

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA ŘADICÍ PÁKY AUTOMOBILU

AUTOMOTIVE GEAR LEVER DESIGN IMPROVEMENT

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**ZDENĚK HAJDUŠEK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**ING. PAVEL RAMÍK**

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2009/2010

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Zdeněk Hajdušek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a  
zkoušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Konstrukční úprava řadící páky automobilu**

v anglickém jazyce:

### **Automotive Gear Lever Design Improvement**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh konstrukční úpravy řadící páky automobilu vedoucí ke zvýšení její pevnosti a  
snížení hmotnosti.

Cíle bakalářské práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčního provedení řadící páky souasných automobilů.
2. Vytvořte model souasného tvaru řadící páky v systému CAD.
3. Proveďte dostupnou analýzu napjatosti páky pomocí MKP simulace.
4. Na základě získaných výsledků navrhněte úpravu tvaru páky vedoucí ke zvýšení její pevnosti,  
případně snížení hmotnosti.
5. Proveďte MKP analýzu napjatosti upraveného řešení a srovnějte výsledky s neupravenou  
variantou.
6. Postup v bodech 2.-5. v případě potřeby opakujte.
7. Proveďte zhodnocení navržených variant a vyslovte vlastní závěry a doporučení k obdobným  
konstrukčním návrhům.

Seznam odborné literatury:

- [1] Autodesk Inventor - Learning & tutorials [online], 2009, poslední revize 8.11.2009. Dostupné z: <http://students.autodesk.com>>
- [2] JANÍ EK, P., ONDRÁ EK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [3] ONDRÁ EK E., VRBKA J., JANÍ EK P. Mechanika t les - Pružnost a pevnost II, VUT Brno 2002

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brn , dne 20.11.2009

L.S.

---

prof. Ing. Václav Píšť k, DrSc.  
editel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
D kan fakulty

## **Abstrakt**

Zdeněk Hajdušek

Konstrukce úprava řadicí páky automobilu

BP, ÚADI, 2010, 59 str., 75 obr.

Při návrhu úpravy řadicí páky bylo docíleno konstrukce o vyšší tuhosti a současně nižší hmotnosti než původní řešení a to při dodržení potřebné bezpečnosti.

Dále bylo navrženo nové uchycení řadicí páky k rámu vozu zvyšující boční stabilitu při řazení.

## **Klíčová slova**

Řadicí páka, hmotnost, napjatost, zástavba

## **Abstract**

Zdeněk Hajdušek

Automotive Gear Lever Design Improvement

BW, IAE, 2010, 59 pp., 75 fig.

When designing improvement of the gear lever, solution of higher stiffness and lower mass in compare to the old design has been designed while keeping a necessary safety ratio.

A new attachment of the gear lever to the car's frame which increases lateral stability of the lever has been designed.

## **Keywords**

Gear lever, mass, stress, implementation

### **Bibliografická citace**

HAJDUŠEK, Z. *Konstrukční úprava řadicí páky automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 59 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Pavla Ramíka a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 25. května 2010

Podpis:.....

### **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé práce Ing. Pavlu Ramíkovi za mnoho cenných rad při tvorbě této bakalářské práce především v oblasti práce s programem ANSYS.

**OBSAH**

<b>1</b>	<b>Řadicí páky a systémy řazení u osobních automobilů .....</b>	<b>10</b>
1.1	Přímo řazené převodovky .....	11
1.1.1	Řadicí páka přímo na víku převodovky .....	12
1.1.2	Řadicí tyč.....	13
1.1.3	Řadicí lanka.....	14
1.1.4	Aretace zpětného chodu .....	14
	Aretace pomocí kroužku na řadicí páce .....	15
	Aretace v řadicí kulise .....	15
1.2	Nepřímo řazené převodovky.....	16
<b>2</b>	<b>Konstrukční řešení řadicí páky u závodního automobilu.....</b>	<b>19</b>
2.1	Konstrukční požadavky na řadicí páku.....	19
2.1.1	Zástavba řadicí páky.....	19
2.1.2	Materiály .....	20
2.2	Program Inventor Profesionál 2010 [13] .....	20
2.2.1	Zadávání zatížení a vazeb pro MKP .....	20
2.3	Konkurenční řadicí páky.....	21
2.4	Současná řadicí páka.....	23
2.5	Vlastní konstrukční návrhy řešení řadicí páky .....	28
2.5.1	Řešení ložiskového pouzdra a uchycení řadicí páky k rámu vozu.....	30
2.5.2	1. varianta- Frézovaný uzavřený profil se speciální přípojovací hlavicí.....	31
2.5.3	2. varianta-Frézovaný uzavřený profil s přivařenými plochými úchyty .....	34
2.5.4	3. varianta- Desky .....	37
2.5.5	4. varianta-Lisovaný profil.....	39
2.5.6	5. varianta-Uzavřený profil s vypalovanými otvory .....	41
2.5.7	6. varianta-Vykrojený plech.....	43
2.6	Program ANSYS.....	48
2.6.1	Popis programu [17].....	48
2.6.2	Převod modelu.....	48
2.6.3	Použité prvky.....	48
2.6.4	Materiálové vlastnosti .....	50

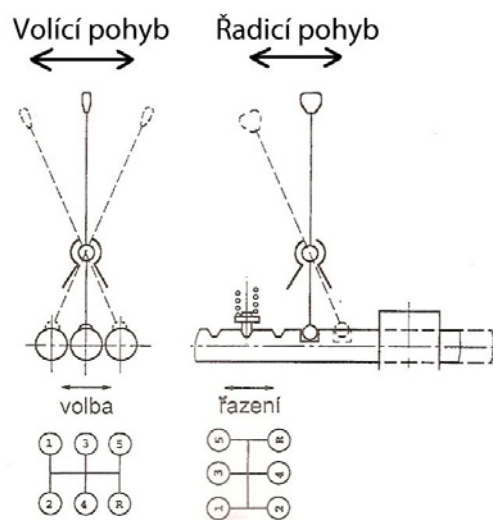
2.7	Práce v programu ANSYS .....	50
<b>3</b>	<b>Vyhodnocení navržených verzí .....</b>	<b>56</b>
<b>4</b>	<b>Přehled použité literatury .....</b>	<b>57</b>
<b>5</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>59</b>

## 1 Řadicí páky a systémy řazení u osobních automobilů

Řadicí páka je součástí složitého mechanismu, který slouží ke změně rychlostního stupně. I přes to, že je téměř celá v interiéru automobilu, vidět je často pouze hlavice (Obr.1). Zbytek řadicí páky a mechanismu je ve většině případů umístěn pod gumovým nebo koženým krycím vakem (Obr.1). V Evropě je stále nejrozšířenější typ převodovky manuální, byť v posledních letech dochází k rapidnímu nárůstu převodovek automatických. Tvar řadicí páky bývá volen dle potřeby konstruktéru s ohledem na typ řazení. Obecně můžeme řazení rozdělit na řazení přímé a nepřímé, jak je uvedeno v literatuře [1]. Přímým řazením rozumíme takové, kdy řidič vlastní silou při sešlápnutém spojkovém pedálu zvolí daný rychlostní stupeň. Volba rychlostního stupně se skládá ze dvou hlavních pohybů, volícího a řadicího. Volící pohyb je pohyb řadicí páky doleva nebo doprava, kdy volíme řadicí objímku (Obr.2). Řadicí pohyb je pohyb dopředu nebo dozadu, kdy se řadí požadovaný rychlostní stupeň (Obr.2). Nepřímé řazení představuje zpravidla převodovky automatické, kdy řidič pouze dává elektronický impuls k přeřazení. To je následně realizováno za pomoci určitého zařízení, kterým může být např. pneumatický nebo hydraulický válec. U automatických převodovek je však častější, že řidič zvolí jízdní režim a řídicí jednotka podle otáček a rychlosti vozidla sama řadí jednotlivé rychlostní stupně.



Obr.1 Řadicí páka [2]



Obr.2 Volící a řadicí pohyb [1]

## 1.1 Přímě řazené převodovky

Tvar řadicí páky u manuální převodovky je většinou velice jednoduchý. Jedná se zpravidla o tyč ohnutou dle potřeby tak, aby její umístění odpovídalo potřebám řidiče (*Obr.3*). V některých případech, a to zejména tehdy, pokud je délka řadicí páky větší, může být řadicí páka vyrobena i z polotovaru ve formě trubky (*Obr.4*). Na horním konci řadicí páky je závit pro našroubování hlavice. Ve spodní části řadicí páky je systém přenosu pohybu řadicí páky na jiný typ pohybu. Podle typu automobilu, resp. podle konstrukčního uspořádání jednotlivých komponent hnacího traktu automobilu, se v dnešní době používá několik způsobů přenosu pohybu z řadicí páky do převodovky. Volba některého z těchto systémů ovlivňuje i tvar samotné řadicí páky, a proto dále představím možnosti přenosu pohybu z řadicí páky do převodovky.



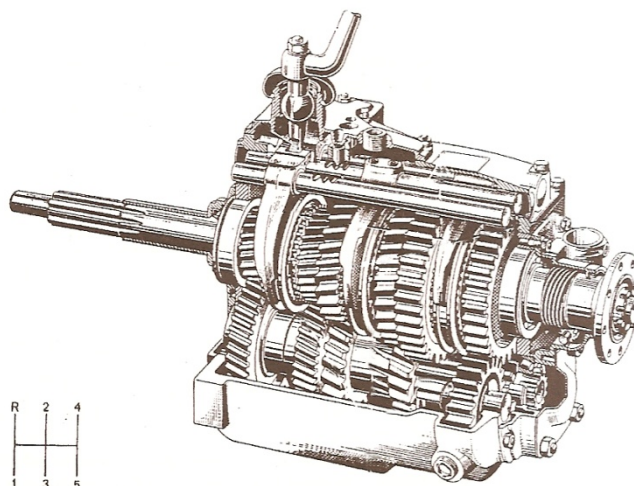
**Obr.3** Tvary řadicí páky [3], [4]



Obr.4 Řadicí páka-trubka [5]

### 1.1.1 Řadicí páka přímo na víku převodovky

Pokud to konstrukční řešení dovoluje, je jednou z možných variant možnost, že řadicí páka je umístěna přímo ve víku převodovky a není tedy potřeba nijak řešit přenos pohybu z řadicí páky do převodovky (Obr.5). Tato varianta je výhodná z pohledu menšího počtu dílů, což může snížit náklady na celý řadicí mechanismus, a umožňuje celkové zpřesnění řazení, protože systém řazení není složitý.

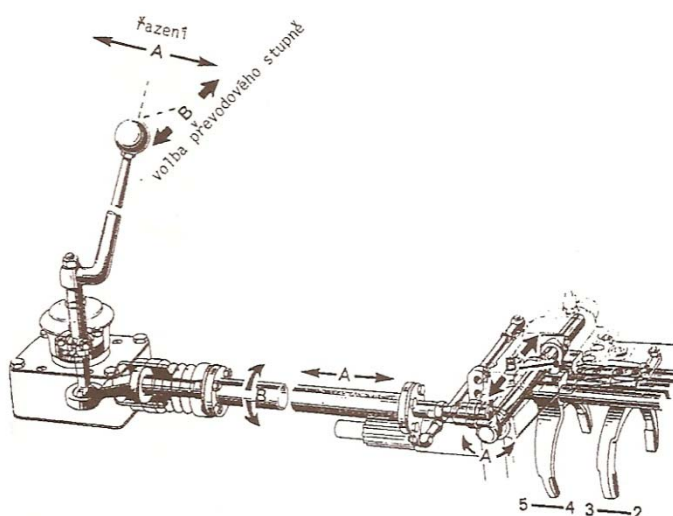


Obr.5 Řadicí páka na víku převodovky [1]

Nevýhodou této varianty však je přenos vibrací z převodovky na řadicí páku, čímž dochází ke snížení jízdního komfortu.

### 1.1.2 Řadicí tyč

Pokud konstrukční řešení uspořádání celého hnacího traktu automobilu neumožňuje, aby řadicí páka byla umístěna přímo ve víku převodovky, je nutné volící a řadicí pohyb z řadicí páky přenést do převodovky. Jednou z možností, jak tento pohyb přenést do převodovky, je pomocí řadicí tyče (hřídele), která přenáší zároveň řadicí i volící pohyb (Obr.6).



Obr.6 Řadicí tyč (hřídel) [1]

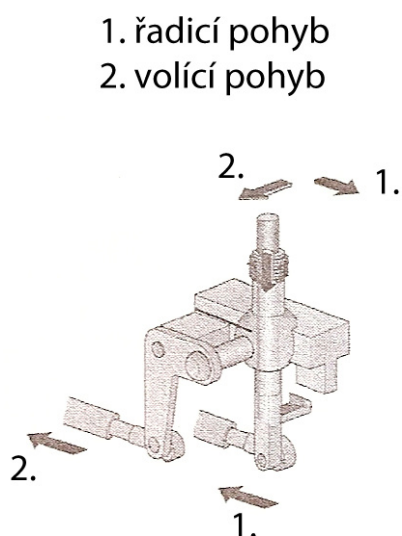
Tvar řadicí páky může být například jako na Obr.6, kdy samotná páka se přišroubuje k výstupu z převodovky, nebo může být řadicí páka řešená jako jedna součást (Obr.7). Tento způsob je v dnešní době spíše na ústupu. Hlavní nevýhodou je přenos vibrací z převodovky na řadicí páku, a proto je nutná větší vůle v celém systému řazení. Další nevýhodou je relativně složitý mechanismus, což zvyšuje náklady.



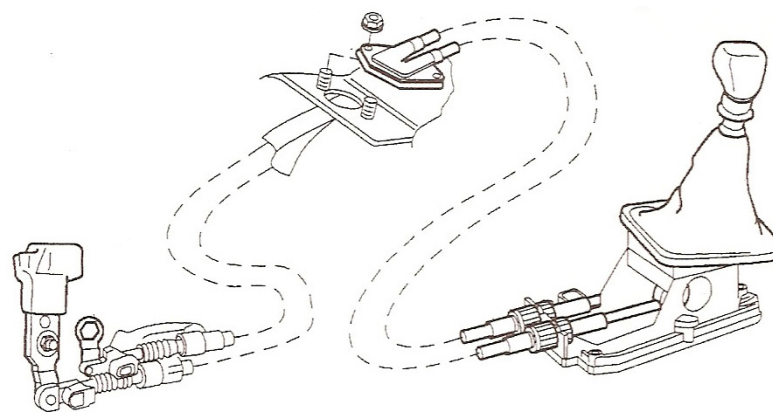
Obr.7 Řadicí páka pro řazení tyčí nebo hřídelí [6]

### 1.1.3 Řadicí lanka

V současné době je tato metoda přenosu pohybu z řadicí páky k převodovce nejpoužívanější (Obr.8). Hlavní výhodou této metody je snížení vibrací přenášených z převodovky na řadicí páku, což umožňuje vysokou přesnost řazení a krátké řadicí dráhy. Dále potom flexibilita bowdenů, jimiž jsou vedena řadicí lanka, což umožňuje jejich přívod i přes stísněné prostory. K přenosu pohybu je zapotřebí dvou lanek, kdy jedno přenáší volící pohyb a druhé pohyb řadicí (Obr.9). Tyto jsou posléze přímo na převodovce opět převáděny na řadicí a volící pohyb.



Obr.9 Změna pohybu [1]



Obr.8 Princip vedení řadicích lanek [1]

Tvar řadicí páky je v tomto případě podobný jako v předešlém, ale v místě uložení řadicí páky do konzoly řazení je nutné, aby zde byl kolmý čep pro převod volícího pohybu. Ve spodní části potom může být zploštění nebo kulový čep pro přichycení druhého lanka.

### 1.1.4 Aretace zpětného chodu

Každá převodovka je samozřejmě v dnešní době vybavena zpětným chodem (zpátečkou). Tvar resp. konstrukční řešení řadicí páky závisí také na zvoleném druhu tohoto řešení. Aby však nemohlo dojít k nechtěnému zařazení zpětného chodu, používají výrobci téměř všech automobilů tzv. aretaci. Řidič musí provést určitý specifický pohyb řadicí pákou, a potom může řadit zpětný chod. Tato aretace je v dnešní době řešena převážně třemi způsoby:

### Aretace pomocí kroužku na řadicí páce

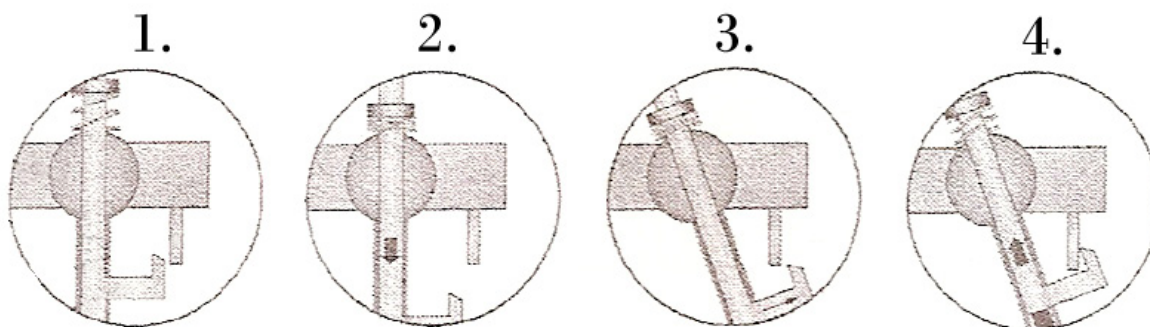
Pokud chce řidič zařadit zpětný chod, musí tento kroužek (*Obr.10*) přitáhnout přes pružinku k hlavici řadicí páky a s takto přitaženou aretací zařadit zpětný chod.



