Výpočet únavové bezpečnosti závěsného oka

Jan Turek

Vedoucí práce: Prof. Ing. Milan Růžička, CSc.

Abstrakt

Příspěvek se zabývá stanovením teoretického součinitele tvaru závěsného oka, výpočtem životnosti oka a stanovením koeficientu únavové bezpečnosti. Byly využity metody analytické, numerické a experimentální.

Klíčová slova

Únava materiálu, součinitel tvaru, závěsné oko, MKP.

1. Úvod

V praxi velmi často používaným spojovacím uzlem je sestava vidlice-čep-táhlo. Tzv. závěsná oka se jako konstrukční spoje často vyskytují v letectví (spojení křídla a trupu, uchycení vodorovných a svislých ocasních ploch, klapek, křidélek, nádrží atd.), v automobilovém průmyslu, i v ostatních odvětvích těžkého i lehkého strojírenství [13].
Úloha vychází z praxe, kde v takto tvarově daném oku vznikla na okraji díry únavová trhlina, která se dále šířila průřezem. Po zeslabení průřezu natolik, že neunesl statické zatížení, došlo k lomu jedné části oka. Druhá část oka nedokázala nést celou statickou zátěž, tudíž došlo k statickému lomu. Celé oko dosáhlo mezního stavu, čili dále nedokázalo plnit svou funkci.
Příspěvek je zaměřen na stanovení součinitele koncentrace napětí dané geometrie jedné části vidlice, de facto oka. Dále špičkového napětí ve vrubu (díra v oku), predikci životnosti celé vidlice pro zadané spektrum zatížení a koeficient bezpečnosti. Nejdříve bez statistického zatížení, poté se statistickým zatížením hodnot. Využity byly metody analytické s použitím mnoha nomogramů a MKP.
Vidlice se skládá z dvou ok, toto složení se projeví především ve stanovení součinitele tvaru při kompletní analýze sestavy, při predikci životnosti a stanovení koeficientu bezpečnosti. Pro zmenšený a zjednodušený reálný model se uskutečnil i experiment s použitím metod tenzometrie pro porovnání předešlých dosažených výsledků.

2. Analytický přístup

2.1 Výpočet nominálního napětí

Nominální napětí jsem spočítal pomocí metody řezu. Pro analytické stanovení součinitele tvaru postačí výpočet pouze jedné časti vidlice.
Statická rovnice rovnováhy (viz Obr. 1.) je v tomto tvaru

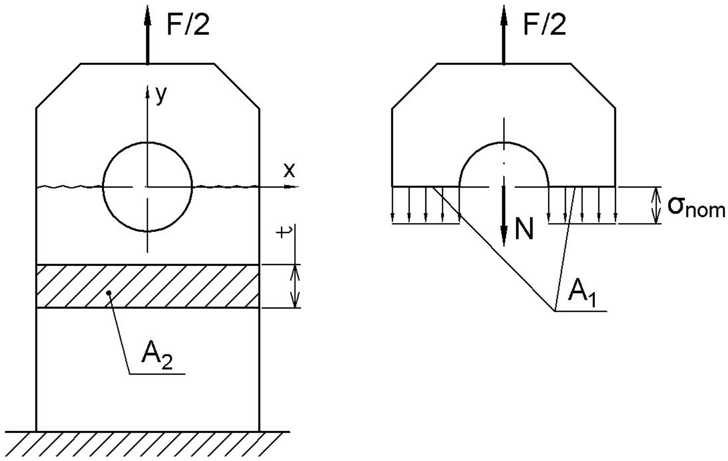
$$N - \frac{F}{2} = 0 \tag{1}$$

V místě řezu vznikne napětí, vztaženo na netto průřez

$$\sigma_{nom1} = \frac{N}{A_1} = \frac{\frac{512000}{2}}{30 \cdot (100 - 40)} = 142{,}2MPa \tag{2}$$

Pro určování z některých nomogramů se mi bude hodit nominální napětí v řezu, kde plocha není snížena vrubem, vztaženo na brutto průřez

$$\sigma_{nom2} = \frac{N}{A_2} = \frac{\frac{512000}{2}}{30 \cdot 100} = 85{,}3MPa \tag{3}$$



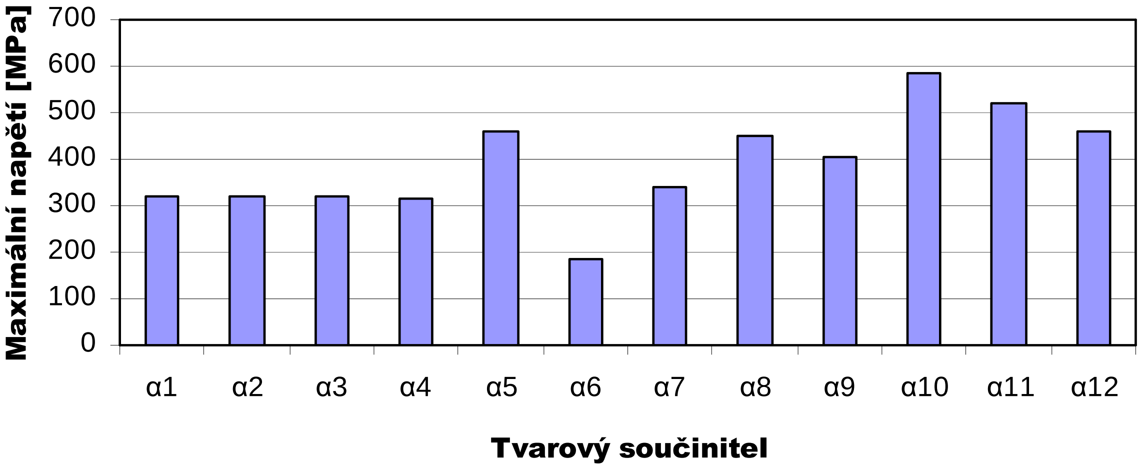
Obr. 1. *Aplikace metody řezu.*

Napětí nebude mít průběh, jaký je na obrázku 3.1, protože je zde koncentrátor napětí v podobě díry pro čep. Zde se lokálně změní napjatost, která se vyznačuje prudkým vzrůstem napětí u kořene vrubu je charakterizována "špičkovým napětím" σ_{max}. Lokální špičku popisuje součinitel α - teoretický součinitel koncentrace napětí nebo též součinitel tvaru (Stress Concentration Factor), který je definovaný takto

