komory, které se z pohledu hodnocení na základě mezního stavu jeví jako nejkritičtější. Nejprve byla tedy do programu MATLAB importována tabulka průběhu napětí daného místa v čase. Tento průběh byl proložen a rozdělen do intervalů, viz obrázek 48. Dále byl pro každé napětí reprezentující každý jednotlivý časový interval dopočítán LM parametr a pro určený LM parametr byla následně, prostřednictvím extrapolace experimentálních dat, dopočítána doba do lomu (pro danou teplotu a napětí). Na tomto místě je vhodné zmínit, že z důvodu citlivosti výsledku na LM parametr, byl dopočet doby do lomu, proveden vždy pro dva různé zdroje experimentálních dat. Jedním ze zdrojů dat, použitých pro proložení závislosti LM parametru na napětí, byl veřejně dostupný materiálový list ECCC [14]. Zdrojem druhým byla interní data poskytnutá od dodavatele odlitků italské společnosti Cividale [15]. Graf závislosti LM parametru na napětí a body, ve kterých je doba lomu dopočítávána zobrazuje obrázek 49.



Obrázek 48. Graf závislosti průběhu napětí v čase.



Obrázek 49. Graf závislosti LM parametru na napětí.



Obrázek 50. Graf závislosti čerpání poškození jednotlivých časových kroků.

Kromě výpočtu samotného parametru poškození byl pro názornost skript doplněn i o graf zobrazující čerpání celkového poškození jednotlivých časových intervalů, viz obrázek 50. Lze vidět, že největší je parametr poškození vlivem špičkových napětí v prvotních krocích, a dále s časem klesá. Celkové poškození je potom součtem těchto dílčích poškození.

U ostatních míst ventilu byl pro hodnocení životnosti na základě doby do lomu použit vždy stejný postup a výsledky všech pěti míst z obrázku 47 jsou shrnuty v tabulce 9, kde L_f je výsledný parametr poškození. V ní lze navíc pozorovat zajímavý výsledek a to, že nejkritičtějším místem je v případě posouzení životnosti ventilu na základě doby do lomu stejné místo, jako bylo u hodnocení na mezní stav plastické únosnosti. Dále je třeba podotknout, že vzhledem ke skutečnosti, že v rámci společnosti DŠPW se jedná o zcela nový postup, bylo k tomuto výpočtu přistoupeno s rezervou a výsledný parametr poškození byl namísto porovnávání k dovolené hodnotě $L_{fdov} = 1$ porovnáván ke snížené dovolené hodnotě $L_{fdov} = 0,5$. Toto ponížení jinak znamená bezpečnost $k = 2$ vůči iniciaci trhliny ve ventilu. Nakonec lze konstatovat, že jelikož je výsledný parametr poškození u všech vyšetřovaných míst menší než $L_{fdov} = 0,5$, jsou všechna tato místa dle hodnocení na základě doby do lomu v pořádku.

Tabulka 9. Parametry poškození vypočítané dle hodnocení životnosti na základě doby do lomu.

	L_f (data ECCC)	L_f (data Inossman)	L_{fmax}
Místo 1	0,402	0,383	0,402
Místo 2	0,093	0,135	0,135
Místo 3	0,350	0,332	0,350
Místo 4	0,184	0,222	0,222
Místo 5	0,176	0,209	0,209

7 VERIFIKACE POUŽITÉHO CREEPOVÉHO MODELU

Pro ověření správnosti použitého modelu byla v programu ANSYS provedena jednoduchá tahová zkouška za teploty 600 °C a následně byly tyto výsledky porovnány s analytickým výpočtem. Analýza byla provedena na tyči o průměru $d = 20$ mm a délce $l = 100$ mm. Materiálem zkušební tyče je ocel P91. Tabulka 10 zobrazuje použité konstanty creepových modelů materiálu vypočtené dle kapitoly 2.6.

Tabulka 10. Konstanty Norton-Baileyho zákona tečení pro materiál P91 při 600 °C.

A	n	m	C_1	C_2	C_3	C_4
$7 \cdot 10^{-16}$	5,3745	0,5907	$4,14 \cdot 10^{-16}$	5,3745	-0,4093	0

7.1 Analytický výpočet

Analytický výpočet celkového přetvoření zkušební tyče je složen ze dvou částí a to části elastické a části creepové. Elastické přetvoření bylo vzhledem k jednoosému namáhání dopočítáno dle známého vztahu vycházejícího z Hookova zákona, viz rovnice (7.1). Creepové přetvoření pak bylo určeno dosazením zatížení, času a materiálových konstant do Norton-Baileyho zákona tečení a následně bylo sečtením obou složek dopočítáno celkové přetvoření, viz rovnice (7.2) a (7.3). Výsledky analytického výpočtu jednotlivých časových kroků zobrazuje tabulka 11.

$$\varepsilon_{elastic} = \frac{\sigma}{E} \quad (7.1)$$

$$\varepsilon_{cr} = A \cdot \sigma^n \cdot t^m \quad (7.2)$$

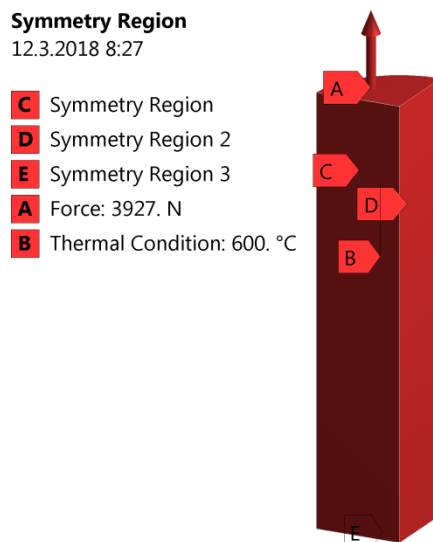
$$\varepsilon_{celk} = \varepsilon_{elastic} + \varepsilon_{cr} \quad (7.3)$$

Tabulka 11. Výsledky výpočtu creepové deformace.

t [hod]	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000
$\varepsilon_{elastic}$ [-]	$2,976 \cdot 10^{-4}$	$2,976 \cdot 10^{-4}$	$2,976 \cdot 10^{-4}$	$2,976 \cdot 10^{-4}$	$2,976 \cdot 10^{-4}$
ε_{cr} [-]	$2,183 \cdot 10^{-4}$	$3,287 \cdot 10^{-4}$	$5,648 \cdot 10^{-4}$	$8,506 \cdot 10^{-4}$	$12,81 \cdot 10^{-4}$
ε_{celk} [-]	$5,159 \cdot 10^{-4}$	$6,264 \cdot 10^{-4}$	$8,625 \cdot 10^{-4}$	$11,48 \cdot 10^{-4}$	$15,79 \cdot 10^{-4}$
u [mm]	0,0258	0,0313	0,0431	0,0574	0,0789

7.2 Numerický výpočet

Vzhledem k symetrii tyče byla pro urychlení výpočtu použita pouze její čtvrtina a na plochy řezu byla předepsána okrajová podmínka symetrie. Tímto se stala úloha staticky určitou a dále byla tyč zatížena tahovou silou odpovídající napětí $\sigma = 50$ MPa a teplotou 600 °C. V záložce nastavení materiálu byl pak použit creepový model materiálu s časovým zpevněním (time hardening) a do něj naimportovány konstanty Norton-Baileyho zákona tečení pro teplotu 600 °C, respektive modifikované konstanty pro upravený model tečení v softwaru ANSYS podle [8]. Vzhledem k tomu, že cílem této kapitoly je především porovnání creepových přetvoření, bylo třeba v záložce geometrie zakázat teplotní roztažnost součástí. Dále byla dopočítána a vykreslena celková deformace součástí pro pět časových kroků a to pro 10 000, 20 000, 50 000, 100 000 a 200 000 hodin.



