



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY UPÍNÁNÍ PRO MOTOCYKLOVOU GPS

RE-DESIGN OF THE CLAMPING OF GPS MODULE FOR MOTORCYCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Filip Jeniš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Milan Klapka, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Filip Jeniš
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Milan Klapka, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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 bakalářské práce:

Návrh konstrukční úpravy upínání pro motocyklovou GPS

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh upínky na řídítka pro motocyklovou navigaci Easy GO s těmito parametry: minimální průměr řídítek 20 mm, minimální nosnost 200 g. Součástí řešení bude analýza poškození sériově dodávaného upínání a definice kritických prvků sériové konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Konceptní řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční

Účel práce: vzdělávání

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Shigley, J. E., Mischke, Ch. E. a Budynas R. G. (2010): Konstruování strojních součástí. VUTIUM, Brno.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou a následnou konstrukční úpravou vadného upínání pro motocyklovou GPS. V práci je nejprve popsáno několik typů upínání běžně dostupných na trhu. Následně je vadné upínání podrobena několika analýzám a na jejich základě jsou definovány kritické prvky konstrukce. S ohledem na tyto prvky je v další části práce vypracováno nové koncepční a konstrukční řešení. Na závěr práce je provedena diskuse, která provedené analýzy a vypracovaná řešení náležitě hodnotí.

KLÍČOVÁ SLOVA

upínání, upínka, GPS, motocykl, MKP, analýza, návrh, konstrukce, konstrukční úprava

ABSTRACT

This bachelor's degree thesis describes the analysis and subsequent constructive alteration of the faulty clamps for GPS for motorcycles. The thesis begins with the description of several types of clamps, which are regularly available on the market. Then, the faulty clamps is subjected to several tests, results of which are used to define the critical parts of construct. Considering these parts, the next part of the thesis describes the new conceptual and constructive solution. The thesis ends with a discussion, that evaluates the tests and solutions, which were made.

KEYWORDS

clamping, clamp, GPS, motorcycle, FEM, analysis, design, construction, construction alteration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JENÍŠ, F. *Návrh konstrukční úpravy upínání pro motocyklovou GPS*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 58 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Klapka, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Milanu Klapkovi Ph.D. za cenné připomínky, rady a čas strávený na konzultacích. Také bych chtěl poděkovat svojí rodině za podporu a trpělivost.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího Ing. Milana Klapky Ph.D. a v seznamu použitých zdrojů jsou uvedeny všechny literární a jiné zdroje.

V Brně 23. května 2016

.....
Filip Jeniš

OBSAH	
1 ÚVOD	12
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1 Typ 1 [1]	13
2.2 Typ 2 [2]	13
2.3 Typ 3 [3][4]	14
2.4 Typ 4 [5]	15
2.5 Typ 5 [6]	15
2.6 Typ 6 [7]	16
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	17
3.1 Možné důvody defektu	17
3.1.1 Vada materiálu	17
3.1.2 Špatný tvar	18
3.1.3 Špatné odhadnutí utahovacího momentu	19
3.2 Mezní stav	19
3.3 Zatížení z hlediska šroubu	20
3.4 Analýza statických a dynamických sil působících na upínku	22
3.4.1 Výpočet statické síly	23
3.4.2 Výpočet se zahrnutím dynamické síly	25
3.5 Zatížení na ohyb	27
3.6 Únavové zatížení [8].....	31
3.7 Širší řídítka	33
3.8 Protikus	35
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	38
4.1 Možnosti výroby	38
4.2 Svařování	40
4.3 Obrábění	40
4.4 Rapid prototyping	44
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	48
5.1 Obrobek	48
5.1.1 Popis konstrukce	48
5.1.2 Jednotlivé díly	48
5.1.3 Funkce a zaměnitelnost	48
5.1.4 Montáž	48
5.1.5 Kontrolní výpočty	49
5.2 Výtisk	49
5.2.1 Popis konstrukce	49
5.2.2 Jednotlivé díly	49
5.2.3 Funkce a zaměnitelnost	50
5.2.4 Montáž	50
5.2.5 Kontrolní výpočty	50
6 DISKUSE	51
7 ZÁVĚR	52
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	53
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	55
SEZNAM OBRÁZKŮ	57
SEZNAM PŘÍLOH	58

1 ÚVOD

V dnešní době spousta lidí používá pro orientaci na silnici GPS přístroje, ať už při cestě automobilem nebo na motorce. Tyto přístroje umí člověka zavézt až tam, kam potřebuje. Je ovšem třeba je nějakým způsobem upevnit v případě automobilu na čelní sklo nebo palubní desku a v případě motocyklu na řídítka. K tomu se používá velké množství rozličných upínání a držáků.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukční úpravy jednoho takového upínání. Důvodem nutnosti úpravy je nevyhovující současné řešení, kdy při montáži na řídítka motocyklu hlavní část upínky praskla. Nový návrh do jisté míry vychází z upínek, které co jsou běžně k dostání na trhu a jsou zběžně popsány v první části práce.

Nejprve ale bylo třeba analyzovat stávající upínku, čímž se zabývá kapitola následující. Nejprve byly popsány možné důvody defektu upínání. Je pravděpodobné, že na prasknutí součásti se podílelo několik negativních vlivů. Analýza byla prováděna v programu Inventor 2016, jež obsahuje i funkci MKP výpočtů. Nejprve byla součást vymodelována a následně pomocí MKP bylo určeno, za jakých podmínek nastane mezní stav pružnosti a co se s upínkou bude dít, pokud bude zatížena na zkušební napětí šroubů. Poté byly analyzovány síly, kterými na kritickou součást působí samotný GPS přístroj, a proveden teoretický výpočet předpětí šroubů, které by mělo stačit, aby upínka fungovala, tedy neprotáčela se na řídítkách. Napětí, které tyto síly v upínce působí, byla rovněž analyzována. Bylo provedeno i ověření bezpečnosti vůči únavovému lomu. Nakonec byla stejným analýzám podrobena i druhá část upínání – protikus.

V další části práce jsou rozebrány možné způsoby výroby vzhledem ke konkrétní navrhované upínce. Z popisovaných způsobů byly některé vybrány a dále rozpracovány do konkrétních návrhů. V těchto návrzích byla snaha odstranit kritické prvky předchozího upínání odhalené v analýzách. Ke schopným návrhům byla vytvořena výkresová dokumentace

Na závěr byla provedena diskuse, která shrnuje skutečnosti zjištěné v analýzách a porovnává navržené modely.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2

Předmětem našeho zájmu je upínka pro GPS na motocykl. Podobné držáky ovšem nemusí sloužit pouze pro upínání GPS, ale například i pro kameru, smartphone apod. Na trhu nalezneme několik typů konstrukčních řešení. Jejich společným rysem je, že se upevňují na řídítka obvykle nějakou formou šroubového spoje. Liší se v použitých materiálech, tvaru a řešením polohovatelnosti přístroje. Nyní si zběžně rozebereme několik na trhu běžně dostupných.

2.1 Typ 1 [1]

2.1

Toto konstrukční řešení značky Moto Detail je poměrně robustní a skládá se z několika částí: 1) vlastní úchyt GPS, 2) mezikus, 3) upínka a 4) protikus upínky. První tři části jsou spojeny stavitelnými klouby pro požadované nastavení polohy přístroje. Mezikus je možné vyjmout a snížit tak výšku nebo délku držáku. Upnutí na řídítka je realizováno sevřením řídítek mezi upínku a protikus. Tyto části jsou spojeny čtyřmi šrouby se závity v protikusu. Pro zvýšení součinitele tření mezi upínkou a řídítky je do tohoto prostoru vložena gumová výstelka. Pryž také zabraňuje poškrábání řídítek a tlumí vibrace. Držák je vyráběn ve dvou provedeních, pro řídítka o průměru 22mm a nebo pro 25,4mm. Jako materiál je použit hliník. Celkově se toto řešení jeví být kvalitní, a tudíž vhodné. Na první pohled na součásti nejsou viditelné žádné nebezpečné koncentrátoři napětí, které by mohly ohrozit funkčnost.



Obr. 2-1 typ držáku 1

2.2 Typ 2 [2]

2.2

Konstrukční řešení dodávané firmou AppleMix.cz již nevypadá natolik vhodně. Oproti prvnímu řešení zde nenalezneme stavitelné klouby pro nastavení požadované polohy přístroje. Té můžeme docílit pouze otáčením celé sestavy kolem řídítek. Držák se skládá ze tří částí: 1) vlastní držák, 2) upínka a 3) protikus. Vlastní držák je zašroubován do upínky. Toto spojení umožňuje otáčet s přístrojem o 360° kolem osy šroubu. S protikusem je upínka spojena na jedné straně kloubem a na druhé šroubovým spojením. Pro zvýšení součinitele tření mezi upínkou a řídítky je do tohoto

prostoru vložena gumová výstelka stejně jako u předchozího typu. Materiálem je pevný plast. Už na první pohled vypadá toto řešení daleko méně robustně než typ číslo 1. Tloušťka materiálu upínky je také daleko menší. Vzhledem k těmto okolnostem bude mít držák podstatně menší tuhost, proto bude nevhodný pro použití na motorce. Vhodný by mohl ovšem být pro použití na jízdní kolo, kde díky nižší rychlosti při jízdě nevznikají tak velké rázy zatěžující držák.



Obr. 2-2 typ držáku 2

2.3

2.3 Typ 3 [3][4]

Tento multifunkční držák od firmy RAM mount umožňuje díky pogumované kouli připevnit na řídítka GPS, kameru nebo jakýkoliv jiný přístroj opatřený systémem pro uchopení této koule. Toto spojení slouží zároveň jako sférický polohovatelný kloub. Vlastní upnutí na řídítka je tu řešeno poněkud jinak než u předchozích dvou typů. Jako protikus je použita ohnutá kulatina se závity na konci, která se provleče upínkou a zajistí se matkami. Upínka bude tedy v kontaktu s řídítky mnohem menší plochou než v předchozích případech. Bude tedy nutný větší tlak v sevření. Také tu není použita gumová výstelka. Mohlo by tedy dojít například k poškození povrchové



Obr. 2-3 typ držáku 3

úpravy na řídítkách. Pro odstranění tohoto nedostatku by ale určitě nebyl problém gumu přidat. Výhodou je jistá univerzálnost pro průměry řídítek. Upínku je možné upevnit na průměry v rozsahu 25,4 – 31,8mm. Toho je dosaženo díky tomu, že menší průměry se vždy opírou ve třech bodech. Také tu nejsou žádné koncentrátoři napětí. Jako materiál je použita povlakovaná slitina hliníku, pozinkovaný kov a vysokopevnostní plast

2.4 Typ 4 [5]

Konstrukční řešení od firmy Recall je navrženo také tak, aby se dalo použít na různé průměry řídítek. Variability je dosaženo pro nás novým způsobem spojení upínky a protikusu. Tyto komponenty jsou na jedné straně spojeny nastavitelným kloubem a na druhé straně klasicky šroubovým spojem. Nastavitelný kloub funguje tak, že v protikusu je nasazena kovová osička, která se podle průměru řídítek zahákne do odpovídající drážky na upínce. Protikus se na osičce může v drážce volně otáčet. Jsou k dispozici tři drážky. Zbytek držáku je k upínce upevněn stejně jako v předchozím případě na kulovém kloubu. Dotyková plocha upínky i protikusu je opatřena drážkami zřejmě pro zvýšení součinitele tření. Předpokládám, že technické provedení s osičkou nebude zaručovat dostatečnou pevnost a tuhost držáku oproti prvnímu nebo třetímu typu, a pro motocykl bych ho proto nepoužíval. Materiál nebyl u nabídky uveden, ale jeví se jako tvrzený plast.

2.4



Obr. 2-4 typ držáku 4

2.5 Typ 5 [6]

Toto konstrukční řešení od firmy Contour je od ostatních rozdílné tím, že upínka se částečně zasouvá do protikusu. Docílí se tím toho, že při nasazení na řídítka o menším průměru, než je průměr zaoblení držáku, se protikus při deformaci kolem řídítek způsobenou dotažením opře o část upínky, která se do něj zasouvá. Tím se sníží ohybové namáhání, a tím pevnost. Držák jde tedy použít na několik různých

2.5

průměrů. Části jsou spojeny šrouby se zápusťnou hlavou se závit v protikusu. Také je tu využita gumová výstelka. Co se týče dalších částí držáku, opět tu nalezneme sférický kloub. Upínka je ovšem určena především pro upevňování kamery, a to na bicykl, proto se pro naši aplikaci příliš nehodí.



Obr. 2-5 typ držáku 5

2.6 Typ 6 [7]

Poslední typ je od firmy Lark a je dodáván společně s navigací. V některých aspektech je podobný typu číslo 1, má jen určité tvarové odlišnosti. Nastavení polohy navigace je řešeno opět pomocí sférického kloubu. Také je velmi podobný upínce, která bude v této práci analyzována, jak bude vidět posléze.



Obr. 2-6 typ držáku 6

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Cílem této práce bude analyzovat prasklý držák na GPS přístroj pro motocykl a navrhnout vhodnější konstrukční řešení. Posuzovaný kus je velmi podobný typu číslo 6 z předchozí kapitoly až na jediný na pohled viditelný rozdíl, kterým je absence žebra u typu číslo 6. Na motocykl měla být upínka připevněna tak, že se k ní přes řídítka pomocí dvou šroubů M5 přišroubuje protikus. Utažením šroubů vznikne mezi upínkou a řídítky normálová síla, která bude generovat tření, a tak zabránit protočení sestavy. Při montáži na řídítka byly oba šrouby dotahovány střídavě a v okamžiku, kdy na nich začalo vznikat předpětí, došlo k defektu. Součást tedy praskla daleko před uvedením do provozního stavu. Defekt se nachází, jak je vidět na obrázku, v místě mezi žebrem a přiléhajícím ramenem.



Obr. 3-1 prasklá původní upínka

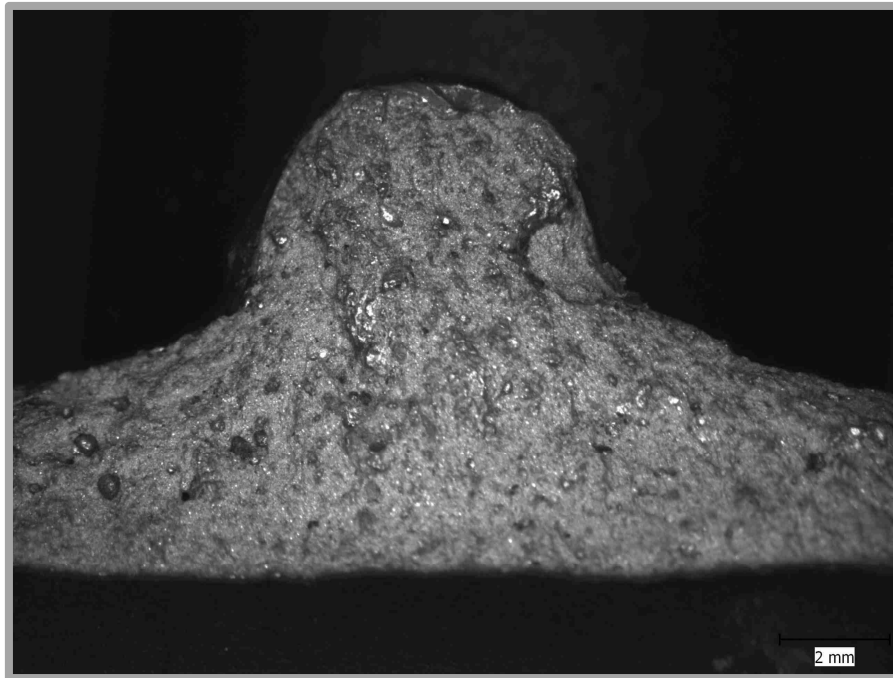
3.1 Možné důvody defektu

Zkoumaná upínka zřejmě ztratila funkčnost vlivem kombinace několika nežádoucích stavů.

3.1.1 Vada materiálu

Upínka byla vyrobena ze slitiny hliníku a již při prvním pohledu na lom jsou v materiálu vidět vady, viz obrázek 3-2. V kovu jsou vzduchové bublinky s největší pravděpodobností staženiny nebo řediny, které vznikly při tuhnutí kovu. Zřejmě tedy došlo k nějaké chybě při odlévání, například absence nálitku. Je ale zvláštní, že tyto vady nacházíme v nejužším místě, spíše by se daly očekávat v místě teplotního uzlu.

Jestliže se staženiny vyskytují v nejužším místě průřezu, je velmi pravděpodobné, že budou také v celém objemu tělesa. Dále byly při pozorování mikrostruktury identifikovány ostrohranné a jehlicové částice. Tyto vady může podstatně snižovat předpokládané vlastnosti materiálu. Podle chemické analýzy materiál přibližně odpovídá hliníkové slitině $AlSi12MnMg$. Celá materiálová analýza je k nalezení v přílohách.



Obr. 3-2 makrosnímek lomové plochy

3.1.2 Špatný tvar

Upínka a její protikus byly vyrobeny se zbytečně velkým poloměrem zaoblení, které dosedá na řídítko oproti průměru řídítek samotných. Protože poloměr upínky je $r_u=17mm$ a řídítek $r_r=11mm$ nastává po přimontování na řídítko problém, že plocha, kterou na sebe součásti dosedají, je velmi malá. Z toho důvodu bude upínka nepřiměřeně zatížena na ohyb a vnitřní napětí by mohlo v určitém místě přesáhnout mez kluzu, nebo dokonce mez pevnosti. Pokud by upínka dosedla větší plochou, napětí by se lépe rozložilo a součást by byla namáhána převážně na tah.