**Obr.10** Aretace kroužkem [7]

### Aretace v řadicí kulise

Tento způsob aretace je v poslední době nejpoužívanější napříč všemi značkami automobilů. Pokud je použit tento typ aretace, je nutné v poloze kdy nemáme zařazeno (tzv. neutrál) zatlačit řadicí páku směrem do kulisy a s takto zatlačenou řadicí pákou zařadit zpětný chod. Stlačením řadicí páky v poloze neutrál dojde k překonání odporu vyvolaného pružinou a překonání mechanického zámku, který zabraňuje zařazení zpětného chodu. Viz *Obr 11*.



**Obr.11** Postup řazení zpátečky [1]

## Aretace přes pružinu

Pro zařazení zpětného chodu je potřeba dotlačit řadicí páku do krajní polohy, a v této dále vyvodit další sílu, aby došlo k překonání odporu pružiny.

## 1.2 Nepřímo řazené převodovky

Do kategorie nepřímo řazených převodovek patří zejména převodovky automatické. U těchto převodovek řidič zpravidla neřadí daný rychlostní stupeň, ale pouze jízdní režim. Vyjimkou je pouze řazení sekvenční, ke kterému se dostanu později. Volbu jízdního režimu provádí řidič pomocí řadicí páky, která může být umístěna na klasickém místě mezi sedadly (*Obr.12*), nebo u vozů na americkém trhu běžně pod volantem (*Obr.13*).



**Obr.13** Řadicí páka pod volantem [8]



**Obr.12** Řadicí páka mezi sedadly [9]

U některých současných automobilů je řadicí páka nahrazována tzv. ovládacím joystickem viz *Obr.14*.



Obr.14 Ovládací joystick [10]

Další funkcí, kterou je většina automobilů s automatickou převodovkou vybavena, je možnost řadit rychlostní stupně sekvenčně. Tato funkce je označena značkami + a – viz *Obr.15*. Sekvenční řazení může probíhat buď pomocí řadicí páky mezi sedadly, nebo může být automobil vybaven tzv. pádly pod volantem (*Obr.16*). V tomto jízdním režimu řidič pohybem řadicí páky vpřed (+), nebo vzad (-) volí, zda se má zařadit vyšší, či nižší rychlostní stupeň. V případě pádel je na každé straně volantu jedno, kdy jedním se řadí vyšší a druhým nižší rychlostní stupně. Řadicí páka i pádla se po každém zařazení vrací do střední (neutrální) polohy.



Obr.15 Sekvenční řazení [11]



Obr.16 Pádla pod volantem [12]

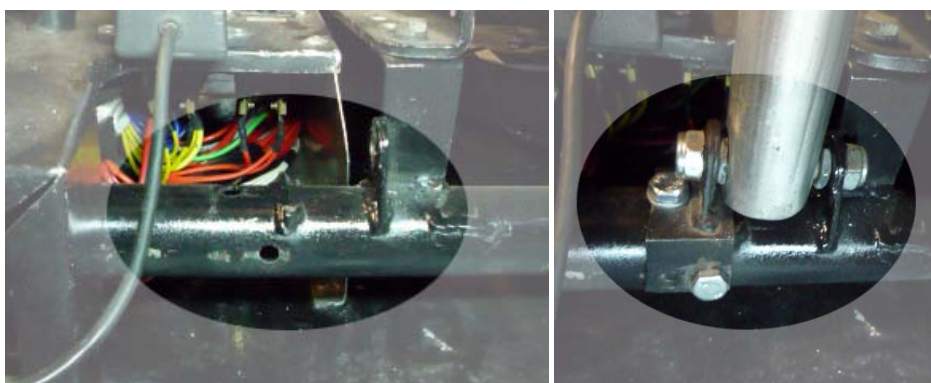
## 2 Konstrukční řešení řadicí páky u závodního automobilu

### 2.1 Konstrukční požadavky na řadicí páku

Hlavní částí této bakalářské práce je navrhnout, na základě provedených analýz napjatosti optimální konstrukční řešení tvaru řadicí páky pro sekvenční řazení, použité v závodním speciálu Tatra Ecorra Sport V8. Jedná se o okruhový prototyp závodního automobilu vycházející ze sériového automobilu Tatra 700. Vzhledem k tomu, že navrhovaná řadicí páka je konstruována pro závodní automobil, hlavní požadavky jsou kladeny na tuhost konstrukce a zároveň minimální hmotnost řadicí páky. Cena resp. náklady na zhotovení v tomto případě nejsou tím hlavním měřítkem, avšak snahou bylo dosáhnout co nejlepších požadovaných parametrů při co nejnižších nákladech. Samotný konstrukční návrh tvaru řadicí páky byl proveden v programu Autodesk Inventor Profesional 2010. V tomto programu byly následně prováděny i analýzy napjatosti pomocí MKP s cílem porovnání a optimalizace tvaru řadicí páky. Pro možnost porovnání výsledků pevnostní analýzy v programu Inventor, byl následně finální model řadicí páky importován do programu ANSYS.

#### 2.1.1 Zástavba řadicí páky

Zástavba řadicí páky v interiéru je omezena několika požadavky, a proto musí být tyto zohledněny v samotném návrhu řešení. Hlavním omezením je nutnost ukotvení řadicí páky k rámové trubce vedené napříč podlahou mezi prahy vozu viz *Obr.17*.



**Obr.17** Prostor pro ukotvení a současný systém uchycení

Tímto je omezena možnost pracovat s délkou řadicí páky. Zároveň je však v místě ukotvení (mezi bezpečnostní sedačkou a kontrolním panelem) stísněný prostor, což klade nároky na co nejmenší rozměry kotvicí částí řadicí páky.

## 2.1.2 Materiály

Samotné “tělo“ řadicí páky, jehož návrh a optimalizace je hlavní náplní této práce, je vyrobeno z duralu (slitina hliníku a dalších přísadových prvků). Materiál, ze kterého je vyrobena současně “tělo“ řadicí páky není přesně znám, avšak z dostupných informací dodavatelů těchto materiálů je možno usuzovat, že se jedná o slitinu hliníku s označením AlMgSi0,5 dle EN AW-6060 T6, viz materiál 1. v *Tab.1*. Navrhované varianty jsou dle výchozího polotovaru vyrobeny buď ze stejného materiálu, nebo z materiálu s lepšími vlastnostmi viz *Tab.1*. Snahou bylo použít materiál 2. viz *Tab.1*, a to z důvodu lepších mechanických vlastností.

**Tab.1** Použité materiály

Pořadové číslo	Označení materiálu	Pevnost v tahu [N/mm <sup>2</sup> ]	0,2% mez kluzu [N/mm <sup>2</sup> ]
1.	AlMgSi0,5 (EN AW-6060)	≥215	≥160
2.	AlSi1MgMn (EN AW-6082)	≥310	≥260

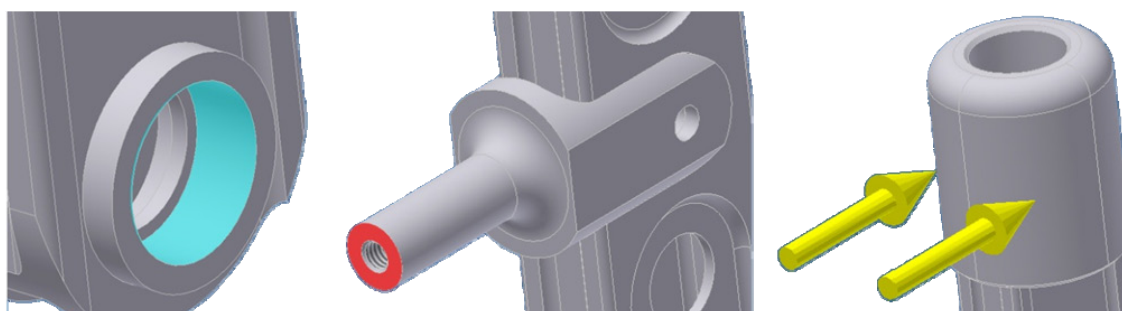
## 2.2 Program Inventor Profesionál 2010 [13]

Jedná se o prostorový 3D modelář, který umožňuje parametrické a adaptivní modelování. Tento software nabízí nejenom modelování, ale zároveň i tvorbu a správu výkresové dokumentace, tvorbu animací, renderování obrázků a taky možnost provádět pevnostní analýzy pomocí metody MKP. Pro tvorbu 2D výkresů navíc nabízí prostředí programu AutoCad. Dále Inventor pracuje s datovými formáty jiných programů, a zároveň je schopen své modely převádět do převodních formátů STEP, IGES a dalších.

### 2.2.1 Zadávání zatížení a vazeb pro MKP

Při zadávání vazeb jsem se snažil co nejdříve nasimulovat reálné podmínky. Pro spodní úchyt jsem zvolil vazbu „svorky“, která umožňuje otáčivý pohyb (*Obr.18 vlevo*). Této vazbě jsem omezil radiální a axiální pohyb. Pro simulaci připojeného táhla řazení bylo zapotřebí omezit pohyb pouze v jedné ose, čehož jsem dosáhl vazbou „Pevné“ (*Obr.18 uprostřed*). Tím jsem umožnil materiálu při deformaci pohyb v ose “z“. Zatížení jsem zadával pomocí příkazu “síla“ na danou plochu řadicí koule nebo válce. (*Obr.18 vpravo*). Sílu pro simulaci v MKP jsem zvolil na základě experimentálního měření, kdy síla potřebná pro

zařazení rychlostního stupně je cca 70 N. Pro návrh konstrukčního řešení je však důležitější situace, kdy je již rychlostní stupeň zařazený a na řadicí páku působí větší zatížení, než odpovídá síle potřebné k samotnému řazení. Tuto sílu jsem stanovil s dostatečnou rezervou na hodnotu 150 N ve směru řazení. Na páku v okamžiku řazení nepůsobí žádná boční síla a páka je tedy namáhána pouze v jedné ose. Pro simulace jsem zadával zatížení ve směru jízdy, které simuluje podřazování, a to z toho důvodu, že vlivem síly působící při brzdění jak na auto, tak i na řidiče a řadicí páku, je toto zatížení horší než při zrychlování.



Obr.18 Vazby a zatížení

### 2.3 Konkurenční řadicí páky

Konstrukčních řešení řadicích pák pro sekvenční řazení u konkurenčních závodních automobilů není mnoho. V mnoha případech totiž tyto automobily vybavené sekvenční převodovkou využívají systém řazení pomocí tzv. pádel pod volantem. V případě, že automobil disponuje sekvenční převodovkou, která je manuálně řazená, týmy využívají ve většině případů řadicí páky z katalogů dodavatelů sportovní techniky. Jednou z katalogových verzí je řadicí páka na Obr.19. Jedná se o duralové desky sešroubované na spodní straně nábojem a na horní straně kovových tělem, na němž je našroubována řadicí koule.



**Obr.19** Katalogová verze [14]



**Obr.20** Řadicí páka z Audi A4 DTM

Další variantou, která je však značně odlišná od katalogové verze je varianta na *Obr.20*. Jedná se o řadicí páku, kterou používá závodní speciál Audi A4 DTM. Tato řadicí páka má v řezu profil písmene “H“ a navíc je tato vyhnuta směrem k volantu tak, aby řidič při potřebě řídit nemusel dávat ruku příliš daleko z volantu. Rozměry jsou oproti katalogové nebo mnou navrhovaným řadicím pákám mnohem menší, protože tato řadicí páka je přichycena k středovému tunelu, na němž jsou v tomto voze nainstalovány veškeré ovládací přepínače.

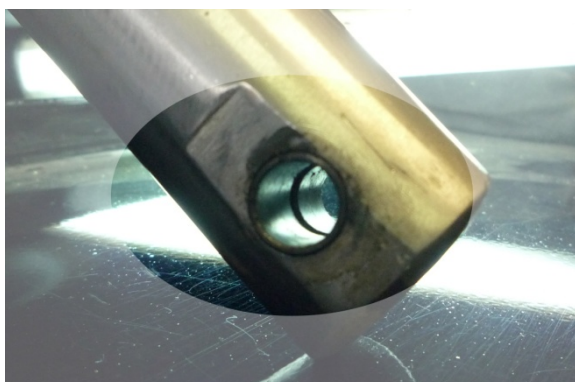
## 2.4 Současná řadicí páka

Současné řešení řadicí páky je dobře vidět na *Obr.24*. Tělo řadicí páky je vyrobeno z materiálu, jehož přesné chemické složení a tím i mechanické vlastnosti nejsou známy. Z dostupných informací dodavatelů slitin hliníku [14] se však domnívám, že se jedná o materiál 1. viz *Tab.1*. S tímto předpokladem je uvažováno i pro analýzu napjatosti. Polotovarem je trubka o vnějším průměru 35mm, tloušťce stěny 2 mm a délce 500 mm. Řidič při samotném řazení uchopuje kouli vyrobenou ze silonu, vsunutou do těla páky a pojištěnou závrtným šroubem (*Obr.21 vlevo*). Dále je na řadicí páce v dosahu ruky umístěna aretace pro zařazení neutrálu a zpátečky. Tato je přichycena dvěma šrouby průchozími skrz tělo řadicí páky (*Obr.21 uprostřed*). Důležitou částí řadicí páky je systém uchycení k rámu ve spodní části řadicí páky (*Obr.21 vpravo*), který do značné míry ovlivňuje celkovou stabilitu řadicí páky.



**Obr.21** Detaily řadicí koule, aretace a uchycení

V současné době je uchycení k rámu automobilu zajištěno pomocí úhelníku přišroubovaných k rozpěrné trubce (*Obr.21 vpravo*). Do těla páky je vevařena průchozí trubička v níž jsou nalisována kovová kluzná ložiska (*Obr.22*). Skrz ně je provlečen vodící čep se závitem na obou stranách (*Obr.23*). Zbytek prostoru mezi trubičkou a tělem páky je vyplněn přídatným materiálem při svařování.



**Obr.22** Kluzná ložiska



**Obr.23** Vodící čep

Řadicí tyč, která spojuje palec řazení na převodovce a řadicí páku, je k řadicí páce připojena pomocí kloubového ložiska (*Obr.25*) staženého mezi dvěma přivařenými plochými plechy, vyrobenými z totožného materiálu jako tělo páky. Spoj je proveden lícovaným šroubem se samojistící maticí. Kloubové ložisko opatřené závitem umožňuje doladění přesné pozice řadicí páky vůči volantu.



**Obr.24** Současná řadicí páka

Pro možnost porovnání výsledků jsem vymodeloval tuto současnou verzi řadicí páky (*Obr.26 vlevo*) a následně jí podrobil pevnostní analýze. Z důvodu náročnosti výpočtu MKP jsem pro pevnostní analýzu odstranil z modelu části, které pro výpočet nejsou potřebné. Model, který jsem následně podrobil MKP v programu Inventor, je vidět na *Obr.26 vpravo*.