Obrázek 51. Model geometrie a zatížení.

$$\dot{\epsilon}_{cr} = C_1 \cdot \sigma^{C_2} \cdot t^{C_3} \cdot e^{-\frac{C_4}{T}} \quad (7.4)$$

Tabulka 12. Výsledky výpočtu creepové deformace.

t [hod]	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000
u [mm] – 33 podkroků	0,0219	0,0269	0,0381	0,0521	0,0731
u [mm] – 210 podkroků	0,0244	0,0298	0,0416	0,0558	0,0773

7.3 Srovnání výsledků

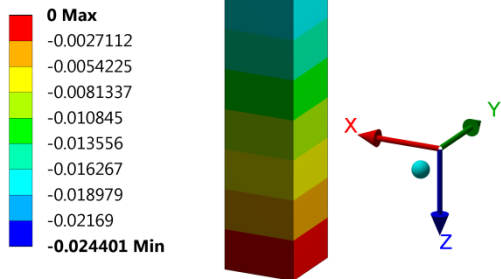
Tato podkapitola shrnuje jednoduchou analýzu tahové zkoušky za působení teploty formou tabulky obsahující srovnání dosažených výsledků analytickým výpočtem a metodou MKP. Lze v ní pozorovat procentuální rozdíl dosažených výsledků a také trend snižujícího se rozdílu numerického výpočtu od výpočtu analytického při použití vyššího počtu podkroků nelineární analýzy.

Tabulka 13. Srovnání posuvů ve směru zatížení - analytický výpočet vs. MKP.

t [hod]	u [mm] – analytický	u [mm] – 33 podkroků	Rozdíl [%]	u [mm] – 210 podkroků	Rozdíl [%]
10 000	0,0258	0,0219	15,1	0,0244	5,4
20 000	0,0313	0,0269	14	0,0298	4,7
50 000	0,0431	0,0381	11,6	0,0416	3,6
100 000	0,0574	0,0521	9,3	0,0558	2,7
200 000	0,0789	0,0731	7,4	0,0773	2,1

C: Verifikace_tahova_zkouska (210 substeps)

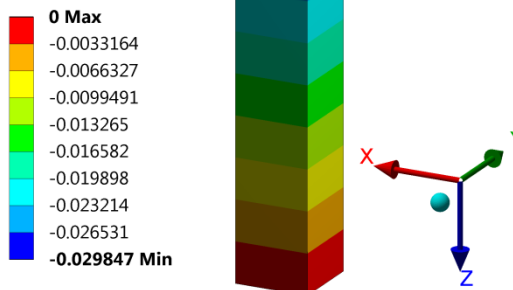
Z Axis - Directional Deformation - 10000 s
 Type: Directional Deformation(Z Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 10000
 12.3.2018 8:19



Obrázek 52. Deformace tělesa ve směru osy Z po 10 000 hodinách.

C: Verifikace_tahova_zkouska (210 substeps)

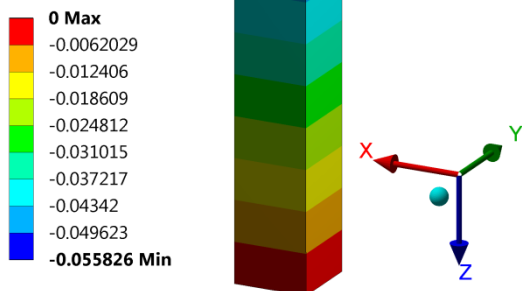
Z Axis - Directional Deformation - 20000 s
 Type: Directional Deformation(Z Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 20000
 12.3.2018 8:19



Obrázek 53. Deformace tělesa ve směru osy Z po 20 000 hodinách.

C: Verifikace_tahova_zkouska (210 substeps)

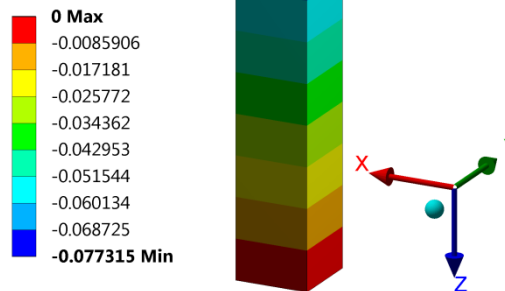
Z Axis - Directional Deformation - 1.e+005 s
 Type: Directional Deformation(Z Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 100000
 12.3.2018 8:19



Obrázek 54. Deformace tělesa ve směru osy Z po 100 000 hodinách.

C: Verifikace_tahova_zkouska (210 substeps)

Z Axis - Directional Deformation - 2.e+005 s
 Type: Directional Deformation(Z Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 200000
 12.3.2018 8:20



Obrázek 55. Deformace tělesa ve směru osy Z po 200 000 hodinách.

8 HODNOCENÍ DLE PŘÍLOHY B NORMY ČSN EN 13445-3

Posledním zpracovávaným postupem pro hodnocení životnosti součásti, provozované v oblasti vysokých teplot, je postup zanesený v příloze B normy ČSN EN 13445-3. Jedná se o přílohu s názvem – Návrh na základě analýzy – Přímý způsob – a stejně tak, jako hodnocení na základě kategorizace napětí, lze tento postup použít jako doplněk nebo jako alternativu k návrhu na základě vzorců. Kapitola B.9 této přílohy je věnována přímo kontrole konstrukce při tečení. Tato kapitola je dále rozdělena do dvou částí dle principu selhání součásti, a to na selhání lomem při tečení a selhání nadměrnou deformací při tečení. Pro každý uvedený princip jsou potom v normě uvedena aplikační pravidla, která definují postup a kritéria, jak výslednou životnost ventilu hodnotit. Následující text je tak věnován zpracování obou těchto principů tak, jak je popsáno v normě a veškerá dále použitá terminologie z ní vychází.