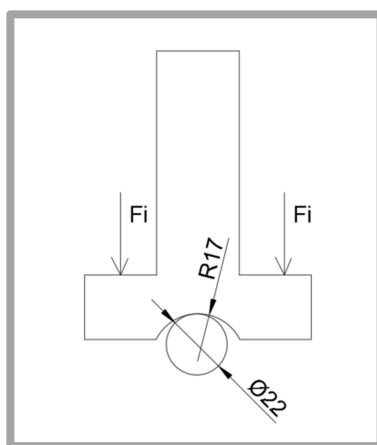
Dalším nešťastným místem konstrukce je žebro. To se nachází mezi jedním ramenem úchytky a jakýmsi výčnělkem, u kterého nedokážu odhadnout, k jakému účelu by mohl sloužit. Jediné, co mě napadá, je, že by se upínka výčnělkem opřela o nějakou část konstrukce motocyklu, aby se částečně zafixovala její poloha. Upínka je v místě žebra příliš vykrojena a zeslabena. Toto místo do jisté míry funguje jako trhlina. Konstruktor se tuto situaci evidentně snažil vyřešit doplněním žebra. To ale bylo zaprvé dost úzké a zadruhé je zvolen malý rádius mezi žebrem a ramenem úchytky. Na tomto radiu by se tedy dal očekávat výrazný koncentrátor napětí, a možná i nejkritičtější místo celé upínky. To objasní až provedená analýza.

3.1.3 Špatné odhadnutí utahovacího momentu

Taky je možné, že upínka praskla jednoduše proto, že byla utahována nepřiměřeně velkou silou. Držák je na řídlíka připevněn tak, že se zaoblením přiloží na řídlíka, z druhé strany se přiloží protikus a obě části se stáhnou z každé strany jedním šroubovým spojením M5. Šrouby je potřeba utáhnout na určité předpětí, aby byla zajištěna stabilita proti protočení. U šroubů M5 by se dal očekávat utahovací moment kolem $M_u = 5Nm$. Uživatel tedy na momentovém šroubu nastavil 5Nm a oba šrouby střídavě utahoval. K defektu ovšem došlo ještě dříve, než uživatel začal v ruce cítit, že se šroub utahuje na nějaké rozumné předpětí. Je tedy nepravděpodobné, že byl defekt způsoben přetažením.

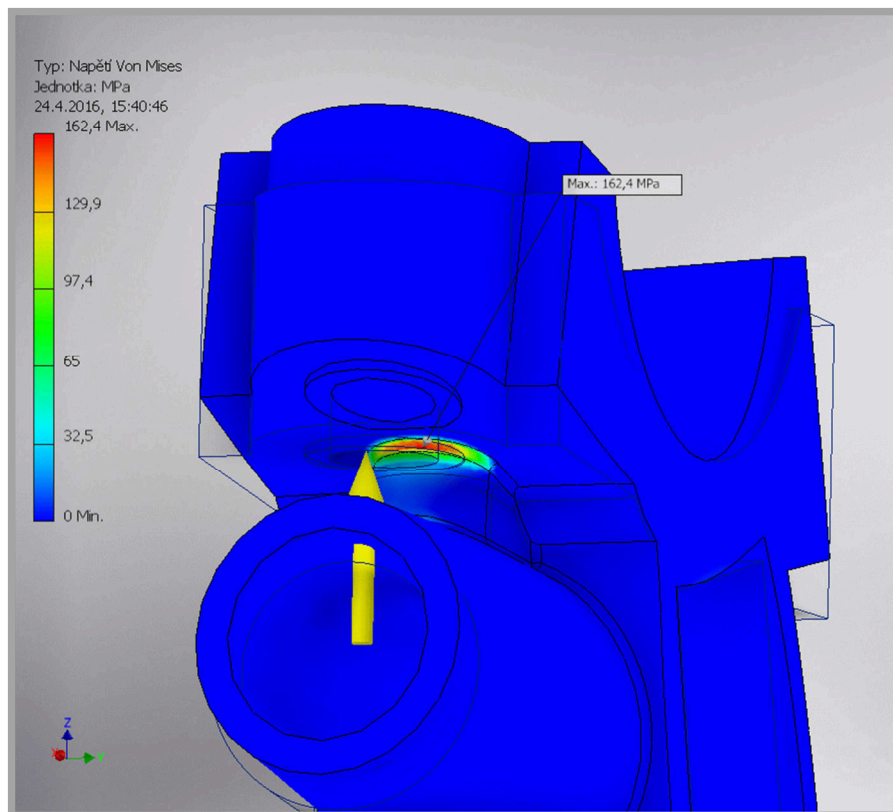
3.2 Mezní stav

Nyní se pokusím zjistit, jaké kritické zatížení by upínka měla vydržet. Upínku jsem vymodelovat v programu Inventor 2016, který obsahuje i MKP pevnostní analýzu. MKP analýza ovšem umí počítat pouze přímé úlohy, tj. kdy zadávám určité zatížení a potřebuji zjistit průběh napětí v součásti. V okamžiku, kdy znám napětí, kterého chci dosáhnout, a zjišťuji zatížení potřebné k dosažení tohoto stavu, mi MKP analýza přímý výsledek vytvořit nedokáže. Proto je potřeba si dopomoci nějakým vylepšením. Nejjednodušším způsobem jak tento problém obejít je trojčlenka. Tu mohu využít díky tomu, že závislost napětí na zatížení je lineární. Namodelovanou upínku tedy zatížím určitou silou, zjistím, jaké maximální napětí vznikne na upínce, a potom trojčlenkou dopočítám, jaké síly bude třeba k dosažení meze kluzu. Modelové zatížení zohledňuje to, že upínka se ve středu zaoblení opře o řídlíka, bude tu tedy na úzkém pruhu zakázán posuv kolmo na plochu. A na plochy o které se opřou šrouby se aplikuje síla odpovídající předpětí šroubů, viz schéma 1.



Obr. 3-3 schéma 1

Počáteční sílu volím $F_{iz} = 500N$. Po vykreslení výsledků MKP analýzy vidíme, že kritické místo na součásti se bude nacházet přesně tam, kde bylo předpokládáno a kde ve skutečnosti i upínka praskla (tj. radius mezi žebrem a plochou, na které je napojeno). Při daném zatížení tedy maximální redukované napětí bude přibližně $\sigma_{redz} = 162,4MPa$, viz obr. 3-4.

Obr. 3-4 upínka při předpětí $F_{iz} = 500N$

Pokud budu předpokládat mez kluzu hliníku $s_e = 169MPa$ [8], nastane mezní stav pružnosti při

$$F_{imax} = F_{iz} \cdot \frac{R_e}{\sigma_{redz}} = 500 \cdot \frac{169}{162,4} = 520,3N. \quad (1)$$

Tohoto předpětí dosáhneme utahovacím momentem

$$M_{umax} = K \cdot F_{imax} \cdot d_s = 0,2 \cdot 520,3 \cdot 0,005 = 0,52Nm, \quad (2)$$

kde součinitel utahovacího momentu volím standardně $K = 0,2$ a $d_s = 5mm$, je průměr upevňovacího šroubu. Moment $M_{umax} = 0,52Nm$ je docela málo. Pro představu to je jako bychom utahovali šroub $10cm$ dlouhým klíčem a silou $F = 5,2N$. Takto malý moment musí být velmi jednoduché přesáhnout. Řadový uživatel, který nemá k dispozici tyto výpočty, bude těžko odhadovat maximální moment, kterým může upínku dotahovat. Lehce tedy může dojít k překročení maximálního momentu, a tím i meze kluzu v kritickém místě geometrie, což povede ke ztrátě funkce součásti.

3.3 Zatížení z hlediska šroubu

Pokud by upínka při takhle malém předpětí a utahovacím momentu praskla, bylo by neopodstatnělé použití šroubu M5. Když se ale znovu podíváme na jiné upínky běžné

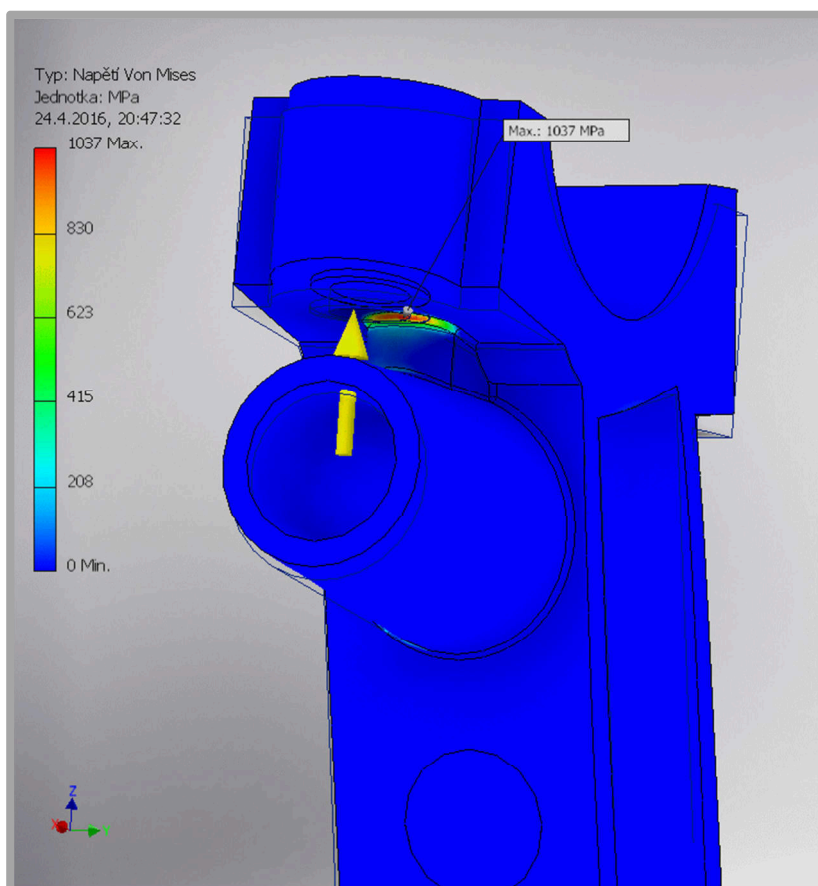
na trhu, vidíme, že šrouby, kterými jsou upevňovány, odpovídají přibližně velikosti 5mm . Je velmi nepravděpodobné, že by všichni výrobci používali zbytečně předimenzované šrouby. Chyba bude tedy spíše na straně konstrukce upínky. Součást by měla vydržet alespoň zatížení na zkušební napětí šroubů. Pokud by byl použit nejslabší šroub dle normy ISO, tj. pevnostní třídy 4,6, bylo by to $S_p = 255\text{MPa}$ [8]. Toto napětí lze jednoduše přepočítat na předpětí vynásobením výpočtovým průřezem šroubu, ten pro šroub M5 je $A_s = 14,2\text{mm}^2$ [8],

$$F_{i\bar{s}} = S_p \cdot A_s = 225 \cdot 14,2 = 3195\text{N}. \quad (3)$$

Pokud upínku zatížím předpětím $F_i = 3195\text{N}$, mělo by přímou úměrou v kritickém místě geometrie nastat napětí

$$\sigma_{red} = \sigma_{redz} \frac{F_{i\bar{s}}}{F_{iz}} = 162,4 \cdot \frac{3195}{500} = 1037,7\text{MPa}. \quad (4)$$

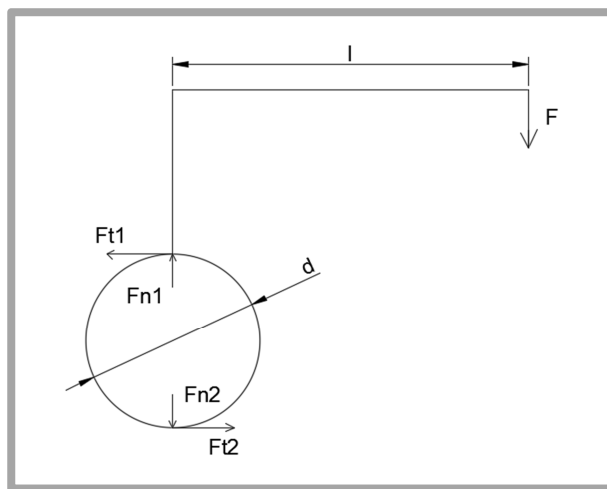
Ověření MKP analýzou nalezneme na obrázku 3-5. Tento výpočet odpovídá přesně výpočtu trojčlenkou. Vidíme tedy, že závislost napětí na zatížení je skutečně lineární. Mez kluzu bude v této konfiguraci překročena více než $5,5\times$. Na konstrukci tedy bylo zřejmě něco dost podceněno.



Obr. 3-5 upínka při předpětí $F_{i\bar{s}} = 3195\text{N}$

3.4 Analýza statických a dynamických sil působících na upínku

Upínka bude namáhána dvěma základními činiteli. Prvním bude napětí způsobené utažením upevňovacích šroubů na určité předpětí a bude upínku namáhat především v okolí řídků. Šrouby je třeba utáhnout na předpětí proto, aby mezi upínkou a řídkem vznikla normálová a následně i tečná síla. Tato tečná síla působí jako reakce proti tíhové síle GPS přístroje a proti dynamickým silám, které jsou způsobeny jízdou motocyklu a rázy při jízdě způsobenými. Touto reakcí tečná síla zabraňuje protočení upínky na řídkách. Druhé důležité napětí bude způsobené samotnou tíhovou a dynamickou silou. Pokud bude upínka pevně držet na řídkách, budou ji působící síly určitým způsobem ohýbat. Viz obrázek 3-6.



Obr. 3-6 síly působící na upínku

Nyní analýza statické síly působící na upínku. GPS působí gravitační silou

$$F_g = m \cdot g, \quad (5)$$

kde m je hmotnost přístroje a g je všeobecně známé. Třeba ještě zvolit návrhový koeficient k_s , ten volím $k_s = 3$ pro případ, že by byl upevněn nestandardní přístroj. Síla tedy bude

$$F_g = k_s \cdot m \cdot g. \quad (6)$$

Tato síla působí moment

$$M = F_g \cdot l, \quad (7)$$

kde l je délka ramene, na kterém síla působí, tedy vzdálenost přístroje od řídků. Aby byla upínka ve statické rovnováze, musí v opačném směru působit moment M_2 . Ten vzniká na principu akce a reakce a působí ho tečné síly F_{t1} a F_{t2} . Mezi upínkou a řídky by mělo docházet ke statickému tření a platit $M = M_2$. Za předpokladu, že $F_t = F_{t1} = F_{t2}$ se bude moment rovnat

$$M = F_t \cdot d, \quad (8)$$

a F_t můžeme vyjádřit jako

$$F_t = \frac{M}{d}, \quad (9)$$

kde d bude průměr řídítek. F_t je také ale součinem normálové síly F_n a součinitele tření f . F_n je síla, kterou působí řídítko na upínku ve směru rovnoběžném s osou upevňovacích šroubů a z hlediska statické rovnováhy je to reakce na předpětí ve šroubech. Na analyzované upínce jsou upevňovací šrouby použity dva, proto bude normálová síla F_n dvojnásobkem předpětí na jednom šroubu F_i . Opět se předpokládá, že $F_n = F_{n1} = F_{n2}$. Tečná síla je potom rovna

$$F_t = F_n \cdot f, \quad (10)$$

a F_n lze opět vyjádřit jako

$$F_n = \frac{F_t}{f}. \quad (11)$$

Pro ocel na hliník má tento součinitel tření hodnotu $f = 0,47$ [9] a pro ocel na ocel $f = 0,15$. Upínka není vyrobena z hliníku, ale z jeho slitiny, u které mohu těžko určit přesný součinitel tření, proto volím kompromis mezi těmito dvěma uvedenými hodnotami tj. $f = 0,3$. Z F_n plyne předpětí ve šroubu

$$F_i = \frac{F_n}{2}. \quad (12)$$

Pokud je tedy známa hmotnost přístroje, lze pomocí výše zmíněných vzorců snadno dopočítat minimální hodnotu předpětí, na které je třeba utáhnout upevňovací šrouby, aby se celá upínka s přístrojem neprotáčela. Také lze vypočítat utahovací moment ze vzorce

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d_s, \quad (13)$$

kde d_s je průměr šroubu, kterým je upínka upevněna a K volím standardně $K = 0,2$.

3.4.1 Výpočet statické síly

Vstupní hodnoty:

$m = 350g$; $l = 15cm$; $d = 22mm$; $f = 0,3$; $d_s = 5mm$; $g = 9,81ms^{-2}$; $k_s = 3$;
 $K = 0,2$

$$F_i = \frac{k_s \cdot m \cdot g \cdot l}{2 \cdot f \cdot d} = \frac{3 \cdot 0,35 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,3 \cdot 0,022} = 117,1N \quad (14)$$

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d_s = 0,2 \cdot 117,5 \cdot 0,005 = 0,118Nm \quad (15)$$

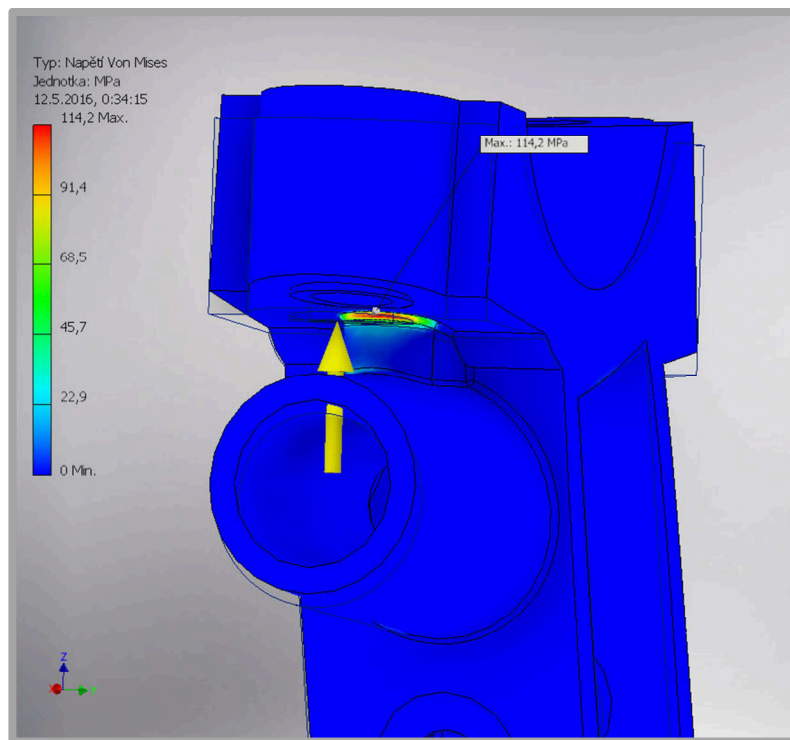
Vyšlo tedy, že pro dostatečnou stabilizaci upínky na řídítkách, stačí šrouby utáhnout na předpětí asi $F_i = 118N$, čehož by se dosáhlo utahovacím momentem $M = 0,118Nm$. Ještě je třeba zvolit nějakou bezpečnost vůči protočení, respektive

návrhový koeficient k protočení. Tento součinitel volím $k_p = 3$, což generuje hodnoty $F_i = 351N$ a $M_u = 0,351Nm$, což jsou ale stále velmi malá čísla. Pomocí MKP analýzy nebo opět podle rovnice (4) je možné určit náležitou maximální hodnotu redukovaného napětí, která bude na kritickém místě součásti, tedy na žeburu

$$\sigma_{red} = \sigma_{redz} \cdot \frac{F_i}{F_{iz}} = 162,4 \cdot \frac{351}{500} = 114,1MPa. \quad (4)$$

Při této konfiguraci vzniká tedy maximální redukované napětí $114,1MPa$. Tato hodnota je podstatně menší než mez kluzu. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti by při tomto dotažení byla

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{169}{114,1} = 1,48. \quad (16)$$



Obr. 3-7 upínka při předpětí $F_i = 351N$

Napětí ve šroubu a bezpečnost ke zkušebnímu napětí bude

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} = \frac{351}{14,2} = 24,7MPa, \quad (17)$$

$$k_s = \frac{s_p}{\sigma_s} = \frac{225}{24,7} = 9,1. \quad (18)$$

Teoreticky by tedy vše mělo fungovat. Zarážející by mohla být jen nepřiměřeně velká hodnota bezpečnosti šroubu, která by mohla poukazovat na jeho předimenzování.