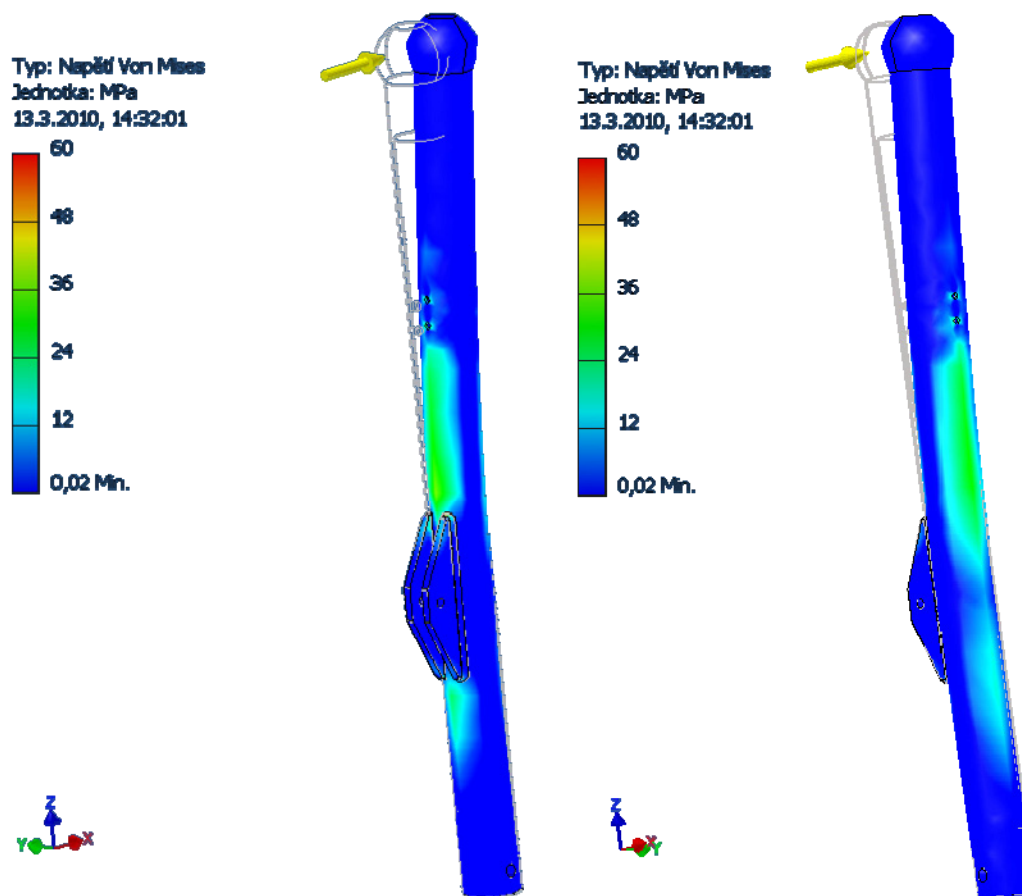
**Obr.25** Kloubové ložisko



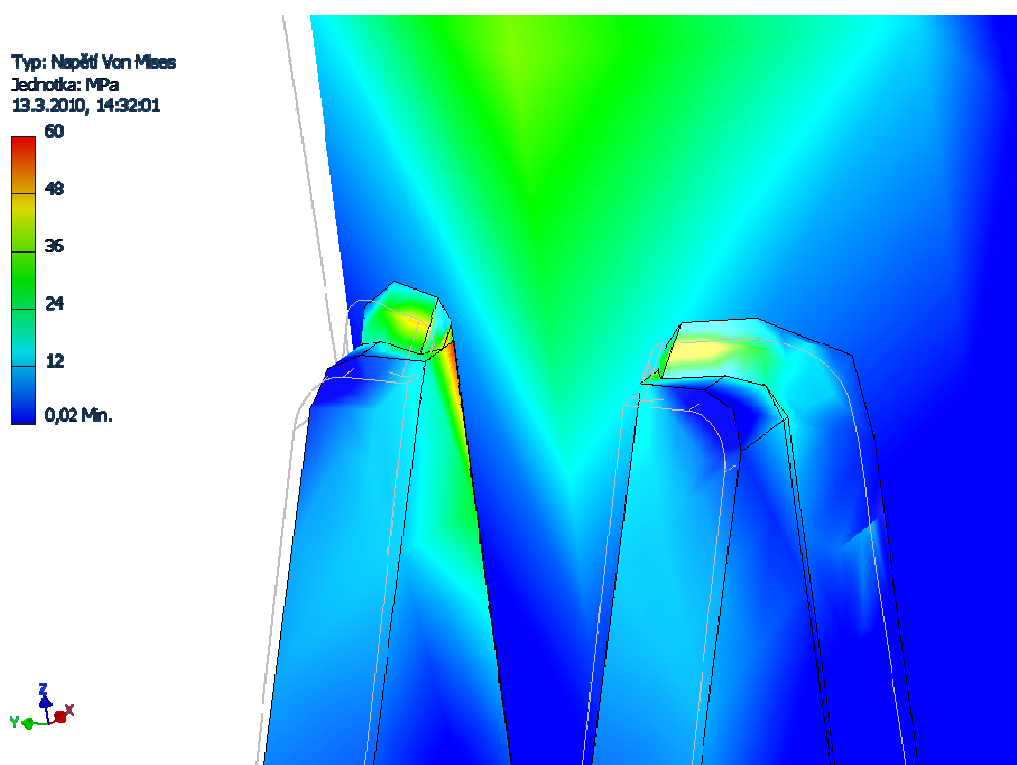
**Obr.26** Model současné řadicí páky a páky pro MKP

Analýza napjatosti ukázala oblasti s koncentrací napětí (*Obr.27*), která jsou dle předpokladů v okolí napojení těla řadicí páky a dvou přivařených plochých plechů (“plocháčů”) a na protější straně řadicí páky. Maximální hodnota redukovaného napětí podle podmínky Von Mises byla určena v místě svaru (*Obr.28*). V těchto místech s největší koncentrací napětí však výsledky MKP analýzy nejsou hodnověrné, a to z toho důvodu, že MKP u takto definované úlohy není schopná správně zohlednit svár a tím i spojení materiálu. Dalším problémem je, že výpočet nezohledňuje vliv tepelně ovlivněné oblasti, která vzniká při svařování a tím dochází ke zhoršení mechanických vlastností v okolí svaru. Proto nemůžeme výsledky v těchto místech považovat za věrohodné.

Z analýzy dále vyplývá, že rozložení napětí v materiálu je nerovnoměrné, což není ideální z hlediska optimálního tvaru součásti. V případě odstranění plocháčů z výpočtu je hodnota napětí v těle řadicí páky na hodnotě 42 MPa. Na mnoha místech je však zbytečně velké množství materiálu, což znamená zbytečnou hmotnost navíc. Hmotnosti všech variant jsou pro snadnou porovnatelnost udávány bez hmotnosti ovládacích částí, kterou je buď řadicí koule, nebo válec. Celkové výsledky MKP jsou pro snadnou porovnatelnost umístěny v přehledné tabulce v **Příloze 1**. Hmotnost současné řadicí páky je 390 g. Materiál trubky má ve všech směrech stejné mechanické vlastnosti. Pro součást namáhanou pouze v jednom směru jsou tyto symetrické vlastnosti zbytečné, a proto se ve svých návrzích zaměřím na jiné tvary řadicí páky vhodnější pro jednoosé zatížení.



Obr.27 Analýza napjatosti současné verze řadicí páky



Obr.28 Maximální hodnota napětí u současné verze

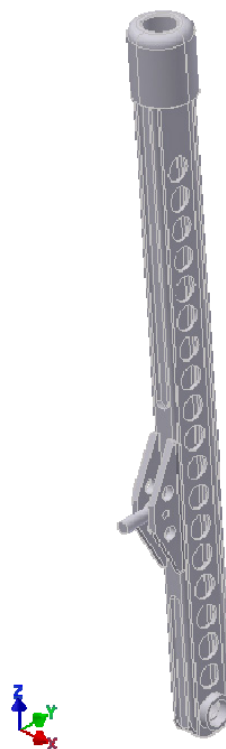
## 2.5 Vlastní konstrukční návrhy řešení řadicí páky

Pro celkový přehled navržených variant jsou na *Obr.29* až *Obr.34* jednotlivé verze konstrukčních návrhů řadicích pák, které byly následně postupně analyzovány. Při návrhu řešení tvaru řadicích pák byl uvažován předpoklad, že nedojde k dosažení mezního stavu vzpěrné stability. Součástí posouzení jednotlivých verzí je i analýza napjatosti pomocí MKP. Výsledky analýz napjatosti jsou kromě jednotlivých verzí shrnuty také v přehledné tabulce v **Příloze 1**.



**Obr. 29** 1.varianta

Frézovaný uzavřený profil  
se speciální hlavicí



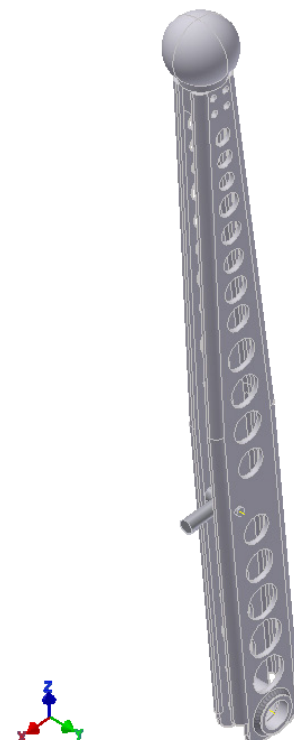
**Obr.30** 2.varianta

Frézovaný uzavřený profil s  
přivařenými plochými úchyty



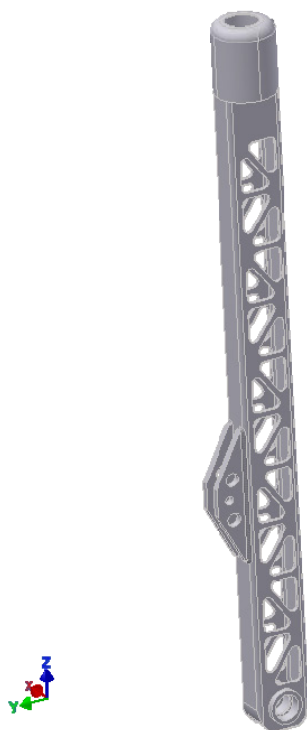
**Obr.31** 3.varianta

Desky



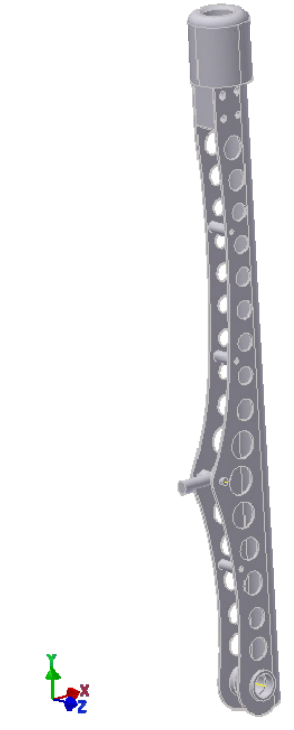
**Obr.32** 4.varianta

Lisovaný profil



**Obr.33** 5.varianta

Uzavřený profil s vypalovanými otvory

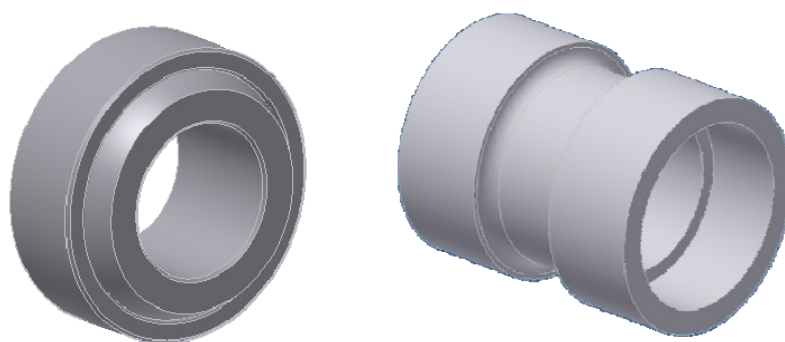


**Obr.34** 6.varianta

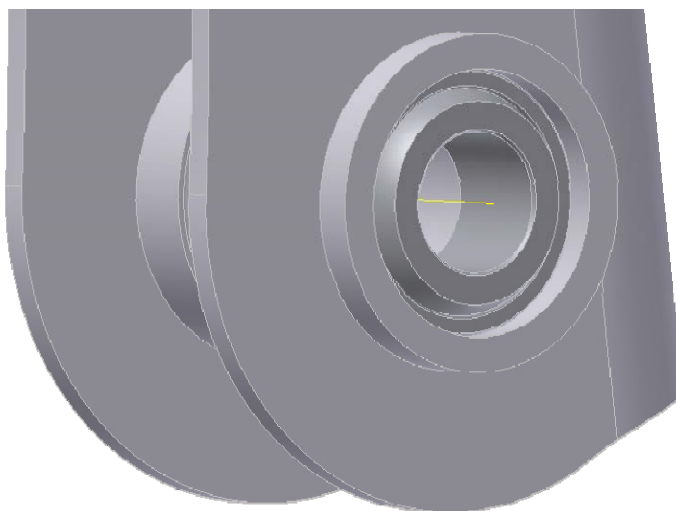
Vykrojený plech

### 2.5.1 Řešení ložiskového pouzdra a uchycení řadicí páky k rámu vozu

Systém uchycení řadicí páky ke spodní příčné trubce jsem navrhl pro všechny varianty stejný, a to s ohledem na snahu docílit minimální vůle v uložení a tím minimálního vychýlení řadicí páky pomocí kloubových ložisek z katalogu společnosti Mateza dle jejich katalogu [15]. Použil jsem ložiska s označením GE 10 E (*Obr.35 vlevo*). Náboj pro ložiska (*Obr.35 vpravo*) bude ve všech variantách k tělu páky přivařen (*Obr.36*). Svařováním může dojít k deformaci náboje a tím by došlo, při použití běžných ložisek, k narušení souososti otvoru pro uchycení. Kloubová ložiska jsou schopna tyto malé odchylky pojmout a zaručí tak potřebnou souosost.



**Obr.35** Kloubové ložisko a náboj ložiska



**Obr.36** Uchycení náboje k tělu řadicí páky

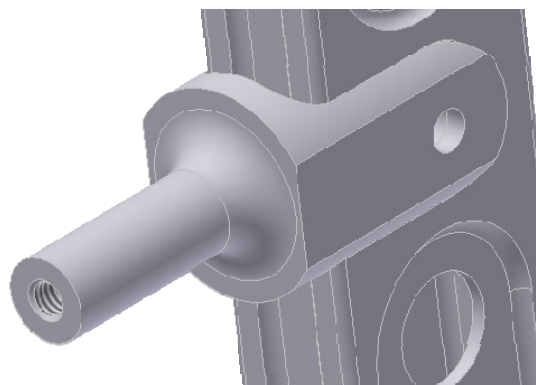
Další možností, jak řešit tento konstrukční prvek, je vyrobit tento náboj z jiného, lehčího materiálu, a následně jej do těla řadicí páky montovat. Snížení hmotnosti na samotném těle řadicí páky by však pravděpodobně nevykompenzovalo nárůst hmotnosti na náboji. Tento nárůst by byl způsoben nutností vytvořit místa pro společný šroubový spoj.

### 2.5.2 1. varianta- Frézovaný uzavřený profil se speciální přípojovací hlavici

Polotovarem pro výrobu této řadicí páky je profil (tzv. "jekl") o rozměrech 40 x 20 mm, tloušťce stěny 4 mm a délce 480 mm. Tvar této řadicí páky je dobře vidět na *Obr.37*. Profil je po všech stranách frézovaný tak, aby nejmenší tloušťka stěny byla 2 mm. Z důvodů snadného připojení táhla řadicí tyče je v místě úchyty profil ponechán v původním stavu. Profil, který je polotovarem pro výrobu této řadicí páky, je možné dle katalogu společnosti Thyssenkrupp-ferrosta [15] pořídit pouze z materiálu 1. viz *Tab.1*. Proto jsem se rozhodl vytvořit tuto variantu bez nutnosti svařování, čímž by došlo k dalšímu poklesu mechanických vlastností tohoto materiálu. Nevýhodou je nutnost výroby speciální přípojovací hlavice (*Obr.38*), která je v jiných variantách nahrazována běžně dostupným kloubovým ložiskem s vnějším závitem.