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} > 1. \tag{4}$$

2.2 Stanovení součinitele α

Součinitel tvaru α je závislý pouze na geometrickém tvaru vrubu, tvaru průřezu součásti a druhu namáhání. Není závislý na materiálu ani na velikosti napětí.
Při jeho analytickém určení předpokládáme ideální homogenní izotropní materiál a platnost rovnic lineární teorie pružnosti. Je dobré zmínit, že analytické řešení se uplatní jen u jednoduchých základních typů vrubů. U složitějších případů se používají metody numerické (např. MKP) a metody experimentální (např. tenzometrie, fotoelasticimetrie).
Existuje mnoho vztahů pro jeho stanovení a mnoho nomogramů. Pro tento příspěvek jsem použil analytické vztahy ze tří zdrojů a o mnoho více nomogramů, kde však stanovení součinitele závisí na jiných stanovovacích parametrech. Díky těmto parametrům nemohu posuzovat hodnoty součinitelů, ale pouze hodnoty maximálních napětí, které ve vrubu vzniknou. Napětí jsem normoval tak, aby nominální napětí odpovídalo vždy 100MPa.



Obr. 2. *Graf napětí σ_{max} pro jednotlivé součinitele.*

3. Přístup pomocí MKP

Jako výpočtový program jsem použil program ANSYS. Zadaná závěsná vidlice je symetrický prostorový útvar. Nejprve jsem zvolil řešení pouze jedné části vidlice, de facto je to plát plechu, který se objevoval často v nomogramech. Při modelování jsem postupoval od nejjednoduššího provedení (volná síť, jednoduché rovnoměrné zatížení tlakem na plochu) až po relativně složitější (mapovaná síť, jiné než rovnoměrné tlakové zatížení). Dále jsem vymodeloval kompletní sestavu, kde se nějakým způsobem projeví interakce jednotlivých částí sestavy na stanovení tvarového součinitele.

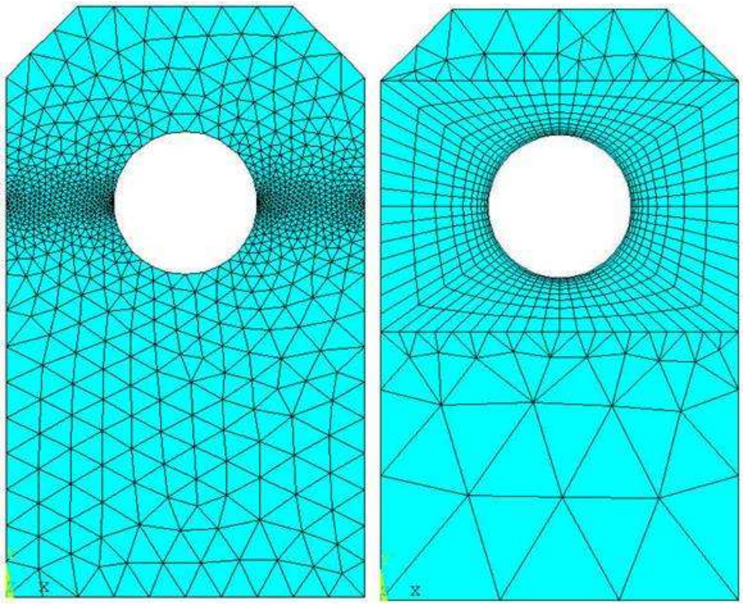
3.1 Zjednodušené řešení pouze jedné části vidlice

Toto zjednodušení vychází ze symetrie zadané úlohy. Model jsem modeloval jako dvojdimenzionální. Pro diskretizaci kontinua jsem použil prvek PLANE82. Prvek se skládá z 8 uzlů, z nichž každý má 2° volnosti, a to posuvy v ose x a y. Jako reálnou konstantu prvku jsem zadal tlouštku jedné části vidlice.
Nejprve jsem síťoval pomocí volného síťování. Volné síťování je velmi jednoduché a dá se s ním vysíťovat při zvoleném tvaru trojúhelníků každý tvar. Model je vytvořen z jedné plochy. Tam, kde jsem předpokládal koncentraci napětí, jsem se snažil síť co nejvíce zjemnit (pomocí nastavení velikostí elementů a jejich shluku k mému požadovanému místu), jak je vidět na Obr. 3. Hustotu sítě jsem zvolil podle svých zkušeností. Síť se skládá z 1816 elementů, čili 3776 uzlů, což představuje 7552 rovnic. Zatížením jsem se snažil simulovat dosednutí čepu na oko. Stanovil jsem tlak, od zatěžující síly působící na stykovou plochu, který jsem rozložil na tu část díry, kde se ji bude čep dotýkat. Rozložení tlaku je neznámé, v prvním kroku jsem ho zvolil rovnoměrně. Stanovení plochy pro výpočet tlaku není jednoznačné. Zvolil jsem proto dvě varianty, jejichž výsledky budu porovnávat. Okrajové podmínky pro uzly na spodní hraně jsem stanovil nulové posuvy v ose y.
První varianta (v následujícím grafu α_1) je taková, že plocha je celý půlkruh násobený tloušťkou. Zde je potřeba si uvědomit, že rozložení tlaku je podél oblouku konstantní a do směru osy y působí pouze síly v tomto směru. Druhá varianta (v následujícím grafu α_2) je pro plochu reprezentovanou pouze průměrem násobeným tloušťkou.
Pro přesnější výsledky jsem dále postupoval pomocí konzistentní sítě, čili jsem použil mapované síťování. Pro toto síťovaní jsem model zatížil stejně jako předešlé varianty (v následujícím grafu α_3 a α_4). Dále jsem zkusil lépe nasimulovat dosednutí čepu na oko. Zátěžnou sílu jsem rozložil podle funkce sinus a každou jednotlivou sílu (jejich počet je roven