8.1 Lom při tečení

8.1.1 Princip

Pro každý zatěžovací případ při tečení musí být vyhodnocena výpočtová hodnota akce nebo kombinace akcí pomocí výpočtového modelu s:

- lineárně-elastickým ideálně-plastickým konstitutivním zákonem
- hypotézou plasticity von Mises a asociovaným zákonem tečení
- materiálovým pevnostním parametrem RM a dílčím součinitelem bezpečnosti γ_R
- proporcionálním růstem všech akcí s počátečním stavem bez napětí

s maximální absolutní hodnotou hlavních konstrukčních poměrných deformací, která musí být menší než 5 %. [9]

8.1.2 Aplikační pravidlo

Jestliže může být prokázáno, že je dosažena jakákoliv dolní mezní hodnota akce nebo kombinace akcí, určená pro výpočtový model specifikovaný podle principu, bez přestoupení meze poměrné deformace, je princip splněn, jestliže výpočtová hodnota akce nebo kombinace akcí nepřekročí tuto hodnotu dolní meze [9].

8.1.3 Výpočet

Na základě výše uvedeného principu a dle něj definovaném modelu materiálu tak byla provedena analýza v programu ANSYS Workbench 18.1. Tak, jak text normy žádá, byla vytvořena analýza zahrnující teplotní pole ventilu s ideálně plastickým modelem materiálu.

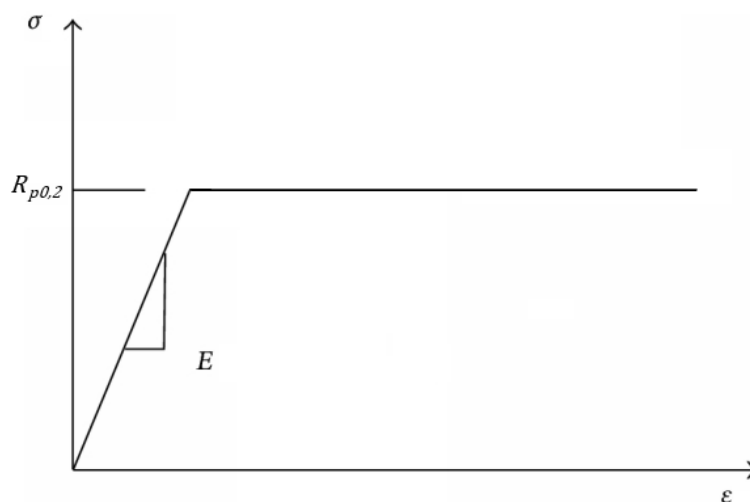
8.1.4 Model materiálu

Na úvod je třeba podotknout, že celý ventil byl uvažován, podobně jako v kapitole 5, ze dvou materiálů a to odlitku P91 a výkovku P92. V nastavení analýzy tedy bylo třeba definovat materiály se všemi jejich materiálovými charakteristikami. Podobně jako tomu bylo u výpočtu na základě doby do lomu, viz 6.1.1, i zde je počítáno s teplotním polem a i zde je tak třeba brát v úvahu fakt, že s měnící se teplotou se i některé materiálové charakteristiky mění. Mimo tuto skutečnost, je podle normy vyžadován ideálně plastický model materiálu s materiálovým pevnostním parametrem, určeným podle tabulky B.9-2 následujícími vztahy:

$$\text{Pro ocel:} \quad RM = \frac{R_{m/T/t}}{1,25} \quad (8.1)$$

$$\text{Pro ocelové odlitky:} \quad RM = \frac{R_{m/T/t}}{1,25} \cdot \frac{15}{19} \quad (8.2)$$

Po dosazení do výše uvedených vztahů dostáváme dva pevnostní parametry pro dva různé materiály, viz tabulka 14. Tyto parametry pak u bilineárního materiálového modelu nahrazují mez kluzu, a jelikož se jedná o ideálně plastický model materiálu, tečný modul pružnosti byl nastaven roven nule, $E_T = 0$.



Obrázek 56. Schéma ideálně plastického bilineárního modelu materiálu.

Tabulka 14. Materiálový pevnostní parametr dle normy ČSN EN 13445 tabulky B.9-2.

	P92 výkovek	P91 odlitek
RM [MPa]	80,80	53,18

8.1.5 Teplotní pole

Jelikož je dle normy vyžadováno i zahrnutí teplotního namáhání součásti, bylo třeba vytvořit teplotní pole. Podobně jako je popsáno v kapitole 6.1.2, i nyní byla provedena stacionární teplotní analýza ventilu a výsledné teplotní pole bylo následně naimportováno do analýzy statické. Rozložení koncové teploty bylo opět téměř homogenní o teplotě vstupující páry $T_{in} = 597$ °C.

8.1.6 Tvorba konečnoprvkové sítě

Stejně jako tomu bylo u všech předchozích analýz byl i u této byl pro diskretizaci modelu použit desetiuzlový parabolický prvek typu tetraedr a stejně jako tomu bylo v kapitole 5.1.2, i nyní byla kvůli kontaktům mezi nástavci a komoru tělesa síť modifikována pomocí funkce contact match. Výsledná síť je tvořena 651 441 prvky a 1 020 949 uzly.