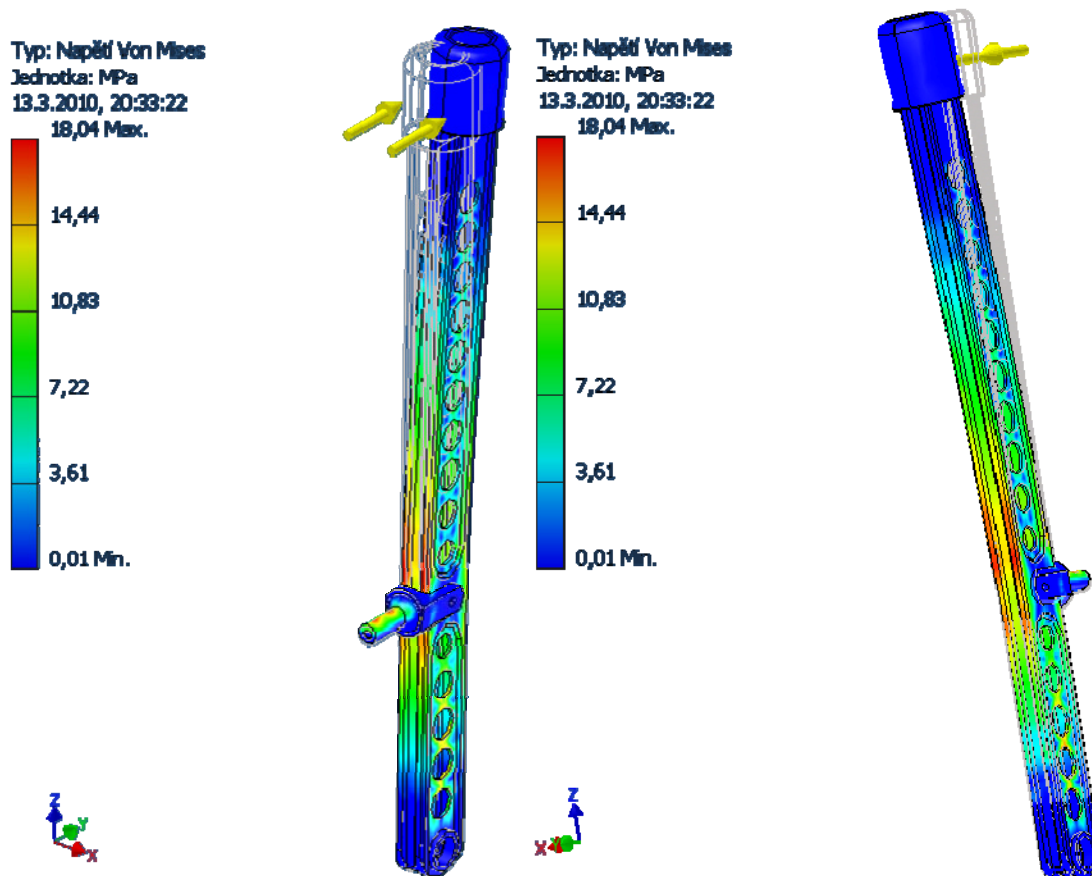
**Obr.37** Tvar 1. varianty řadicí páky



**Obr.38** Přípojovací hlavice

Řidič v tomto případě neovládá řadicí páku pomocí koule, ale ta je zde nahrazena válcem. V ose válce je vyvrtána neprůchozí díra pro odlehčení.

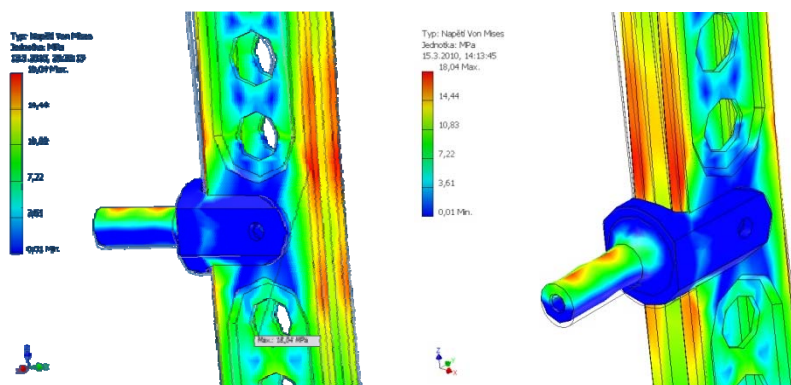
Na Obr.39, vycházejícího z analýzy napjatosti, je vidět rozložení napětí po výšce řadicí páky. Hodnota maxima je na straně namáhané tlakem (Obr.40).



Obr.39 Analýza napjatosti 1.varianty řadicí páky

Rozložení napětí je podle analýzy napjatosti dost proměnlivé, což znamená, že některé místa jsou poddimenzovaná a dochází v nich k většímu namáhání než v jiných částech páky. Oproti tomu místa zbarvená do tmavě modra ukazují místa předdimenzovaná. Tato místa zbytečně zvyšují hmotnost celé řadicí páky. V některých místech, jako například u spodního úchyty, však není možné toto dále řešit, protože v tomto místě je z důvodu svařování nutné větší množství materiálu. Rovnoměrnější rozložení napětí je výhodné, a to z toho důvodu, že nedochází ke kumulaci velkého množství napětí na jednom místě. Hmotnost samotného těla řadicí páky se v tomto případě podařilo snížit na hodnotu 306g, ale hmotnost kompletní verze pro montáž do auta bude o něco vyšší. Je to způsobeno jiným systémem uchycení k rámu a jiným ovládacím prvkem oproti současné verzi. Hmotnost jednoho kloubového ložiska je dle katalogu [16] 12g. Dalším navýšením hmotnosti oproti současné verzi řadicí páky je

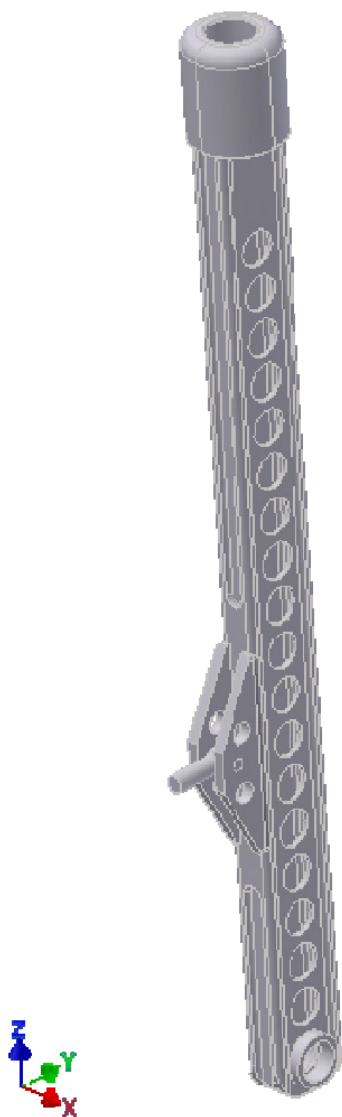
nahrazení ovládací koule válcem. Ten i přes velký otvor pro odlehčení bude mít vyšší hmotnost, než současná koule. Mírné zvýšení hmotnosti v řádu pár gramů způsobí i speciální připojovací hlavice.



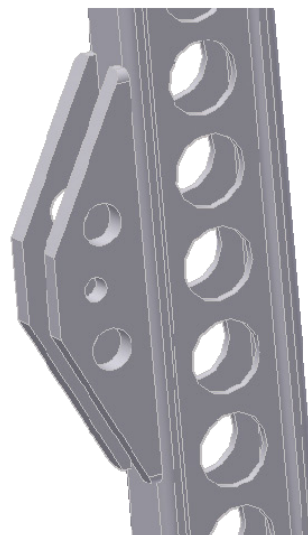
**Obr.40** Detail analýzy napjatosti 1.varianty řadicí páky

### 2.5.3 2. varianta-Frézovaný uzavřený profil s přivařenými plochými úchyty

Tato varianta je modifikací 1. představené verze. Vychází ze stejného polotovaru, ale tvar je mírně odlišný (Obr.41). Je to způsobeno technologií výroby. V tomto případě bude nutné použít technologii svařování a s tímto předpokladem následně počítat i při analýze napjatosti a jejím vyhodnocení.



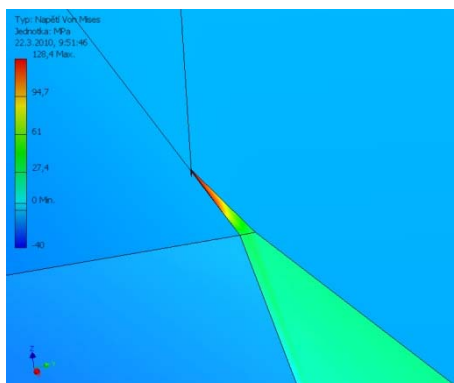
Obr.41 Tvar 2.varianty



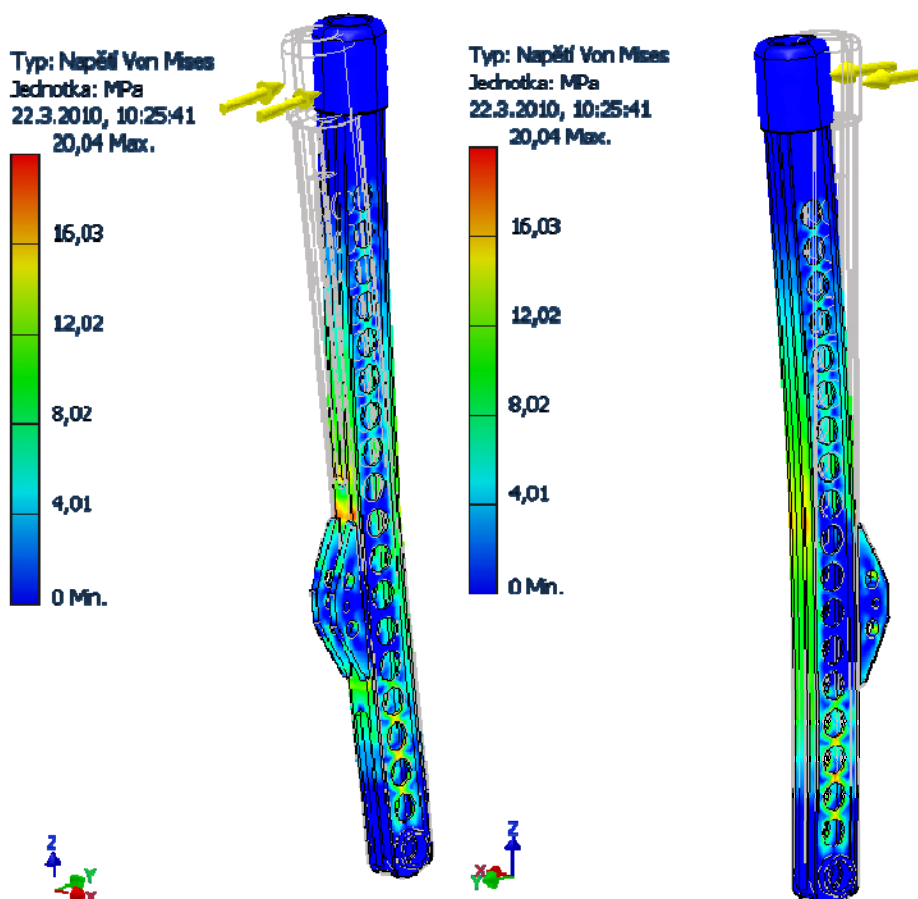
Obr.42 Úchyt táhla řazení

Hmotnost této verze je 325g, což je o 19g více, než je hmotnost 1. verze. Vzhledem k systému připojování táhla řazení pomocí kloubového ložiska je nutné pro tento úchyt přivařit k samotnému tělu řadicí páky dva ploché úchyty. Skrz tyto se následně navrtá otvor, jímž se protáhne lícovaný šroub a zajistí maticí. Řešení úchytu táhla řazení viz Obr.42 umožňuje odlehčení po celé délce bočních stran těla řadicí páky. Zvýšení hmotnosti je tedy způsobeno především vyšší hmotností přivařených plochých úchytů.

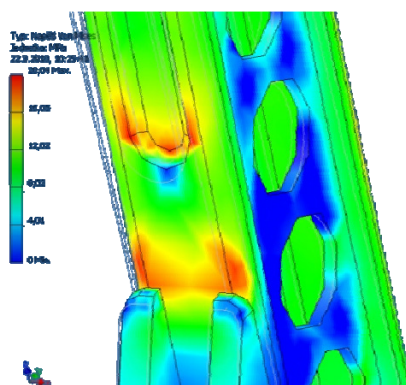
Protože první výpočet pomocí MKP ukázal lokální maximum v místě svaru (*Obr.43*), rozhodl jsem se u druhého výpočtu vyřadit z analýzy prvek svary, pro který výsledky nemůžou být považovány za věrohodné. Z následného výpočtu vyplývá rozložení napětí po výšce řadicí páky dle *Obr.44*. V tomto případě vychází maximální hodnoty napětí v místě nad úchytem řadicí tyče (*Obr.45*).



Obr.43 Lokální maximum napětí



Obr.44 Analýza napjatosti 2.varianty řadicí páky



**Obr.45** Lokální maximum napětí u 2. varianty

Na první pohled se tato varianta jeví jako lepší. Rozložení napětí po výšce řadicí páky je lepší než u předešlé varianty, avšak maximální hodnota napětí je zde koncentrována do malého prostoru a navíc dosahuje vyšší hodnoty. V analýze napjatosti však není zahrnuto zohlednění svarů a tepelného ovlivnění oblasti. Svár jako takový je velkou nevýhodou, protože klade velké nároky na správné provedení, v případě potřeby dosažení dobrých mechanických vlastností. Navíc s sebou nese nutnost dodatečného tepelného zpracování pro obnovení původních mechanických vlastností. Vzhledem k použitému materiálu, jehož mechanické vlastnosti už v základním provedení nejsou optimální, nepovažuji technologii svařování jako optimální pro zhotovení řadicí páky.

### 2.5.4 3. varianta- Desky

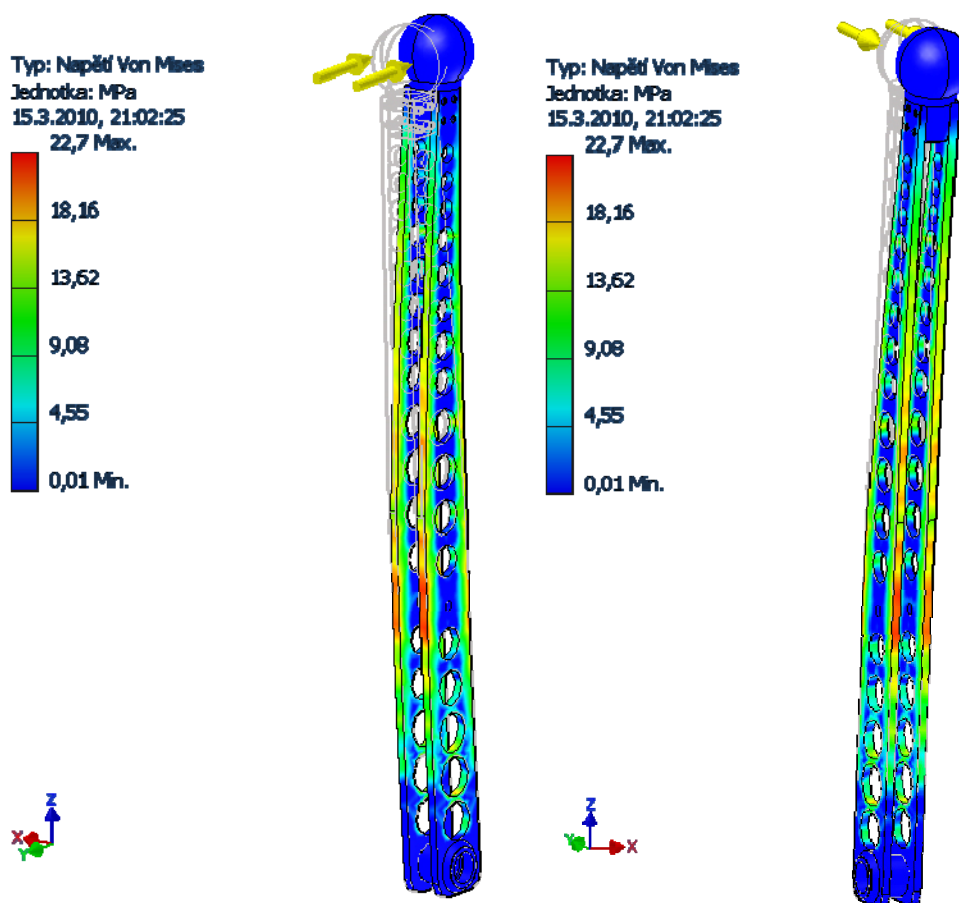
3. variantu řadicí páky jsem navrhl jako dvě desky s otvory po délce pro odlehčení z materiálu 2. viz *Tab.1 (Obr.46)*. Geometrie řadicí páky je zhotovena technologií vypalování pomocí laseru z polotovaru ve formě plechu o tloušťce 5mm. Hmotnost této řadicí páky je 337g. Ve spodní části je stejně jako u ostatních variant vevařen náboj pro kloubová ložiska a na horním konci je přišroubována ovládací koule vyrobená ze silonu.



**Obr.46** Tvar 3.varianty řadicí páky

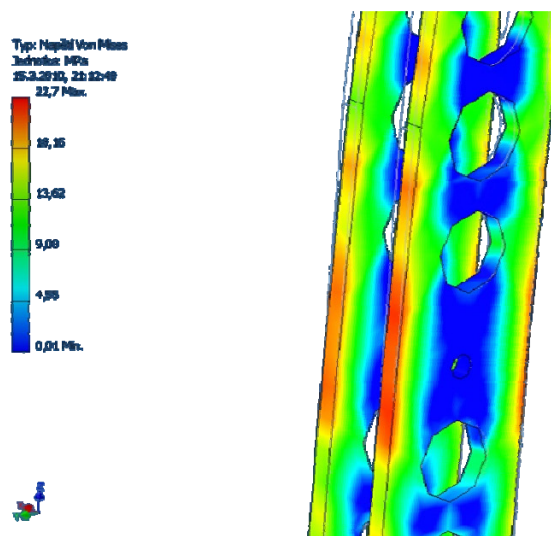
Z analýzy napjatosti vyplývá relativně rovnoměrné rozložení napětí po celé výšce řadicí páky (*Obr.47*). Vzhledem k dominantnímu namáhání ve směru osy y, je tato varianta vcelku povedená, ale malou nevýhodou může být nižší stabilita v příčném směru způsobená absencí příčné stěny nebo většího množství příčných vzpěr. Hodnota maximálního napětí je relativně

nížká, a proto se tato varianta nabízí k dalšímu snížení hmotnosti. Možnou úpravou by mohla být především menší tloušťka polotovaru.



