



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

HOMOLOGAČNÍ TESTOVÁNÍ VIDLICE ELEKTROKOLA

HOMOLOGATION TESTING OF ELECTRIC BICYCLE FORK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Bejdák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jakub Hurník

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Jan Bejdák**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jakub Hurník**
Akademický rok: 2019/20

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:

Homologační testování vidlice elektrokola

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době rychle roste popularita a poptávka po elektrokolech. Aby bylo možné uvést elektrokolo na trh, je třeba provést jeho homologaci. Homologace probíhá podle evropských norem a obsahuje mimo jiné řadu požadavků na mechanickou odolnost rámu a vidlice těchto kol.

Typ práce: výzkumná

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je provedení mechanických statických testů dle platné evropské normy pro homologaci jízdních kol na vzorku vidlice elektrokola vlastní konstrukce.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- definovat zátěžné stavy vidlice kola při statických homologačních testech,
- provést počítačovou simulaci těchto zátěžných stavů,
- provést statické testy na vzorku vidlice,
- na základě získaných dat formulovat predikci výsledku homologačního testu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, fotografická dokumentace, digitální data.

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

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske--studium--ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

MADENCI, Erdogan a Ibrahim GUVEN. The finite element method and applications in engineering using ansys. New York, NY: Springer Science Business Media, 2014. ISBN 978-1-4899-7549-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

V současné době prudce roste popularita a poptávka po elektrokolech. Elektrokola vstupující na evropský trh musejí splňovat sérii bezpečnostních požadavků zahrnutých v homologačním testování. Tato práce se zabývá predikcí výsledku mechanických statických testů vidlice elektrokola dle platné evropské normy.

Predikce je formulována na základě MKP simulací zmíněných testů a optického experimentálního měření prováděného za účelem validace simulací.

Výsledky obou přístupů jsou porovnány a kriticky zhodnoceny. Vzorek testované vidlice splnil požadavky stanovené normou. Jsou stanoveny požadavky na predikci nepartikulárního testu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Homologační testování, vidlice elektrokola, mechanické testování, metoda konečných prvků (MKP), optické měření

ABSTRACT

Currently, the popularity and demand for e-bikes is growing rapidly. E-bikes entering the European market must meet a series of safety requirements included in the type-approval. This work deals with the prediction of the result of mechanical static testing of an e-bike fork according to the valid European standard.

The prediction is formulated on the basis of FEM simulations of the mentioned tests and optical experimental measurements performed for the purpose of validating the simulations.

The results of both approaches are compared and critically evaluated. The sample of the tested fork met the requirements set by the standard. Requirements for the prediction of a non-particulate test are set.

KEYWORDS

Type-approval, e-bike fork, mechanical testing, finite element method (FEM), optical measurement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEJDÁK, J. *Homologační testování vidlice elektrokola*. Brno, 2020, 65 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Jakub Hurník

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat zejména vedoucímu práce Ing. Jakubu Hurníkovi za perfektní a aktivní vedení při zpracování tématu, za cenné rady a trpělivost.

Dále bych rád poděkoval rodině a přítelkyni za velkou podporu a důvěru.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Jakuba Hurníka. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

ABSTRAKT	5
KLÍČOVÁ SLOVA	5
ABSTRACT	5
KEYWORDS	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	7
PODĚKOVÁNÍ	9
PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE	9
1 ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Bezpečnostní požadavky na jízdní kola s pomocným elektrickým pohonem	14
2.1.1 Mechanické požadavky na přední vidlici dle EN 15 194	15
2.2 Analýza metodou konečných prvků	19
2.2.1 Metoda konečných prvků	19
2.2.2 Deformačně-napěťová analýza tažného zařízení s experimentálním ověřením	20
2.2.3 Optimalizace, MKP analýza a experimentální testování nosiče nápravy studentské formule	22
2.3 Optické metody měření tvaru a deformace	25
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	30
3.1 Analýza problému	30
3.2 Cíl práce	31
4 MATERIÁL A METODY	32
4.1 Optické měření	32
4.1.1 Systém TRITOP	32
4.1.2 GOM Inspect 2019	33
4.2 Experimentální testování	33
4.2.1 Zkouška statického ohybu	33
4.2.2 Statická zkouška brzdného momentu	36
4.3 Sestava testovacího zařízení	37
4.3.1 Vidlice	37

4.3.2	Stojan	38
4.3.3	Zatěžovací mechanismus	40
4.4	MKP analýzy testů	42
4.4.1	Zkouška statického ohybu	42
4.4.2	Statická zkouška brzdného momentu	44
5	VÝSLEDKY	47
5.1	Zkouška statického ohybu	47
5.2	Statická zkouška brzdného momentu	49
6	DISKUZE	51
7	ZÁVĚR	53
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	54
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	56
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	57
11	SEZNAM TABULEK	59
12	SEZNAM PŘÍLOH	60
	PŘÍLOHA	61

1 ÚVOD

V současné době rychle roste popularita a poptávka po elektrokolech napříč všemi věkovými skupinami. Elektrokola vstupující na trh musí splňovat mnohé požadavky, rám a vidlice kola potom zejména požadavky pevnostní. Ty jsou zahrnuty v homologačních testech, které je ověřují sérií statických, dynamických a únavových zkoušek.