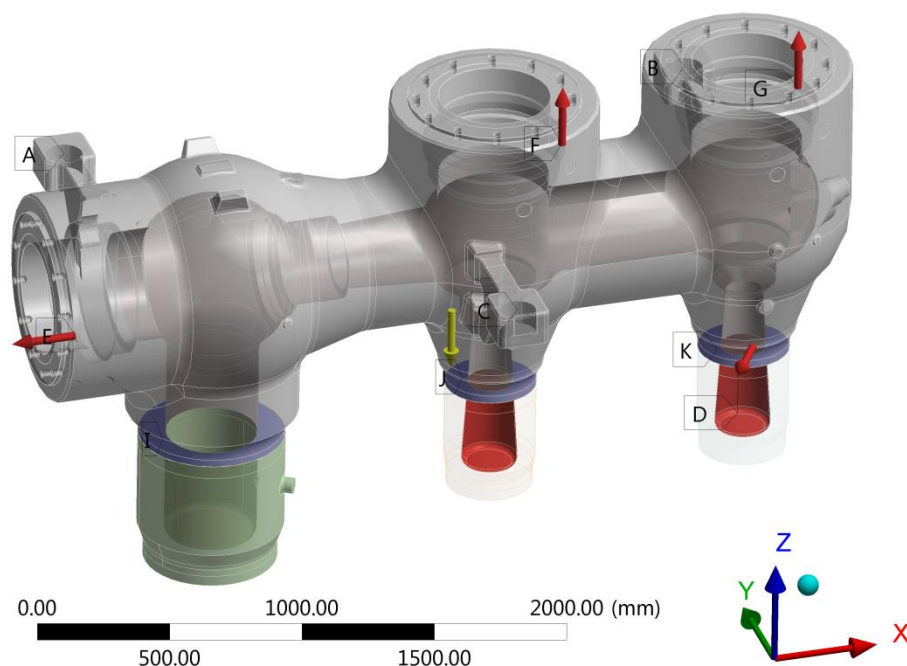
8.1.7 Model okrajových podmínek

Pro zajištění tělesa v prostoru byly použity podobné okrajové podmínky jako u předchozích analýz s tím rozdílem, že nyní byla klasická okrajová podmínka typu displacement nahrazena okrajovou podmínkou typu remote displacement. Důvodem této změny je skutečnost, že uchycení prostřední konzoly ventilu ve všech směrech prostřednictvím klasické okrajové podmínky, v kombinaci s teplotním polem, by příliš ovlivňovalo rozložení výsledného přetvoření v hlavních směrech, které je třeba dle normy kontrolovat. Podmínka typu remote displacement vytvoří ploše, na kterou je aplikována, pomyslný vzdálený bod, ze kterého jsou posuvy této plochy řízeny [8]. Jedná se tak o podmínku, která do součásti nevnáší žádnou přídatnou tuhost a oproti podmínce klasické má tato namísto původních tří stupňů volnosti (posuvy ve směrech X, Y a Z) navíc další tři stupně volnosti a to rotace okolo os X, Y a Z [8]. Dále byly v místech přivaření nástavců ke komoře ventilu nadefinovány kontakty typu bonded.

Contact Region

 Items: 10 of 11 indicated
 7.5.2018 10:02

- I** Contact Region
- J** Contact Region 2
- K** Contact Region 3
- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Pressure: 32.658 MPa
- E** Force: 4.5246e+006 N
- F** Force 2: 4.5246e+006 N
- G** Force 3: 4.5246e+006 N



Obrázek 57. Model okrajových podmínek a zatížení.

8.1.8 Model zatížení

Ve zpracovávané normě ČSN EN 13445 je o zatížení pojednááno jako o akci. Dle kapitoly B.9.4.3 této normy je třeba působící akce násobit dílčími součiniteli bezpečnosti. Pro akce s nepříznivým účinkem a pro tlakové zatížení je tento součinitel bezpečnosti $\gamma_{P,G} = 1,2$. Pokud je tedy těleso ventilu v provozu zatíženo vnitřním tlakem páry $p = 27,215$ MPa, gravitačním zrychlením $g = 9806,6$ mm · s⁻² a silovými náhradami, je třeba všechna tato zatížení ve stávající analýze zvýšit o zmíněný součinitel bezpečnosti [16]. Přehled výsledných působících zatížení zobrazuje tabulka 15.

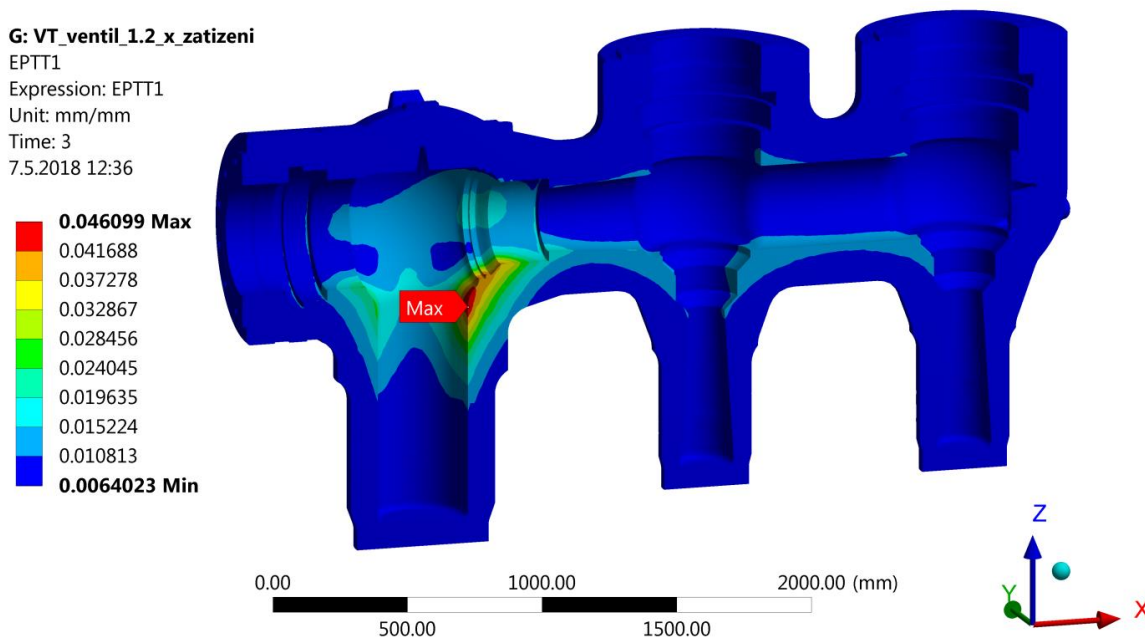
Tabulka 15. Zatížení působící na ventil.

Zatížení	p [MPa]	g [mm · s ⁻²]	F [N]
Původní	27,215	9806,6	3 770 481
Navýšené o bezpečnost	32,658	11 767,9	4 524 577

Kromě výše uvedených zatížení byl navíc ventil zatížen i dříve zmíněným teplotním polem. Celá analýza byla, podobně jako výpočet na mezní stav plastické únosnosti, rozdělena do více kroků z důvodu plynulejšího běhu výpočtu. V prvním kroku byl ventil zatížen pouze teplotním polem, v kroku druhém přibylo provozní zatížení od vnitřního tlaku, gravitace a silových náhrad a v kroku třetím byla zatížení od tlaku, gravitace a silových náhrad navýšena o zmíněný součinitel bezpečnosti $\gamma_{P,G}$.

8.1.9 Vyhodnocení a výsledky

V principu pro selhání lomem při tečení je zmíněno, že maximální absolutní hodnota hlavních konstrukčních poměrných deformací musí být menší než 5 %. Kritérium k vyhodnocení a výsledky, které je třeba zobrazit, jsou tedy hlavní poměrné deformace neboli přetvoření ventilu v hlavních směrech. Pokud je potom největší absolutní hodnota těchto hlavních přetvoření menší než 5 %, kontrolovaná součást je vyhovující na selhání lomem při tečení. Jak je vidět na obrázku níže, největší hodnota přetvoření dosahuje 4,61 % a ventil je tedy pro kontrolu selhání lomem při tečení jen s malou rezervou v pořádku.



Obrázek 58. Rozložení největšího hlavního celkového přetvoření v tělese ventilu.
 (při 1,2 násobku provozního zatížení)

8.2 Nadměrná deformace při tečení

8.2.1 Princip

Pro každý bod konstrukce, ve kterém je výpočtová teplota v jakémkoliv zatěžovacím případě v oblasti tečení, nesmí celková ekvivalentní skořepinová deformace při tečení, která je akumulovaná přes všechny výpočtové životnosti v oblasti tečení, převýšit 5 % [9].