Obr.47 Analýzy napjatosti 3. Varianty řadicí páky

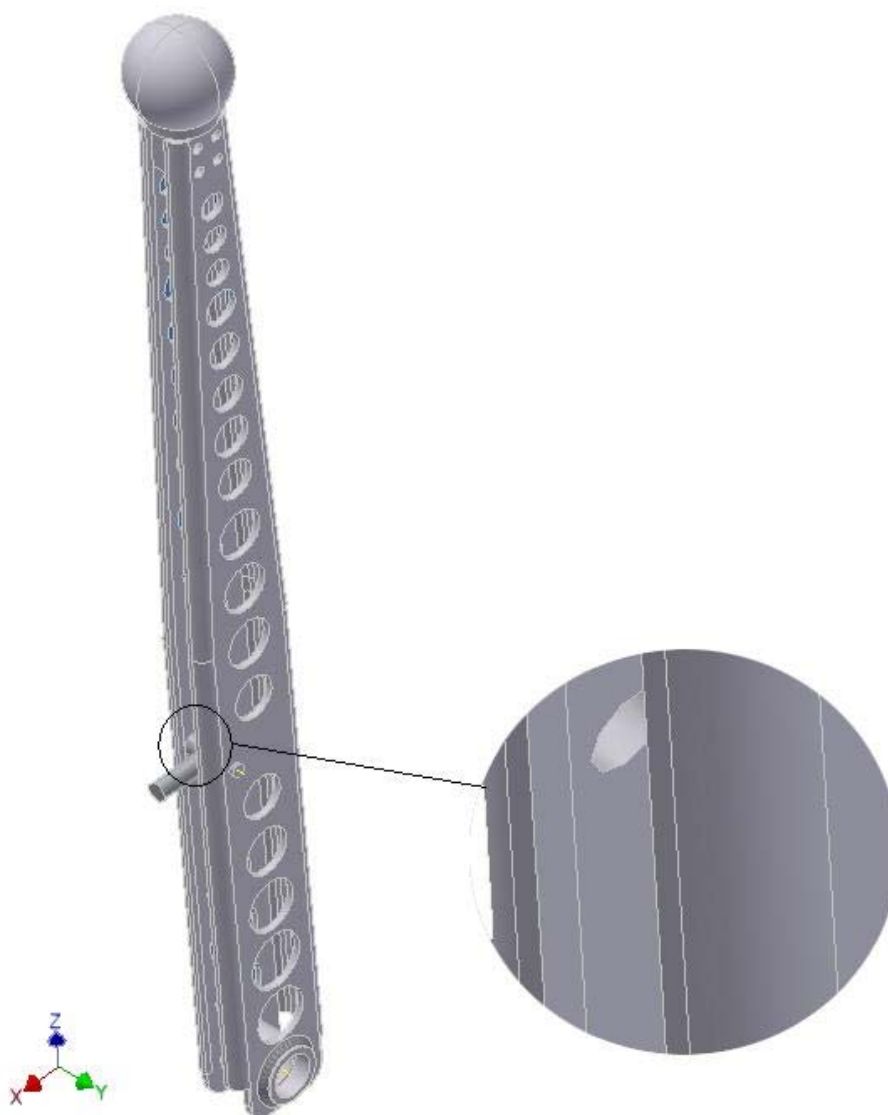
Hodnota maximálního napětí je největší v místě uchycení kloubového ložiska viz Obr.48 . Ke snížení tohoto napětí by mohlo dojít například přidáním materiálu v tomto místě a zmenšením vnitřních otvorů pro odlehčení.



Obr.48 Detail analýzy napjatosti

### 2.5.5 4. varianta-Lisovaný profil

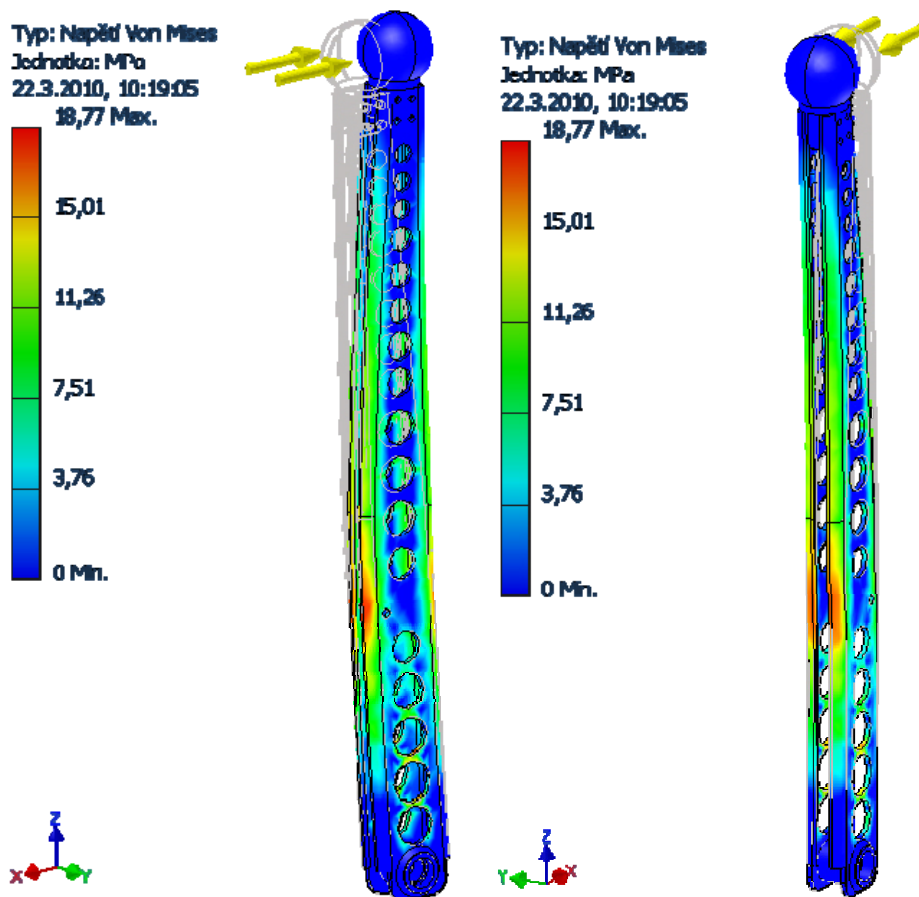
Na základě dobrých výsledků analýzy napjatosti v předchozím případě jsem konstrukci upravil s tím, že zůstal zachován hlavní tvar řadicí páky (*Obr.49*). Polotovarem pro tuto verzi je stejně jako v předešlém případě materiál 2. viz Tab.1, ale tloušťky 2mm. Menší tloušťka materiálu umožnila změnu tvaru a tím zvýšení boční stability při zachování příznivé hmotnosti, která je v tomto případě 330g. Toho jsem dosáhl vytvořením ohybů na vnějších hranách (*Obr.49 detail*).



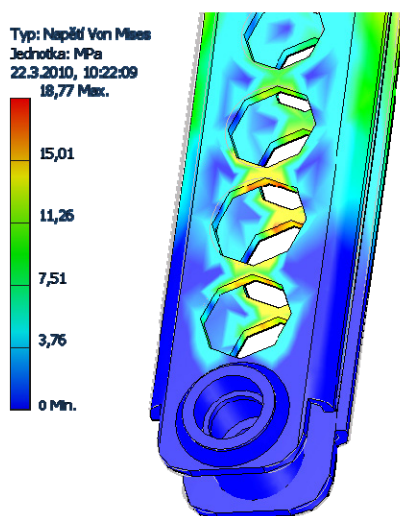
**Obr.49** Tvar 4.varianty řadicí páky

Nevýhodou této verze je složitý tvar bočních desek. Vzhledem ke kusové výrobě se jeví technologie výroby značně složitá. Protože je nutné dosáhnout celistvého ohybu i v místě radiusu, pravděpodobně jedinou možnou technologií výroby by bylo ohýbání pomocí pryže na dřevěný model.

Výsledky analýzy napjatosti jsou v tomto případě výrazně lepší než v předešlé verzi (Obr.50). Hlavním důvodem zlepšení je vytvořená hrana, která způsobila celkové zvýšení tuhosti řadicí páky. Hodnota lokálního maximálního napětí se posunula do místa u otvoru pro odlehčení pod úchytem táhla řazení(Obr.51) ale i přes menší tloušťku materiálu je tato hodnota nižší.



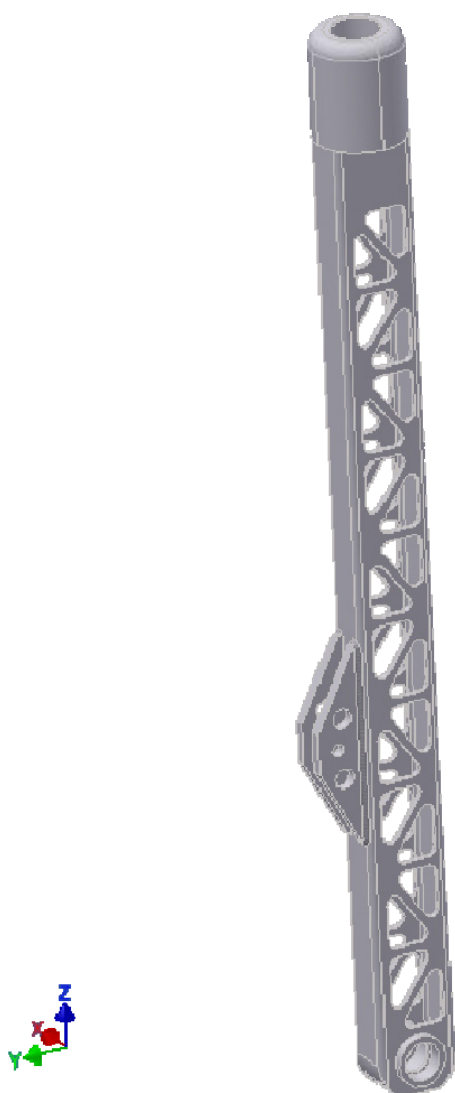
Obr.50 Rozložení napětí po výšce řadicí páky



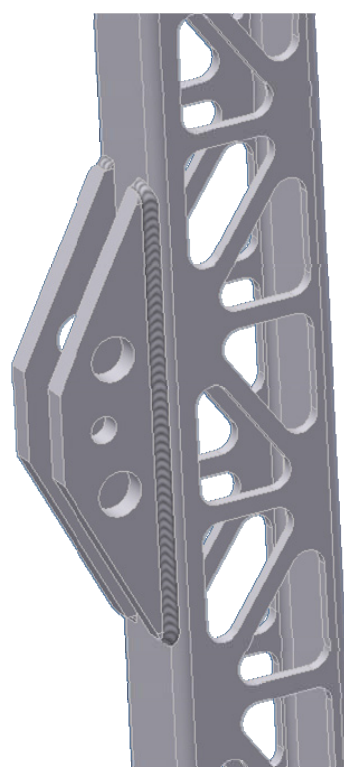
Obr.51 Detail z analýzy napjatosti na spodní část řadicí páky

### 2.5.6 5. varianta-Uzavřený profil s vypalovanými otvory

Tato varianta vychází stejně jako varianta 1. z uzavřeného profilu vyrobeného z materiálu 1., viz *Tab.1*. Rozměry polotovaru jsou 40x25x2,5mm a délka je 480 mm. Ve spodní části je zabudován náboj pro kloubová ložiska. Pro připojení táhla řazení jsou v patřičné výšce přivařeny dva ploché úchyty s otvory pro odlehčení, jak je možné vidět na *Obr.52*. Na boční straně řadicí páky jsou vytvořeny otvory pro odlehčení ve tvaru prutové konstrukce (*Obr.53*).



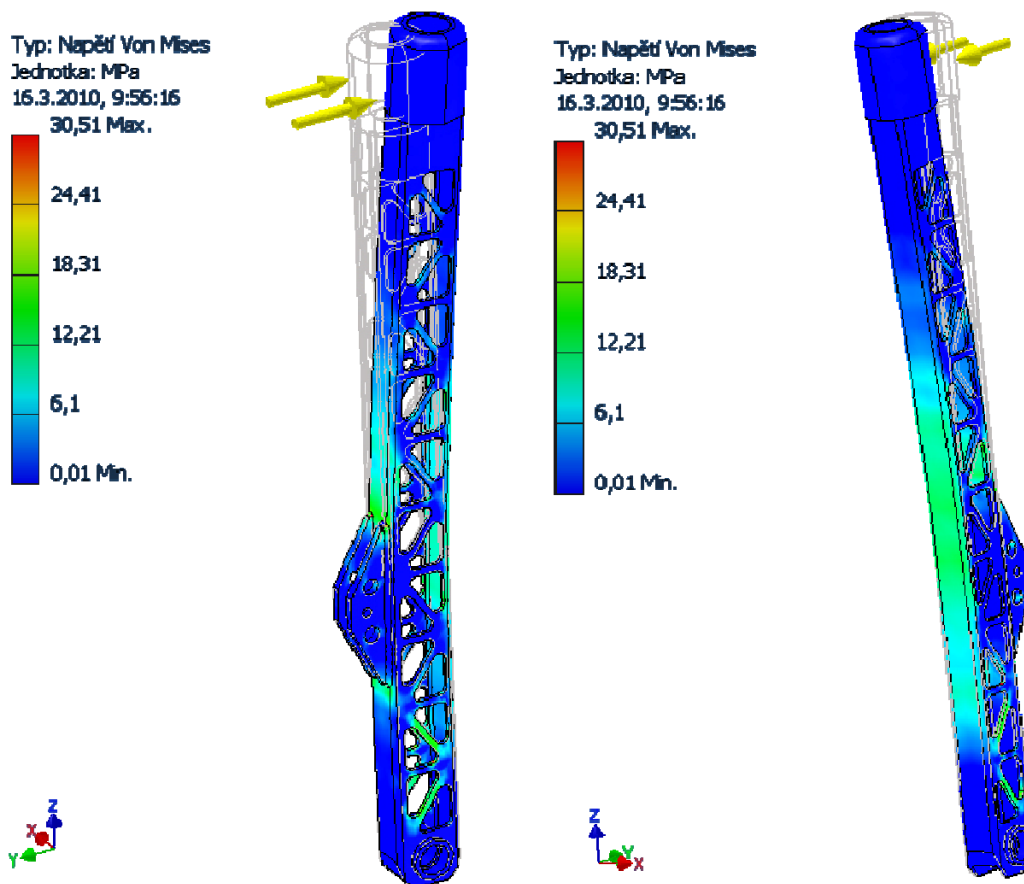
**Obr.52** Tvar 5.varianty řadicí páky



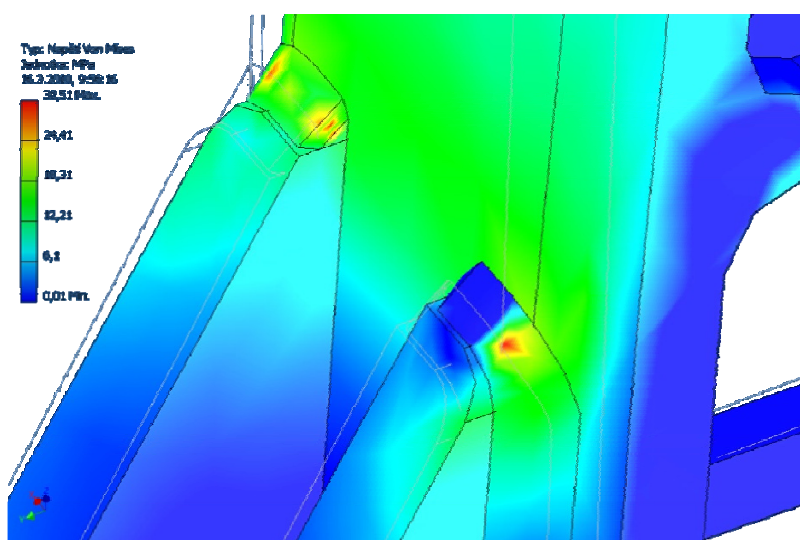
**Obr.53** Detail části pro  
uchycení táhla řazení

Z analýzy napjatosti vyplývá, že lokální maximum napětí je opět v místě svaru (*Obr.55*), čemuž se nedá plně věřit. Velkou nevýhodou může být nutnost provádět po svařování další

tepelné zpracování pro obnovení mechanických vlastností. Rozložení napětí po výšce řadicí páky se zdá relativně dobré (Obr.54), ale tvar této varianty je zbytečně složitý.