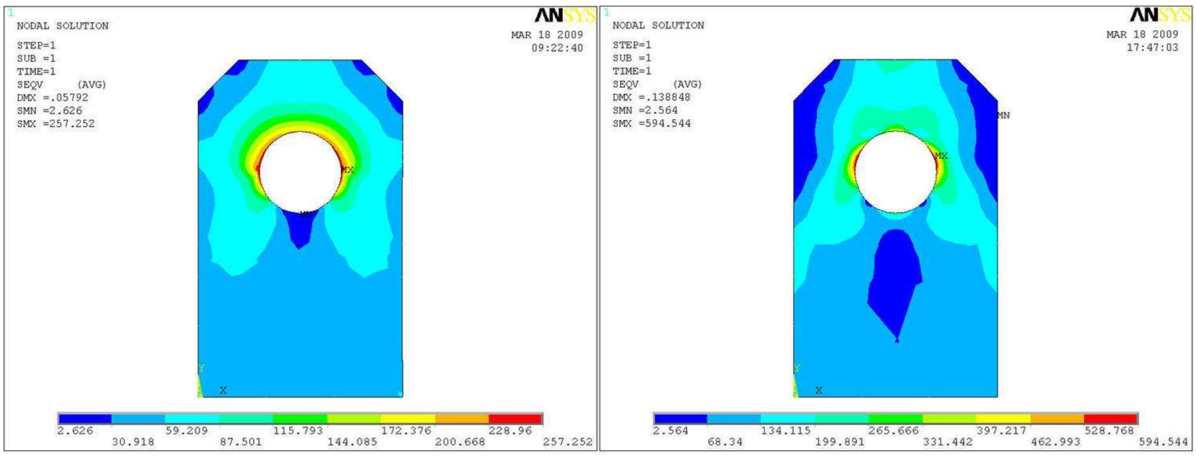
počtu uzlům na dosedací ploše) umístil do příslušného uzlu MKP modelu. Velikost každé jednotlivé síly v uzlu je dána funkcí sinus a výslednice těchto sil je taková, aby se rovnala zadané síle. Jednotlivé síly se vypočítají dle následující rovnice:

$$F_i = K \cdot \sin(X), \tag{5}$$

kde K představuje konstantu, aby výslednice byla rovna zadané síle a X představuje mnou zvolenou proměnnou do funkce sinus. Zde jsem udělal opět dvě varianty. U první jsem síly rozkládal na délce oblouky dosednutí čepu (v následujícím grafu α_5) a u druhé na průměru (v následujícím grafu α_6).

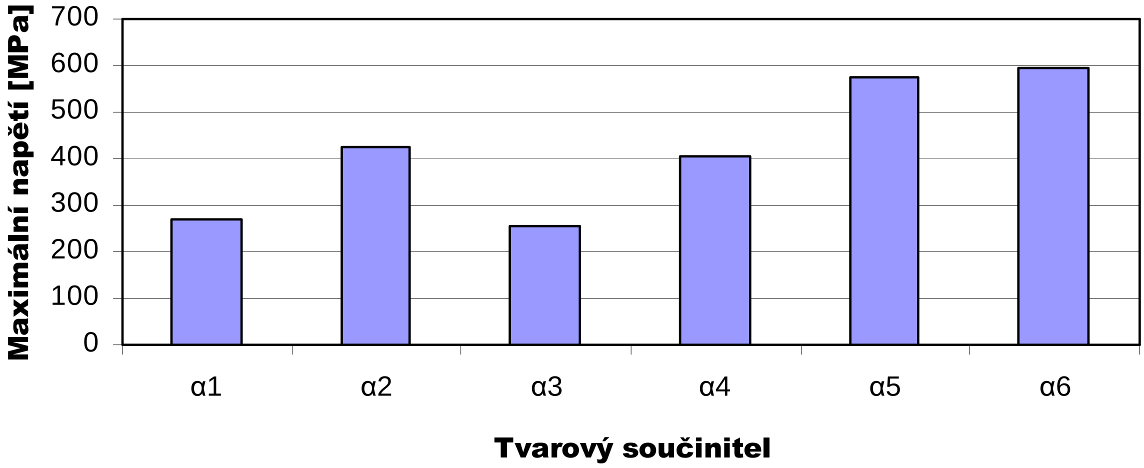


Obr. 3. *Volná a mapovaná síť.*



Obr. 4. *Graf napětí σ_{max} pro jednotlivé součinitele.*

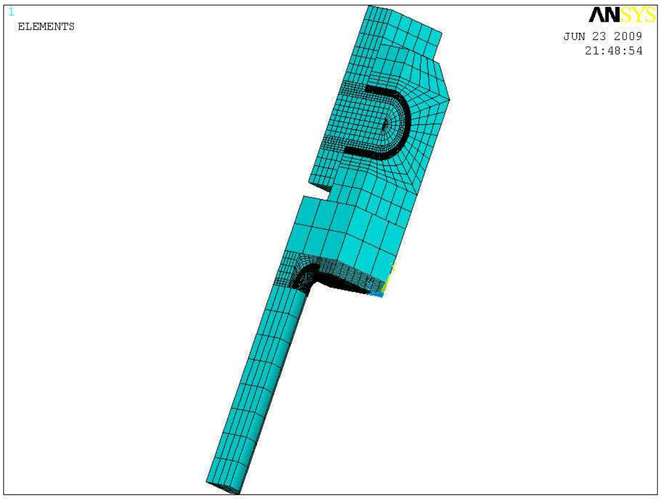
Rád bych zde zhodnotil zatím dosažené výsledky, které jsou vidět v grafu na Obr. 5. Hodnoty napětí jsou vypočteny podle teorie HMH. První čtyři hodnoty neberu dále v potaz, protože při hlubším zamyšlení nad způsobem nahrazení dosednutí čepu, neboli zatížením MKP modelu, jsem došel k výsledku, že se tyto hodnoty diametrálně liší od skutečnosti. Do závěrečného hodnocení jsem zahrnul pouze poslední dvě hodnoty, kde se zatížení podle funkce sinus blíží více realitě. Je i vidět nárůst maximálního napětí. Je to v důsledku koncentrace tlaku blíže osy oka, kdy roste ohybový moment v hlavě oka a zvyšují se tečná napětí (ta nejvíce schopná iniciovat trhliny) na vnějším i vnitřním obvodu oka. Například volbou zatížení jednou osamocenou silou v ose symetrie oka se bude a zvyšovat, což ale neodpovídá reálným podmínkám.