Až do dosažení dohody na konstitutivních zákonech pro návrhy při tečení založených na údajích v materiálových normách, se nesmí použít princip, ale místo toho se musí použít aplikační pravidla [9].

Jak tedy konstatuje norma, namísto principu je nyní třeba použít pro hodnocení součásti aplikační pravidlo. V kapitole pro selhání nadměrnou deformací při tečení jsou popsána dvě aplikační pravidla a to aplikační pravidlo pro dlouhé cykly při tečení a aplikační pravidlo pro dlouhé přerušované cykly při tečení. Vzhledem k uvažování jednoho dlouhého cyklu zatížení bude tedy ventil kontrolován podle prvního ze zmíněných pravidel.

8.2.2 Aplikační pravidlo 1: Dlouhé cykly při tečení

Toto aplikační pravidlo se používá pro případy zatížení dostatečně dlouhými cykly při tečení, jímž je i případ analyzovaného ventilu. Je třeba zmínit, že terminologie použitá v normách se v některých případech může od běžné praxe lišit a pro srozumitelnost a sjednocení pojmů je tak první polovina této kapitoly věnována teorii a terminologii a polovina druhá se potom zabývá přímému zpracování a vyhodnocení definovaných postupů. Pro úvod je navíc vhodné k tomuto pravidlu ve zkratce uvést postup, podle kterého je součást kontrolována, a v dalším textu kapitoly budou jednotlivé body postupu blíže rozebrány. Celé aplikační pravidlo tedy lze popsat v pěti krocích následovně:

- 1) Určení elastické meze akce A_e
- 2) Určení (deformačně omezené) meze akce A_u
- 3) Dopočítání referenčního napětí dle vztahu:

$$\sigma_{ref} = [1 + 0,13 \cdot (A_u - A_e)/A_e] \cdot A_d \cdot RM_d/A_u \quad (8.3)$$

- kde: A_e Elastická mez akce
 A_u Mez akce
 A_d Konstrukční hodnota akce
 RM_d Materiálový pevnostní parametr

- 4) Dopočítání dovolené životnosti Δt_{all} z určeného referenčního napětí pomocí LM parametru a teploty v daném místě
- 5) Určení ukazatele poškození jakožto podílu intervalu trvání zatížení Δt ku dovolené životnosti Δt_{all}

Lze si všimnout, že body 4 a 5 tohoto postupu jsou shodné s postupem pro hodnocení životnosti ventilu dle doby do lomu, avšak způsob, jakým je získáno referenční napětí, ze kterého je dopočítána výsledná dovolená životnost, je zcela odlišný.

Určování elastické meze akce A_e

Pro každý interval případu zatížení s trváním Δt , ve kterém je výpočtová teplota v oblasti tečení, musí být určena hodnota akce, která je ve shodě se začátkem plasticity skořepinových napětí v oblasti s výpočtovou teplotou v oblasti tečení ve výpočtovém modelu s [9]:

- lineárně-elastickým ideálně-plastickým konstitutivním zákonem
- hypotézou plasticity von Mises
- materiálovým pevnostním parametrem RM a dílčím součinitelem bezpečnosti γ_R
- proporcionálním růstem všech akcí s počátečním stavem bez napětí

K uvedené citaci normy je třeba poznamenat, co je myšleno oním skořepinovým napětím. V kapitole 18.2.10 normy ČSN EN 13445-3 je skořepinové napětí definováno jako lineárně rozdělené napětí napříč tloušťkou stěny, které vzniká z aplikovaných zatížení a odpovídá reakci konkrétní konstrukční části. Obsahuje vliv výrazných konstrukčních diskontinuit, nicméně neobsahuje vrubový vliv lokálních konstrukčních diskontinuit, které zvyšují nelineární rozdělení napětí napříč průřezem tloušťky stěny.

Určování meze akce A_u

Pro každý interval doby trvání Δt , ve kterém je výpočtová teplota v oblasti tečení, se musí určit maximální hodnota akce nebo kombinace akcí, které mohou být provedeny návrhovým modelem s:

- lineárně-elastickým ideálně-plastickým konstitutivním zákonem
- hypotézou plasticity von Mises a asociovaným zákonem tečení
- materiálovým pevnostním parametrem RM a dílčím součinitelem bezpečnosti γ_R
- proporcionálním růstem všech akcí s počátečním stavem bez napětí

s maximální absolutní hodnotou hlavní skořepinové poměrné deformace menší než 5 %. [9]

Podobně jako u určování elastické meze, i zde je třeba uvést, co je myšleno oním termínem skořepinové poměrné deformace. Článek B.7.6 normy ČSN EN 13445-3 hovoří o skořepinové poměrné deformaci takto:

V případech, kde model nedává skořepinovou poměrnou deformaci přímo, např. modely konečných prvků, které používají objemové prvky, musí být příslušná kvantitativní hodnota v kritickém bodě určena kvadratickou extrapolací s povrchovými klíčovými body ve vzdálenosti $0,4e$, $0,9e$ a $1,4e$ od kritického bodu. Hodnota e je tloušťka stěny v kritickém

bodě. Při vyjádření příslušné kvantitativní hodnoty v kritickém bodě y_0 , která odpovídá hodnotám P_i a y_i v klíčových bodech, může být odpovídající hodnota y_0 vypočtena následujícím vztahem [9]:

$$y_0 = 2,52 \cdot y_1 - 2,24 \cdot y_2 + 0,72 \cdot y_3 \quad (8.4)$$

Ukazatel poškození při tečení

Výsledný ukazatel poškození při tečení, který se rovná kumulované vážené životnosti, je potom dán součtem všech vážených životností sečteném ve všech intervalech všech případů zatížení, kde jsou výpočtové teploty v oblasti tečení, podle:

$$D_c = \sum \frac{\Delta t}{\Delta t_{all}} \quad (8.5)$$

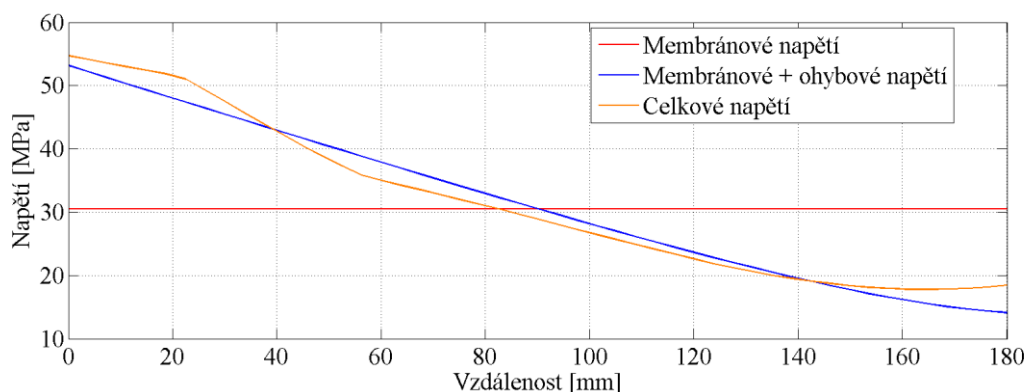
8.2.3 Výpočet

Pro kontrolu konstrukce na nadměrnou deformaci při tečení byla provedena téměř identická analýza, jako pro kontrolu na lom při tečení a tudíž byl použit stejný model materiálu, stejné teplotní pole, stejná síť i stejné okrajové podmínky jako v kapitolách 8.1.4 až 8.1.7. Jediným rozdílem tak je zatížení působící na model geometrie, které bylo pro účely této analýzy navýšeno. Důvodem tohoto navýšení je určení meze akce, které je definováno 5% absolutní hodnotou hlavní skořepinové deformace, které by při zatížení z kapitoly 8.1.8 nebylo dosaženo.

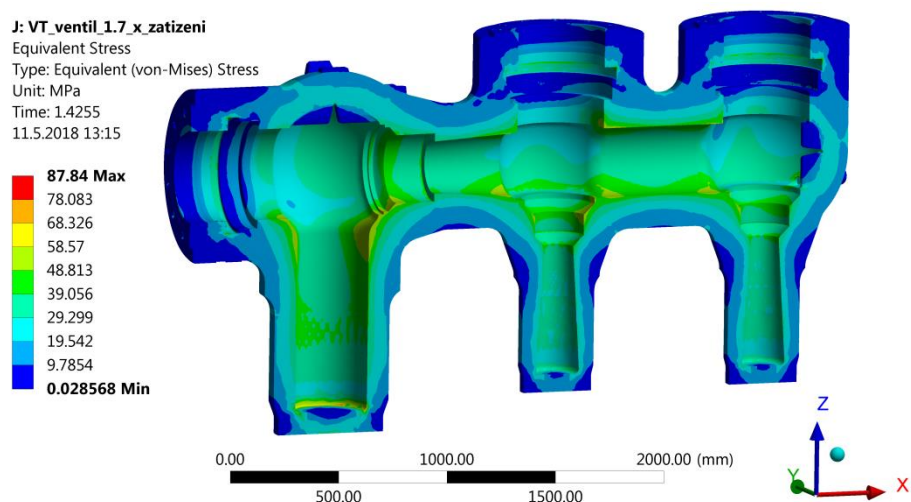
8.2.4 Vyhodnocení a výsledky

Elastická mez akce A_e

Dle definice normy je mez akce dána počátkem plasticity skořepinových napětí. V normě je toto skořepinové napětí formulováno jako lineárně rozdělené napětí napříč tloušťkou stěny, což je v prostředí systému ANSYS reprezentováno průběhem membránového a ohybového napětí dohromady (σ_{m+b}). V analýze pro určení elastické meze akce je pak hledán takový násobek provozního zatížení, jehož působením dojde v jakémkoliv místě součásti k její plastizaci. Mez kluzu je v tomto případě nahrazena pevnostním parametrem RM z kapitoly 8.1.4. Kritickým místem ventilu byl opět přechod mezi válcovou a kulovou částí vstupní komory. Výsledný násobek provozního zatížení, při kterém je maximální hodnota membránového a ohybového napětí po tloušťce stěny na stejné úrovni, jako pevnostní parametr RM , je $A_e = 0,5319$. Průběh napětí v kritickém místě a rozložení napětí v tělese ventilu při 0,5319 násobku provozního zatížení zobrazují obrázky níže.



Obrázek 59. Průběh napětí po tloušťce stěny kritického místa. Maximum $\sigma_{m+b} = 53,183$ MPa.



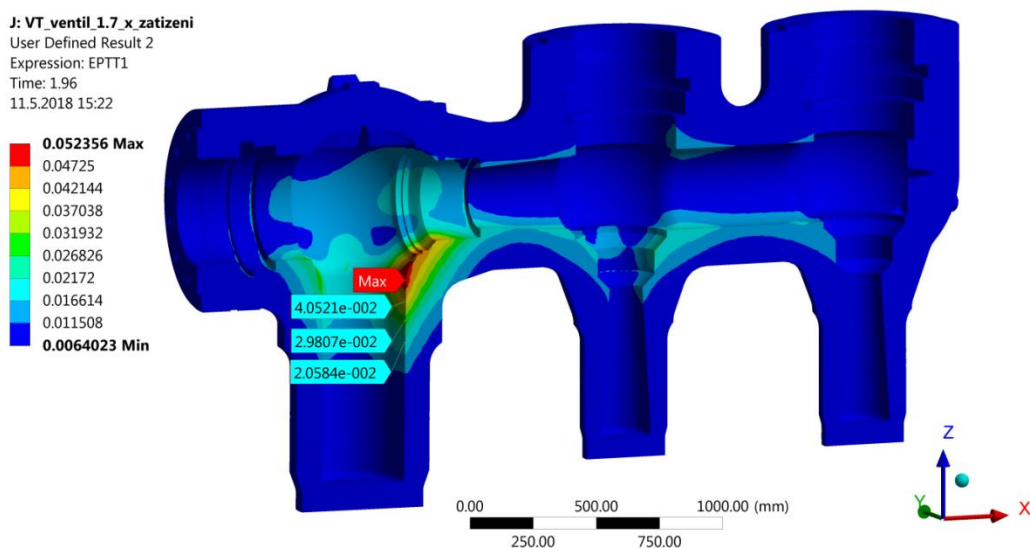
Obrázek 60. Rozložení napětí v tělese ventilu dle podmínky von Mises. (při 0,5319 násobku provozního zatížení).

Mez akce A_u

Mez akce je dle normy definována jako takový násobek provozního zatížení, při kterém je maximální absolutní hodnota hlavní skořepinové poměrné deformace rovna 5 %. Tohoto mezního přetvoření bylo dosaženo při 1,2063 násobku provozního zatížení a mez akce je tudíž rovna $A_u = 1,2063$. Postup, jakým bylo k tomuto výsledku dospěno a výsledky s ním související, jsou zobrazeny v následujícím textu.

Jelikož je v analýze počítáno s objemovými konečnými prvky namísto prvků skořepinových, bylo třeba výsledné největší hlavní přetvoření přepočítat dle vztahu (8.4) na přetvoření skořepinové. Jak uvádí citace normy o skořepinové deformaci, pro tento přepočet je vyžadováno vykreslení výsledků poměrné deformace ve vzdálenostech $0,4e$, $0,9e$ a $1,4e$ od kritického místa součásti a jejich následné dosazení do vztahu (8.4).