Obr.54 Analýzy napjatosti 5.varianty řadicí páky



Obr.55 Lokální maximum u 5.varianty řadicí páky

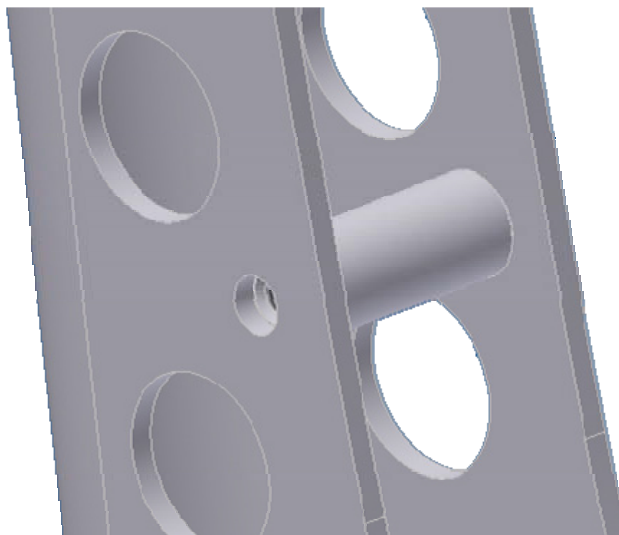
Další nevýhodou této varianty je hmotnost. I přes velké množství otvorů je tato varianta s 341g celkově ze všech variant nejtěžší.

### 2.5.7 6. varianta-Vykrojený plech

V poslední představené verzi bylo mým cílem využít materiál 2., viz Tab.1. Polotovarem jsou u tohoto materiálu plechy. Vzhledem ke snaze dosáhnout co nejnižší hmotnosti jsem se rozhodl zvolit plech tloušťky 2mm. Tento materiál má doporučený minimální poloměr ohybu pro ohyb  $180^\circ$  3,5 násobek tloušťky materiálu (*Obr.56*). Proto jsem zvolil poloměr 10mm což tuto podmínku splňuje.



**Obr.56** Rádus ohybu 6.varianty



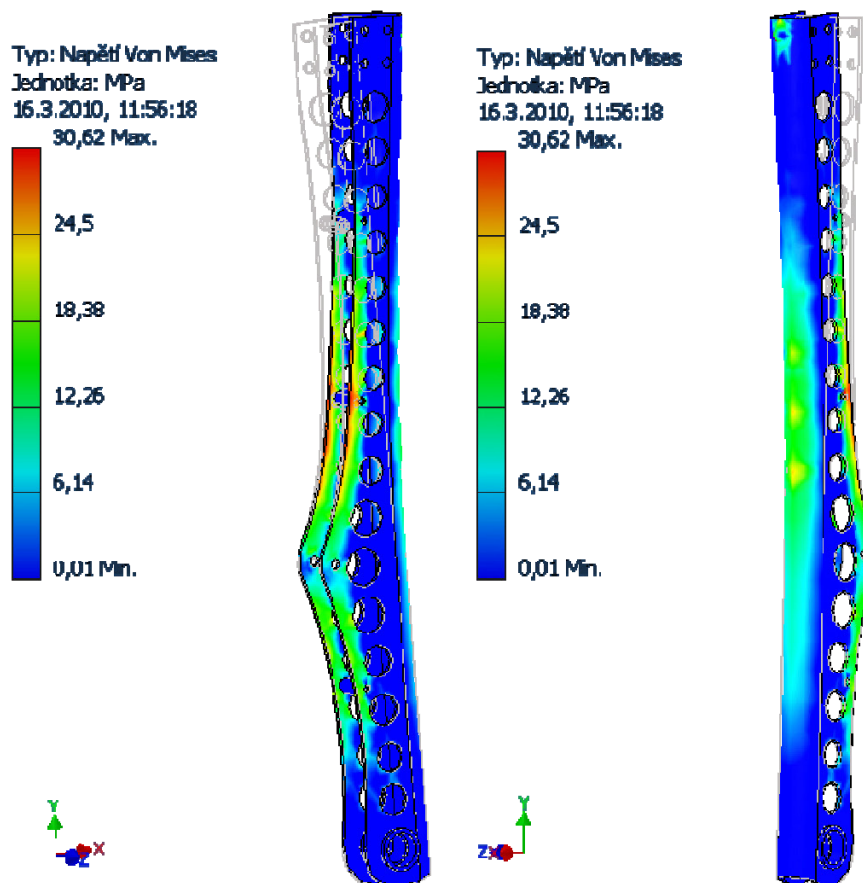
**Obr.57** Příčné vzpěry

Pro zajištění větší vzpěrné stability při řazení proti směru jízdy (řazení vyššího rychlostního stupně) jsem po výšce řadicí páky umístil montované výztuhy ve formě válečků se závitem pro přišroubování (*Obr.57*). Tvar jsem navrhl tak, aby nebylo nutné použít technologii svařování v místě táhla řazení, a tím ovlivňovat vlastnosti materiálu (*Obr.58*).



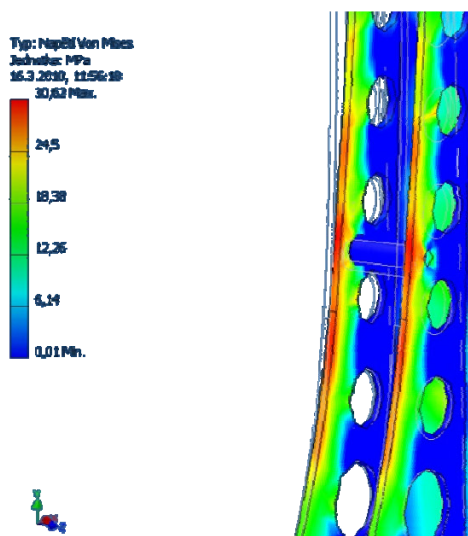
**Obr.58** Tvar 6.varianty řadicí páky

Z výsledků MKP je vidět posunutí maximální hodnoty napětí dále od úchytu táhla řazení (*Obr.59*) a celkové rozložení napětí po hranách řadicí páky. Maximální hodnota napětí je v místě otvoru pro příčnou vzpěru viz *Obr.60*. Odstraněním tohoto otvoru dojde k mírnému snížení hodnoty napětí, ale nejedná se o rapidní pokles. V části pro uchycení ovládacího válce by byl prostor pro odlehčení, ale z konstrukčních důvodů již toto není možné. Jistý prostor pro snížení hmotnosti je dále ve spodní části, v okolí náboje pro kloubová ložiska, tady však musí dojít ke svařování, a proto je zde větší množství materiálu pro zajištění potřebné bezpečnosti.



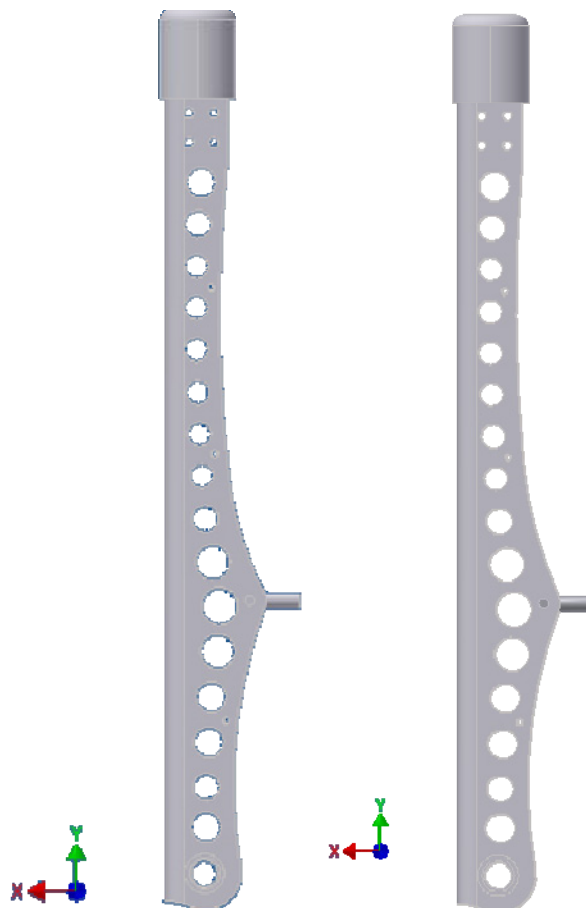
Obr.59 Rozložení napětí u 6.varianty řadicí páky

Maximální hodnota napětí je v tomto případě jednou z nejvyšších z navržených verzí, ale vzhledem k dosažené hmotnosti 218g je tato varianta bezkonkurenčně nejlehčí a proto jsem se rozhodl tuto variantu dále upravit. Maximální napětí je posunuté dále od úchyty táhla řazení směrem k řadicímu válci. Toto je způsobeno především otvorem pro montovanou vzpěru.



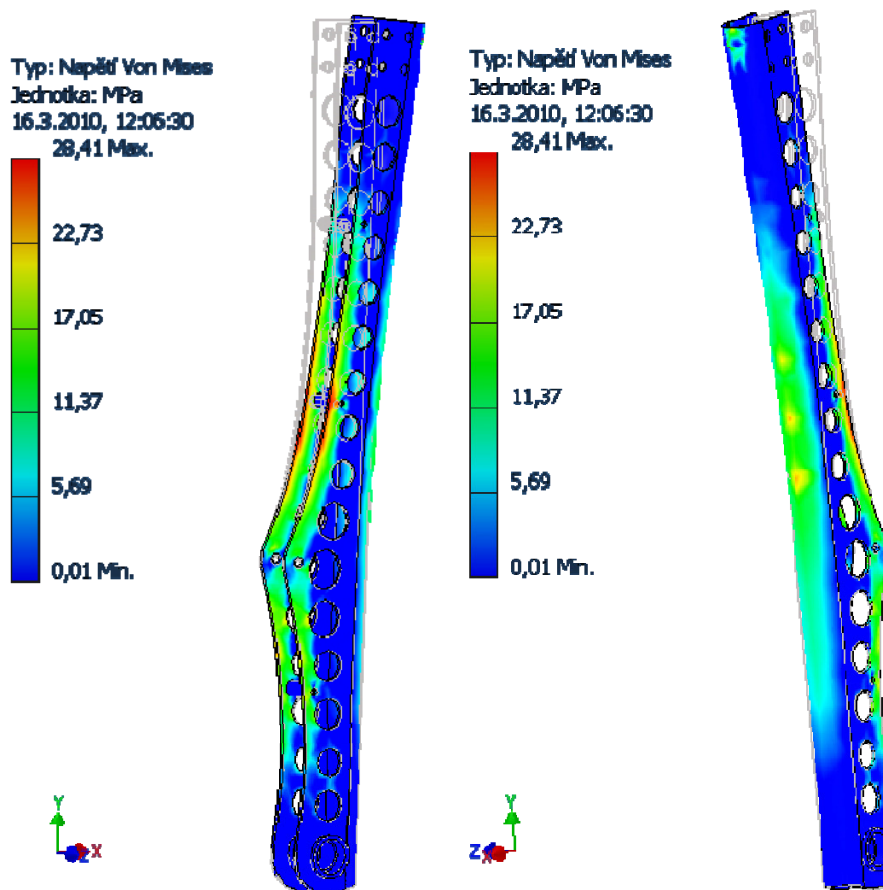
Obr.60 Lokální maximum napětí v hraně 6.varianty řadicí páky

Přidáním materiálu v oblasti maxima napětí a posunutím odlehčovacích otvorů se tvar řadicí páky lehce změnit. Porovnání původního návrhu a přepracované verze je vidět na *Obr.61*. Hmotnost po úpravě se změnila na 225g, což je stále nejnižší z navrhovaných řešení.

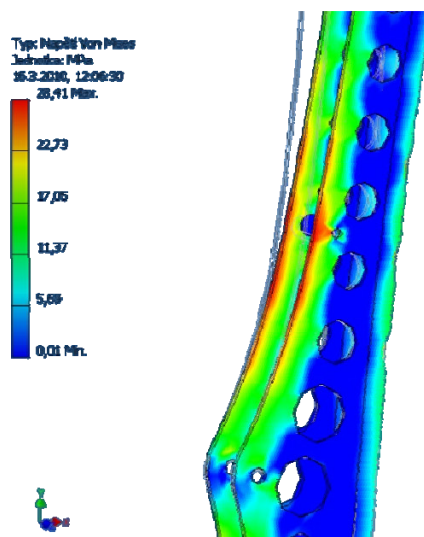


**Obr.61** Původní (vlevo) a přepracovaná verze 6.varianty řadicí páky

Analýza napjatosti ukázala, že úprava tvaru způsobila snížení lokálního maxima a větší rozložení napětí po výšce řadicí páky (*Obr.62 a Obr.63*). Na základě porovnání (viz **Příloha 1**) všech představených variant jsem se rozhodl tuto variantu převést do programu ANSYS a podrobit ji analýze napjatosti tímto programem pro možnost porovnání výsledků získaných s použitím programů Inventor a ANSYS.



Obr.62 Analýzy napjatosti 6.varianty řadicí páky



Obr.63 Detail rozložení napětí nad místem pro upevnění táhla řazení

## 2.6 Program ANSYS

Po konzultaci s vedoucím práce Ing. Pavlem Ramíkem jsem se rozhodl rozšířit tuto práci o srovnání výsledků analýzy napjatosti v programu Inventor s programem ANSYS, jak bylo uvedeno výše. Protože jsem s tímto programem ještě nepracoval, docházel jsem v zimním semestru nad rámec svých studijních povinností na hodiny kurzu práce s tímto programem pod vedením pana Ing. Pavla Ramíka společně se studenty vyššího ročníku. V těchto hodinách jsem se naučil základy ovládání programu ANSYS, a tyto následně využil pro získání výsledků analýzy napjatosti mnou navržené řadicí páky.

### 2.6.1 Popis programu [17]

Ansys je výpočtový program pro tvorbu modelů a především jejich výpočtovou analýzu. V tomto programu je možné řešit široké spektrum úloh od úloh statiky, kde je možné řešit výpočet deformací a silových účinků, až po úlohy hydrodynamiky. Tyto jednotlivé úlohy je možné dle potřeby kombinovat a tím dosáhnout výsledků složitějších simulací. Postup práce se systémem MKP je následující: Součást je rozdělena na velice malé části (prvky) tvořené uzlovými body. Každý uzel má definovaný stupeň volnosti a může na něj působit i vnější vliv, kterým může být např. zatížení. Jednotlivé prvky jsou v těchto bodech spojeny a vytváří tak soustavu rovnic, které tento program řeší.

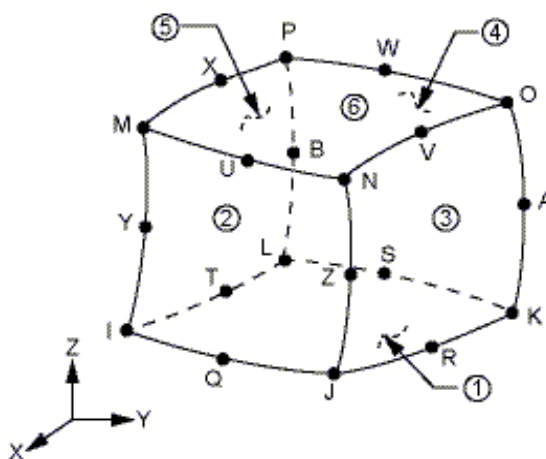
### 2.6.2 Převod modelu

Protože program ANSYS neumožňuje otevřít přímo součást vytvořenou v programu Inventor, bylo zapotřebí využít převodního formátu. V první fázi jsem model součásti převedl do formátu IGES a STEP, a tyto se pokusil otevřít v programu ANSYS. Bohužel tento přímý postup nebyl možný, a proto bylo nutné jako mezistupeň použít program Pro/Engineer, který umožňuje lepší převod modelu mezi těmito programy.