Ovšem tento výpočet platí pouze, bude-li motorka stát na místě, protože doposud nebyla do výpočtu zahrnuta dynamická setrvačná síla, která působí na motorku a současně i na GPS přístroj za jízdy. Dává smysl, že na to, aby se upínka neprotočila, když motorka stojí, bude potřeba upínku utáhnout daleko méně, než pokud potřebujeme, aby se neprotočila při jízdě. Dynamická síla se bude měnit v čase podle nerovností na vozovce. Zajímavý bude ale především její extrém, který by mohl nastat například při prudkém brzdění, nebo najetí do díry ve vozovce. Dynamická síla se dá spočítat ze vzorce

$$F_d = k_d \cdot m \cdot a. \quad (19)$$

Hmotnost m je známa. Je třeba zvolit zrychlení a . Motorka při brzdění běžně dosahuje zrychlení kolem $-10ms^{-2}$, tedy přetížení kolem 1g [10]. V MotoGP brzdné přetížení dosahuje dokonce 1,8g [11]. Při nějakém nárazu na nerovnost by se toto přetížení mohlo dále podstatně zvyšovat. Předpokládejme tedy, že $a = 3g$ a návrhový koeficient $k_d = 3$. Přetížení kolem 6g je již velmi nepříjemné a člověku, který by mu byl vystaven, může během několika vteřin způsobit blackout [12]. Tak dlouhá expozice natolik velkému přetížení člověku na motorce ovšem hrozit nemůže. Vzhledem k tomu, že u nehod přetížení dosahuje hodnot od $a = 10g$ při nárazu v rychlosti $v = 30kmh^{-1}$ k vyšším hodnotám při vyšších rychlostech, by upínka při nehodě svou funkci ztratila [13]. Návrh zrychlení by tedy neměl být přehnaný. Setrvačně-dynamická síla bude působit moment na stejném rameni l jako síla tíhová,

$$M_d = F_d \cdot l. \quad (20)$$

A tento moment se bude ve výpočtech přičítat k momentu M . Návrhové koeficienty jsou voleny poměrně velké z důvodu, že nejsou k dispozici naměřené hodnoty. Vychází se buď z hodnot tabulkových, a nebo jsou hodnoty odhadovány.

3.4.2 Výpočet se zahrnutím dynamické síly

3.4.2

Vstupní hodnoty:

$$m = 350g; l = 15cm; d = 22mm; f = 0,3; d_s = 5mm; g = 9,81ms^{-2}; a = 3g; k_s = 3; k_d = 3; k_d = 3; K = 0,2$$

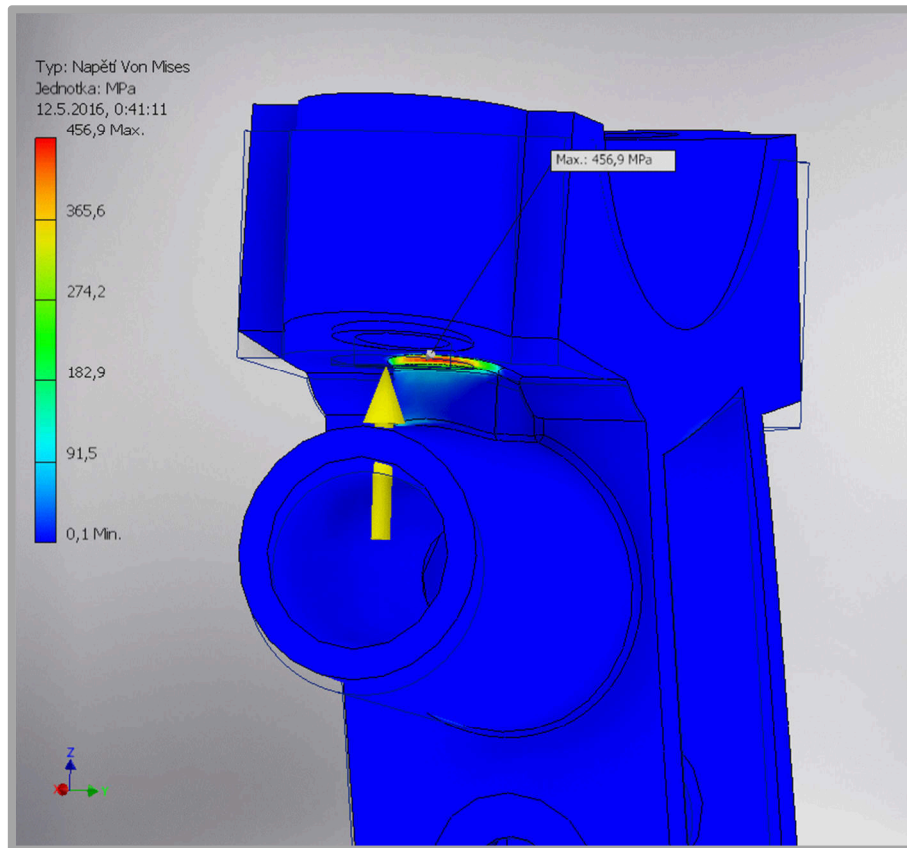
$$F_i = \frac{k_p \cdot m \cdot l \cdot g \cdot (k_s + 3 \cdot k_d)}{2 \cdot f \cdot d} = \frac{3 \cdot 0,35 \cdot 0,15 \cdot 9,81 \cdot (3 + 3 \cdot 3)}{2 \cdot 0,3 \cdot 0,022} = 1405N, \quad (21)$$

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d_s = 0,2 \cdot 1405 \cdot 0,005 = 1,4Nm. \quad (15)$$

Při započítání dynamické síly se tedy potřebné předpětí ve šroubech a utahovací moment výrazně zvýší. Konkrétně po vyčíslení $\frac{1405}{351} = 4 \times$. Jaké bude při tomto

zatížení napětí v nejkritičtějším místě, zjistíme opět pomocí MKP analýzy a trojčlenkou. Už při porovnání utahovacích momentů a předpětí současné konfigurace s konfigurací kritickou je ale vidět, že hodnoty současné konfigurace jsou větší, proto redukované napětí přesáhne mez kluzu.

$$\sigma_{red} = \sigma_{redz} \cdot \frac{F_i}{F_{iz}} = 162,4 \cdot \frac{1405}{500} = 456,2MPa. \quad (4)$$



Obr. 3-8 upínka při předpětí $F_i = 1405N$

Vychází napětí asi $\sigma_{red} = 456,2MPa$. Předpoklad se potvrdil a napětí v kritickém místě vychází nad mezí kluzu. Konkrétně je $\frac{456,2}{169} = 2,7 \times$ větší a bezpečnost by tedy vyšla menší než 1.

Z hlediska šroubu vycházejí hodnoty

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} = \frac{1405}{14,2} = 98,9MPa, \quad (17)$$

$$k_s = \frac{S_p}{\sigma_s} = \frac{225}{98,9} = 2,28. \quad (18)$$

Upínka v této konfiguraci jasně nemá šanci fungovat a musí zákonitě prasknout v místě největší koncentrace napětí, tj. mezi žebrem a jedním ramenem pro šroub.

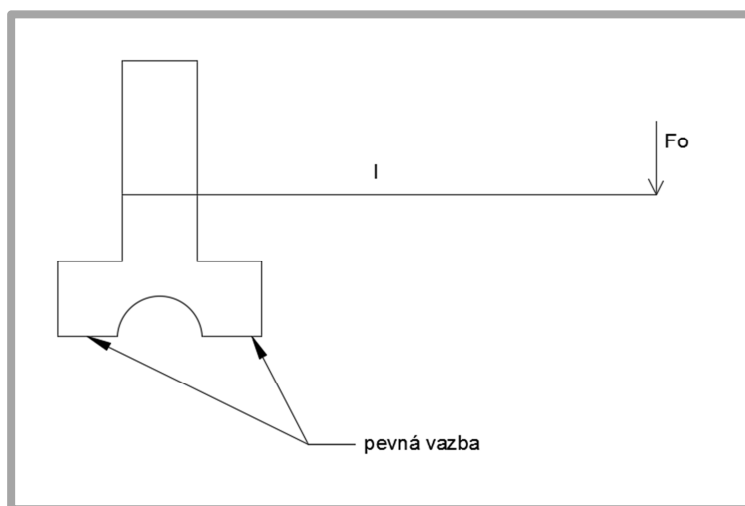
To je také místo kde upínka skutečně praskla. Na druhou stranu by stačilo, aby byl návrh méně konzervativní – voleny menší návrhové součinitele a bez problémů by se maximální napětí dostalo pod mez kluzu. Ovšem při nižším zatížení začínají vycházet nesmyslně malé utahovací momenty a zbytečně velká bezpečnost šroubu. Při této konfiguraci alespoň zatížení šroubu vychází reálně, z čehož lze usoudit reálnost celého výpočtu a předpokládat, že chyba byla zřejmě v konstrukci.

3.5 Zatížení na ohyb

Dalším aspektem, který je třeba analyzovat, je napětí způsobené ohybem. Pokud bude upínka dobře připevněna a nebude se protáčet, budou ji tíhová a dynamická síla od GPS přístroje ohýbat, a tím ji namáhat. Dynamická síla je proměnná v čase, a proto se v extrémním případě bude s tíhovou silou sčítat

$$F_o = F_g + F_d = 10,3 + 30,9 = 41,2N. \quad (22)$$

Za předpokladu, že GPS bude na řídky montovaná obdobně jako u typu 6 v rešerši, (viz schéma), bude síla ohybová síla F_o působit ve vzdálenosti $l = 15cm$ od řídky směrem kolmým na tuto vzdálenost. Na zkoumanou konstrukci bude působit v místě spojení s nástavcem, který nese samotný přístroj, viz schéma 2.



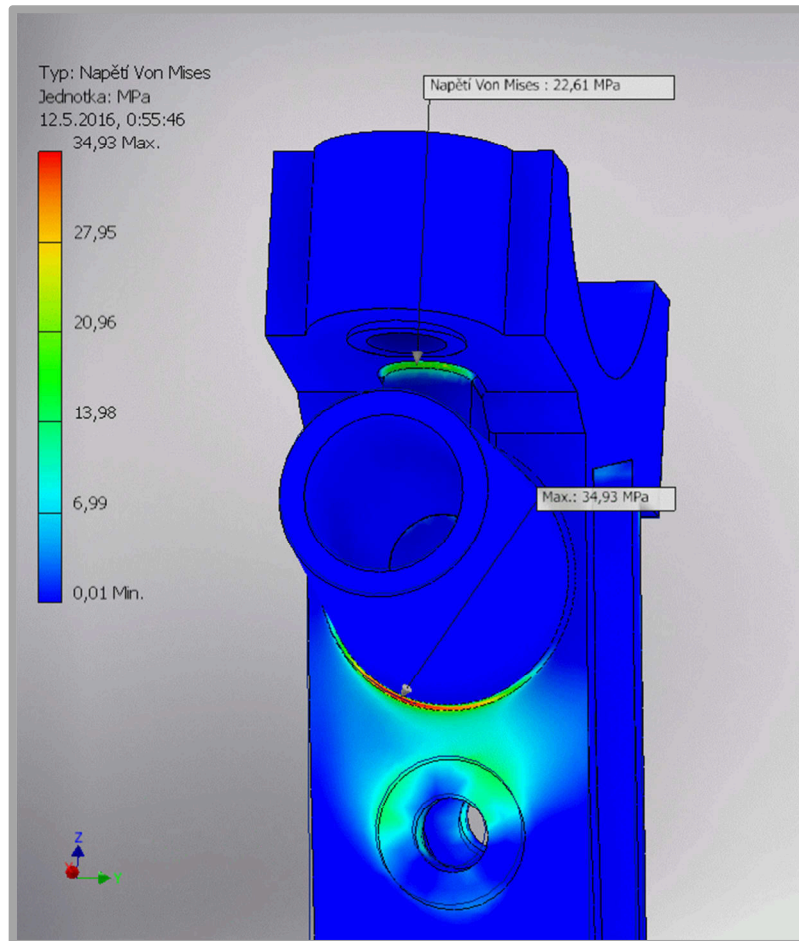
Obr. 3-9 schéma 2

MKP analýzou je možné určit průběh napětí v součásti. Model byl vytvořen následovně: kolem otvorů pro upevnění nástavce s přístrojem byly vytvořeny kruhové plochy a na ně byla aplikována vzdálená síla s působištem $15cm$ od počátku souřadnicového systému, tj. od středu řídky. Na plochy, kterými bude upínka v kontaktu s protikusem, nebo se k němu alespoň blížit, je aplikovaná pevná vazba. Průběh napětí je zobrazen na obrázku 3-10.

Je vidět, že největší napětí bude na radiu mezi výstupkem a zbytkem těla upínky, a to $\sigma_{red} = 35MPa$. Takové napětí není nijak nebezpečné. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti bude

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{169}{35,1} = 4,81. \quad (16)$$

Na první pohled by mohlo být překvapivé, že toto maximum se nenachází na žeburu. Je to ale logické, protože na výstupek navazuje stěna, která je dost slabá. Bude tím pádem mít daleko menší modul průřezu, což způsobí tento rozdíl.



Obr. 3-10 ohyb upínky 1 jedna strana

Ještě si můžeme všimnout toho, že maximální napětí není v ose součásti, ale je mírně posunuto vlevo. Je to způsobeno tím, že z levé strany upínka není dutá, ale je tu stěna, která znesnadňuje deformaci, a proto blíže k ní bude vyšší vnitřní napětí.

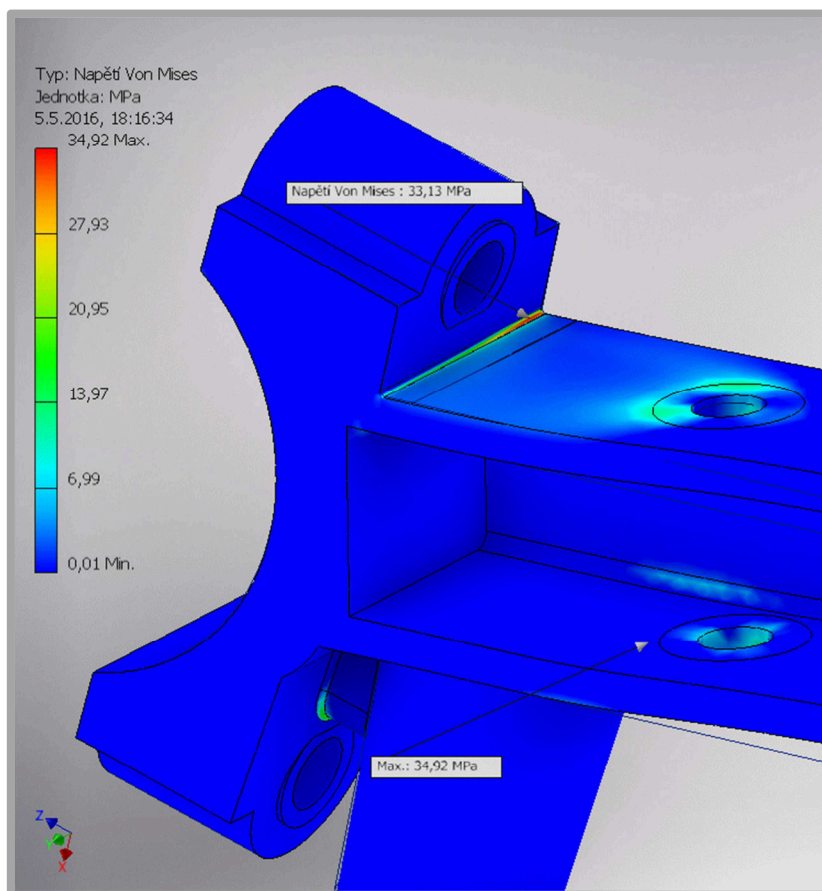
V kritickém místě konstrukce, tj. na žeburu, bude napětí pouhých $22,6\text{MPa}$, a bezpečnost úctyhodných

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{169}{22,6} = 7,48. \quad (16)$$

Toto napětí by bylo třeba připočítat do výpočtu bezpečnosti k mezi kluzu v předchozí analýze. Ovšem, když víme, že upínka praskne i bez tohoto zatížení, je zbytečné napětí přičítat.