Kritickým místem byl pro určení meze akce opět přechod mezi válcovou a kulovou částí vstupní komory ventilu, tloušťka komory v tomto místě je $e = 180$ mm (viz obrázek 59). Pro další výpočet tak bylo třeba zobrazit výsledky největšího hlavního přetvoření ve třech bodech vzdálených od kritického místa 72, 162 a 252 mm, výsledky přetvoření v těchto bodech jsou vidět na obrázku 61.

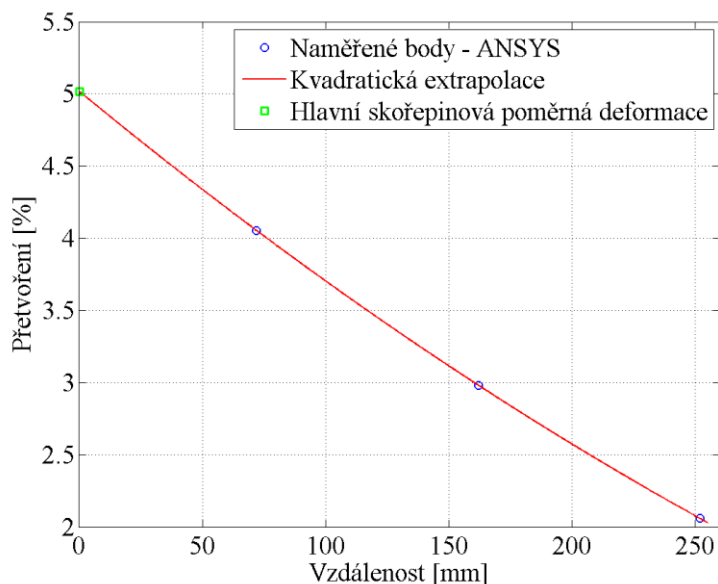


Obrázek 61. Rozložení největšího hlavního celkového přetvoření v tělese ventilu. (při 1,2063 násobku provozního zatížení)

Po dosazení hodnot přetvoření z obrázku 61 do vztahu (8.4) může být hlavní skořepinová poměrná deformace v místě maxima přepočtena následovně:

$$y_0 = 2,52 \cdot 4,0521 - 2,24 \cdot 2,9807 + 0,72 \cdot 2,0584 = 5,01 \% \quad (8.6)$$

Pro kontrolu a názornost byla závislost největšího hlavního přetvoření na vzdálenosti od kritického místa vynesena také do grafu, viz obrázek 62. Dle normy byly body této závislosti extrapolovány kvadraticky.



Obrázek 62. Graf závislosti hlavního přetvoření na vzdálenosti od kritického místa.

Ukazatel poškození

Po určení obou mezí akce A_e a A_u přichází na řadu dopočítání referenčního napětí, ze kterého je následovně pomocí LM parametru a znalosti teploty v daném místě dopočítána dovolená životnost (doba do lomu) pro danou velikost napětí. Referenční napětí je tedy dosazením do vztahu (8.3) spočítáno takto:

$$\sigma_{ref} = [1 + 0,13 \cdot (1,2063 - 0,5319)/0,5319] \cdot 1 \cdot 53,18/1,2063 = 51,4 \text{ MPa} \quad (8.7)$$

V dalším kroku tedy lze, na základě spočítaného referenčního napětí, určit jemu odpovídající Larson-Millerův parametr, a pomocí něj a teploty v daném místě, dále dopočítat dovolenou životnost součásti. Ta je dopočítána stejně jako v kapitole 6 a v ní uvedeném vztahu (6.2) následovně:

$$t_{all} = 10^{\left(\frac{27157,5}{870,15} - 25\right)} = 1\,622\,319 \text{ hod} \quad (8.8)$$

Pokud je v analýze uvažován stejně dlouhý cyklus, jako je předpokládaná doba provozu ventilu (200 000 hodin), lze poté podílem této doby provozu a dopočítané dovolené životnosti určit výsledný ukazatel poškození podle vztahu (8.5) takto:

$$D_c = \frac{200\,000}{1\,622\,319} = 0,123 \quad (8.9)$$

Je vidno, že výsledný ukazatel poškození je výrazně menší než maximální povolená hodnota 1, a pro kontrolu na selhání součásti nadměrnou deformací při tečení ventil s velkou rezervou vyhovuje.

9 ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo posouzení životnosti vstupního ventilu parní turbíny, provozovaném v oblasti vysokých teplot. Protože se jedná o podmínky, při kterých dochází k tečení materiálu, bylo k určení této životnosti použito různých přístupů a hlavním cílem této práce pak bylo jejich vzájemné porovnání.

Jako první byla tedy životnost ventilu vyhodnocena dle metodiky zavedené ve společnosti Doosan Škoda Power, která je založena na tzv. kategorizaci napětí. Jedná se o nejrychlejší a nejjednodušejší aplikovatelnou z prezentovaných metod. Jejím úskalím však v některých případech může být obtížné zařazení jednotlivých míst součásti dle uvedených kategorií, které by v případě chyby vedlo k výraznému podhodnocení nebo nadhodnocení výsledné životnosti ventilu. Při použití této metody je tedy třeba zvlášť dbát na její korektní pochopení. Výsledky získané na jejím základě hovoří o plném využití součásti při daných provozních podmínkách a nejslabším místem součásti byla oblast prostřední kulové komory ventilu.

Jako druhá v pořadí byla zpracována analýza posuzující životnost ventilu na základě mezního stavu plastické únosnosti. Její nespornou výhodou oproti metodám ostatním je skutečnost, že zatímco ve zbylých případech bylo třeba kritické místo součásti hledat, v tomto případě metoda sama kritické místo ukáže. Určitou nevýhodou může být fakt, že se jedná o metodu výpočtově náročnější, nepostihující vliv tečení materiálu a s ním spojených creepových deformací. Maximální přípustné zatížení dopočítané dle této metody pak bylo určeno jako 1,1 násobek provozního zatížení ventilu, avšak tato analýza poukázala na jiné kritické místo než analýza předchozí. V tomto případě byl nejslabším místem přechod mezi válcovou a kulovou částí vstupní komory ventilu.

Nejkomplexnější analýza zahrnující vliv teplotního namáhání ventilu v kombinaci s uvážením tečení materiálu a provozním zatížením byla provedena v rámci metody založené na hodnocení životnosti na základě doby do lomu. Tato metoda nejlépe postihuje skutečné zatížení ventilu v provozu a mimo to je svým charakterem jako jediná snadno použitelná i pro hodnocení životnosti ventilu, který by v průběhu svého provozu procházel různými zátěžnými stavy. Tento postup tak může být užitečný zejména při současné poptávce po stále univerzálnějších turbínách, které by byly schopny časté změny výkonu v závislosti na aktuálních potřebách zákazníka. Největší nevýhodou této metody je její mocinná závislost na Larson-Millerově parametru při dopočtu doby do lomu a i jeho malá změna tak může mít za následek značný rozdíl ve výsledku. Mimo to je k jejímu použití potřeba mít k dispozici množství materiálových dat z creepových zkoušek. Jejím výsledkem potom byl celkový parametr poškození, který je 1,23 krát menší než maximální dovolená hodnota.