### 2.6.3 Použité prvky

#### Solid 95 (3-D 20-Node Structural Solid)

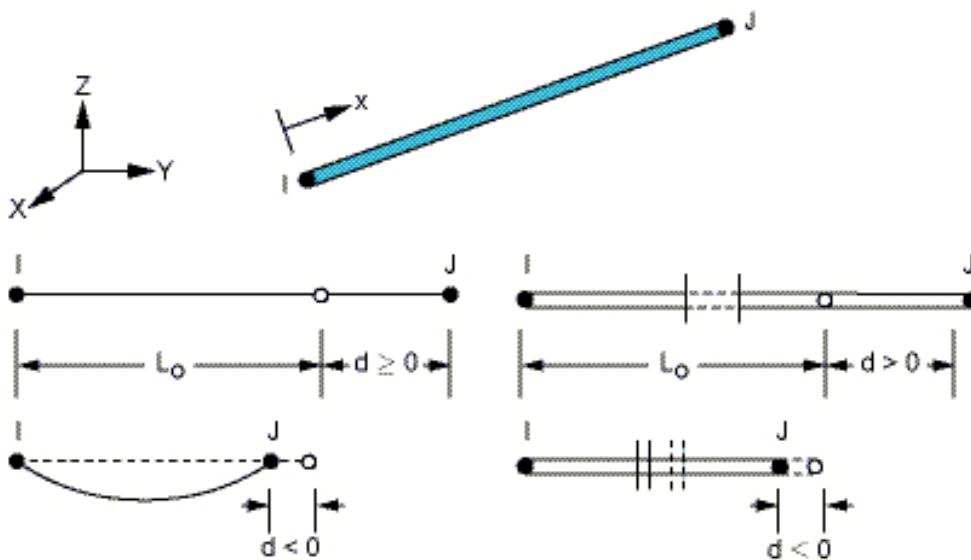
Tento prvek se skládá z 20 uzlových bodů viz *Obr.64*. Je vhodný pro objemové modelování, protože umožňuje lepší rozložení prvků v objemu. Jedná se o kvadratickou obdobu lineárního prvku Solid 45, který má oproti této verzi pouze 8 uzlů. Vyšší počet uzlů zajišťuje přesnější výsledky výpočtu, ale zároveň zvyšuje náročnost výpočtu.



Obr.64 Schématický obrázek prvku Solid 95

**Link 10** (Tension-only or Compression-only Spar)

Využití tohoto prvku není přímo spojeno s objemem součástí, ale tento prvek jsem použil ve snaze co nejlépe nasimulovat úchyt řadicí páky a místo pro zatížení. Tvar tohoto prvku je na Obr.65. Link 10 je prutový prvek pro jednoosé zatěžování. Jako celek se chová jako prut na rotačních vazbách.



Obr.65 Schématický obrázek prvku Link 10

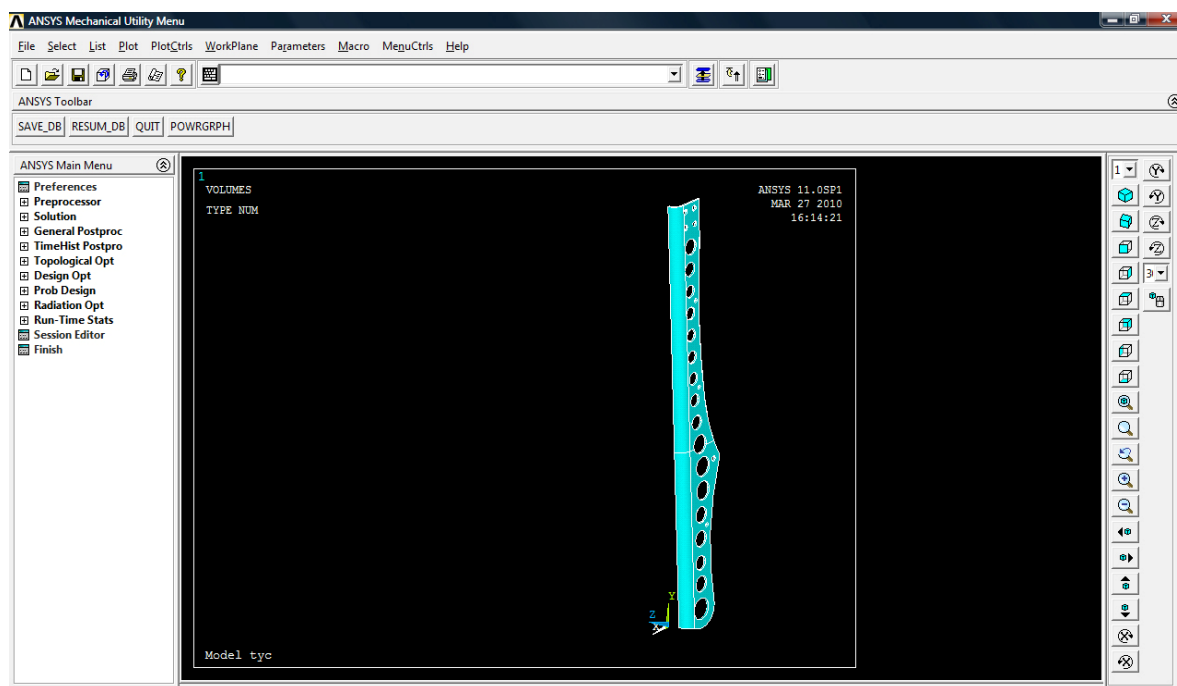
## 2.6.4 Materiálové vlastnosti

Řadičí páka byla při simulování MKP zatěžována pouze staticky, proto stačilo zadat v menu **Preprocessor-Material Props-Material Models** pouze typ materiálu a jeho mechanické vlastnosti:

- strukturní, lineární, elastický, isotopický
- $E_x = 68900 \text{ MPa}$
- $\mu = 0,33$

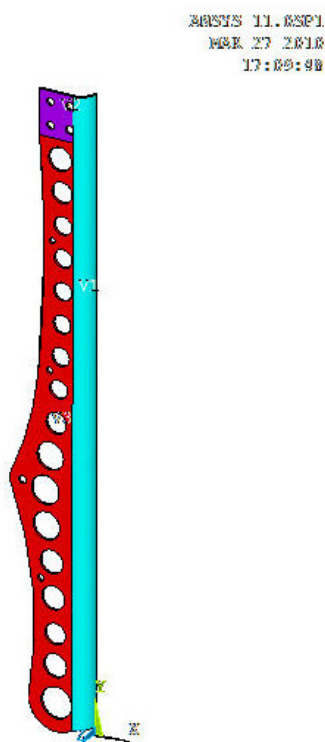
## 2.7 Práce v programu ANSYS

Vzhledem k tomu, že program ANSYS umožňuje pracovat se symetrií, rozhodl jsem se rozdělit s ohledem na snížení náročnosti celkového výpočtu model na dvě poloviny v ose symetrie a jednu polovinu vymazat. Model, se kterým jsem tedy následně pracoval, je vidět na *Obr.66*.

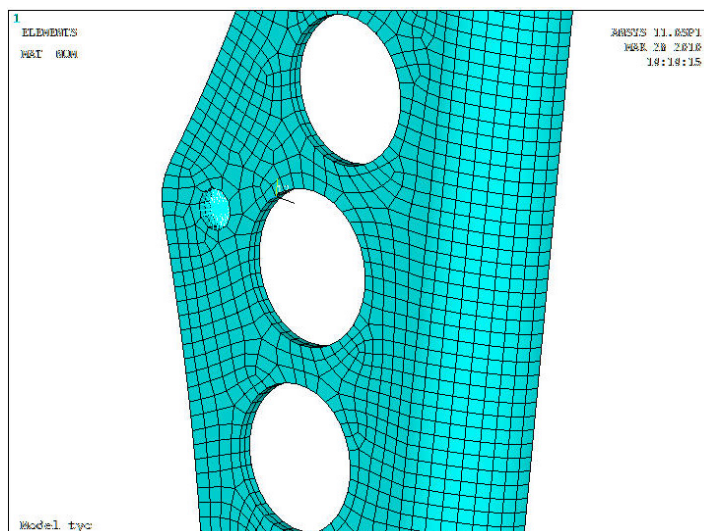


**Obr.66** Pracovní prostředí programu ANSYS

Dalším krokem bylo síťování objemu. Vzhledem ke složitosti tvaru součásti jsem rozdělil objem celkem na 3 části (*Obr.67*).

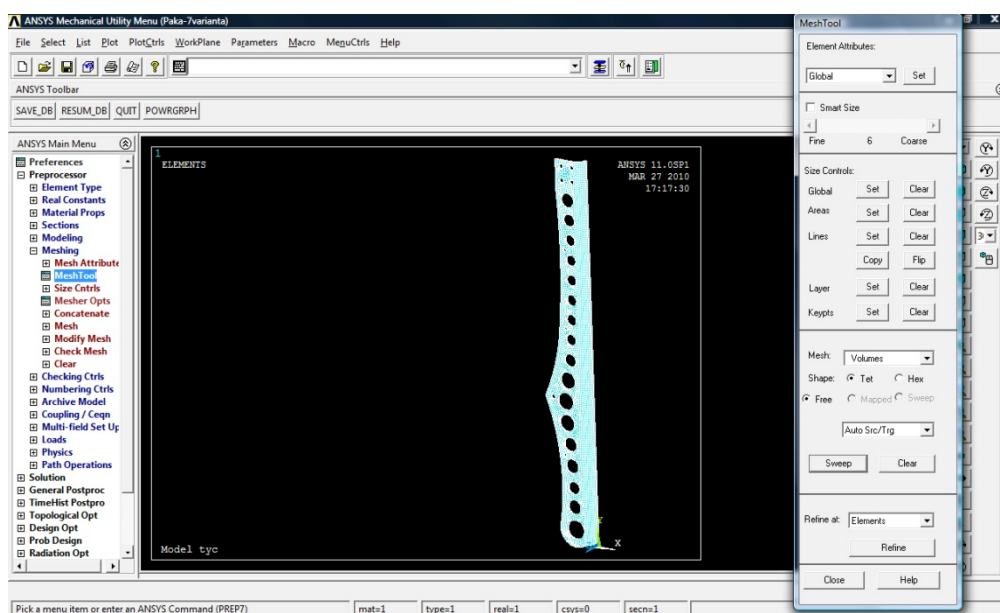


Obr.67 Rozdělení součásti na objemy



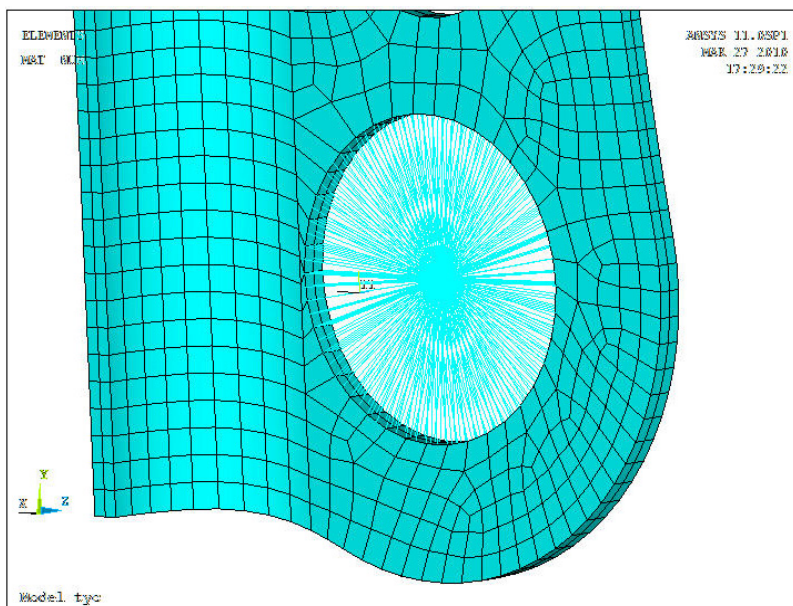
Obr.68 Detail sítě u přepracované verze 6.varianty řadičí páky

Pomocí menu Meshing a MeshTool (Obr.69) jsem tyto objemy vysíťoval a nachystal tak samotnou součást pro výpočet. Detail sítě je možné vidět na Obr.68. Na některých místech, především v okolí otvorů v horní části řadičí páky, není síť úplně ideální, ale pro potřebu porovnání výsledků je zcela dostačující. Vhodným způsobem, jak



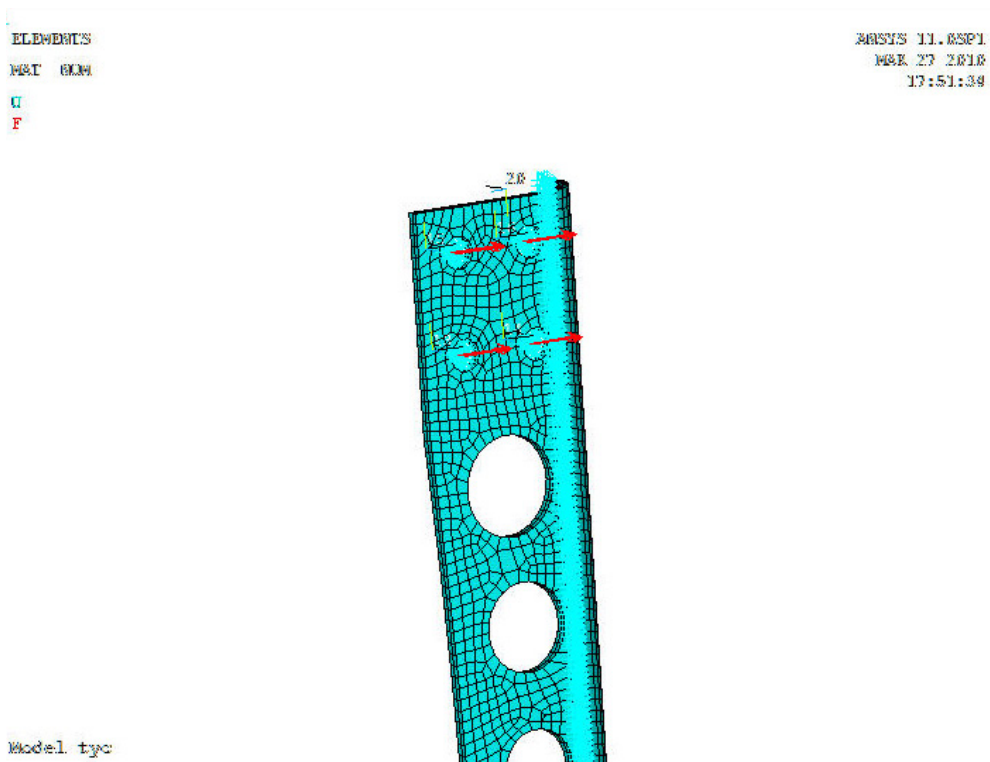
Obr.69 Síťování součásti v programu ANSYS

vysíťovat tuto součást, by bylo vytvořit pouze střednicovou plochu a tu vysíťovat pomocí skořepinových prvků shell. V tuto chvíli, kdy již byl model vysíťován, bylo zapotřebí zadat upevnění a zatížení. K tomuto účelu jsem použil prvky Link 10, které byly poskládány do prutových náhrad v otvorech pro upevnění a zatížení (*Obr.70*). Tyto prutové náhrady jsou schopné simulovat v místě uchycení a zatížení reálnější podmínky.



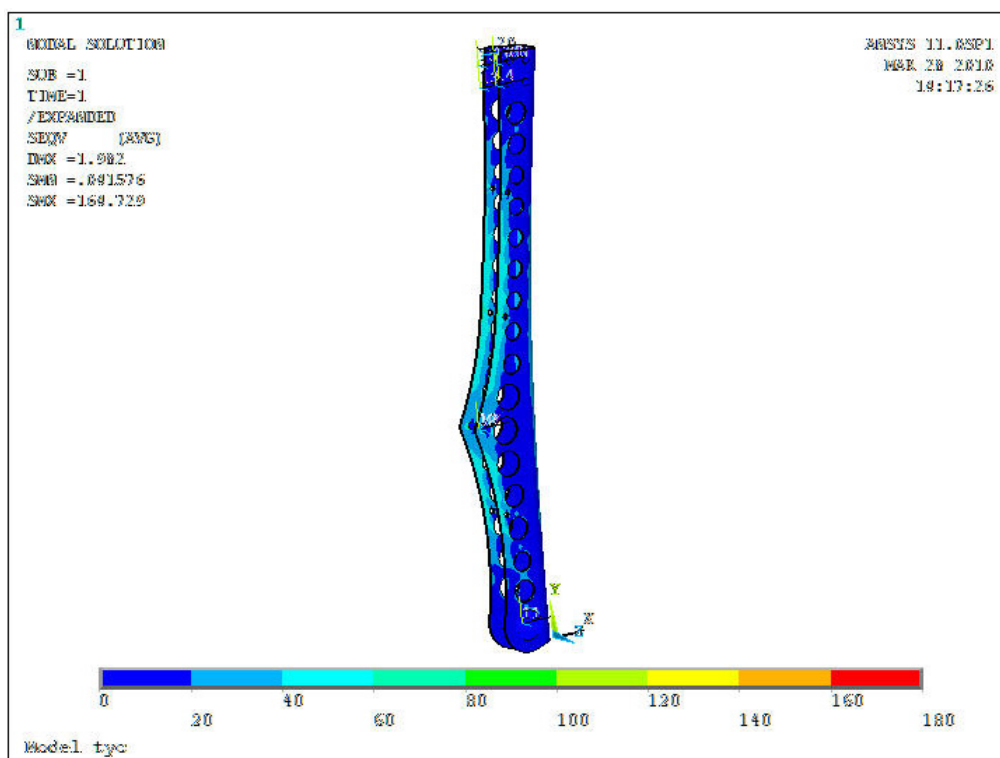
**Obr.70** Detail na prutovou náhradu v oku pro uchycení náboje pro ložiska

Zatížení jsem zadal totožné jako při analýze napjatosti v programu Inventor. Toto jsem umístil pro zjednodušení do uzlových bodů uprostřed otvorů pro připevnění řadicího válce, viz *Obr.71*.