V České republice se homologační testy řídí evropskou normou a jsou značně nákladné. Některé typy elektrokol se navíc oproti klasickému jízdnímu kolu podrobují náročnějším požadavkům, jejichž testování zatím není v ČR dostupné a je tudíž potřeba homologaci provádět v zahraničí. Z těchto důvodů může být tedy zejména pro menší výrobce kritická schopnost predikce výsledků homologačních testů pro provedení případných potřebných úprav v předstihu.

Autor práce již nějakou dobu rozvíjí podnikatelský záměr týkající se právě výroby designově neobvyklých elektrokol. Zmíněná problematika se jej tudíž přímo dotýká. Efektivní způsob předpovědi výsledků homologace pomůže ušetřit na výdajích spojených s testováním, dopravou rámu do laboratoří a úpravami konstrukce. Dá možnost vzniku rámu, u kterého bude autor schopen dopředu potvrdit, že splňuje dané požadavky na mechanickou odolnost.

Tato práce se zabývá predikcí statických zátěžových testů vzorku vidlice originálního elektrokola dle platné evropské normy s využitím simulátoru na principu metody konečných prvků a následně realizací zmíněných testů za pomoci vhodně navržené aparatury a provedením deformační analýzy optickým měřícím systémem.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Bezpečnostní požadavky na jízdní kola s pomocným elektrickým pohonem

Fenomén elektrokol je na trhu zatím ještě relativně mladý a evropské zákonodárné orgány společně se standardizačními institucemi stále průběžně doladují legislativu a normy regulující jejich výrobu a provoz.

Ke značnému zpřehlednění došlo v nařízení č.168/2013, které dělí tyto vozidla do 7 kategorií v závislosti na maximální rychlosti, výkonu motoru a počtu kol, a stanovuje pro jednotlivé typy příslušné technické a environmentální požadavky. Dále dle tohoto nařízení musejí veškerá elektrokola před vstupem na trh oproti klasickému jízdnímu kolu projít typovými zkouškami, které dané požadavky ověřují. Stanovuje zároveň několik výjimek, zejména kategorii EPAC (Electrically Power Assisted Cycles), jež zahrnuje elektrokola s asistenčním motorem o nominálním výkonu do 250 W a rychlosti 25 km/h. Elektrokolo, jehož testováním se zabývá tato práce, spadá právě do této kategorie.

Z hlediska typových zkoušek je tedy EPAC kategorizována jako běžné jízdní kolo a Evropský výbor pro normalizaci pro ni vytvořil bezpečnostní standard EN 15 194. Všechny členské státy tento standard implementovaly, nicméně ve většině z nich nemá výrobce povinnost jeho požadavky splňovat. Mají ovšem povinnost řídit se směrnici o všeobecné bezpečnosti výrobků a je proto v jejich zájmu elektrokolo před distribucí na trh dle EN 15 194 ověřit. [1, 2]

Původně zahrnoval standard EN 15 194 pouze požadavky na elektroniku a ve věci mechanické odolnosti se odkazoval na normu věnující se běžným jízdním kolům – ISO 4210. Vzhledem k potřebě náročnějších podmínek pro elektrokola ale zahrnuje EN 15 194 od roku 2017 požadavky na celé elektrokolo, včetně pevnostních. [3, 4] Zkušební metody, kterým má být podrobena námi testovaná vidlice, jsou tedy popsány právě v této normě.

2.1.1 Mechanické požadavky na přední vidlici dle EN 15 194

V oddílu „Mechanické požadavky“ popisuje norma EN 15 194 testování rámu, řízení, brzd, sedlovky, vidlice a dalších. Testování mechanické odolnosti přední vidlice se věnuje následujících 8 testů:

Odpružené vidlice – Zkouška bezpečné vzdálenosti pláště

- Zkušební metoda

Kolo s pláštěm namontované na přední odpružené vidlici je zatíženo silou 2 800 N ve směru ke korunce vidlice a rovnoběžně s osou sloupku vidlice po dobu 1 minuty.

- Požadavek

Zkouška je považována za neúspěšnou, pokud dojde k dotyku pláště s korunkou vidlice, nebo dojde-li k oddělení jednotlivých částí vidlice. [3]

Odpružené vidlice – Zkouška v tahu

- Zkušební metoda

Osa předního kola vidlice je po dobu 1 minuty zatěžována tahovou silou 2 300 N rovnoběžně s osou sloupku ve směru od korunky, přičemž sloupek vidlice je pevně uchycen.