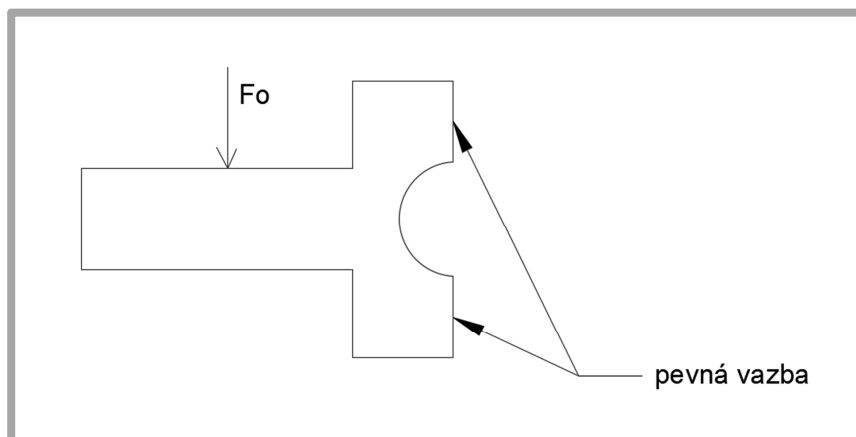
Z druhé strany upínky bude na vnitřní hraně tlakové napětí $\sigma = 33\text{MPa}$. Hrana je našťastí dost dlouhá, takže navzdory tomu, že je na ní relativně malý poloměr, se

napětí dokáže dostatečně rozložit a nebude se tu koncentrovat tolik jako u výstupku. Opět je vidět, že špička napětí bude posunuta k boční stěně, viz obrázek 3-11.

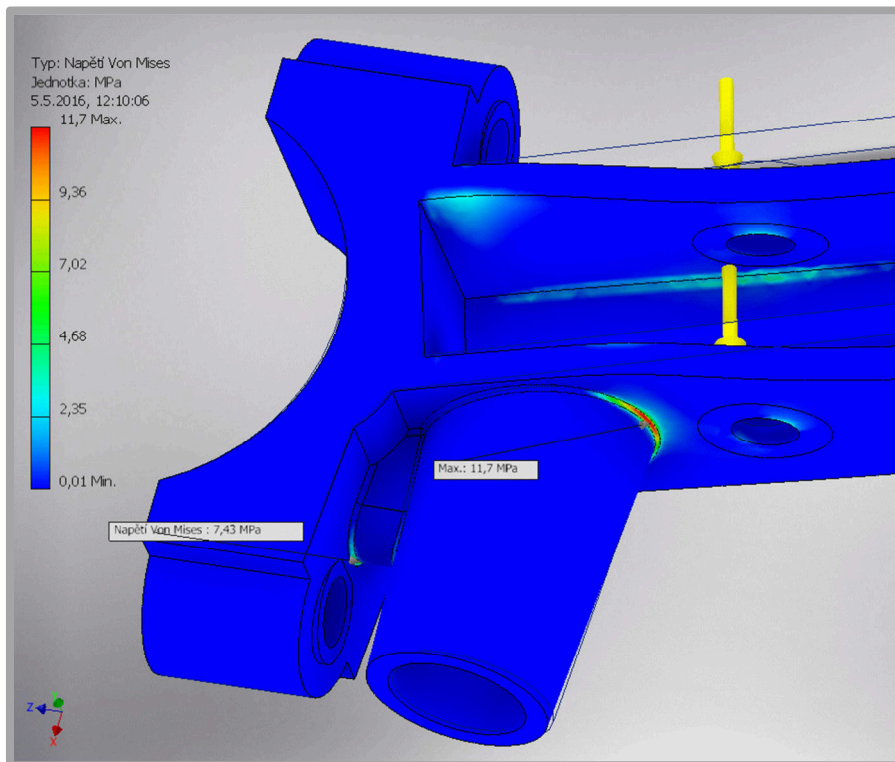


Obr. 3-11 ohyb upínky 1 druhá strana

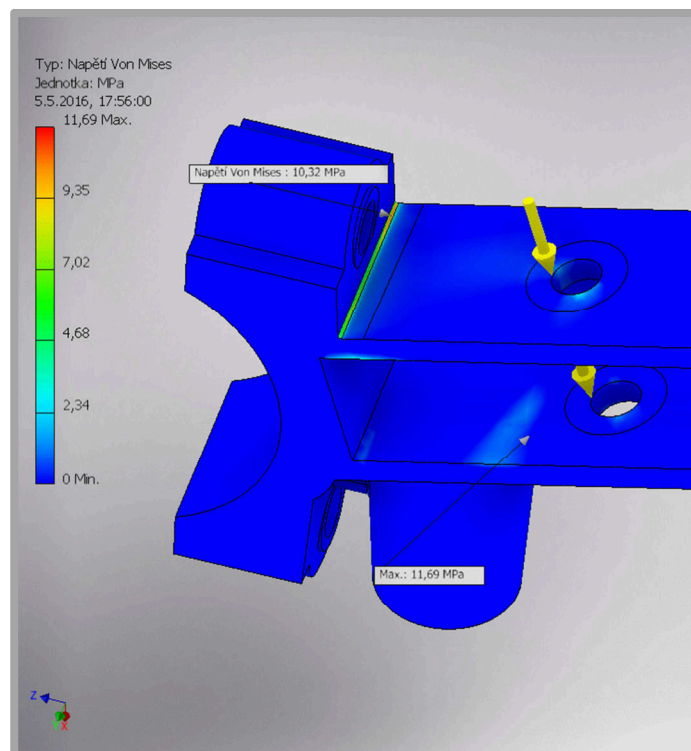
Tento způsob upnutí na řídítká ovšem není jediný možný. Ještě by šlo dát upínku vodorovně, tak aby na ni tíha působila kolmo, viz schéma 3. Výrazně se tímto způsobem zkrátí rameno, na kterém bude síla působit. Tím pádem se sníží i ohybový moment a dalo by se předpokládat menší napětí na kritických místech.



Obr. 3-12 schéma 3



Obr. 3-13 ohyb upínky 2 jedna strana



Obr. 3-14 ohyb upínky 2 druhá strana

Po provedení MKP analýzy se ukazuje, že průběh napětí v součásti bude totožný jako při předchozím zatížení. Pouze se napětí ve všech místech úměrně sníží. Maximální napětí klesne z $\sigma_{red} = 35\text{MPa}$ na $\sigma_{red} = 11,7\text{MPa}$. Druhý způsob

montáže je tedy z hlediska namáhání upínky výhodnější, ale bez problému by upínka měla fungovat i při zatížení méně výhodném. Zůstává otázkou, proč výrobce na fotce používá méně výhodnou konfiguraci. Zkoumané dva způsoby upínání vlastně představují dva extrémní stavy a všechny ostatní způsoby se budou nacházet vždy někde mezi nimi. Konečná volba montáže zůstává na uživateli.

3.6 Únavové zatížení [8]

3.6

Protože dynamická síla se bude měnit časem, je třeba upínku ověřit také na únavu. Únavový lom by se dal předpokládat v místě největšího napětí od ohybu. A to tedy buď na radiu u žebra nebo na radiu u výstupku. Vzhledem k tomu, že u výstupku se nachází vyšší napětí, je vznik únavového lomu pravděpodobnější tady. Ale za určitých okolností, např. vada materiálu, by mohl jistě vzniknout i na žeburu. Únavu budu počítat podle kritéria ASME. Na to potřebuji znát tyto hodnoty: korigovanou mez únavy, mez kluzu, střední hodnotu napětí a amplitudu napětí. Střední hodnota napětí vznikne při zatížení pouze statickou analýzou. Mohu ji určit opět trojčlenkou z naměřených hodnot z minulé kapitoly,

$$\sigma_m = \sigma_{red} \cdot \frac{F_g}{F_o} = 35,1 \cdot \frac{10,3}{41,2} = 8,7MPa. \quad (23)$$

Amplitudu, se kterou budu počítat, zvolím jako polovinu maximální amplitudy. Počítat s maximální amplitudou je nevhodné, protože té se dosáhne jen v ojedinělých případech,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{red} - \sigma_m}{2} = \frac{35,1 - 8,7}{2} = 13,2MPa. \quad (24)$$

Hodnotu meze kluzu již mám určenou, $R_e = 169MPa$.

Zbývá určit korigovanou mez únavy, použita bude Marinova rovnice [14].

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c. \quad (25)$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu určíme ze vzorce $k_a = a \cdot s m^b$, hodnoty koeficientů najdeme v tabulce. V tabulce ovšem nejsou hodnoty pro povrch dokončený odléváním, proto volím hodnoty pro povrch dokončený kování. Tedy $a = 272$ a $b = -0,995$,

$$k_a = a \cdot s m^b = 272 \cdot 324^{-0,995} = 0,864. \quad (26)$$

Korigovaná mez únavy je dále závislá na velikosti součásti. Ovšem při střídavém tahu-tlaku se tento vliv neprojevuje. Proto se součinitel vlivu velikosti rovná

$$k_b = 1.$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování volím opět pro způsob zatěžování tah-tlak, tedy

$$k_c = 0,85.$$

Upínka nebude vystavována žádným enormním teplotám. Průměrná teplota při provozu by měla být kolem 20°C s odchylkou maximálně 15°C , proto součinitel vlivu teploty bude

$$k_d = 1.$$

Co se týče spolehlivosti, tu volím 90% a žádné jiné vlivy již uvažovat nebudu, tzn.

$$k_e = 0,879,$$

$$k_f = 1.$$

Poslední hodnotou, která chybí, je mez únavy zkušební tyče. Protože nemáme ocel, nelze použít známý vzorec

$$\sigma_c = 0,504 \cdot s_m, \quad (27)$$

kde R_m je mez pevnosti, proto použiji tabulkovou hodnotu únavové pevnosti pro hliníkovou slitinu s mezí kluzu $R_e = 165\text{MPa}$, a to

$$\sigma_c = 69\text{MPa}.$$

Korigovaná mez únavy je tedy

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c = 0,909 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 69 = 45,46\text{MPa}. \quad (25)$$

Zbývá vyčíslit bezpečnost k mezi únavy. Na to bylo zvoleno, jak už jsem zmínil, kritérium ASME,

$$k_u = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma'_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{s_e}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{13,2}{53,32}\right)^2 + \left(\frac{8,7}{169}\right)^2}} = 3,39. \quad (28)$$

Bezpečnost vychází větší než 1, proto lze konstatovat, že upínka vydrží minimálně $5 \cdot 10^8$ cyklů. Pokud by se v únavě počítalo s maximální amplitudou napětí

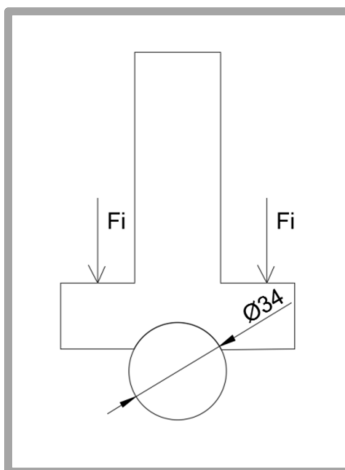
$$\sigma_a = \sigma - \sigma_m = 35,1 - 8,7 = 26,4\text{MPa}, \quad (29)$$

vyšla by bezpečnost stále větší než 1

$$k_u = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma'_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{s_e}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{26,4}{53,32}\right)^2 + \left(\frac{8,7}{169}\right)^2}} = 1,72. \quad (28)$$

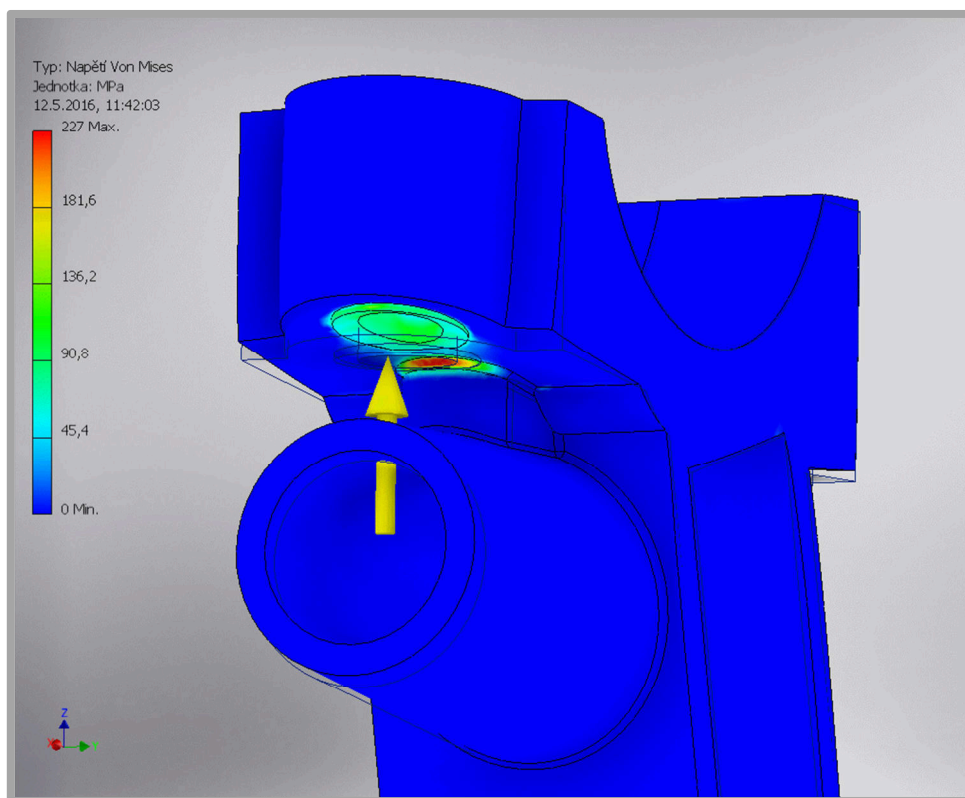
3.7 Širší říditka

Prozatím všechny MKP analýzy byly vytvořeny v konfiguraci, kdy se upínka z důvodu velkého rozdílu poloměrů opře o říditka jen na malé ploše uprostřed zaoblení. Z tohoto důvodu je potom na ohyb namáhána více než je vhodné a než mohl být záměr. Poloměr zaoblení upínky je $r_u = 17mm$, zato poloměr řídítek je pouhých $r_f = 11mm$.



Obr. 3-15 schéma 4

Nyní tedy bude provedena analýza pro případ, že by říditka měla poloměr $r_f = 17mm$ a upínka by na ně dosedla celou plochou zaoblení, viz schéma 4. Zatížení zůstává $F_{i\bar{s}} = 3195N$, podle výpočtu ze zkušebního napětí nejslabšího šroubu.



Obr. 3-16 zatížení upínky na širších řídítkách při předpětí $F_{i\bar{s}} = 3195N$

V tomto případě maximální napětí klesá přibližně na $\sigma_{red} = 227MPa$, což je oproti $\sigma_{red} = 1137MPa$ při velkém rozdílu poloměrů asi 5× méně. Stále se ale pohybuje nad předpokládanou mezí kluzu, a to asi o 34%. V této konfiguraci tedy upínka není schopná fungovat.

Ovšem při zatížení předpětím $F_i = 1405N$, které vyšlo ze staticko-dynamické analýzy, napětí na koncentrátoru vyjde podle rovnice (4) pouhých

$$\sigma'_{red} = \sigma_{red} \cdot \frac{F_i}{F_{i\check{s}}} = 227 \cdot \frac{1405}{3195} = 100MPa, \quad (4)$$

což generuje bezpečnost k mezi kluzu

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{169}{100} = 1,69. \quad (16)$$

To znamená, že pokud by se upínka neutahovala až na zkušební napětí šroubu, ale jen na to, aby se nemohla protočit, měla by fungovat.

Původní záměr se žebrem tedy nemusel být špatný. Nabízí se ovšem otázka, zda-li by se říditka o poloměru $r_{\check{r}} = 17mm$ vešla mezi šrouby. Vzdálenost středů je po změření 39,4mm a průměr děr 5,4mm. Minimální mezera mezi šrouby tedy bude 34mm, což je přesně ideální průměr řídítek. Tyto skutečnosti poukazují na to, že se mohlo jednat o konstrukční záměr.

Mezní stav pružnosti by při opření o říditka celou plochou nastal při předpětí

$$F_{imax} = F_{i\check{s}} \cdot \frac{s_e}{\sigma_{red}} = 3195 \cdot \frac{169}{227} = 2379N. \quad (1)$$

Tohoto předpětí dosáhneme dotahovacím momentem

$$M_{umax} = K \cdot F_i \cdot d_s = 0,2 \cdot 2374 \cdot 0,005 = 2,38Nm. \quad (2)$$

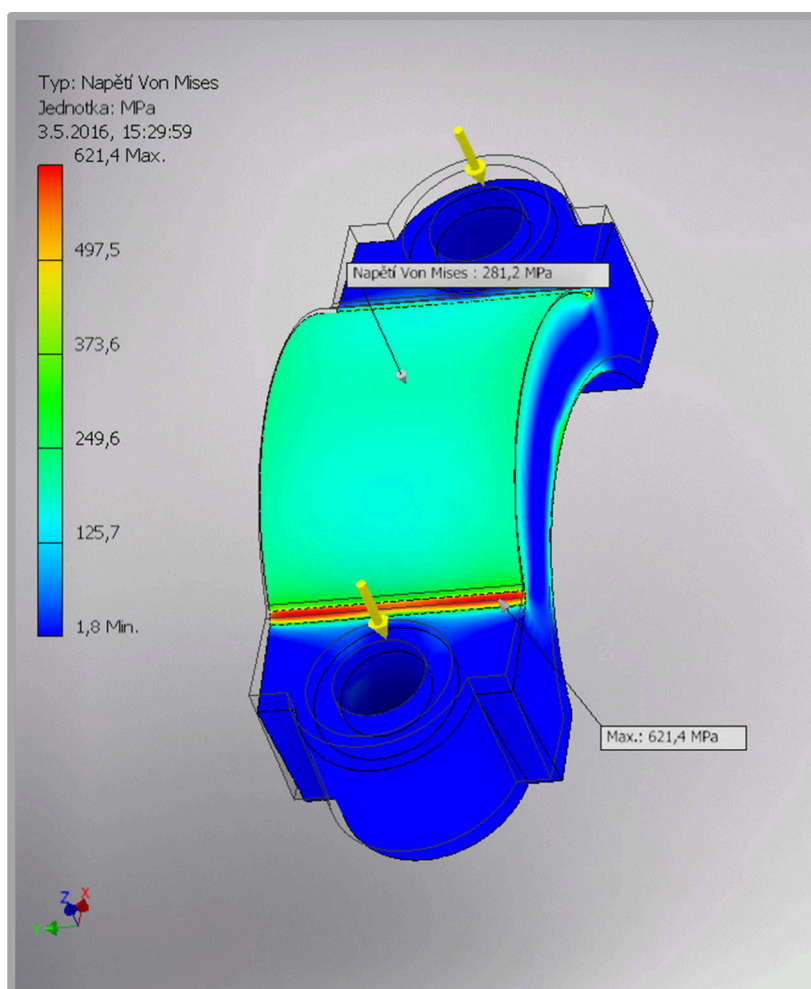
Zůstává otázka, jestli by v téhle konfiguraci nemohlo dojít k defektu právě kvůli přesažení tohoto momentu. $M_{umax} = 2,38Nm$ není příliš mnoho, ale zase to není žádná nesmyslně malá hodnota, protože jsme na 75% předpětí podle zkušebního napětí šroubu. Bylo by třeba tedy upínku prodávat s doporučením, jakým momentem by se upevňovací šrouby měli utahovat. Žádné takové upozornění ovšem uživatel neobdržel.