***Obr. 5.** Graf napětí σ_{max} pro jednotlivé součinitele.*

3.2 Řešení celého závěsu

Pokusil jsem se co nejlépe simulovat modelem realitu. Vymodeloval jsem tedy celou sestavu vidlice-čep-táhlo, jejichž části jsou ve vzájemné interakci. Jedná se tedy o trojdimenzionální a nelineární úlohu (nastává zde kontakt mezi jednotlivými částmi). Jako prvek pro diskretizaci kontinua jsem zvolil SOLID95. Prvek se skládá z 20 uzlů, z nichž každý má 3° volnosti, a to posuvy v ose x, y a z.



***Obr. 6.** Síť čtvrtiny sestavy s dříkem.*

Celý závěs je symetrický ve dvou rovinách a zatížen pouze v jedné ose, proto jsem vymodeloval pouze čtvrtinu celé sestavy, viz Obr. 6. Nejdříve jsem vymodeloval celou vidlici jako jeden objem a poté jsem navázal čepem a táhlem. Pro ušetření výpočtového času a celkové náročnosti řešení jsem objemy rozřezal a vytvořil tak několik dílčích objemů. Toto mi umožnilo každý objem síťovat s různou hustotou sítě, a tedy snížit počet uzlů, čili i rovnic. Při vytváření těchto objemů jsem kladl důraz na to, abych tyto objemy mohl síťovat pomocí mapované sítě, proto alespoň dvě strany těchto objemů musejí být čtyřstěny. V místech, kde jsem předpokládal koncentraci napětí, jsem síť zhušťoval, a tam, kde jsem koncentraci nepředpokládal, jsem naopak síť dělal hrubou. Soustředil jsem se tedy i na místo napojení dříku na vidlici, kde je také koncentrátor napětí, ačkoliv to není předmětem tohoto příspěvku,

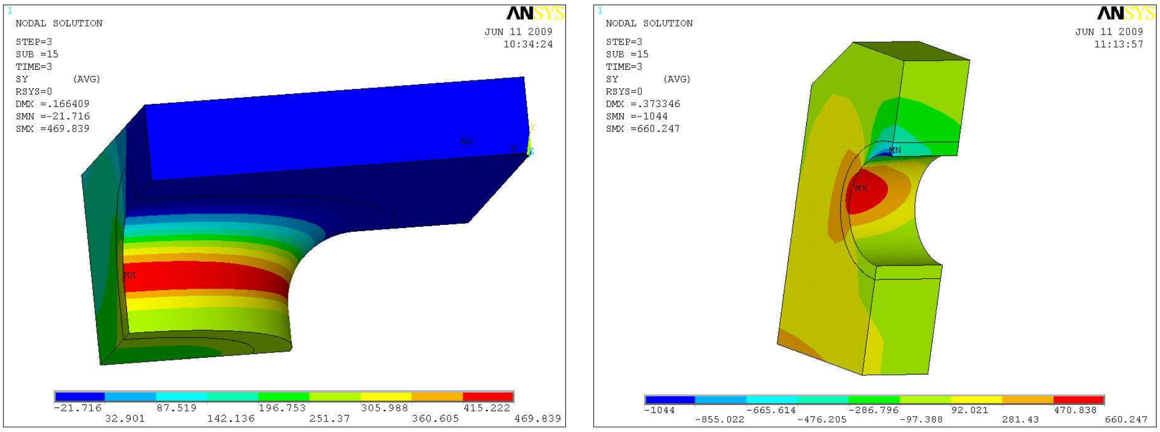
a hlavně na díru v závěsném oku vidlice. Síť i s detaily na sledovaná místa je vidět na obrázku 4.12. Sousedící objemy, které jsou vysíťovány s různou hustotou, jsem spojil pomocí kontaktu BONDED, čili slepil. Tyto kontakty jsou v řešení řešeny algoritmem “MPC algorithm”. Ostatní kontakty jsou standardní a řešeny kontaktním algoritmem “Augmented Lagrange Method”.
Okrajové podmínky jsou zde dvojího druhu. První simulují závit, který je na dříku, ale který jsem nemodeloval. Uzlům, které jsou po obvodu a které přibližně odpovídají délce závitu, jsem určil nulové posuvy v ose y. Druhým druhem okrajových podmínek jsou podmínky symetrie. V rovinách symetrie jsem vybral všechny uzly a přidělil k nim příslušné okrajové podmínky symetrie. Zatížení jsem zadal do všech uzlů na vrchní ploše táhla pomocí sil, čili každý uzel je zatížen silou. Součet velikostí těchto sil se rovná čtvrtině zadané síle (protože se jedná pouze o čtvrtinu tělesa). Čili každá síla je navíc dělena počtem uzlů na vrchní ploše táhla.
Celá sestava je vymodelována tak, jako kdyby všechny rozměry byly naprosto přesné a z výroby bez žádných tolerancí a odchylek. To ovšem realitě příliš neodpovídá, ale pro vytvoření modelu je velice výhodné s možnými odchylkami nepočítat a modelovat vše bez odchylek. Při prvotním řešení celé sestavy jsem zvolil případ, kdy čep i díra budou vyrobeny s poloviční tolerancí. Uložení vidlice-táhlo jsem ponechal vždy s nulovou tolerancí, ačkoliv zde u reálné sestavy výrobní tolerance je. Na obrázku 4.13 je vidět toleranční pole díry a čepu. Ze zadaného uložení je patrné, že čep bude mít nejmenší průměr 39,975mm a díra největší průměr 40,039mm. V ANSYSu lze zadat “Contact surface offset”, ale ten definuje hodnotu posunutí plochy “contact” od plochy “target”. Čep je v kontaktu s vidlicí a táhlem. S vidlicí plochu “target” a s táhlem plochu “contact”. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro alternativu a to zatížení čepu teplotou. Abych dosáhl požadovaného zmenšení, tak teplotou zatížím pouze čep tak, že se jeho průměr musí zmenšit o 0,032mm (polovina maximální tolerance) na 39,968mm. Ze známého vzorce