- Požadavek

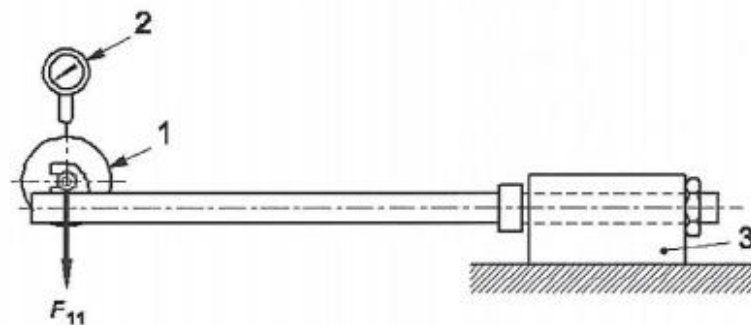
Při zkoušce nesmí dojít k oddělení žádné části sestavy ani jakékoli části nohy vidlice. [3]

Přední vidlice – Zkouška statického ohybu

- Zkušební metoda

Vidlice se namontuje do upevnění představující hlavovou trubici a je uchycena v hlavových ložiscích. Vzdálenost ložisek může mít vliv na výsledek, proto by měla být použita reálná montážní vzdálenost ložisek s tolerancí ± 5 mm. K testování se využívá fiktivní hlavové složení navrženo s dostatečnou tuhostí, aby nedošlo k ovlivnění výsledků. Zároveň musí být navrženo tak, aby při zatěžování důsledkem ohybu nedošlo ke kontaktu mezi sloupkem vidlice a pomocnou hlavovou trubicí.

Na osu pro přední kolo je umístěn zatěžovací systém s otočným adaptérem umožňujícím rotaci kolem osy kola. Pod něj se umístí přístroj měřící průhyb a permanentní deformaci vidlice. Schéma uspořádání je zobrazeno na Obr. 2-1. [3]



Legenda

- 1 zatěžovací zařízení pro otáčení nápravy
- 2 přístroj k měření deformace
- 3 přípravek s ložisky pro pevné uchycení vidlice

Obr. 2-1 Přední vidlice: Statická zkouška ohybem (typické uspořádání) [3]

Adaptér je zatížen předzatěžovací silou 100 N kolmo na osu sloupku a v rovině kola, proti směru jízdy. Toto zatížení se uvolní a opakuje, dokud není získána konstantní hodnota deformace. Zařízení měřící deformaci se nastaví na nulu a zatěžovací síla se zvýší na 1 500 N a udržuje se 1 minutu. Zatížení se sníží na 100 N a měří se vzniklé deformace. Příklad průběhu testování je vidět na Obr. 2-2.[3]



Obr. 2-2 Únavová zkouška ohybem přední vidlice jízdního kola společnosti LIGHTCARBON – stejná konfigurace pro zkoušku statického ohybu [5]

▪ Požadavek

Trvalá deformace (měřeno jako vzdálenost osy nápravy kola od osy sloupku vidlice) nesmí překročit 10 mm. Nesmí vzniknout žádné trhliny nebo viditelné praskliny v kterékoli části vidlice. [3]

Přední vidlice – zkouška rázem dozadu

- Zkušební metoda

Na vidlici upevněnou ve fiktivním hlavovém složení se z výšky 360 mm upustí nárazové těleso o hmotnosti 22,5 kg. Po uklidnění soustavy se měří vzniklá plastická deformace.

- Požadavek

Trvalá deformace nesmí překročit 45 mm. Na žádné části vidlice nesmí vzniknout viditelné praskliny. [3]

Přední vidlice – Únavová zkouška ohybem se zkouškou rázem dozadu

- Zkušební metoda

Na vidlici upevněnou ve fiktivním hlavovém složení se aplikují opačné dynamické síly o velikosti 500 N v rovině kola kolmo ke sloupku a to v 100 000 cyklech. Poté se provede zkouška rázem dozadu popsaná výše.

- Požadavek

Trvalá deformace nesmí překročit 45 mm. Na žádné části vidlice nesmí vzniknout viditelné praskliny. [3]

Vidlice určené pro použití s nábojovými nebo kotoučovými brzdami – Statická zkouška brzdného momentu

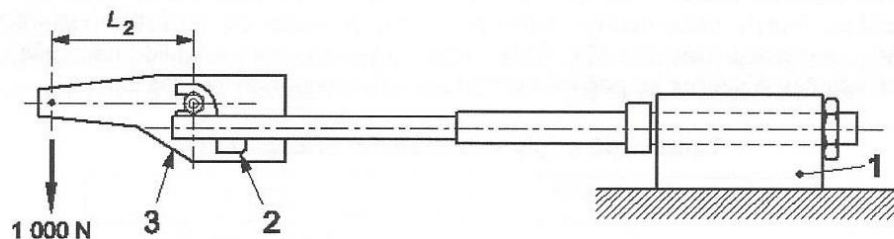
- Zkušební metoda

Vidlice se upevní do fiktivního hlavového složení stejným způsobem, jako při zkoušce statického ohybu.

Na osu předního kola se upevní otočný adaptér, který poskytuje rameno L_2 pro kroutící moment na úchyt brzdy, ke kterému je pevně přichycen. Délka ramene L_2 je uvedena v Tab. 2-1, nebo se musí rovnat polovině průměru kola. Schéma uspořádání je zobrazeno na Obr. 2-3. [3]

Tab. 2-1 Délka příslušenství (rozměry v milimetrech) [3]

Průměr kola	24"	26"	650b	29" nebo 700c
Délka ramene, L_2	305	330	349	368



Legenda

- 1 pevné připojení s hlavou ložisek
- 2 místo pro připojení brzdy
- 3 zkušební adaptér

Obr. 2-3 Vidlice pro použití s nábojovou/kotoučovou brzdou: Statická zkouška brzdného momentu [3]