Ještě jedním faktem mluvícím proti tomuto řešení je atypičnost průměru řídítek $r_{\check{r}} = 34mm$. Nejpoužívanějším průměrem je $d_{\check{r}} = 22mm$ a běžně jsou k dostání i průměry 25mm a 28,6mm. Průměr 34mm jsem ale na trhu nikde nenalezl [15]. Zůstává tedy otázkou, proč byla upínka navržena právě pro tento průměr.

3.8 Protikus

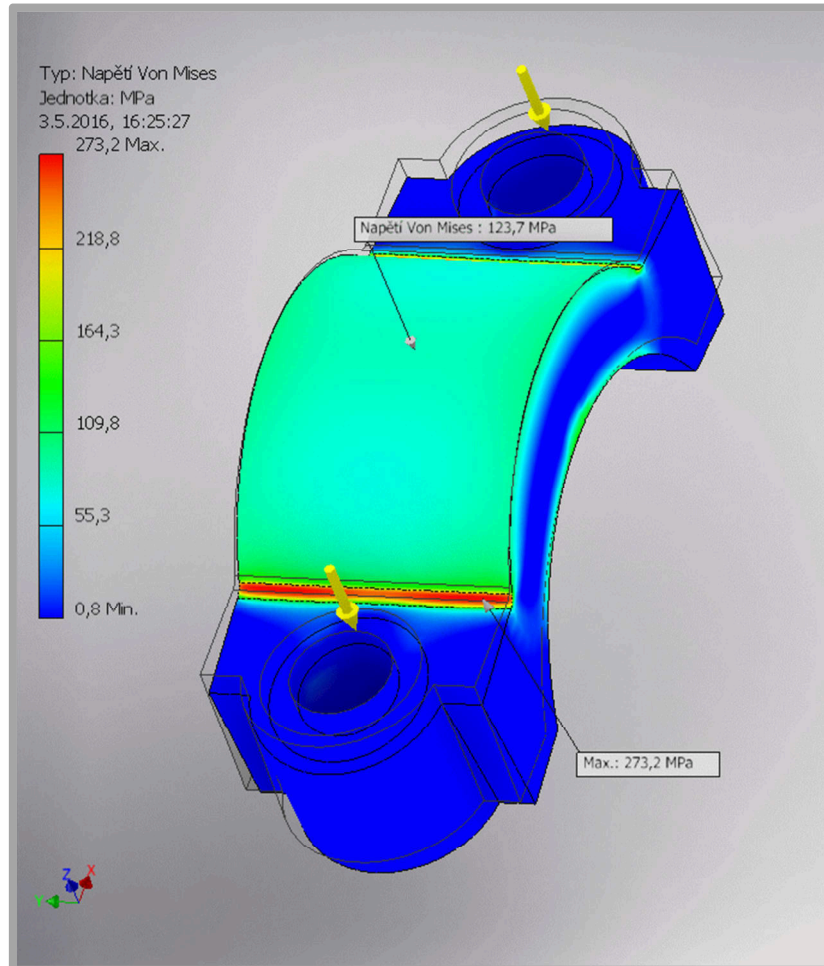
Bylo by dobré ještě analyzovat, jak je na tom protikus, který byl k upínce přišroubován z druhé strany řídítek. Ten je vyroben jako odlitek z blíže nespecifikované oceli. Materiálové charakteristiky tedy budu předpokládat $s_e = 240\text{MPa}$ a $s_m = 440\text{MPa}$, podle nelegované uhlíkové oceli pro odlitky ČSN 42 2640 [16]. Použití oceli je nelogické, protože upínka byla vyrobena z hliníku a není žádný zjevný důvod, proč by byla potřeba protikus vyrábět z jiného materiálu. Jedině by se dala vyslovit hypotéza, že protikus bude vystaven většímu vnitřnímu napětí, proto je vyroben z materiálu s lepšími vlastnostmi. Při defektu upínky zůstal protikus nepoškozen. Tento fakt ovšem nedokazuje, že byl navržen správně, protože k defektu upínky nedošlo při provozním zatížení. Bude tedy třeba protikus podrobit stejným analýzám. Pomocí MKP tedy určím, jaké napětí bude v protikusu generovat předpětí $F_{i\bar{s}} = 3195\text{N}$. Při jakém předpětí by měl protikus dosáhnout meze pružnosti a jaké napětí by generovalo předpětí $F_i = 1405\text{N}$.

Pro zatížení $F_i = 3195\text{N}$ vidíme, že mez kluzu bude překročena na většině povrchu součásti, což je překvapující. Na přechodu mezi zaoblením a rovnou částí protikusu bude koncentrace napětí dokonce $\sigma_{red} = 621,4\text{MPa}$. To znamená přasažení meze kluzu $\frac{621,4}{240} = 2,6 \times$.



Obr. 3-17 protikus při předpětí $F_{i\bar{s}} = 3195$

Pro předpětí $F_i = 1405N$ se potom napětí podstatně sníží. Zaoblení se sice pod mez kluzu bez problému dostane, ale v kritickém místě geometrie napětí mez kluzu stále překračuje, i když už jen o 14%.

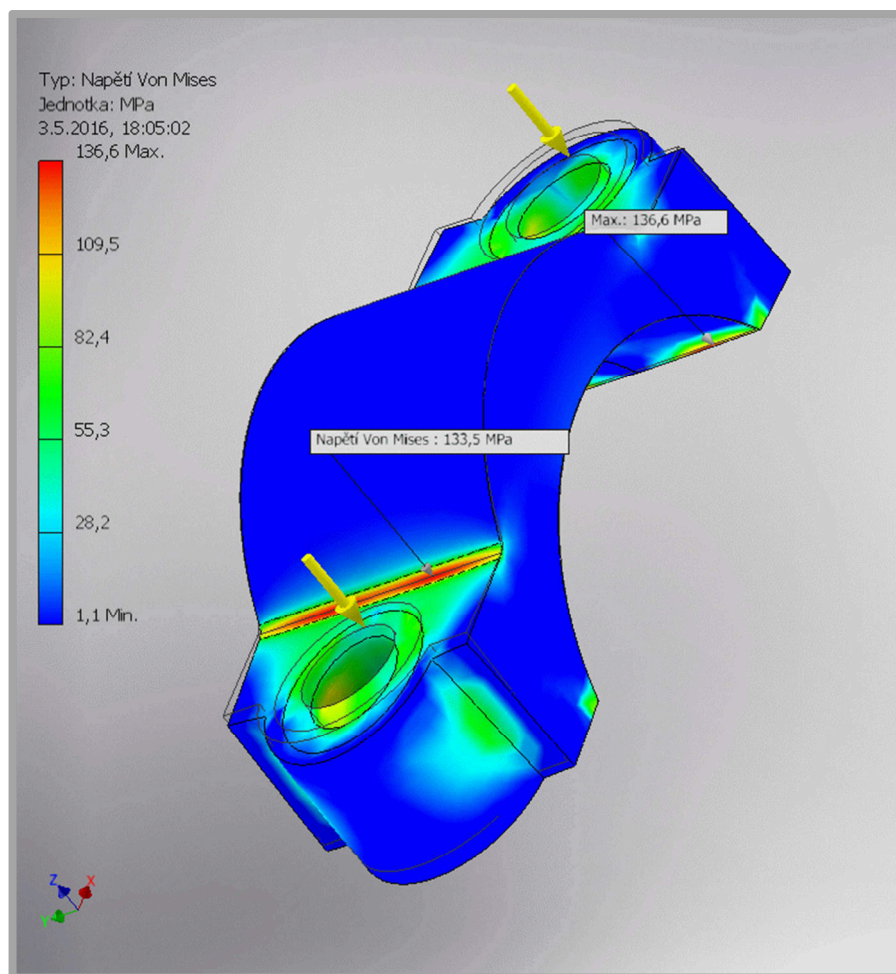


Obr. 3-17 protikus při předpětí $F_i = 1405N$

Lze tedy konstatovat, že protikus je také nevhodně navržen a bude třeba jej přepracovat. Nenachází se na něm sice natolik kritické místo jako na upínce, ale přesto by také došlo k defektu ještě před dosažením na pracovní předpětí. Nemá tedy smysl už zjišťovat, při jakých podmínkách přesně by protikus měl prasknout, protože tato informace není již k ničemu užitečná.

Analýza nepotvrdila hypotézu, že by byl protikus vyroben z oceli, kvůli větším napětím. Například při předpětí šroubů $F_{iS} = 3195N$ bylo na upínce generováno napětí $\sigma_{red} = 1307MPa$ oproti napětí $\sigma_{red} = 621MPa$ generovanému na protikusu. Podle této úvahy by z oceli měla být vyrobena spíše upínka.

Podobně jako u upínky se ještě podíváme na situaci, kdy by soustava byla přimontována na řídítko o poloměru $r_{\dot{\gamma}} = 17mm$ a dosedla by na ně celou plochou zaoblení.



Obr. 3-18 protikus při předpětí $F_{i8} = 3195N$

Nejprve předpětí $F_{i8} = 3195N$. Vidíme, že pokud se může tlak od řídítek rozložit na celou plochu zaoblení, tak maximální napětí klesne ze $\sigma_{red} = 621,4MPa$ na $\sigma_{red} = 136,6MPa$, což je asi $4,5 \times$ méně, a přesune se na hranu vnitřního zaoblení, kde bude docházet k tlaku. Tento tlak našťastí nebude tak důležitý, protože ve skutečnosti materiál řídítek nebude úplně tuhý, což tato analýza předpokládá. Proto se řídítko deformují a napětí na hraně protikusu klesne. Na koncentrátoru napětí mezi vnějším zaoblením a rovnou částí bude napětí jen o něco menší, a to $\sigma_{red} = 133,5MPa$. Obě tyto napětí jsou bezpečně pod mezí kluzu.

Pokud potom šrouby utáhneme na $F_i = 1405N$, napětí podle rovnice (4) dále klesne na pouhých $\sigma_{red} = 60MPa$ a $\sigma_{red} = 58,7MPa$. V těchto konfiguracích by tedy protikus bez problémů fungoval.

Na protikus nebude mít vliv amplituda dynamické síly, proto není třeba jej kontrolovat na únavu.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu nového řešení budu vycházet hlavně z požadavku jednoduchosti. Původně jsem chtěl navrhnout pouze prasklou část, ale ukázalo se, že ani protikus není provozuschopný, proto musím znovu navrhnout i jej. Oproti původnímu plánu proto mohu měnit vzdálenost děr pro šrouby i šrouby samotné, což by při zachování původního protikusu možné nebylo. V analýze bylo zjištěno, že při dotažení šroubů na předpětí $F_i = 1405N$, při kterém už se upínka neprotočí, bude bezpečnost šroubu M5 $k_s = 2,275$. Je tu tedy jistý prostor pro použití menšího šroubu. Šroub M4 má výpočetní průřez $A_s = 8,78mm^2$. Jeho bezpečnost pro dané předpětí bude při zachování zkušebního napětí $S_p = 225MPa$

$$k_s = \frac{S_p}{\sigma_s} = \frac{S_p \cdot A_s}{F_i} = \frac{225 \cdot 8,78}{1405} = 1,41, \quad (18)$$

což by mělo být dostačující. Pro upínku se tedy budu snažit použít šroub M4. Od tohoto šroubu budu odvozovat síly, se kterými budu model upínky zatěžovat při návrhu. Tedy

$$F_{i\check{s}} = S_p \cdot A_s = 1975N. \quad (3)$$

Největší napětí na upínku působí v místě kolem řídítek. Tato napětí jsou způsobena dotažením šroubů na určité předpětí. Síla způsobená tíhou upevněného přístroje je podstatně menší. Kritická místa součásti se tedy budou nacházet v okolí řídítek. V původním návrhu je v tomto místě velký koncentrátor napětí – žebro, jak je zřejmé z MKP analýz. Toto kritické napětí bylo neúměrně větší než napětí v jiných částech součásti, překročilo mez kluzu a způsobilo defekt. Řešení se žebrem je tedy velmi nevhodné a žebro bude třeba nahradit v první řadě.

Dalším aspektem, který bych chtěl vylepšit, je dosednutí. Původní kus měl zbytečně velký poloměr dosedajícího oblouku. Proto dosedl jen na malé ploše a praskl. Novou součást budu navrhovat s poloměrem o jeden milimetr větším než je poloměr řídítka, aby se mezi upínku a řídítka dala vložit pryž. Pryž jednak vyrovná nerovnosti a rozloží tlaky a jednak zvýší součinitel tření, tím pádem bude stačit menší normálová síla působící proti otočení upínky.

4.1 Možnosti výroby

Co se týče výroby existuje několik možností:

Odlévání

Tato možnost vyžaduje vytvoření modelu a formy, hodila by se tedy spíše pro sériovou výrobu nebo složitě tvarovanou součást. Cílem práce je ale navrhnout pouze jediný kus, který se budu navíc snažit navrhnout co nejjednodušeji. Navíc by stejně ještě bylo třeba obrábět funkční plochy. Odlévání se tedy nevyplatí pro naši aplikaci a zavrhuji je rovnou.

Kování

Kování je na tom podobně jako odlévání. Bylo by potřeba vyrobit zápusťku, a na výkovku by se také ještě musely obrábět funkční plochy. Tento způsob výroby

by se opět hodil pro sérii, ale ne pro jeden kus. Také je docela drahý a vyrábí je jím součásti velkých tvrdostí a pevností. Z těchto důvodů ho proto také zavrhuji.

Obrábění

Tento způsob výroby se na první pohled jeví jako ideální. Sice asi nedosáhne žádného výborného výrobního času na součást, ale tahle otázka při výrobě jednoho kusu není natolik důležitá. Důležité je, že odpadá potřeba vyrábět model s formou nebo zápustku. Tato možnost tedy stojí za další rozpracování.

Svařování

Další z možností je vyrobít upínku jako svařenec, ideálně ze silnějšího plechu. Tato možnost se také jeví docela jednoduše. Stačilo by vystříhat z plechu pár kousků a podle potřeby je ohnout a svařit. Tento způsob by tedy neměl být náročný ani na čas, ani na materiál. Jako nevýhody se ovšem jeví zaprvé to, že plech by nemusel mít dostatečnou tuhost a GPS přístroj by při jízdě mohl vibrovat, což by znepríjemnilo používání. A zadruhé plechy nebude jednoduché svařit tak, aby svary vypadaly esteticky dobře. Jedině, že by se použila nějaká pokročilejší metoda svařování, například svařování plazmou. To by ovšem výrobu podstatně prodražilo. Prozatím tuto možnost ale zavrhovat nebudu.

Rapid prototyping

Kov

Tato technologie se v poslední době velice rozvíjí. Díky tomu, že výchozí materiál pro tisk je kovový prášek, vzniká tak velmi jemnozrnná struktura, která má výborné mechanické vlastnosti. Další výhodou je, že tiskem lze vytvořit strukturu na principu příhradové konstrukce, tím dochází k výraznému odlehčení součásti při zachování srovnatelných mechanických vlastností. Tato technologie je ovšem nepřiměřeně drahá. Pokud tedy nechci navrhovat držák, který bude GPS upevňovat například k satelitu ve vesmíru, pak se tato technologie pro naši aplikaci nehodí.