$$\Delta d = d \cdot \alpha \cdot \Delta t, \tag{6}$$

kde α je součinitel teplotní roztažnosti, stanovím rozdíl teplot Δt. Součinitel teplotní roztažnosti a jednoduše zvolil, protože jeho velikost hraje roli pouze v řádu hodnoty teploty. Jde mi pouze o to, aby se čep zmenšil o mnou stanovené Δd, proto budu Δt zadávat záporné, protože čep zmenšuji. Takovéto zatížení musím zadat pouze do os, které jsou na čep kolmé, aby délka čepu zůstala stejná. Jelikož se jedná o kontaktní úlohu, musel jsem zadat i součinitel smykového tření, který jsem vyhledal v [15].
Pro správné fungování kontaktů a celkový běh úlohy jsem výpočet rozdělil na 3 kroky.

1. Zatížil jsem silou 5N každý uzel na vrchní ploše táhla, aby na sebe pouze dosedly plochy, které jsou v kontaktu.
2. Zatížil jsem pouze čep teplotou, a to pouze do os kolmých na čep (zatížení 5N zůstalo).
3. Zatížil jsem naplno, čili čtvrtinou zadané síly (zatížení od teploty samozřejmě zůstalo, aby se zachoval zmenšený průměr čepu).

Celá soustava se skládá z 167099 uzlů, které generují 501297 rovnic. Vyřešení takovéto úlohy je velice náročné na výpočetní stanici, proto jsem celé řešení prováděl na školním výpočetním serveru ELC a to na dvou procesorech s využitím celé požadované paměti od řešiče. Celý výpočet trval 18:57:49 (hh:mm:ss).
Rozložení napětí u dříku a oka je vidět na Obr. 7. Součinitele tvary vyšly pro dřík 1,8 a pro oko 4,64.



Obr. 7. *Rozložení napětí v koncentrátorech.*

3.3 Řešení pro různé parametry sestavy

Pod pojmem "různé parametry sestavy" si představme především hodnotu zatížení od teploty Δt, která představuje výrobní toleranci a součinitel smykového tření μ, který reprezentuje různé podmínky provozu. Pro jiné varianty řešení jsem se rozhodl, protože vliv výrobní tolerance a součinitele smykového tření nelze zanedbat a na výsledek mají vliv. Rozhodl jsem se tedy pro celkem 8 variant. Pro jednu skupinu variant je tolerance minimální (jako kdyby se díra vyrobila na dolní mezní rozměr a čep na horní mezní rozměr) a pro druhou skupinu naopak maximální (díra vyrobena na horní mezní rozměr a čep na dolní mezní rozměr). Tím jsou stanoveny hranice výrobních možností. V mém modelu se to projeví změnou zatížení od teploty Δt. Všechny varianty jsou vidět v Tabulce 1.

Tabulka 1. *– Parametry sestavy.*

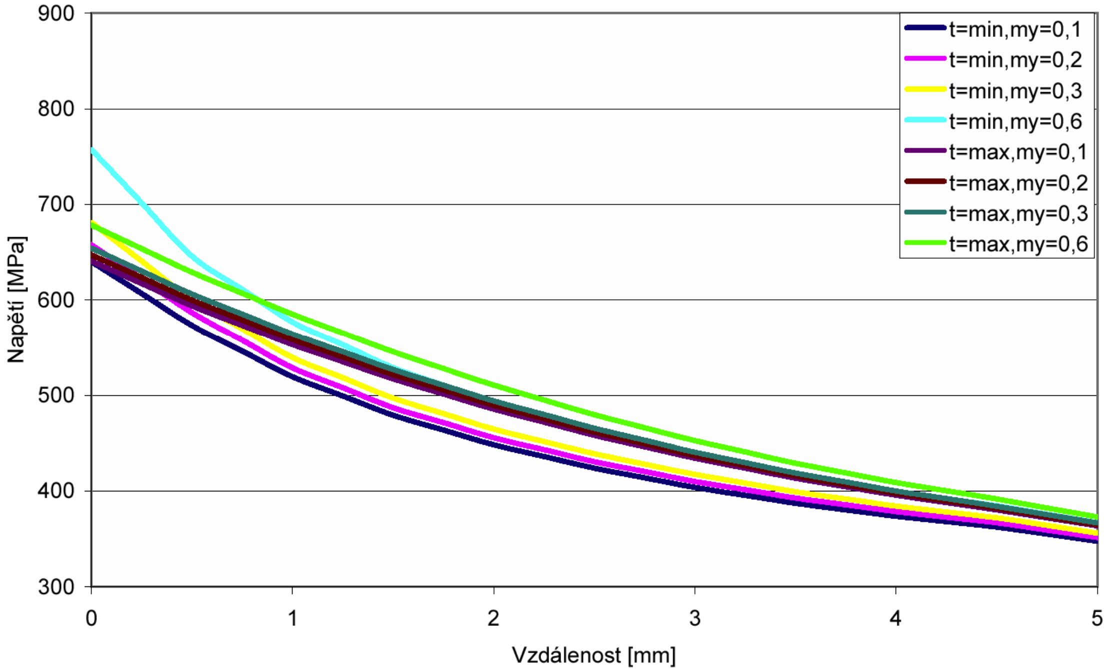
Varianta	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Δt	0	0	0	0	-16	-16	-16	-16
μ	0,1	0,2	0,3	0,6	0,1	0,2	0,3	0,6

Jelikož už nestanovuji maximální napětí, respektive součinitel tvaru u napojení dříku na vidlici, rozhodl jsem se pro snížení náročnosti modelu na výpočet. Toho jsem docílil tak, že jsem od modelu odříznul část s dříkem. Uzlům na spodní ploše vzniklé odříznutím dříku jsem stanovil okrajové podmínky, a to nulové posuvy v ose y. Počet uzlů mi klesl z 167099 na 107688, což je cca o 1/3.