Konec adaptéru zatížíme silou o velikosti 1 000 N proti směru jízdy kolmo k ose sloupku a v rovině kola po dobu 1 minuty. Poté se síla sníží na 100 N. Příklad průběhu testování jde vidět na Obr. 2-4. [3]



Obr. 2-4 Zkouška brzdného momentu přední vidlice jízdního kola společnosti LIGHTCARBON [5]

▪ Požadavek

V kterékoli části vidlice nesmí dojít k žádné prasklině nebo viditelné trhlině. [3]

Vidlice určené pro použití s nábojovými nebo kotoučovými brzdami – Únavová zkouška upevnění brzdy

▪ Zkušební metoda

Při stejném sestavení vidlice a adaptéru jako v předchozím testu se konec adaptéru opakovaně zatěžuje horizontálními dynamickými silami o velikosti 600 N ve 12 000 cyklech.

- Požadavek

V kterékoli části vidlice nesmí dojít k žádné prasklině nebo viditelné trhlině. U odpružených vidlic nesmí dojít k oddělení jakékoli části. [3]

Zkouška tahem u nesvařované vidlice

Tento test se vztahuje pouze na vidlice, u kterých se nohy nebo sloupek v korunce zajišťuje zalisováním, upnutím, lepením nebo jinak, než pájením a svařováním.

- Zkušební metoda

Vidlice se upne za sloupek a aplikuje se na ni zatížení o velikosti 5 000 N rovnoběžně se sloupkem, rovnoměrně rozdělené na obě nohy.

- Požadavek

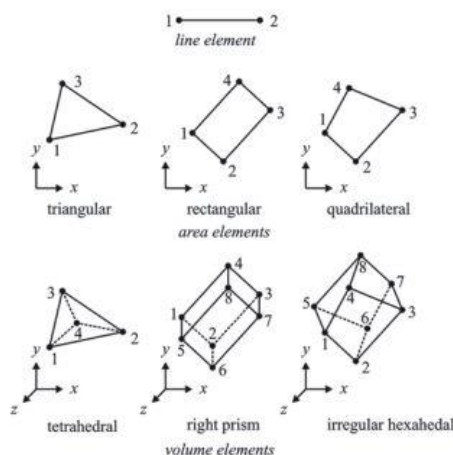
Nesmí dojít k uvolnění žádné části sestavy. [3]

2.2 Analýza metodou konečných prvků

2.2.1 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící ke komplexním simulacím strojírenských problémů, které pro jejich složitost nelze řešit analyticky. MKP se stala nezbytným krokem při navrhování fyzikálních modelů v různých technických oborech. Princip této metody spočívá v diskretizaci spojitého kontinua – rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí (prvků) – na rozdíl od analytických metod, kde dostáváme řešení v nekonečně mnoha bodech. Jednotlivé prvky jsou definovány jejich rozměry, tvarem a počtem uzlů, ve kterých hledáme neznáme parametry (viz. Obr. 2-5) [6]. Běžně se dělí na [7]:

- **Liniové** – omezené na řešení jednorozměrných problémů. Patří mezi ně pruty (osové zatížení), nosníky (ohyb a posuvná síla) a rámové prvky (kombinace).
- **Plošné** – využívají se k řešení problémů na tenkostěnných tělesech – deskách a skořepinách. Nejčastějšími prvky jsou lineární trojúhelník, obdélník a čtyřúhelník. Existují i rovinné kvadratické prvky s více uzly.
- **Objemové** – k diskretizaci spojitého prostředí v prostoru. Typickými příklady jsou čtyřstěn, hranol a obecný šestistěn, dále pak jejich kvadratické varianty.



Obr. 2-5 Liniové, plošné a objemové typy prvků s číslováním uzlů (popořadě: liniový element, trojúhelník, obdélník, čtyřúhelník, čtyřstěn, hranol, šestistěn) [6]

V kombinaci s vhodně zvolenými báзовými funkcemi tvoří řešení ve formě soustav lineárních algebraických rovnic. Tento princip vyjadřuje základní rovnice MKP:

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{F}$$

Kde Π je celková potenciální energie, $\mathbf{U}$ je globální matice deformačních parametrů, $\mathbf{K}$ je celková matice tuhosti řešené oblasti a $\mathbf{F}$ celková matice zatížení [7].

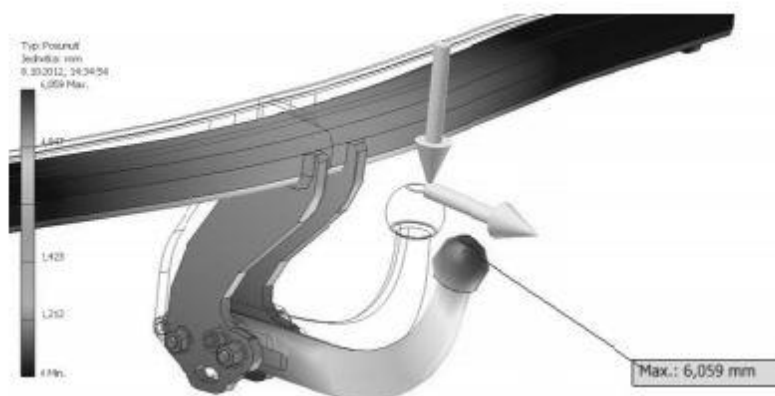
Tímto přístupem umožňuje MKP řešit i problémy mnohem složitějších těles. Nevýhodou je časová náročnost a potřeba opakovat řešení při jakékoli úpravě a optimalizaci, protože se výsledek vztahuje jen na konkrétně zadaný případ.