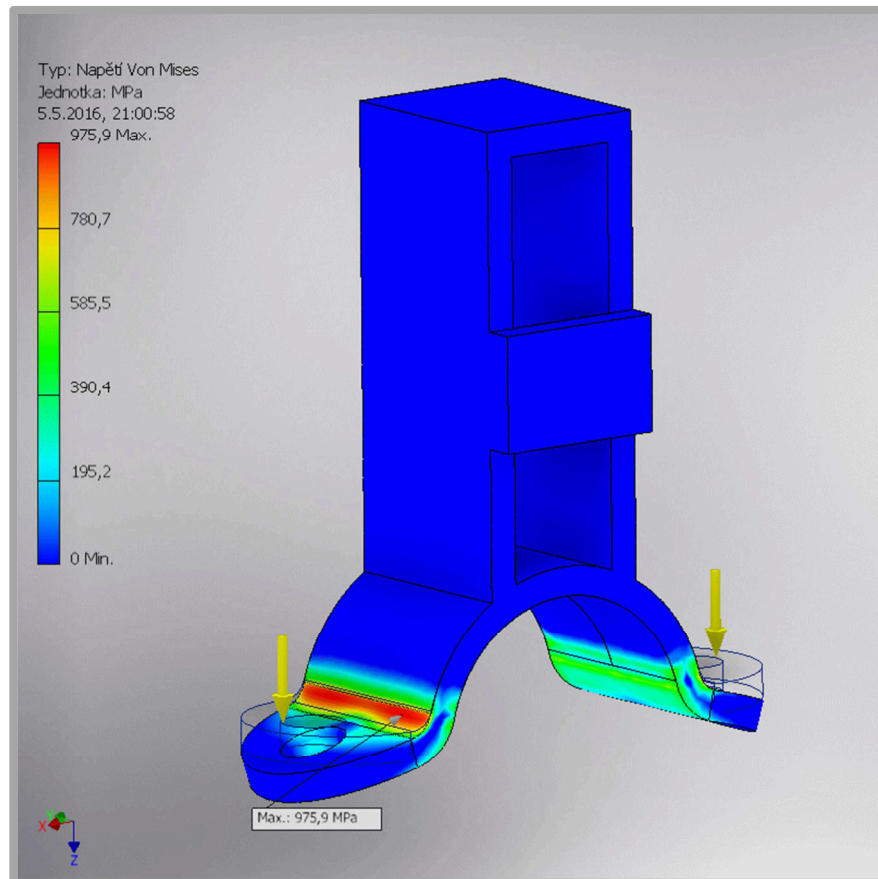
Plast

3D tisk plastu dosahuje také relativně dobrých pevnostních vlastností, i když s kovy se prozatím srovnávat nedá. Pro tuto technologii jednoznačně mluví jednoduchost výroby, odpadá potřeba vyrábět něco navíc na rozdíl od kování nebo odlévání. Rovněž nemusíme přemýšlet nad programováním CNC stroje nebo postupem obrábění nebo frézování. Stačí nám počítačový 3D model a jednoduché nastavení vlastností tisku. Při dostatečně malé velikosti by tato technologie mohla být i relativně levná. Stojí určitě o další rozpracování.

Máme tedy tři schopné možnosti výroby: svařování, obrábění a plastový 3D tisk, které nyní podrobněji rozpracuji.

4.2 Svařování

Upínka by se dala vyrobit z výstřižků z plechu, které by se k sobě vhodně posvařovaly. Základem by mohl být půlkruh, který by dosedal na řídítko. Na něj by byly přivařeny další dva plechy rovnoběžně s osou zamýšlených utahovacích šroubů. Dva proto, aby se tím zvýšila tuhost svařence a nehrozily vibrace. Pro další zvýšení tuhosti by na ně z boku a ze shora byly navařeny ještě dva. Navrhovaná tloušťka plechu je $t = 2,5\text{mm}$.



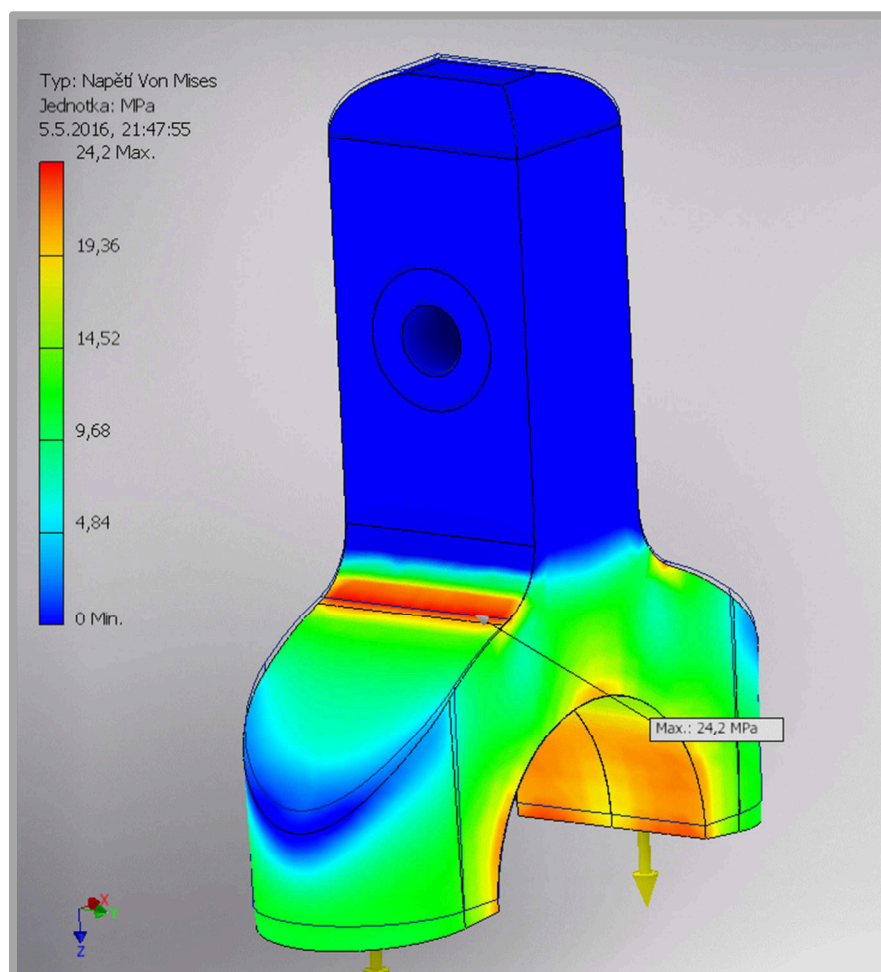
Obr. 4-1 svarek při předpětí $F_{is} = 1975\text{N}$

Při zatížení předpětím $F_i = 1975\text{MPa}$ ovšem vidíme, že napětí v upínce vystoupí až na $\sigma_{red} = 976\text{MPa}$. Tato hodnota je velmi vysoko nad mezí kluzu běžných ocelí. Kalené a popuštěné oceli sice běžně dosahují meze kluzu kolem $s_e = 1500\text{MPa}$, ale z těch se určitě nebudou vyrábět plechy. Jedině, že by se po svaření zakalil a popustil celý svařenec. To je ale nesmysl, i kdyby to náhodou šlo, bylo by to zbytečně náročné a drahé. Druhá možnost, jak by se dala situace vyřešit je použít silnější plech. S ním by se ale už hůře pracovalo na takhle malé upínce a myšlenka výroby z plechu by přestala dávat smysl. Ještě je tu stále negativum vzhledu, protože obyčejné svary elektrodou by esteticky nevypadali příliš dobře. Tuto možnost tedy zavrhuji.

4.3 Obrábění

Druhou možností, kterou se budu zabývat je obrábění. Při tvorbě tohoto modelu jsem se inspiroval u typu číslo 1 z první kapitoly. Oproti původnímu řešení je tedy

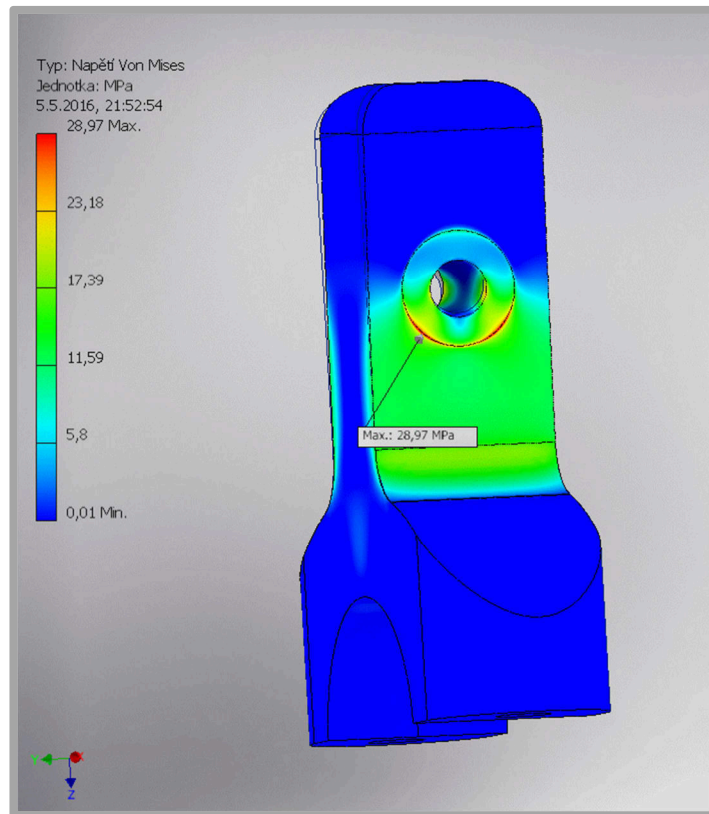
odstraněno žebro a zmenšen poloměr zaoblení. Dále je upínka zeštíhlena o pár milimetrů a odstraněna dutina. Nová upínka bude také kratší. Systém přípevnění na říditka zůstane zachován. Upínka bude s protikusem sešroubována dvěma šrouby M4 s tím, že v upínce budou vysoustruženy závit. Žebro je nahrazeno zaoblením s poměrně velkým radiem, které zajišťuje dostatečné rozložení ohybového napětí. Vzdálenost mezi závitů byla zmenšena na 34mm. Model byl navrhován iteračně s důrazem na odstranění kritických prvků konstrukce. Po zatížení na předpětí $F_i = 1975MPa$ se rozložení napětí na součásti jeví velmi uspokojivě.



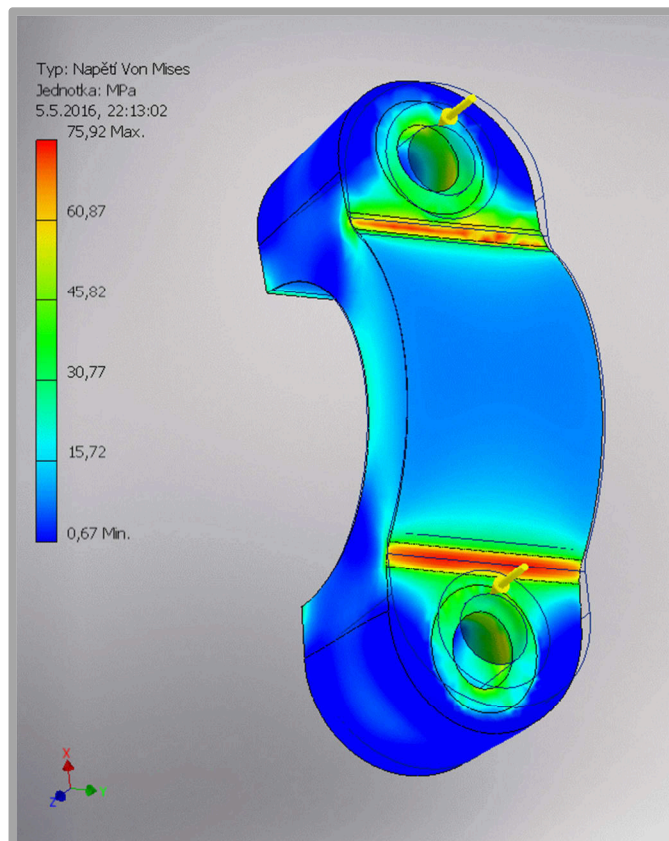
Obr. 4-2 obrobek při předpětí $F_{is} = 1975N$

Pokud simuluji napětí při ohybu podle schématu 1, vzniká maximální napětí jako otlačení na hraně podložky pod šroubem, kterým se bude upevňovat samotný přístroj, toto napětí také není nikterak nebezpečné, viz obrázek 4-3.

U protikusu jsem přemýšlel nad dvěma návrhy. První je velmi podobný protikusu původnímu. Změněny jsou jen některé rozměry. S upínkou by byl spojen dvěma šrouby se šestihlannou hlavou. Po provedení analýzy na něm vychází napětí opět velice uspokojivě. Ovšem, pokud se podíváme na sestavu, vidíme, že je tvarově odlišný od hlavní části upínky, což působí dost neesteticky.

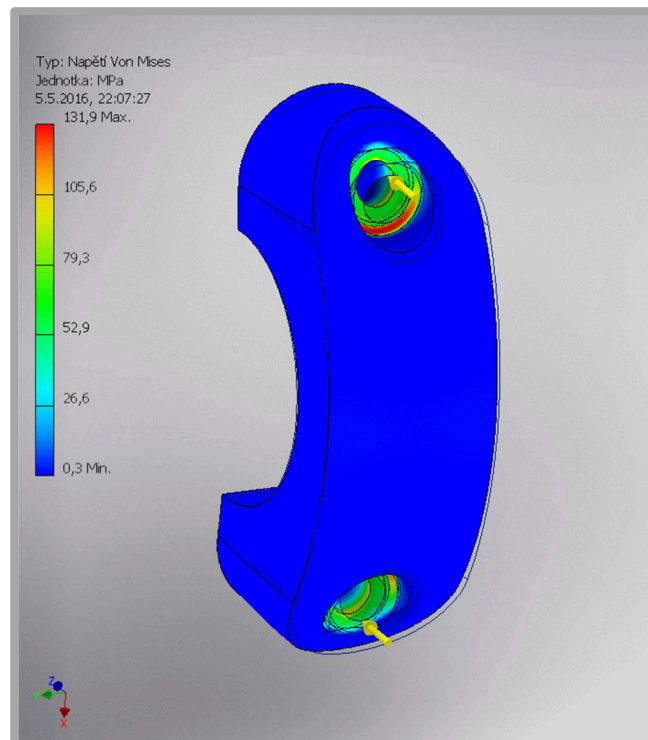


Obr. 4-3 obrobek při předpětí $F_{is} = 1975N$



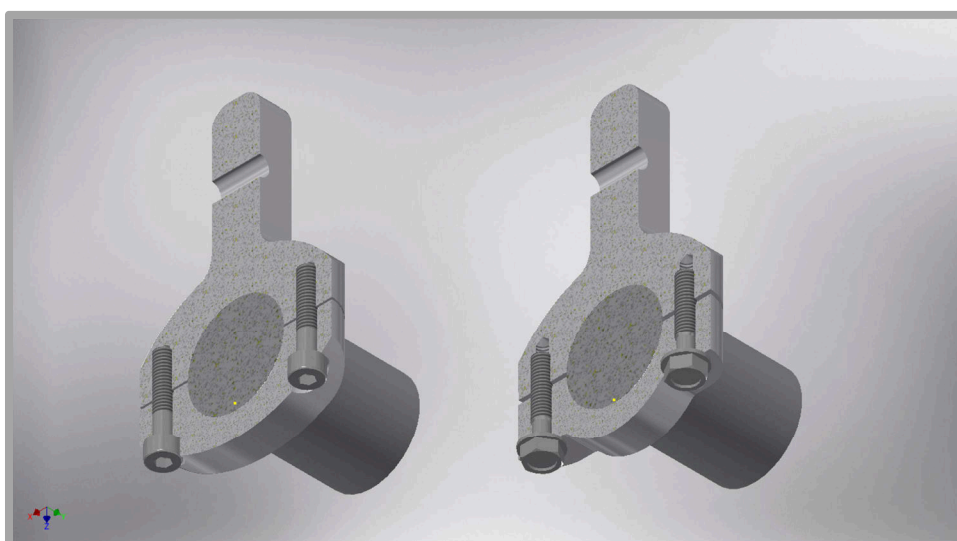
Obr. 4-4 protikus k obrobku 1 při předpětí $F_{is} = 1975N$

Rozhodl jsem se tedy vytvořit ještě jeden návrh, tentokrát s větším ohledem na design. Druhý návrh je proto zaoblený podobně jako upínka. Jsou tu vyvrtány dva otvory pro zápusťné šrouby. V zahloubení pro šroub se vyskytuje jistý koncentrátor napětí. Pro jeho snížení je tu navržen jistý rádius. Pro zkoumané předpětí MKP ukazuje redukované napětí $\sigma_{red}' = 132MPa$. Pokud by byl použit materiál se stejnou mezí kluzu, jako jsme předpokládali v předchozích analýzách, bylo by toto napětí bezpečné. Navíc se v praxi neukazuje, že by podobná místa byla problémová. Také toto napětí bude zřejmě způsobené zjednodušením zadání a ve skutečnosti bude menší.



Obr. 4-5 protikus k obrobek 2 při předpětí $F_{is} = 1975N$

Na obrázku 4-6 můžeme vidět porovnání obou návrhů v sestavě.

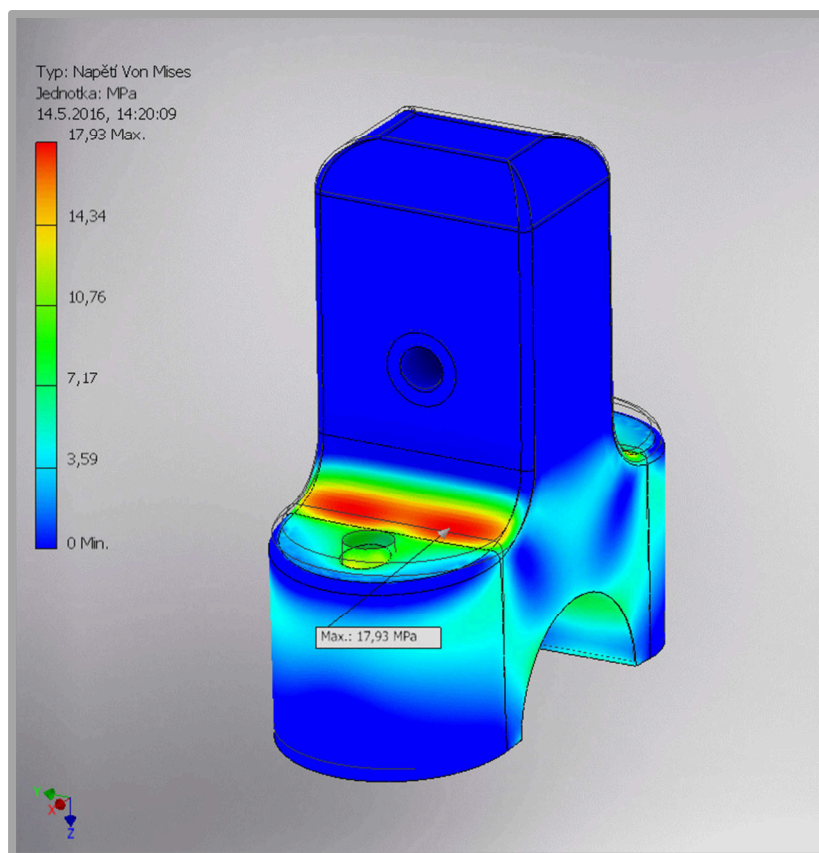


Obr. 4-6 obrobek - sestava

Obráběná upínka bude navržena pro předpětí šroubů $F_{i\bar{s}} = 1975N$. Pro funkčnost ovšem stačí předpětí $F_i = 1500N$, které také bude v manuálu doporučeno.