Nakonec bylo posouzení životnosti ventilu provedeno dle postupu, který je zanesen v příloze B normy ČSN EN 13445-3. Snad jedinou výhodou této metody je skutečnost, že je uvedena v normě, avšak její použití v praxi je značně nepraktické. Hlavní nevýhodou je především netransparentnost použitých empirických vztahů a z nich získaných výsledků.

Závěrem tak lze konstatovat, že konstrukce ventilu je dle všech zpracovávaných postupů pro dané zatížení a dobu provozu vyhovující a jako nejkonzervativnější ze všech metod se ukázala být metoda založena na kategorizaci napětí a tedy metoda zavedená ve společnosti Doosan Škoda Power. Jistý rozpor potom byl v určení kritického místa ventilu, kterým je v případě hodnocení na základě kategorizace napětí místo jiné, než je tomu u ostatních tří metod. Ty se v určení kritického místa shodovaly. Důvodem tohoto nesouladu může být skutečnost, že kritické místo, určené dle ostatních postupů, bylo dle metody založené na kategorizaci napětí vyhodnoceno jako místo lokální a tím na něj bylo nahlíženo jako na méně nebezpečné.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VISWANATHAN, R. *Damage mechanisms and life assessment of high-temperature components*. Fourth Printing. Metals Park, Ohio: ASM International, 1989. ISBN 0871703580.
- [2] PANTĚLEJEV, Libor. *Přednášky: Mezní stavy materiálů*. Brno, 2007. Dostupné také z: <http://ime.fme.vutbr.cz/index.php/cs/studium/podklady-pro-vyuku-zimni-semestr>
- [3] NAUMENKO, K. D. a Holm ALTENBACH. *Modeling of creep for structural analysis*. New York: Springer, 2007. ISBN 3540708340.
- [4] ČADEK, Josef. *Creep kovových materiálů*. 1. vyd. Praha: Academia, 1984. Fyzikálně metalurgická řada.
- [5] VLASÁK, Tomáš a Jan HAKL. *Creep oceli P91: Technická zpráva č.9 31 0013/I*. Praha, 2010.
- [6] CHVOSTOVÁ, Eva. *Žárupevnost zkušebních svarových spojů ocelí typu P91 a P92*. Plzeň, 2009.
- [7] MANU, Christopher Corneliu. *Finite element analysis of stress rupture in pressure vessel exposed to accidental fire loading* [online]. Kingston, Ontario, Canada, 2008 [cit. 2018-03-16]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/1974/1295>. Master thesis. Queen's University.
- [8] *ANSYS Multiphysics, Release 18.1: Product help*. b.r.
- [9] ČSN EN 13445-3. *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [10] VLK, Miloš a Zdeněk FLORIAN. *Přednášky: Mezní stavy a spolehlivost*. Brno, 2007. Dostupné také z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/studium/opory/Mezni_stavy_a_spolehlivost_Vlk_Florian/mvf.html
- [11] PAŠČENKO, Petr. *Odlitek tělesa ventilu VT RZR: Výpočet pevnosti*. AK Mechanika. Pardubice, 2016.
- [12] BABINSKÝ, Milan. *Seminář Tconsult: Tlaková zařízení - pevnostní výpočty*. Brno, 2007.
- [13] ROBINSON, E.L. Effect of temperature variation on the Long-Time Rupture Strength of Steels. In: *Transactions of ASME*. 74. 1952, s. 777-780.
- [14] *ECCC Data Sheets: European Creep Collaborative Committee*. 2 Warwick Gardens, Ashtead: European Technology Development, 2005.
- [15] *Creep tests of cast steel P91*. Gruppo Cividale, Inossman S.p.A. Maniago, Italy, 2010.
- [16] ŽÁKOVEC, Pavel. *Výpočet creepové a únavové životnosti a seizmické odolnosti tělesa nízkotlakého přepouštěcího ventilu v elektrárně Ledvice*. SEDYC. Plzeň, 2014.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

CAD	[-]	Computer aided design
DŠPW	[-]	Doosan Škoda Power
FSI	[-]	Fakulta strojního inženýrství
LM	[-]	Larson-Millerův parametr
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
ÚMTMB	[-]	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
VUT	[-]	Vysoké učení technické
A	$[s^{-1}]$	Materiálová konstanta
A_d	[-]	Konstrukční hodnota akce
A_e	[-]	Elastická mez akce
A_u	[-]	Mez akce
D_c	[-]	Ukazatel poškození
E	[Pa]	Modul pružnosti
E_T	[Pa]	Tangenciální modul pružnosti
f	[Pa]	Dovolené namáhání
F	[N]	Síla
F	[Pa]	Špičkové napětí
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
L_f	[-]	Parametr poškození
m	[-]	Materiálové konstanta
n	[-]	Napěťový exponent
p	[Pa]	Tlak
P_b	[Pa]	Ohybové napětí
P_L	[Pa]	Lokální membránové napětí
P_{LM}	[-]	Larson-Millerův parametr
P_m	[Pa]	Globální membránové napětí
Q	$[J \cdot mol^{-1}]$	Aktivační energie
Q_b	[Pa]	Sekundární ohybové napětí
Q_m	[Pa]	Sekundární membránové napětí
R	$[J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}]$	Univerzální plynová konstanta
RM	[Pa]	Pevnostní parametr
$R_{m/T/t}$	[Pa]	Mez pevnosti při tečení pro teplotu T a dobu t
$R_{p0,2/T}$	[Pa]	Smluvní mez kluzu 0,2 % při teplotě T
$R_{p1,0/T/t}$	[Pa]	Mez tečení, která při teplotě T způsobí za dobu t přetvoření 1%

S	$[-]$	Součinitel bezpečnosti pro creep
t	$[s]$	Čas
T	$[K]$	Teplota
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla
β	$[K^{-1}]$	Teplotní součinitel objemové roztažnosti
γ	$[-]$	Součinitel bezpečnosti
ε_{cr}	$[-]$	Creepové přetvoření
ε_{sc}	$[-]$	Přetvoření ve fázi ustáleného creepu
$\dot{\varepsilon}_{sc}$	$[s^{-1}]$	Rychlost tečení -
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti
μ	$[-]$	Poissonova konstanta
σ	$[Pa]$	Napětí
σ_{A1}	$[Pa]$	Mez tečení
σ_{eq}	$[Pa]$	Ekvivalentní napětí
σ_r	$[Pa]$	Mez pevnosti při tečení
φ	$[-]$	Součinitel svarového spoje