Algoritmus MKP nachází široké využití při strukturálních, termických a fluidních analýzách [6]. K jejich řešení existuje v současné době nespočet komerčních výpočetních programů. Mezi ty nejúspěšnější patří systémy ABAQUS, ADINA, ANSYS, NASTRAN [7] a jsou dokonce i součástí některých CAD softwarů jako Autodesk Inventor nebo SolidWorks.

2.2.2 Deformačně-napěťová analýza tažného zařízení s experimentálním ověřením

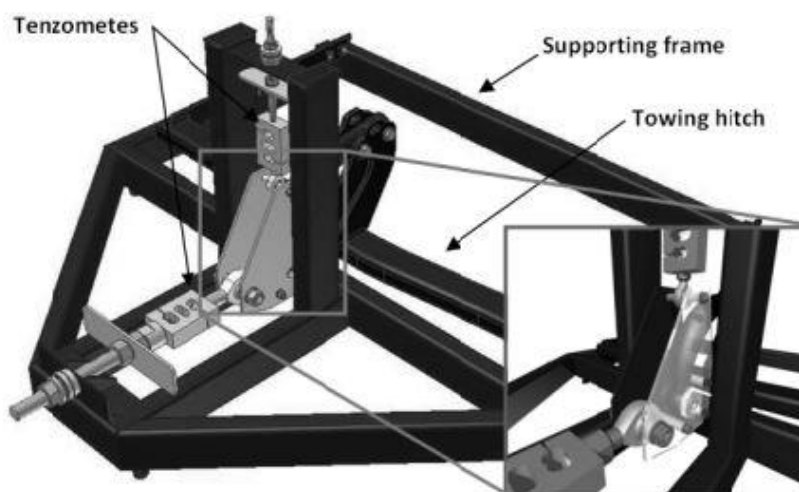
Deformačně-napěťovou analýzou tažného zařízení osobního automobilu s využitím MKP simulace se na VUT v Brně zabývali **Zatočilová et al.** [8].

Zátěžné stavy byly definovány z údajů poskytovaných výrobcem pro maximální možné zatížení tažného zařízení. 3D model tažného zařízení pro MKP analýzu byl vytvořen metodou reverzního inženýrství za pomoci 3D scanneru *Atos III Triple Scan*. Simulace byla provedena v modulu aplikace *Autodesk Inventor* (viz Obr. 2-6).



Obr. 2-6 Výsledek MKP simulace zatěžování tažného zařízení [8]

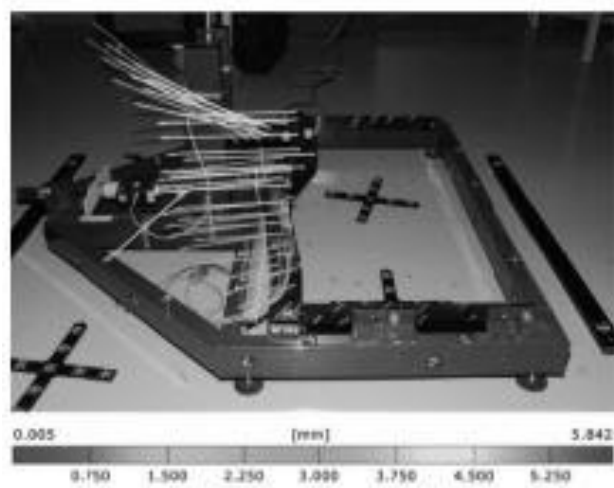
Cílem práce bylo ověření výsledků simulace experimentálním měřením. K tomu byl navržen stojan umožňující seřizování a monitoring sil působících na kouli tažného zařízení ve dvou směrech (viz Obr. 2-7). Skládal se ze 3 částí – tažného zařízení, podpurného rámu a zatěžovacího systému. Rám byl svařen z obdélníkových profilů 80x40x4 z konstrukční oceli S235.



Obr. 2-7 Experimentální stojan pro měření deformace tažného zařízení [8]

Potřebné zatížení bylo vyvoláváno napínáním dvou závitových tyčí, svislé a vodorovné, pomocí utahovaných matic. K monitorování sil byly využity odporové tenzometry a software *CatmanEasy*.

Deformace tažného zařízení byla měřena fotogrammetrickým systémem *TRITOP* za využití digitálního fotoaparátu *Nikon*. Tažné zařízení společně s rámem bylo snímkováno nejprve bez zatížení a poté zatížené. Po vyhodnocení byly výsledky zobrazeny ve formě vektorů posunutí referenčních značek (Obr. 2-8).



Obr. 2-8 Výsledky fotogrammetrického měření s vektory deformace [8]

Nakonec byly výsledky analýzy porovnány s výsledky optického měření na experimentálním stojanu. Aby se předešlo chybám, proběhl celý proces tvorby modelu včetně simulací 3krát a byly provedeny 3 optická měření. Největší rozdíl mezi MKP analýzami byl 10,5 %, kdežto maximální rozdíl mezi fotogrammetrickými měřeními dosáhl 4,3 %. Obě metody se v porovnání lišily v maximu o 0.642 mm.