4.4 Rapid prototyping

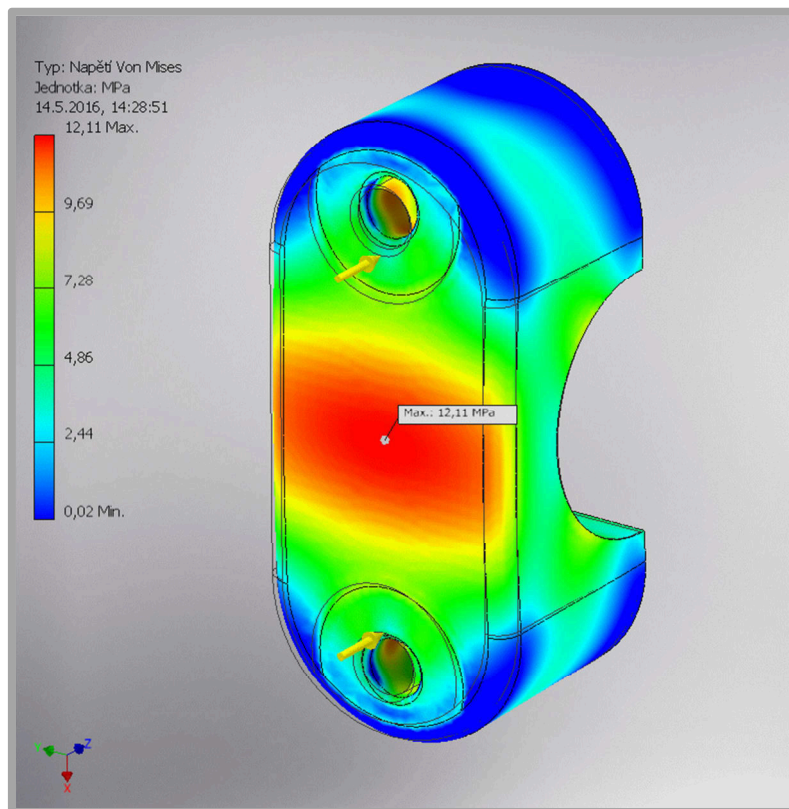
Plastový návrh bude vypadat dost podobně. Jen součásti musí být o něco mohutnější, protože plast nemá zdaleka tak dobré mechanické vlastnosti jako kovy. Do vytištěné součásti by mohlo být složité vytvářet závity a tento proces by mohl zbytečně snížit pevnost součásti. Je otázka, jestli by plastový závit vůbec dokázal přenést požadované předpětí. Proto je model navržen s průchozími dírami pro šroub M4. Šrouby se protáhnou jak upínkou, tak protikusem a na druhé straně se zajistí maticí. Pod šroub i pod maticí se nasadí co největší podložka, aby se lépe rozložil tlak a šroub nebo matice se neprobořili do tištěné struktury.



Obr. 4-7 plastová upínka při předpětí $F_{i\bar{s}} = 1975 N$

Po zatížení na testované předpětí $F_{i\bar{s}} = 1975N$ se na povrchu součástí generuje maximální napětí $\sigma_{red} = 17,93MPa$. Přičemž mez pevnosti je ABS plastu je $s_e = 20MPa$ [17]. To znamená, že při použití nejméně pevného normovaného šroubu by tento šroub měl vydržet přibližně tolik jako upínka. Při montáži na říditka ovšem není třeba šrouby utahovat až na toto předpětí. Jak bylo vypočteno, proti protočení stačí předpětí $F_i = 1405MPa$, při čemž se napětí na upínce sníží na bezpečnější hodnotu

$$\sigma'_{red} = \sigma_{red} \cdot \frac{F_i}{F_{i\bar{s}}} = 17,93 \cdot \frac{1405}{1975} = 12,76MPa. \quad (4)$$

Obr. 4-8 protikus k plastové upínce při předpětí $F_{is} = 1975 \text{ N}$

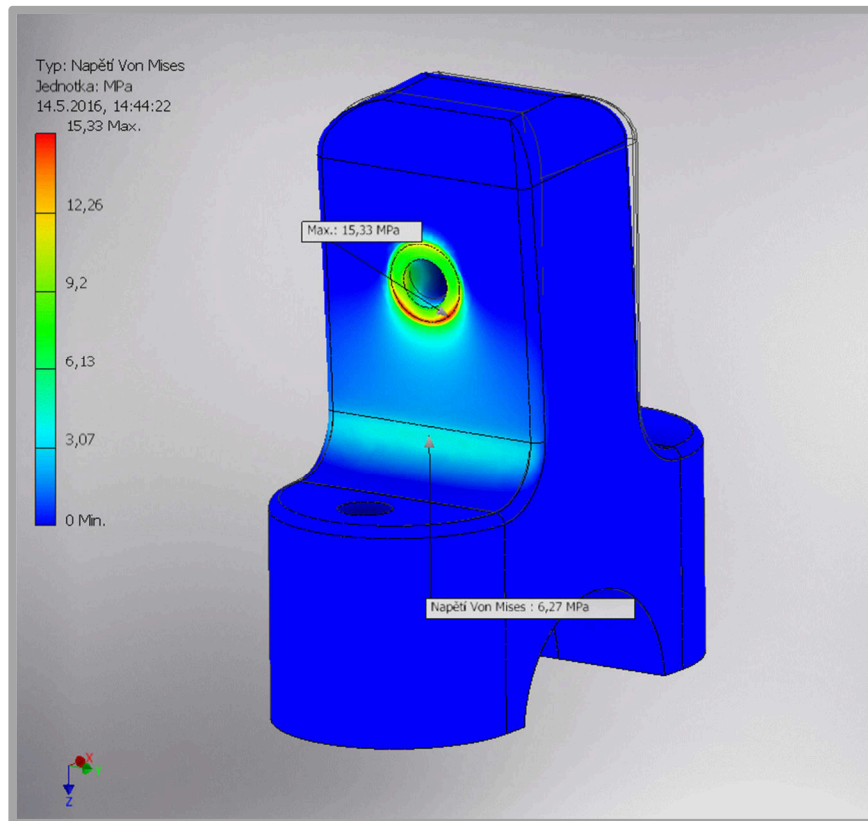
Protikus navrhují také v podobném designu hlavně proto, aby se pod šroub mohla dát široká podložka kvůli rozložení napětí. Pro zatížení předpětím $F_i = 1405 \text{ MPa}$ bude maximální napětí na součásti $\sigma_{red} = 12,1 \text{ MPa}$, což je bezpečné.

Nastává ale problém, že šrouby M4 se nedělají běžně dostatečně dlouhé pro tuto aplikaci. Nejdelší šroub M4 má délku 40 mm , zatímco otvory skrz upínku a protikus mají dohromady 43 mm . Je tedy nutné použít buď atypické šrouby, nebo normované šrouby M5, které s délkou končí na 50 mm , což je délka vyhovující.

Další problém nastává v okamžiku, kdy si uvědomíme, že nebylo dosud zahrnuto napětí způsobené ohybem. Doplním tedy tuto analýzu, viz obrázek 4-9. Napětí není nijak zásadní, $\sigma = 15,3 \text{ MPa}$ jako tlak od podložky a $\sigma = 6,3 \text{ MPa}$ ohyb v zaoblení. Ovšem napětí na zaoblení je třeba sečíst s napětím, které vzniká utažením šroubů. To znamená $\sigma_{red} = 12,8 + 6,3 = 19,1 \text{ MPa}$, což je nebezpečně blízko mezi kluzu. Pokud má vytištěná upínka dobře fungovat bude třeba tento problém vyřešit. Jako nejjednodušší řešení se jeví zvýšit součinitel tření mezi upínkou a říditky. Toho dosáhneme vložením pryžové výstelky mezi upínku a říditka. Momentálně počítám se součinitelem tření stále $f = 0,3$. Stačilo by tento zajistit zvýšení součinitele na $f = 0,6$, čímž by se na polovinu snížilo potřebné předpětí a tím pádem i napětí jím způsobené. To znamená celkové napětí na zaoblení $\sigma_{red} = 6,4 + 6,3 = 12,7 \text{ MPa}$, které se již nachází bezpečně pod mezí kluzu

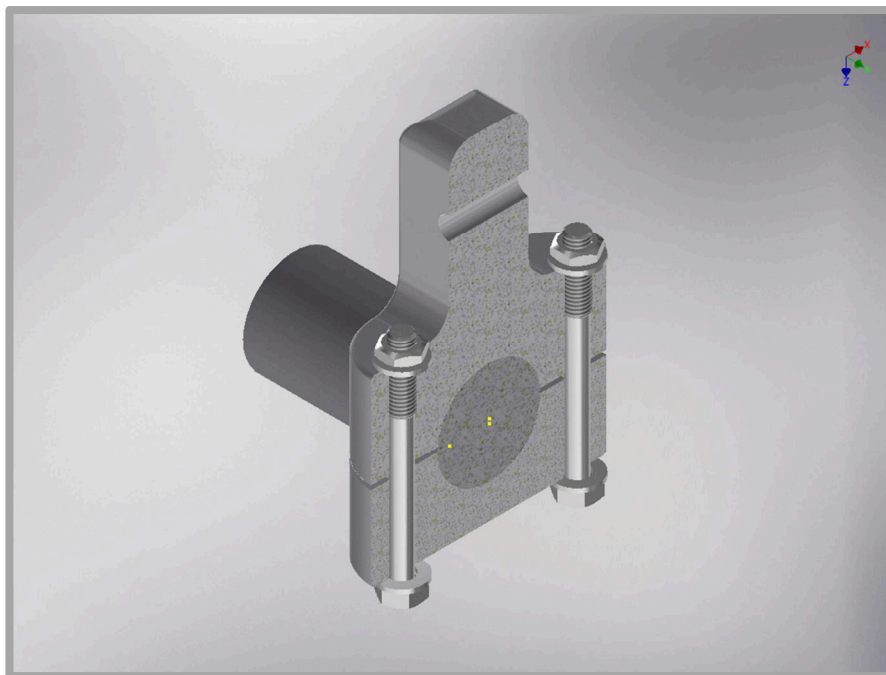
$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{20}{12,7} = 1,57. \quad (16)$$

Součinitel tření mezi ocelí a pryží dosahuje i hodnoty $f = 0,8$ [18]. Hodnoty $f = 0,6$ by tedy neměl být problém dosáhnout.



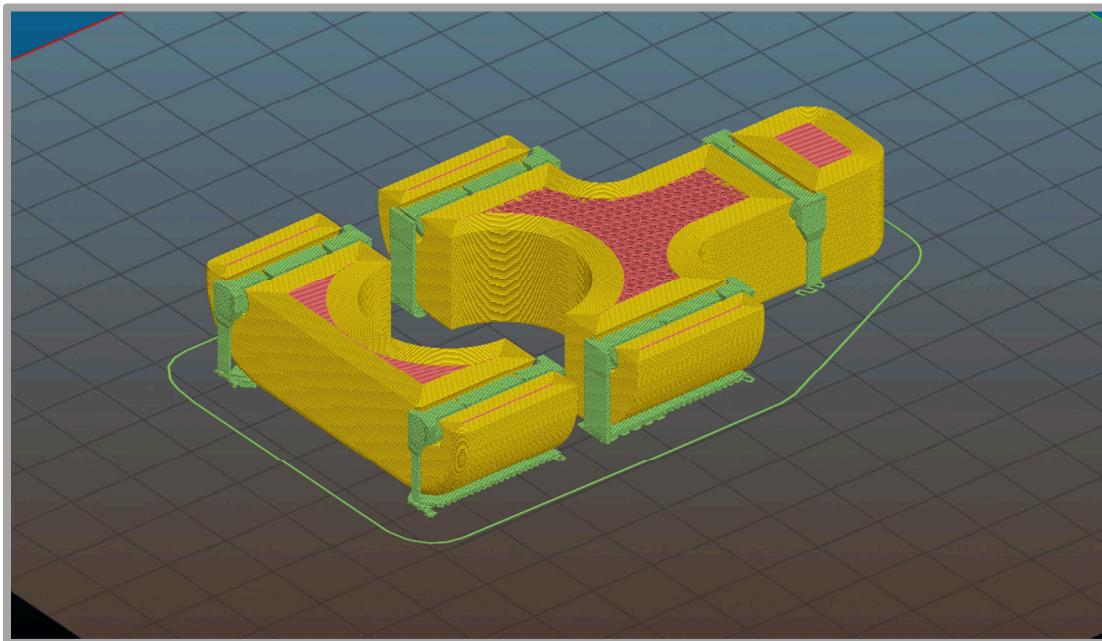
Obr. 4-9 plastová upínka při ohybu

Na obrázku 4-10 je zobrazeno sestavení tištěné upínky v řezu vedeném přes osy šroubů

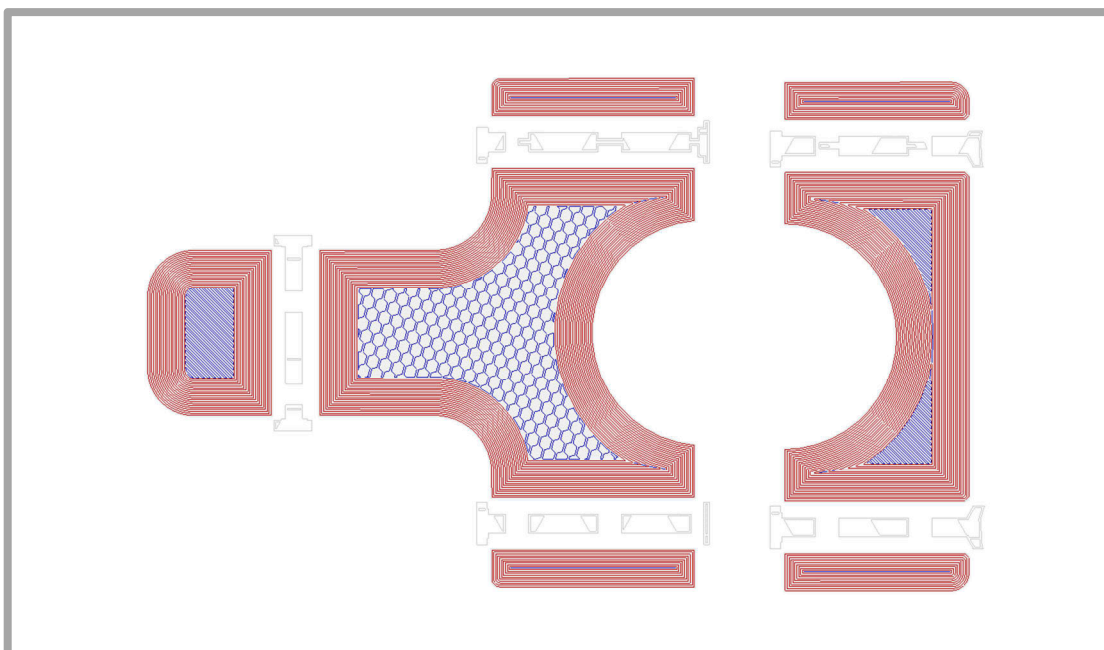


Obr. 4-10 plast - sestava

Rapid prototyping umožňuje tisknutí různých vnitřních struktur, dosahuje se tím odlehčení a úspory materiálu při zachování velmi podobných mechanických vlastností. Při návrhu jsem využil typ výplně honeycomb s 30% vyplněním. Na okrajích by mělo být vytištěno dvacet plných vrstev a na horní a spodní ploše deset při tloušťce vrstvy 0,25mm. Do děr a pod zaoblení bude třeba vytisknout podpory. Obrázky 4-11 a 4-12 byly vytvořeny v programu slic3r.



Obr. 4-11 tisk 1



Obr. 4-12 tisk 2

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Navrhl jsem dvě řešení upínání a nyní bude rozepsána jejich podrobná konstrukce. Návrhy jsou v některých aspektech velmi podobné.

5.1 Obrobek

5.1.1 Popis konstrukce

Upínání vyráběné pomocí obrábění se bude skládat ze dvou hlavních částí: upínky a protikusu. Tyto části budou spojeny šrouby se zápustnou hlavou o velikosti M4. Ty se provlečou skrz protikus a zašroubují do připravených závitů v upínce. Upínání funguje tak, že tyto dvě části mezi sebou sevrou říditka. Další části držáku budou k upínce připevněny šroubovým spojem M5. Pro tento účel je připravena díra přibližně uprostřed upínky.

Vzhledem k tomu, že na obráběné upínce nebude redukované napětí určitě přesahovat $\sigma_{red} = 132MPa$, volím jako výrobní materiál tvářenou hliníkovou slitinu s číslem Aluminium Association 3003 a zpracováním H16. Tato slitina má mez kluzu $s_e = 165MPa$ a podle ISO odpovídá slitině AlMn1Cu. [19]

5.1.2 Jednotlivé díly

Popis jednotlivých dílů dle kusovníku 4-A-3:

Pozice	Jméno součásti	Popis a funkce součásti:
2	Upínka hliník	hlavní součást upínání, která se sešroubuje s protikusem a připevní se na ni GPS přístroj
3	Protikus hliník	součást, které se sešroubuje s upínkou, čímž se sevrou říditka
4	Šroub se zápustnou hlavou	šroub sloužící ke spojení předchozích částí

5.1.3 Funkce a zaměnitelnost

Pro spojení protikusu a upínky jsou použity šrouby M4 se zápustnou hlavou, roztečí $P = 0,7mm$ a délky $20mm$. V upínce jsou závity s předvrtanou dírou o průměru $3,3mm$ a hloubky $10mm$. Závit je vysoustružen po celé délce díry. Do protikusu jsou předvrtány dvě díry o průměru $4,5H13$ s osazením o průměru $8mm$. Pro uchycení zbývajících částí konstrukce je připravena díra $5,5H13$. Vzdálenost děr pro závity a průchozích otvorů pro upevňovací šrouby je $36mm$.