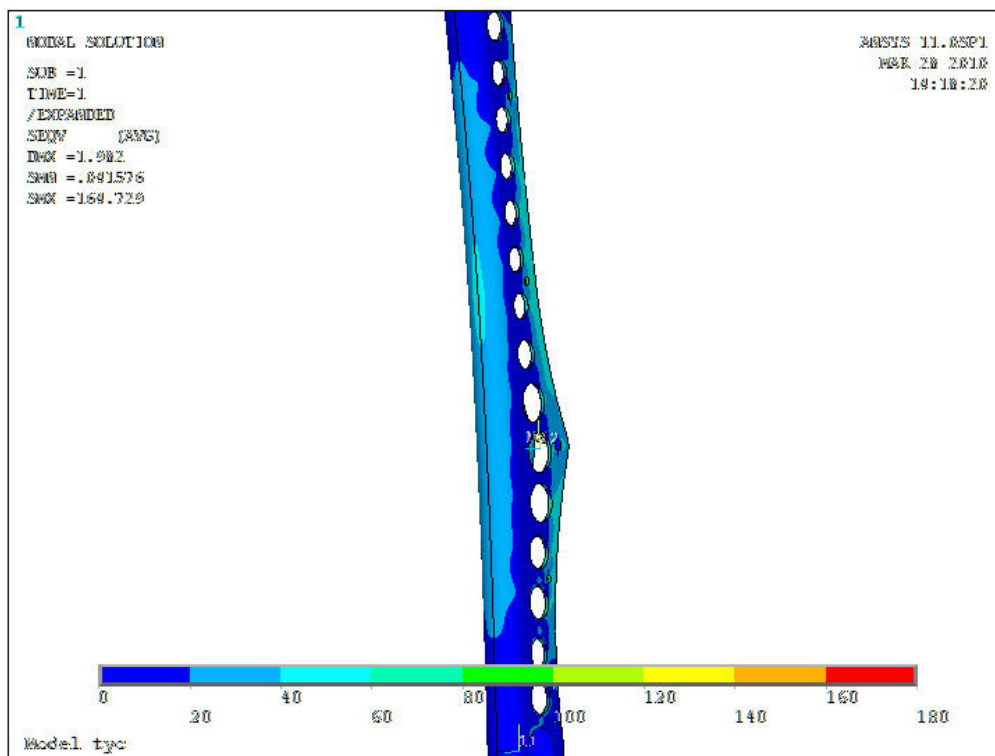


**Obr.71** Umístění zatížení v otvorech pro uchycení řadicího válce

Z analýzy napjatosti v programu ANSYS vychází velice podobné rozložení napětí po výšce řadicí páky jako v případě analýzy napjatosti v programu Inventor (*Obr.72 a Obr.73*).

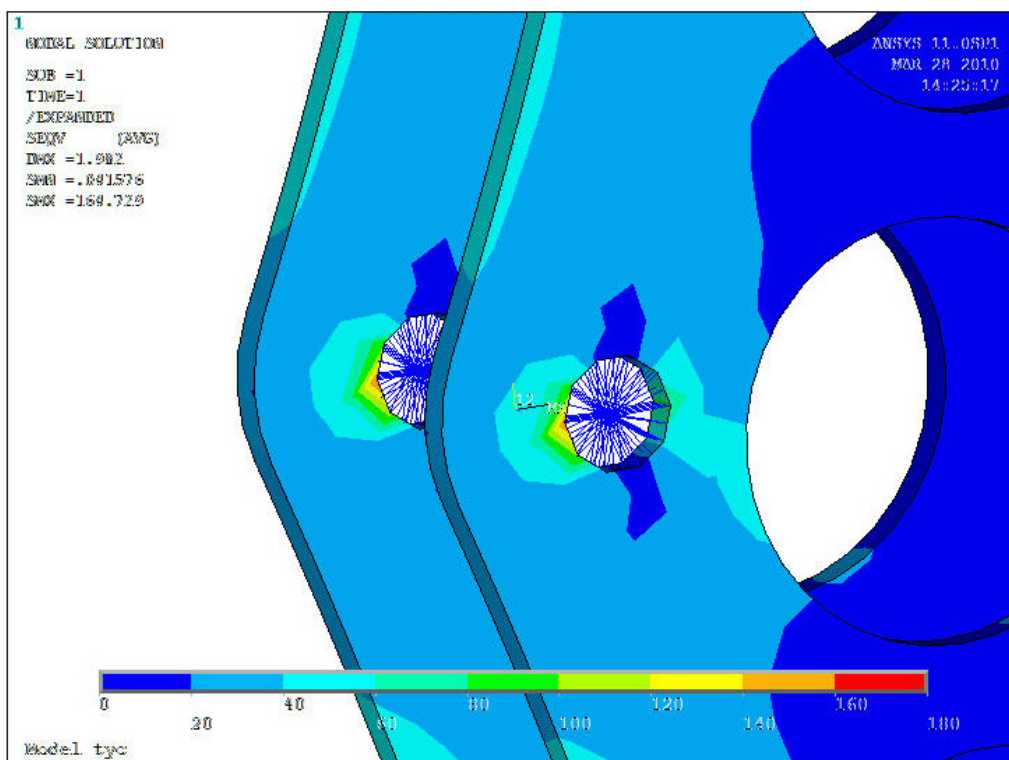


**Obr.72** Rozložení napětí při analýze napjatosti v programu ANSYS



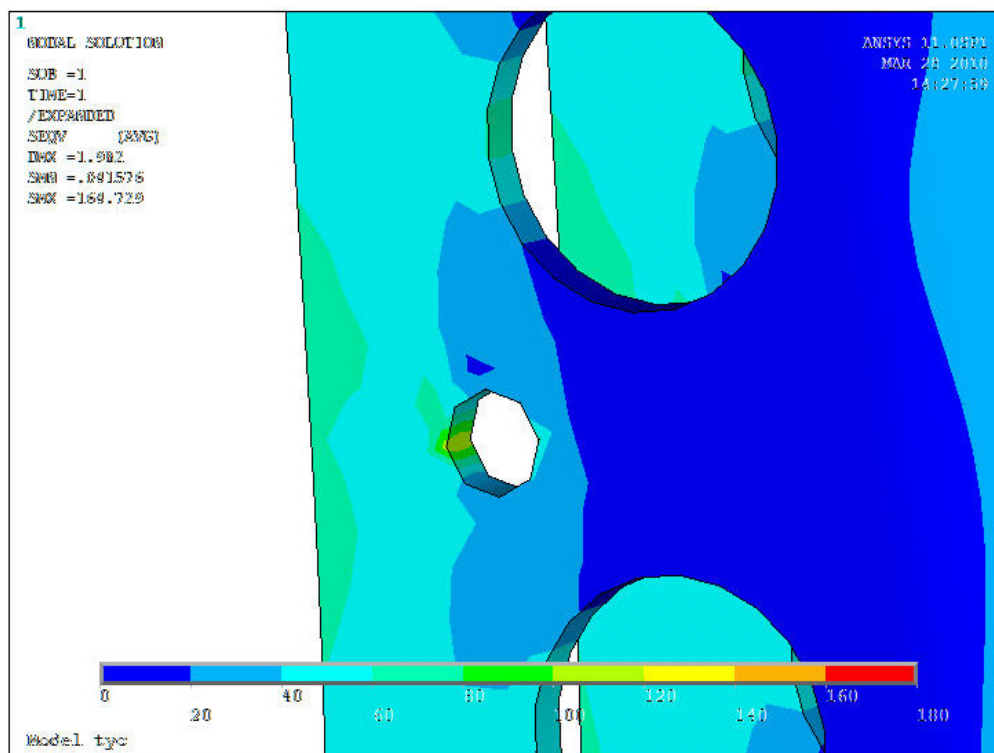
Obr.73 Rozložení napětí na přední straně řadicí páky

Lokální maximum je v tomto případě v místě upevnění táhla řazení viz *Obr.74*, což patrně odpovídá reálné situaci, kdy je již rychlostní stupeň zařazený, ale řidič stále na páku tlačí a tím jí namáhá mnohem vyšší silou než při samotném řazení.



Obr.74 Detail na rozložení napětí v oku pro uchycení táhla řazení

Výsledek analýzy v tomto místě je mnohem reálnější, než výstup z analýzy v programu Inventor. V programu Inventor jsem v tomto místě nebyl schopen zadat podmínky vazby tak reálně jako v programu ANSYS. Stejně jako u analýzy v programu Inventor je také v programu ANSYS zvýšená hodnota napětí v místě pro příčnou výztuhu nad úchytem táhla řazení (Obr.75). Analýzy napjatosti pomocí programu ANSYS je v tomto případě lépe schopna simulovat reálné podmínky, které nastávají při zatěžování součásti.



**Obr.75** Detail na rozložení napětí v okolí otvoru pro umístění příčné výztuhy  
(místo lokálního maxima u analýzy napjatosti v programu Inventor)

### 3 Vyhodnocení navržených verzí

Všechna navržená konstrukční řešení řadicích pák mohou být považována za použitelné. V žádné z variant výsledky analýzy pomocí MKP neukázaly na vážné nedostatky. Toho je důkazem součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu v **Příloze 1**, který vychází z maximálního dosaženého napětí v součásti. Je tedy jasné, že ve všech variantách byly hodnoty napětí mnohem nižší, než je hodnota meze kluzu použitého materiálu. Dalším kladným výsledkem pro všechny varianty je dosažení požadovaného snížení hmotnosti oproti současné verzi při lepším rozložení napětí po výšce řadicí páky. Tato skutečnost má příznivý vliv na snížení maximálního napětí. Naproti tomu se však současná verze řadicí páky vyznačuje především svou jednoduchostí na výrobu, která je v případě všech mnou navržených variant složitější.

Jak 1., 2. ale i 5. verze ukazují na možnost využití uzavřeného profilu jako polotovaru pro výrobu řadicí páky. Tento polotovar je vhodný pro namáhání ohybem, jak ve směru řadicí síly, tak i ve směru příčném. Jeden z hlavních požadavků, a to snížení hmotnosti, je však u těchto verzí příliš malý na to, aby mohly být tyto verze považovány za nejlepší. I přesto, že u těchto verzí došlo k radikálnímu úběru materiálu, výsledky nejsou úplně ideální, a to především z toho důvodu, že tyto polotovary jsou vyráběny z materiálu s horšími mechanickými vlastnostmi, než verze navržené z polotovaru 2. viz *Tab.1*.

Verze 3. se oproti předešlým jeví jako velice zdařilá, ale horší výsledky při namáhání boční silou ukazují na potřebu zvýšit tuto boční stabilitu. Tato verze je však velice jednoduchá na výrobu, což je její největší výhodou.

Oproti tomu 4. verze, vycházející z předešlé 3. verze, dosahuje lepších výsledků v analýze napjatosti, ale svým tvarem se řadí mezi složitější a hůře vyrobitelné. Výroba této varianty by vyžadovala výrobu dřevěného modelu, kolem kterého by se následně ohýbal polotovar ve formě plechu, což v kusové výrobě značně zvyšuje náklady. Dalším problémem by mohl být především fakt, že pro materiál 2. viz *Tab.1* je předepsán doporučený poloměr ohybu, což v tomto případě nebylo možné z konstrukčních důvodů dodržet, a proto by materiál mohl právě v tomto ostrém ohybu trpět náchylností na trhliny.








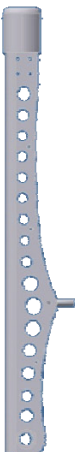
Poslední hodnocenou verzí je verze 6., kterou považuji ze všech navržených za nejlepší. Hlavního cíle, tedy dosažení nižší hmotnosti, se v tomto případě podařilo o více než 150g. Rozložení napětí je právě s ohledem na tak značné snížení hmotnosti velice dobré a tuto variantu je možné reálně aplikovat. Drobnou nevýhodou, která je však kompenzována dosaženým výsledkem, je náročnější výroba, která by měla být realizována řezáním pomocí laseru.

## 4 Přehled použité literatury

- [1] VLK, F., *Převody motorových vozidel*, Brno 2006  
ISBN 80-239-6463-1
- [2] Autospeed, *Gear shifting* [online], cit.2010-20-3,  
Dostupné z: <http://blog.autospeed.com/2007/11/17/gear-shifting/>
- [3] Rally design, *Internetový obchod* [online], cit.2010-20-3,  
Dostupné z: [http://www.rallydesign.co.uk/popup\\_image.php?pID=2009](http://www.rallydesign.co.uk/popup_image.php?pID=2009)  
[http://www.rallydesign.co.uk/popup\\_image.php?pID=2011](http://www.rallydesign.co.uk/popup_image.php?pID=2011)
- [4] Innovative Engineers, *CNC Components* [online], cit.2010-21-3,  
Dostupné z: <http://www.innovativeengineersindia.com/cnc-components.html>
- [5] C Bradley Motorsport, *Stavba závodních vozů* [online], cit.2010-24-3,  
Dostupné z:  
<http://www.cbradleymotorsport.co.uk/long%20gear%20lever%20website2.jpg>
- [6] PistonHeads, *Quick-Shift' kits...how do they work??* [online], cit.2010-24-3,  
Dostupné z:  
<http://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?h=0&f=23&t=684935&i=20&mid=0&nmt=%27Quick-Shift%27%20kits...how%20do%20they%20work>
- [7] Donnelly group, *Transporter* [online], cit.2010-2-4,  
Dostupné z:  
<http://www.donnellygroup.co.uk/commcardsdetails.asp?ModelID=248&MakeId=47>
- [8] Wikipedia-English, *Column shift* [online], cit.2010-3-4,  
Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Column\\_shift.JPG](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Column_shift.JPG)
- [9] Autoreview, *2008 Volvo V70 R-Design styling package* [online], cit.2010-3-4,  
Dostupné z: <http://autoreview.belproject.com/media/1/20080509-2008-volvo-v70-r-design-interior-gear-lever.jpg>
- [10] Serious Wheels, *2009 BMW X6 M*[online], cit.2010-5-4,  
Dostupné z: <http://www.seriouswheels.com/pics-2009/bc/2009-BMW-X6-M-Gear-Lever-1920x1440.jpg>

- [11] Autolexicon, *Převodovka DSG* [online], cit.2010-10-4,  
Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/prevodovka-dsg>
- [12] Týden, *Ferrari 430 Scuderia:splněný sen* [online], cit.2010-10-4,  
Dostupné z: [http://www.tyden.cz/rubriky/auta/testy/ferrari-430-scuderia-splneny-sen\\_87125.html](http://www.tyden.cz/rubriky/auta/testy/ferrari-430-scuderia-splneny-sen_87125.html)
- [13] Wikipedia, *Autodesk Inventor* [online], cit.2010-12-4,  
Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Autodesk\\_Inventor](http://cs.wikipedia.org/wiki/Autodesk_Inventor)
- [14] Idiartec, *Competition:Rally* [online], cit.2010-14-3,  
Dostupné z: <http://www.idiartec.com/produits2.php?id=9>
- [15] Thyssenkrupp-Ferrosta, *Neželezné kovy* [online], cit.2010-14-2,  
Dostupné z: [http://www.thyssenkrupp-ferrosta.cz/download/TKF\\_Nezelezne\\_2008.pdf](http://www.thyssenkrupp-ferrosta.cz/download/TKF_Nezelezne_2008.pdf)
- [16] Mateza, *Kloubová ložiska* [online], cit.2010-14-2,  
Dostupné z: <http://www.mateza.cz/pdf/010801.pdf>
- [17] Wikipedia-English, *Ansys* [online], cit.2010-20-4,  
Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Ansys>

Příloha 1 Tabulka pro porovnání možných variant řešení řadicí páky (zatížení 150N)-podřazování

	Řadicí páka současná	Řadicí páka varianta 1	Řadicí páka varianta 2	Řadicí páka varianta 3	Řadicí páka varianta 4	Řadicí páka varianta 5	Řadicí páka varianta 6	Řadicí páka varianta 6 přepracovaná
obrázek								
Hmotnost[Kg]-bez koule	0,39	0,306	0,325	0,337	0,33	0,341	0,218	0,225
Napětí (Van misses)[MPa]	max 42 (64,5)	max 18,04	max 20,04	max 21,93	max 18,77	max 26,94	max 30,62	max 28,41
Deformace v ose:[mm]								
X-dopředu	1,655	0,8679	0,744	1,133	0,8523	0,7667	0,823	0,823
Y-doboku	0,00168	0,001638	0,0008	0,0197	0,019	0,0037	0,00858	0,00858
Z	0,1318	0,0669	0,066	0,062	0,0738	0,053	0,078	0,078
Bezpečnost [-]	3,25	15	7,98	12,54	15	10,21	9,68	9,68