2.2.3 Optimalizace, MKP analýza a experimentální testování nosiče nápravy studentské formule

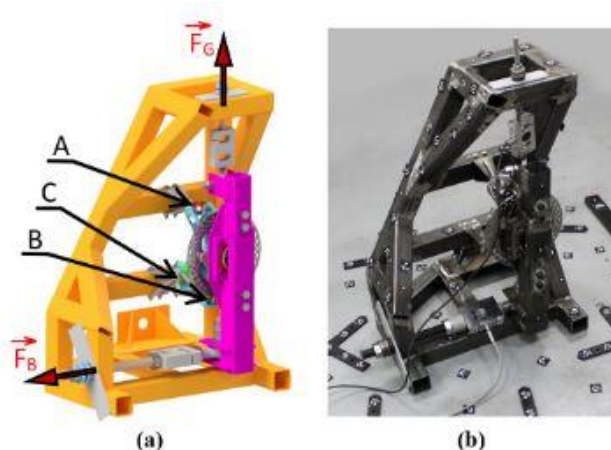
Vaverka et al. se na VUT v Brně zabývali návrhem prototypu těhlice závodní formule do studentské soutěže *Formula Student* s využitím technologie *selective laser melting* (SLM) [9]. Součást byla podrobena třem fázím topologické optimalizace, čtyřem fázím MKP analýz a experimentálnímu testování. Cílem projektu bylo zlepšit výkon vozidla a zpřístupnit další možnosti ke zlepšení.

K účelům topologické optimalizace a MKP simulace byly definovány dva zatěžovací stavy odpovídající zatížení nápravy při různých manévrech vozidla. CAD model pro MKP analýzu byl vytvořen v systému Catia V5R20. Samotná simulace byla provedena ve výpočetním programu ANSYS Workbench 17.2. Model těhlice byl pro účely analýzy zjednodušen ke zlepšení stability výpočtu a kvality mřížky a byly použity prvky čtyřstěnné o straně 4 mm. Součásti, jež nebyly přímým předmětem analýzy byly výrazně zjednodušeny. Na Obr. 2-9 je zobrazena těhlice po výrobě.



Obr. 2-9 Těhlice vyrobená technologií SLM před obráběním [9]

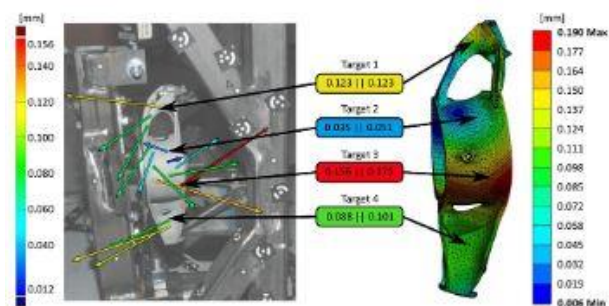
Z důvodu validace simulací byla vyrobená těhlice podrobena experimentálnímu testování. K tomu bylo vyvinuto speciální testovací zařízení (viz Obr. 2-10). Hlavní část byla tvořena svařovaným rámem umožňujícím uchycení těhlice (body A, B, C, na Obr. 2-10 a)). Zatěžování bylo zprostředkováno skrz přivařený nosník představující kolo formule (fialová část na Obr. 2-10 a)). Těhlice byla k nosníku uchycena podobně jako ke kolu pomocí ložisek a brzdového třmenu.



Obr. 2-10 a) Schéma testovacího zařízení s místy uchycení a zatěžovacími silami, b) fotogrammetrické měření [9]

Zatěžovací síly na rameni o velikosti průměru kola byly aplikovány utahováním matic na závitových tyčích a monitorovány pomocí odporových tenzometrů.

Deformace při zatěžování byly zachyceny fotogrammetrickým systémem TRITOP. Předmětem měření byl i rám sloužící k uchycení těhlice. Byly využity 2 typy referenčních značek – 3 mm na rámu a 1.5 mm na těhlici. Snímkování proběhlo na 0, 40, 80, 100 a 120 procentech zatěžovacích sil. K vyhodnocení byl využit software GOM Inspect 2016. Výsledky optického měření byly srovnány s výsledky MKP simulací (Obr. 2-11).



Obr. 2-11 Porovnání výsledků optického měření a MKP analýzy při prvním zatěžování [9]

Na základě interpretace porovnání simulace a experimentálního měření byla navržena a provedena poslední změna geometrie těhlice. Mezi výsledky simulace a měření došlo k odchylkám v řádech desetin milimetru. Dle autorů došlo k takovému rozdílu z více důvodů:

- nedostatečná tuhost šroubů upevňujících těhlici
- nedostatečná tuhost svařovaného rámu – jeho deformace dosáhla téměř 0,2 mm
- zjednodušení geometrie při MKP simulaci
- zjednodušení zatěžování při MKP simulaci

2.3 Optické metody měření tvaru a deformace

Fotogrammetrie sehrává v průmyslu zásadní roli při reverzním inženýrství strojních součástí, kalibraci robotů nebo např. kontrole kvality [10]. Tato kapitola se věnuje optickým metodám měření tvaru a deformace.