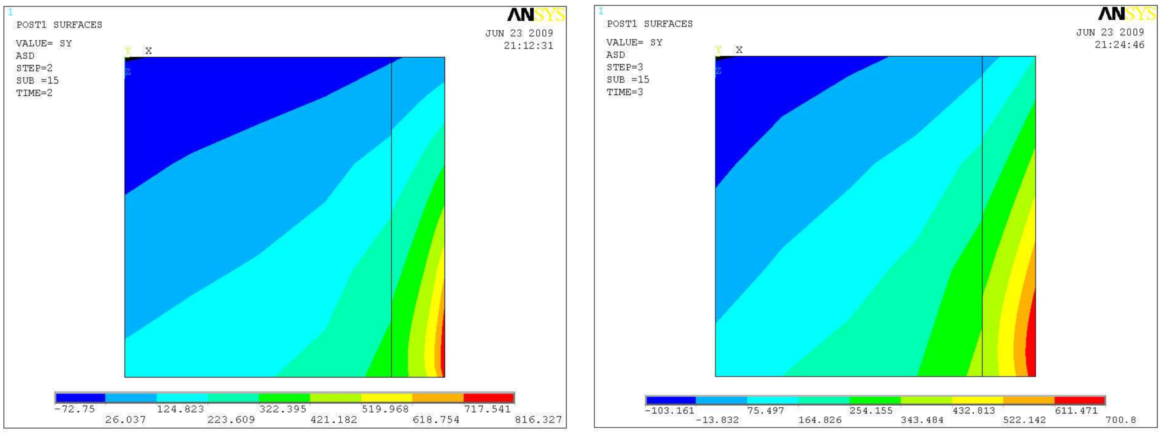
Sledoval jsem maximální napětí a průběh napětí v průsečíku roviny kolmé k čepu s rovinou řezu netto průřezu (viz Obr. 1.) a v místě průsečíku roviny podélné vůči čepu s rovinou řezu netto průřezu (místa sledování jsou de facto úsečky).

Průběh napětí pouze pro jeden případ, je vidět na Obr. 8. Na ose x je vzdálenost meřená od díry směrem ke kraji oka.

U všech těchto variant je dosaženo maximálního napětí v místě, kde se čep dotýká oka. Zde může docházet k frettingu, což je speciální případ únavového opotřebení povrchu. Rozložení napětí v netto průřezu je vidět na Obr. 9.



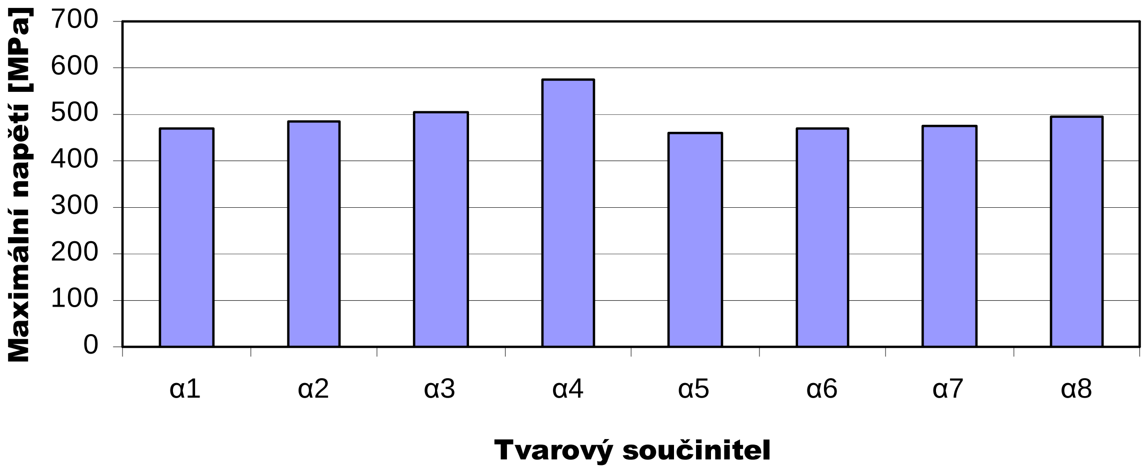
Obr. 8. *Průběh napětí v průsečíku roviny kolmé k čepu s rovinou řezu netto průřezu.*



Obr. 9. *Napětí v netto průřezu pro μ=0,6; minimální (vlevo) a maximální toleranci (vpravo).*

3.4 Zhodnocení výsledků

U řešení celého závěsu jako kontaktní úlohy je vidět, že hodnoty tvarového součinitele opět vzrostly. Maximální hodnota je u varianty, kdy je tolerance nulová a součinitel smykového tření 0,6. Pravděpodobnost, že tolerance bude nulová, je však určitě malá. Hodnota součinitele smykového tření odpovídá suchému a čistému povrchu. Grafické znázornění výsledků je v grafu na Obr. 10., kde jsou tvarové součinitele seřazeny ve stejném pořadí jako varianty v Tabulce 1.

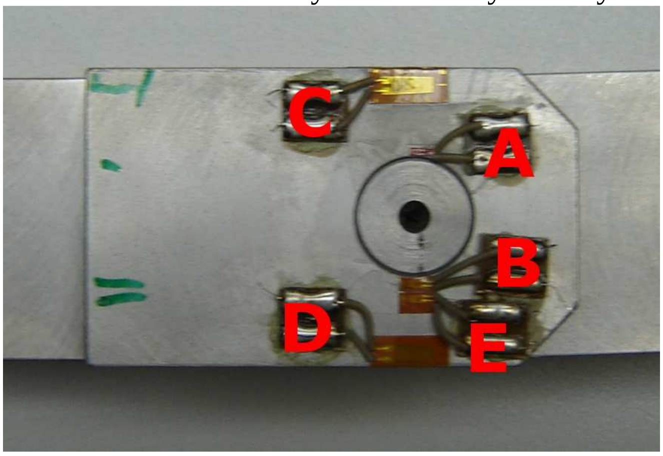


Obr. 10. *Graf napětí σ_{max} pro jednotlivé součinitele.*

4. Experimentální přístup

Pomocí metody tenzometrie jsem provedl experiment na zjištění průběhu napětí na jedné vnější straně oka respektive vidlice. Byl jsem si vědom toho, že zde nebude dosaženo maximálního napětí, které ovlivňuje životnost, ale mezi táhlem a vidlicí nebylo dostatek místa pro nainstalování tenzometrů. Pro srovnání výsledků jsem použil již zhotovený MKP model, z kterého mohu napětí zjistit právě na vnější straně oka respektive vidlice.