5.1.4 Montáž

Upínání se na motocykl montuje následovně. Na říditka přiložíme upínku a z druhé strany protikusu. Dva šrouby prostrčíme skrz díry v protikusu a zašroubujeme do závitů v upínce. Šrouby se budou následně střídavě utahovat až do dosažení daného utahovacího momentu. Pro dosažení ideální funkce je nutné ještě před přiložením na říditka vypodložit vnitřní zaoblení obou částí upínání pryží o tloušťce přibližně $1mm$. Nakonec se na přimontované upínání připevní samotný GPS přístroj.

5.1.5 Kontrolní výpočty

Při dotažení na předpětí $F_i = 1500N$.

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{165}{100} = 1,65 \quad (16)$$

$$\sigma_{red} = \sigma'_{red} \cdot \frac{F_i}{F_{i\check{s}}} = 132 \cdot \frac{1500}{1975} = 100 \quad (4)$$

Bezpečnost vůči protočení

$$k_p = \frac{F_{i\check{s}}}{F_{ip}} = \frac{1500}{468} = 3,2 \quad (31)$$

$$F_{ip} = \frac{m \cdot l \cdot g \cdot (k_s + 3 \cdot k_d)}{2 \cdot f \cdot d} = \frac{0,35 \cdot 0,15 \cdot 9,81 \cdot (3 + 3 \cdot 3)}{2 \cdot 0,3 \cdot 0,022} = 468N \quad (30)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu šroubu

$$k_s = \frac{s_e}{\sigma_s} = \frac{240}{171} = 1,4 \quad (18)$$

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} = \frac{1500}{8,78} = 171MPa \quad (17)$$

5.2 Výtisk**5.2.1 Popis konstrukce**

Konstrukce výtisku je velmi podobná konstrukci obrobku, najdeme tu pouze několik rozdílů. Tím hlavním je systém upnutí na říditka. V upínce není závit, nýbrž otvor. Šroub se tedy provleče skrz obě části a na druhé straně se zajistí maticí. Je tu použit šroub se šestihrannou hlavou o velikosti M5 a délce 50mm. Další rozdílů jsou už jen v rozměrech. Na upínce také nalezneme otvor, který slouží k upevnění samotného přístroje. Součásti budou vytištěny z ABS plastu.

5.2.2 Jednotlivé díly

Popis jednotlivých dílů dle kusovníku 4-B-3:

Pozice	Jméno součásti	Popis a funkce součásti:
2	Upínka plast	hlavní součást upínání, která se sešroubuje s protikusem a připevní se na ni GPS přístroj
3	Protikus plast	součást, která se sešroubuje s upínkou, čímž se sevrou říditka
4	Šroub se šestihrannou hlavou	šroub sloužící ke spojení předchozích částí
5	Matic	součást šroubového spoje
6	Podložka	součást šroubového spoje

5.2.3 Funkce a zaměnitelnost

Všechny díry pro šrouby mají velikost $5,5\text{mm}$. Pro tištěnou součást nemá smysl navrhovat tolerance velikosti děr, protože tiskárna s takovou přesností není schopna tisknout. Navíc je třeba počítat s tím, že výtisk bude o nějakou desetinu větší než počítačový model. Vzhledem k tomu, že se bude tisknout pouze jeden kus, není problém tyto nedostatky doladit ručně po vytištění. Vzdálenost otvorů pro upevňovací šrouby je 41mm .

5.2.4 Montáž

Montáž tištěné upínky je téměř identická s montáží upínky obrobene. Rozdíl je pouze v tom, že u tištěné je použití pryžové výstelky nutností a že po provléknutí součástí šroubem se šroub na druhé straně zajistí matkou. Pod matku a šroub je třeba vložit větší podložku pro rozložení tlaku.

5.2.5 Kontrolní výpočty

Při dotažení na předpětí $F_i = 703\text{N}$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_k = \frac{s_e}{\sigma_{red}} = \frac{20}{12,7} = 1,57 \quad (16)$$

Bezpečnost vůči protočení

$$k_p = \frac{F_i}{F_{ip}} = \frac{703}{234} = 3 \quad (31)$$

$$F_{ip} = \frac{m \cdot l \cdot g \cdot (k_s + 3 \cdot k_d)}{f \cdot d} = \frac{0,35 \cdot 0,15 \cdot 9,81 \cdot (3 + 3 \cdot 3)}{0,6 \cdot 0,022} = 234\text{N} \quad (30)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu šroubu

$$k_s = \frac{s_e}{\sigma_s} = \frac{240}{49,5} = 4,85 \quad (18)$$

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} = \frac{703}{14,2} = 49,5\text{MPa} \quad (17)$$

6 DISKUSE

Analýzou původního upínání bylo zjištěno, že jeho nejdůležitější části byly navrženy nevhodně. A to především část se žebrem. Hodnota redukovaného napětí v tomto místě výrazně překročila mez kluzu jak při zatížení na zkušební napětí upevňovacích šroubů, tak při zatížení provozní silou teoreticky určenou. Mezní stav pružnosti nastal při velmi malém zatížení, které by odpovídalo malému utahovacímu momentu.

Druhým problémem je návrh upínky pro průměr řídítek $d_f = 34\text{mm}$, který je atypický. Na takovém průměru řídítek by při vypočítaném pracovním zatížení upínka byla sice schopna fungovat, a to i se špatně navrženým žebrem, ovšem na trhu jsem žádná tak široká řídítká nenalezl.

Při teoretickém výpočtu síly, kterou by GPS přístroj měl působit byly použity relativně velké návrhové koeficienty. Je to proto, že při výpočtu nebylo k dispozici mnoho známých hodnot. Bylo tedy nutné vycházet buď z hodnot tabulkových, nebo hodnoty úvahou odhadnout. Z tohoto důvodu by teoretická síla mohla být zásadně větší než síla skutečná. Ovšem dílčí utahovací momenty a určené bezpečnosti tomu nenasvědčují. Z hlediska únavy je upínání bezpečné.

Analýza protikusů dopadla velmi podobně jako analýza upínky. Při zatížení na zkušební napětí šroubů i při pracovním zatížení by na součásti došlo k defektu, přestože ve srovnání s upínkou vycházela napětí při stejném zatížení menší. Protikus by podobně jako upínka byl schopný fungovat pouze na nestandardních řídítkách.

Při návrhu nového řešení jsem se tato problémová místa pokusil odstranit. Vypracované návrhy tedy neobsahují výrazné koncentrátoři napětí a jsou navrženy pro požadovaný průměr řídítek. V koncepčním řešení jsem se zabýval různými možnostmi výroby, z nich jsem vybral tři reálné, a více je rozpracoval.

Prvním reálnějším návrhem byl svařenec z plechů. Ten jsem ovšem vzápětí zavrhl ze dvou důvodů. Jednak plech by nebyl při rozumné tloušťce schopen vydržet potřebné napětí a jednak by na takhle malé součásti svary vypadaly značně neesteticky.

Další návrhy jsou ale dotaženy do zdárného konce. Jedná se o návrh upínky obráběné z hliníkové slitiny a návrh plastové upínky vytištěné na 3D tiskárně. Oba tyto návrhy jsou podobné, přesto mezi nimi nalezneme výrazné rozdíly zapříčiněné především rozdílem mezi mechanickými vlastnostmi hliníkových slitin a plastu.

Plastová upínka je navržena mohutněji a s větší roztečí šroubů. Díky tomu se průběh redukovaného napětí na součásti sníží. Pro další snížení napětí byla navržena menší síla pro utažení. Aby i tato síla zajistila neprotáčení upínky, bylo třeba zvýšit součinitel tření mezi upínkou a řídítky, čehož se dosáhlo vložením pryžové výstelky do tohoto prostoru.

Oba návrhy se jeví schopné. Bezpečnosti při kontrolních výpočtech vyšly dobře. Na výrobu bude jednodušší a levnější upínka plastová.

7 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo analyzovat sériově vyráběnou upínku na GPS pro motocykl, u které došlo k defektu při montáži na řídítka, a navrhnout lepší konstrukční řešení.

Nejprve byla provedena krátká rešerše upínek běžně dostupných na trhu, ve které se později hledala inspirace při tvorbě nového řešení. V další části práce nalezneme hypotézy, z jakých důvodů upínka mohla prasknout. Po provedení patřičných analýz byly tyto hypotézy rozřešeny. Ukázalo se, že upínka byla především špatně navržena. Svou úlohu na defektu sehrál i vadně odlitý materiál. Hypotéza přetažení utahovacích šroubů byla vyvrácena.

V koncepčním řešení jsou poté nastíněny možné metody výroby nové upínky, a to se svými klady a zápory. Podle tohoto posouzení byly použitelné metody vybrány pro další rozpracování. Na základě definice kritických míst zjištěných v analýzách byly navrženy nové schopnější modely a podrobně rozepsána jejich konstrukce.

Na závěr byla provedena diskuse, která provedené analýzy a nově navržené konstrukční řešení řádně hodnotí.

Součástí práce jsou dílčí výkresy konstrukčního řešení uvedené v přílohách.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Držák na GPS navigaci s objímkou 22 mm nebo 25,4mm. *DiabloMoto* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.diablotomoto.cz/eshop-drzak-na-gps-navigaci-s-objimkou-22-mm-nebo-25-4mm-266-376>
- [2] Voděodolné pouzdro s držákem na kolo / motorku pro Apple iPhone 4 / 4S – černé. *AppleMix.cz* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.applemix.cz/1024-vodeodolne-pouzdro-s-drzakem-na-kolo-motorku-pro-apple-iphone-4-4s-cerne.html>
- [3] Držáky RAM Mount – řešení pro každou motorku. *Motorkari.cz* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/cestovani/vybaveni-cesty/drzaky-ram-mount-reseni-pro-kazdou-motorku-31011.html>
- [4] RAM Mounts úchyt na řídítka kola, motorky nebo tyč o pr 25,4-31,8mm s 1" kulovým čepem, RAM-B-231-1U. *sunnysoft* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.sunnysoft.cz/zbozi/192PRM-2076/ram-mounts-uchyt-na-riditka-kola-motorky-nebo-tyc-o-pr-25-4-31-8mm-s-1-kulovym-cepem-ram-b-231-1u.html>
- [5] RECALL držák voděodolný SM54. *AUTO JAROV* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://motoshop.autojarov.cz/eshop/moto-doplanky/vybava/recall-drzak-vodeodolny-sm54-sm54.html>
- [6] Contour XL Bike Handlebar Bar Mount 2780 držák kamery na řídítka pro Contour Roam 3 / Contour Roam 2 / Contour + 2 / ContourGPS / Contour + / Contour Roam / Contour HD 1080p. *MotoPS* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.motops.cz/contour-xl-bike-handlebar-bar-mount-2780-drzak-kamery-na-riditka-pro-contourhd-1080p-contourgps-contour-contour-roam-contour-roam-2-contour-2/>
- [7] Motonavigace GPS LARK FreeBird 35 , motonavigace 3,5\” , moto navigace , Navigace GPS LARK. *KAPA* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.kapa-toner.cz/motonavigace-gps-lark-freebird-35-motonavigace-3-5-moto-navigace-navigace-gps-lark/>
- [8] Shigley, J. E., Mischke, Ch. E. a Budynas R. G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] SOUČINITEL TŘENÍ. *E-konstruktor* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [10] Měření VUT ÚSI – zrychlení a zpomalení motocyklu. *Okruhári.cz* [online]. 2011 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.okruhari.cz/cs/mereni-vut-usi-zrychleni-a-zpomaleni-motocyklu>
- [11] Jak se brzdí v MotoGP? Balancuje se na hraně!. *Motormedia Bohemia* [online]. 2015 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.motocykl-online.cz/reportaze/22869-jak-se-brzdi-v-motogp-balancuje-se-na-hrane>
- [12] Václav Hampl. Fyziologie extrémních stavů. *Fyziologie* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://fyziologie.lf2.cuni.cz/hampl/teach_mat/extremy/extr_st2.htm
- [13] NEUWIRTH, Z. *Simulátor pro ověření funkce bezpečnostních pásů* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 57s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [14] Marin, J.: *Mechanical Behavior of Engineering Materials*. Englewood Cliffs, Prentice-Hall 1962

- [15] Řidítka, závažíčka, gripy. *ABMOTO.CZ* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.abmoto.cz/cz/e-shop/c6310/riditka-zavazicka-gripy.html>
- [16] Nelegované uhlíkové oceli. *Slévárna Chomutov* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.slevarna-cv.cz/cz/odlitky/nelegovane-uhlikove.php>
- [17] PLASTY-MECHANICKÉ VLASTNOSTI. *E-konstruktor* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/plasty-mechanicke-vlastnosti>
- [18] Třecí převody. [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.czechware.net/mozjik/pmk/txt/tp.html>
- [19] 3003 (AlMn1Cu, 3.0517, A93003) Aluminum. *MakeItFrom.com*. [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.makeitfrom.com/material-properties/3003-AlMn1Cu-3.0517-A93003-Aluminum>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

a	[ms ⁻²]	- zrychlení
A_s	[mm ²]	- výpočtový průřez šroubu
d	[mm]	- průměr řídítek
f	[-]	- součinitel tření
F	[N]	- síla
F_d	[N]	- dynamická síla
F_g	[N]	- gravitační síla
F_i	[N]	- předpětí
F_{ip}	[N]	- teoreticky vypočítané předpětí, při kterém se upínka právě neprotočí
F_{imax}	[N]	- předpětí, při kterém dojde k defektu
$F_{i\check{s}}$	[N]	- předpětí při zkušebním napětí šroubu
F_{iz}	[N]	- zkušební předpětí
F_n	[N]	- normálová síla
F_o	[N]	- ohybová síla
F_t	[N]	- tečná síla
g	[ms ⁻²]	- gravitační zrychlení
K	[-]	- součinitel utahovacího momentu
k_a	[-]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	- součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	- součinitel zahrnující další vlivy
k_k	[-]	- bezpečnost k mezi kluzu
k_p	[-]	- součinitel bezpečnosti vůči protočení / bezp. vůči protočení
k_s	[-]	- součinitel gravitační síly
$k_{\check{s}}$	[-]	- bezpečnost šroubu
k_u	[-]	- bezpečnost na únavu podle kritéria ASME
l	[m]	- délka ramene upínání
M	[Nm]	- moment od gravitační síly
M_2	[Nm]	- reakce na moment síly M
M_d	[Nm]	- moment od dynamické síly
M_u	[Nm]	- utahovací moment
M_{umax}	[Nm]	- utahovací moment, při kterém dojde k defektu
P	[mm]	- rozteč závitu šroubu
R_e	[MPa]	- mez kluzu
R_m	[MPa]	- mez pevnosti
$r_{\check{r}}$	[mm]	- poloměr řídítek
r_u	[mm]	- poloměr zaoblení upínání
S_p	[MPa]	- zkušební napětí šroubu
t	[mm]	- tloušťka
σ	[MPa]	- normálové napětí
σ_a	[MPa]	- amplituda napětí
σ_c	[MPa]	- mez únavy
σ_c'	[MPa]	- korigovaná mez únavy

σ_m	[MPa]	- střední napětí
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí
σ_{redz}	[MPa]	- redukované napětí při zkušebním předpětí
σ_ξ	[MPa]	- napětí ve šroubu
<i>MKP</i>		- metoda konečných prvků

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2-1 typ držáku 1	13
Obr. 2-2 typ držáku 2	14
Obr. 2-3 typ držáku 3	14
Obr. 2-4 typ držáku 4	15
Obr. 2-5 typ držáku 5	16
Obr. 2-6 typ držáku 6	16
Obr. 3-1 prasklá původní upínka	17
Obr. 3-2 makrosnímek lomové plochy	18
Obr. 3-3 schéma 1	19
Obr. 3-4 upínka při předpětí $F_{iz} = 500N$	20
Obr. 3-5 upínka při předpětí $F_{is} = 3195N$	21
Obr. 3-6 síly působící na upínku	22
Obr. 3-7 upínka při předpětí $F_i = 351N$	24
Obr. 3-8 upínka při předpětí $F_i = 1405N$	26
Obr. 3-9 schéma 2	27
Obr. 3-10 ohyb upínky 1 jedna strana	28
Obr. 3-11 ohyb upínky 1 druhá strana	29
Obr. 3-12 schéma 3	29
Obr. 3-13 ohyb upínky 2 jedna strana	30
Obr. 3-14 ohyb upínky 2 druhá strana	30
Obr. 3-15 schéma 4	33
Obr. 3-16 zatížení upínky na širších řídkách při předpětí $F_{is} = 3195N$	33
Obr. 3-17 protikus při předpětí $F_{is} = 3195$	35
Obr. 3-17 protikus při předpětí $F_i = 1405N$	36
Obr. 3-18 protikus při předpětí $F_{is} = 3195N$	37
Obr. 4-1 svarek při předpětí $F_{is} = 1975N$	40
Obr. 4-2 obrobek při předpětí $F_{is} = 1975N$	41
Obr. 4-3 obrobek při předpětí $F_{is} = 1975N$	42
Obr. 4-4 protikus k obrobku 1 při předpětí $F_{is} = 1975N$	42
Obr. 4-5 protikus k obrobek 2 při předpětí $F_{is} = 1975N$	43
Obr. 4-6 obrobek - sestava	43
Obr. 4-7 plastová upínka při předpětí $F_{is} = 1975 N$	44
Obr. 4-8 protikus k plastové upínce při předpětí $F_{is} = 1975 N$	45
Obr. 4-9 plast ová upínka při ohybu	46
Obr. 4-10 plast - sestava	46
Obr. 4-12 tisk 1	47
Obr. 4-11 tisk 2	47

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

- 4-A-1 - výkres obráběné upínky
- 4-A-2 - výkres obráběného protikusu
- 4-A-3 - výkres obráběné sestavy
- 4-B-1 - výkres tištěné upínky
- 4-B-2 - výkres tištěného protikusu
- 4-B-3 - výkres tištěné sestavy

Materiálová analýza:

Protokol o chemickém složení
Materiálová analýza dílu „Spona“
Příloha vz. „Spona“