Optický komparátor (Obr. 2-12)

Jedná se o jednosnímkový systém měřící délkové rozměry v rovině. Obraz měřeného prvku je několikrát zvětšen a porovnáván s referencí. Pomocí měřítka můžou být naměřené hodnoty přepočítány z pixelů na milimetry. Přesnost měření dosahuje až 0,5 mikrometru. Využívá se zejména pro kontrolu kvality malých součástí [11].



Obr. 2-12 Optický komparátor Zeiss PK-1 [11]

Optické sondy (Obr. 2-13)

Principem těchto optických on-line měřících přístrojů je určování polohy dotykové sondy v souřadnicovém systému tvořeném referenčními body pomocí kalibrované kamery. Jejich přesnost dosahuje desetin milimetru. Výhodou on-line systémů je možnost měření v reálném čase [10, 11].



Obr. 2-13 Optický souřadnicový měřicí systém Keyence XM [12]

Optické souřadnicové měřicí přístroje (CMM, Obr. 2-14)

Typickým příkladem takového přístroje je vícesnímkový přenosný off-line systém měřicí souřadnice kalibračních značek, které jsou nalepeny na povrchu objektu. Senzorem je zde nejčastěji kvalitní digitální zrcadlovka. Výhodami off-line systémů je vysoká přesnost, která se může pohybovat až v setinách milimetru, a univerzalita. Snímkování trvá několik minut a objekt přitom musí být v klidu [11].



Obr. 2-14 Měřicí systém GOM TRITOP [13]

3D skenery

3D skenery umožňují zaznamenání povrchu objektu pro následnou konverzi do podoby virtuálních 3D dat. Základním rozdělením těchto systémů je rozdělení na **aktivní** a **pasivní** systémy (aktivní využívají zdroj světla, např. laser nebo projektor, pasivní nikoli) [11].

- **Systémy pracující s projektorem** (Obr. 2-15) – Tyto systémy pracují s jednou nebo více kamerami a projektorem, který promítá strukturované světlo na povrch objektu (kamery i projektor jsou kalibrovány). Světlo odrážené od povrchu objektu je zachyceno kamerami, které rekonstruují tvar povrchu. Objem, ve kterém jsou tyto systémy schopny měřit, je limitován výkonem projektoru – běžně do $1000 \times 1000 \times 300$ mm a jejich přesnost se pohybuje v řádu desetin až setin mm [11].



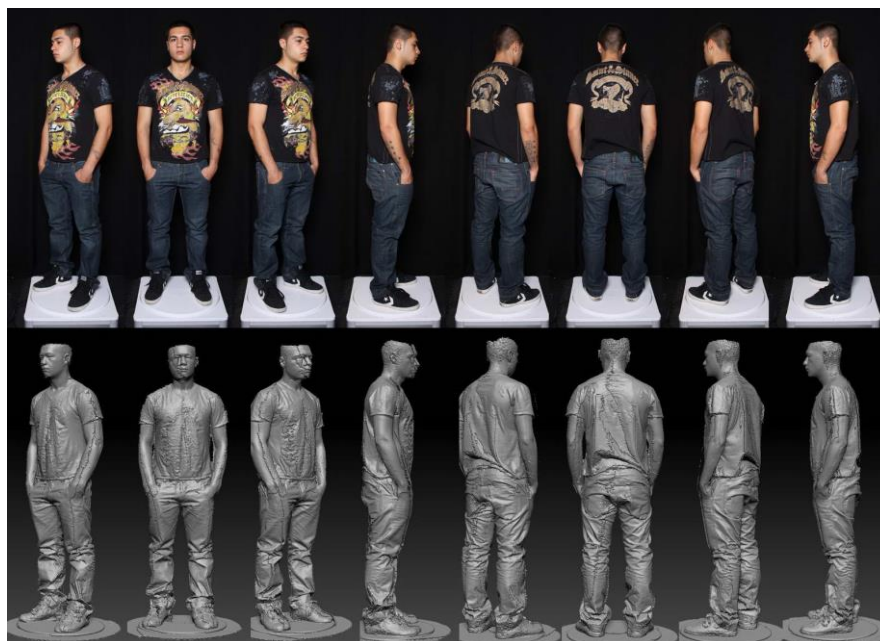
Obr. 2-15 3D Scanner ScanMaster Plus [14]

Jako projektor lze použít i laser (běžně soustavu liniových laserů pro vyšší rychlost skenování, Obr. 2-16) [11].



Obr. 2-16 HandySCAN 3D [15]

- **Systémy pracující s texturou povrchu** (Obr. 2-17) – Tyto systémy využívají dvě a více kalibrovaných kamer (nebo sérii snímků) a fungují na principu stereo konfigurace. Na snímcích statického objektu jsou nalezeny charakteristické body textury povrchu objektu a jsou popsány. Na základě tohoto popisu jsou k sobě body z různých snímků přiřazeny a je možno je triangulovat. Pokud má objekt dostatečně výraznou, hustou a rozmanitou texturu, je možné získat husté mračno bodů. Texturu lze na daný objekt i promítnout nebo nanést [11].