Pro experiment jsem nechal vyrobit zmenšený model v měřítku 1:2. Materiál modelu jsem z ekonomických důvodů zvolil 11 523 (reálná součást je z materiálu 15 142), ale jelikož se napětí pohybuje pod mezí kluzu, nemělo to na výsledky vliv. Model jsem uzpůsobil nejen z ekonomických důvodů výroby, ale i tak, abych byl schopen měřit v laboratořích Mechaniky, Odboru pružnosti a pevnosti. Především žádný závit a žádný válcový dřík.



Obr. 11. *Rozložení tenzometrů.*

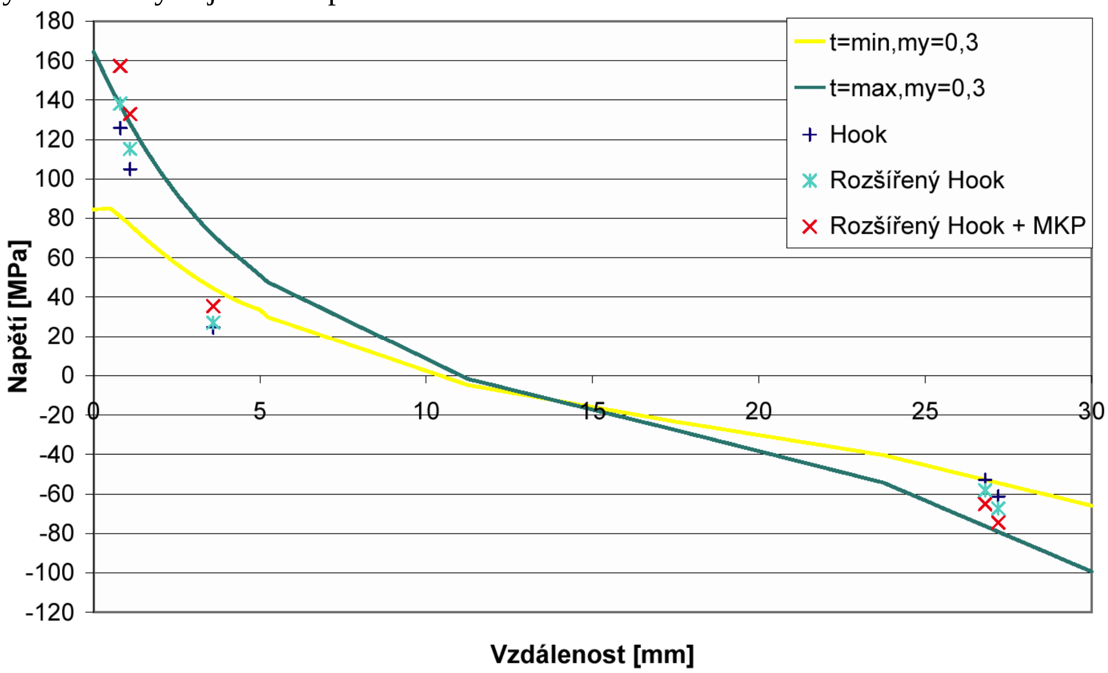
Rozložení nainstalovaných tenzometrů je vidět na Obr. 11., kde jsou i označeny písmeny pro orientaci v naměřených datech. Pozice těchto tenzometrů jsem určil pod mikroskopem, kde jsem vyfotil speciální stupnici pro dané zvětšení a pak jednotlivé tenzometry. Poté jsem jednoduše podle počtu pixelů změřil vzdálenosti tenzometrů od krajů součásti a porovnal s počtem pixelů u stupnice.

Zatížení jsem musel zvolit takové, aby bylo dosaženo v netto průřezu modelu stejného napětí jako v netto průřezu reálné součásti.

Obr. 12. *Upnutá součást a zapojené tenzometry.*

4.1 Vyhodnocení naměřených dat

Z měřením jsem dostal tedy celkem 5 maximálních poměrných deformací pro každý tenzometr v [μmm/m]. Tyto poměrné deformace jsem podělil 10^6 (potřeboval jsem dostat bezrozměrnou hodnotu), abych měl deformace v [μmm/μmm] a mohl s nimi dále pracovat. Z pěti měření jsem udělal jednu průměrnou hodnotu pro každý tenzometr s kterou jsem dále pracoval. Mnou hledané napětí lze získat z deformace více způsoby. Hookovým zákonem pro jednoosou napjatost, rozšířeným Hookovým zákonem pro hlavní napětí a rozšířeným Hookovým zákonem pro hlavní napětí s použitím hodnot z MKP pro druhý výrazný směr, který tenzometry nejsou schopné změřit.



Obr. 13. *Graf průběhu napětí z MKP a hodnoty z tenzometrů.*

5. Predikce životnosti a stanovení součinitele bezpečnosti

K dispozici jsem měl naměřený průběh hodnot a pokládal jsem ho za zatěžovací sekvenci, kterou jsem zkalibroval tak, aby nejvyšší hodnota odpovídala zadané síle. Z takovéto sekvence jsem úpravami získal R-F matici.

Dále jsem měl k dispozici S-N křivku oka o průměru 25mm. Takovouto únavovou křivku jsem pomocí exponovaného objemu zkorigoval na moje oko. Dále jsem stanovil matematický popis S-N křivky a mohl dopočítat poškození, které však nebylo zatíženo žádnou statistikou.
Pro výpočet bezpečnosti a životností pro různé pravděpodobnosti porušení jsem použil program AntHill, který využívá metody Monte Carlo. V Tabulce 2 jsou vidět právě výsledky životnosti (kolikrát se může opakovat zadaná sekvence) pro různé pravděpodobnosti porušení.

Tabulka 2. ***–*** *Životnost pro různé pravděpodobnosti porušení.*

Pravděpodobnost	Životnost
0,0001	201,54
0,001	235,09
0,01	290,80
0,1	370,38

Tabulka 3. ***–*** *Koeficient bezpečnosti pro různé pravděpodobnosti porušení.*

Pravděpodobnost	Koeficient bezpečnosti
0,0001	2,51
0,001	2,15
0,01	1,74
0,1	1,36

6. Závěr

Pro zadanou vidlici, zadaný materiál, zadané provozní zatížení jsem nejdříve stanovil tvarový součinitel pomocí analytických vztahů a pomocí nomogramů. Zadaná vidlice představuje de facto dvě oka. Toto řešení jsem prováděl tedy pouze pro jedno oko, protože se jedná o symetrickou úlohu. Analytické vztahy jsem vyhledával v různých publikacích a na internetu pro závěsná oka. Některé výsledky se od sebe lišily velice výrazně. Zdůvodňuji si to tím, že analytické vztahy jsou velice univerzální a nemohou pokrýt širokou škálu konstrukčních řešení závěsných ok. Ze zjištěných tvarových součinitelů jsem posléze stanovil špičková napětí, která nejvíce ovlivňují iniciace únavových trhlin.
Jako další způsob stanovení tvarového součinitele jsem použil metodu konečných prvků (MKP). Zadanou vidlici jsem nejdříve zjednodušil na závěsné oko, které jsem mohl modelovat jako 2D úlohu. Nejjednodušší model jsem vysíťoval pomocí volného síťování. Pro další zlepšení modelu jsem přistoupil k mapovanému síťování. Uchycení, čili okrajové podmínky, jsem zadal nulové posuvy příslušným uzlům. Zatížením modelu jsem se snažil simulovat dosednutí čepu do díry. Volil jsem proto několik variant.
Tím, že jsem vytvořil 3D model, jsem se přiblížil více realitě. Model je jako sestava vidlice-čep-táhlo, kde už se projevila interakce mezi jednotlivými díly sestavy. Modeloval jsem pouze čtvrt sestavy, protože se jedná o symetrickou geometrii i symetrické zatížení do všech os. Soustředil jsem se i na přechod mezi dříkem a tělesem vidlice, kde je také koncentrátor napětí. Při zadávání parametrů pro výpočet jsem si uvědomil, že špičkové napětí může ovlivnit také součinitel smykového tření a výrobní tolerance díry a čepu. Pro různé varianty součinitele smykového tření a výrobní tolerance jsem také výpočet provedl. Výpočty a vytváření modelu jsem prováděl v programu ANSYS.
Výsledky, čili špičková napětí, respektive tvarové součinitele, získané pomocí MKP jsou vyšší, než u výsledků analytických. Je to tím, že zadaná vidlice má svoji specifickou geometrii a tvarový součinitel závisí především na geometrii. Při celkovém řešení soustavy je vidět, že závisí i na výrobní toleranci a na součiniteli smykového tření, v podstatě tedy na prostředí provozu.
Pro ověření dosažených výsledků jsem do své práce zařadil i jednoduchý experiment.

Životnost jsem stanovoval ze zadaného spektra zatížení, které jsem si před jeho použitím musel upravit. Úpravy byly takové, že jsem vypustil zbytečné hodnoty a “ořiznul” spektrum tak, aby mi generovalo zatížení pouze netto průřezu. Po úpravách v programu MATLAB jsem použil program PragTic, kde jsem ze spektra získal R-F matici. Výpočet života jsem nejdříve provedl pro hodnoty, které nejsou nijak zatížené statistikou. Pro stanovení života a koeficientu bezpečnosti pro různé pravděpodobnosti jsem přistoupil k faktu, že hodnoty napětí a hodnoty spjaté s Wöhlerovou křivkou jsou statisticky zatíženy. Pro stanovení života a koeficientů bezpečnosti pro různé pravděpodobnosti porušení jsem použil program AntHill, který používá stochastickou metodu Monte Carlo. Jde v podstatě o generátor náhodných čísel.
Nejsou zde uvedeny všechny výpočty a vzorce z důvodu znění zadání pro příspěvek.

Seznam symbolů

F, N	síla	[m]
σ	normálové napětí	[MPa]
A	průřez	[mm^2]
α	součinitel koncentrace napětí	[1]
t	teplota	[°C]
d	průměr díry	[mm]
μ	součinitel smykového tření	[1]

Seznam použité literatury

[1] Katedry strojírenské technologie TU v Liberci. URL <http://www.ksp.tul.cz/>.
[2] Nakladatelství Scientia, 2003. URL <http://www.scientia.cz/>.
[3] Fatigue calculator, 2004. URL <http://www.fatiguecalculator.com/>.
[4] Ú12105 FS ČVUT v Praze Mechanika: Odbor pružnosti a pevnosti, 2004. URL <http://mechanika.fsid.cvut.cz/>.
[5] Ansys. *Ansys version 11.0, Documentation for Ansys*.
[6] BĚŤÁK, V. *Technické příručky: Diagramy tvarových činitelů k výpočtu koncentrace napětí strojních součástí a konstrukcí*. 1975.
[7] HEYWOOD, R., B. *Design against fatigue*, volume 436 s. London: Chapman and Hall ltd., 1962.
[8] LKOVAJSKIJ, B. S. *Věstnik mašimostejnija*. 1969.
[9] MICHALEC, J., et al. *Pružnost a pevnost I.*, volume 320 s. Praha: ČVUT, 2001.
[10] MICHALEC, J., et al. *Pružnost a pevnost II.*, volume 215 s. Praha: ČVUT, 2001.
[11] PETERSON, R. E. *Stress concentration design factors: Charts and relations useful in making strength calculations for machine parts and structural elements*, volume 436 s. USA: New York, 1959.
[12] RŮŽIČKA, M., HANKE, M., ROST, M. *Dynamická pevnost a životnost*, volume 212 s. Praha: ČVUT, 1987.
[13] Milan Růžička. Analýza namáhání a koncentrace napětí závěsných ok. *Strojírenství*, Únor 1986.
[14] Milan Růžička. Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, 1998. URL <http://mechanika.fsid.cvut.cz/>.
[15] VÁVRA, P., et al. *Strojnické tabulky: Pro SPŠ strojnické*, volume 672 s. of *2. upr. vyd.* Praha: SNTL, 1984.