Obr. 2-17 Agisoft Photoscan [16]

Systémy Digital Image Correlation (DIC, Obr. 2-18)

Principem systému DIC je porovnávání digitálních fotografií objektu v různých fázích deformace. Snímky mohou být získány z digitální nebo vysokorychlostní kamery nebo např. z mikroskopu. Měření vychází ze sledování posunutí shluků pixelů, z čehož je vytvořeno pole vektorů deformace. Shluky pixelů musejí být náhodné a jedinečné s dostatečnou úrovní kontrastu a intenzity [17].



Obr. 2-18 Měřicí systém GOM ARAMIS [18]

Time-of-Flight (TOF) systémy (Obr. 2-19)

3D TOF sensory vysílají na scénu paprsky lidským okem neviditelného světla (typicky laser nebo LED) a po odrazu od objektu je opět zachycují. Z doby letu paprsku je vypočítán hloubkový rozměr obrazu. Ve svých aplikacích je největší výhodou tohoto systému schopnost měřit vzdálenosti pomocí jediného paprsku světla. Využití nachází v detekci gest, objektů a vzdáleností (automobilový průmysl), v automatizaci, 3D tisku a dalších [19].



Obr. 2-19 Postava vytvořena 3D TOF senzorem [19]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Hlavním předmětem této práce je efektivní predikce výsledku mechanických statických homologačních testů vidlice elektrokola typu EPAC. Příslušná norma popisuje několik speciálních požadavků na zvláštní typy vidlic. V této práci je testována svařovaná neodpružená vidlice určená pro použití s kotoučovou brzdou (detailnější popis je proveden v následující kapitole). Vztahují se na ni tedy konkrétně 2 statické testy:

- Zkouška statického ohybu
- Statická zkouška brzdného momentu

V přístupu k simulaci a ověření těchto testů bylo vycházeno z poznatků z článků [8, 9], které se zabývají podobnou problematikou. Pro efektivní simulaci zatěžování během zmíněných zkoušek je vhodné využít analýzu pomocí MKP. Nutným vstupem je CAD model zatěžované součásti. Zásadní vliv na výsledek simulace má kvalita a hustota sítě konečných prvků a stanovení okrajových podmínek. Vhodné nastavení simulace bude prvním krokem řešeným v této práci.

Dalším krokem bude stejně jako ve zmíněných člancích experimentální validace výsledků simulace. K tomu účelu je potřeba navrhnout vhodný stojan a zatěžovací mechanismus. Ty musejí zejména splňovat podmínky zatěžování stanovené normou. Jedním z problémů bude zatěžování vidlice v jedné rovině. Vidlice musí být upevněna v hlavovém složení s ložisky a tím je umožněna její rotace v ose řízení. Instituce provádějící homologační testování využívají k zatěžování velmi přesné tuhé hydraulické přístroje, díky čemuž nedojde při zátěži k natočení vidlice. Zatěžovací mechanismus musí být tedy navržen takovým způsobem, aby k takovému natočení nedošlo.

Dalším problémem spočívá v konstrukci stojanu. Nedostatečná tuhost částí rámu pod zátěží má za následek významné ovlivnění výsledků experimentu. Proto musí být stojan navržený s dostatečnou tuhostí relevantních částí nebo s prvky, které při měření umožní odečíst deformaci rámu. Kritériem pro konstrukci rámu je taky metoda měření deformace.

U podobných experimentů se pro měření deformace osvědčilo využití optické měřicí techniky zejména pro její univerzalitu. Velkou výhodou je měření deformace ve více místech vidlice, nikoli pouze na jejím konci. To umožní komplexnější srovnání s MKP analýzou a případně odhalí zdroje rozdílů nebo chyb.

3.2 Cíl práce

Hlavním cílem práce je provedení mechanických statických testů dle platné evropské normy pro homologaci elektrokol typu EPAC na vzorku vidlice vlastní konstrukce. Experimentální měření bude provedeno z důvodu validace MKP simulací daných testů. Kritériem pro porovnání bude velikost a charakter deformace vidlice.

Výstupem práce bude predikce výsledku homologačního testování na základě změřených dat.

Dílčí cíle:

- Definovat zátěžné stavy vidlice kola při statických homologačních testech
- Provést počítačovou simulaci těchto zátěžných stavů
- Provést experimentální optickou analýzu na vzorku vidlice
- Na základě získaných dat formulovat predikci výsledku homologačního testu

4 MATERIÁL A METODY

V následující kapitole je popsán průběh experimentálního testování a nastavení MKP simulací zátěžových zkoušek. Dále jsou zde popsány systémy a zařízení, které byly k těmto účelům využity.

Veškeré analýzy potřebné k navrhování součástí a simulacím testů byly provedeny v rámci softwaru *ANSYS Workbench 2019 R2*. Při jejich nastavování byl kladen důraz na kvalitu sítě, kontakty mezi tělesy a správnou funkčnost mechanismů.

4.1 Optické měření

4.1.1 Systém TRITOP

K měření deformace při experimentálním testování byl využit fotogrammetrický systém TRITOP. Je to přenosný digitální měřicí systém určený pro rychlé a přesné měření souřadnic bodů v prostoru jako například u deformačních analýz. K provozu systému není zapotřebí složitý hardware, je bezdrátový a nezasahuje tím pádem do měřeného objektu. [20]

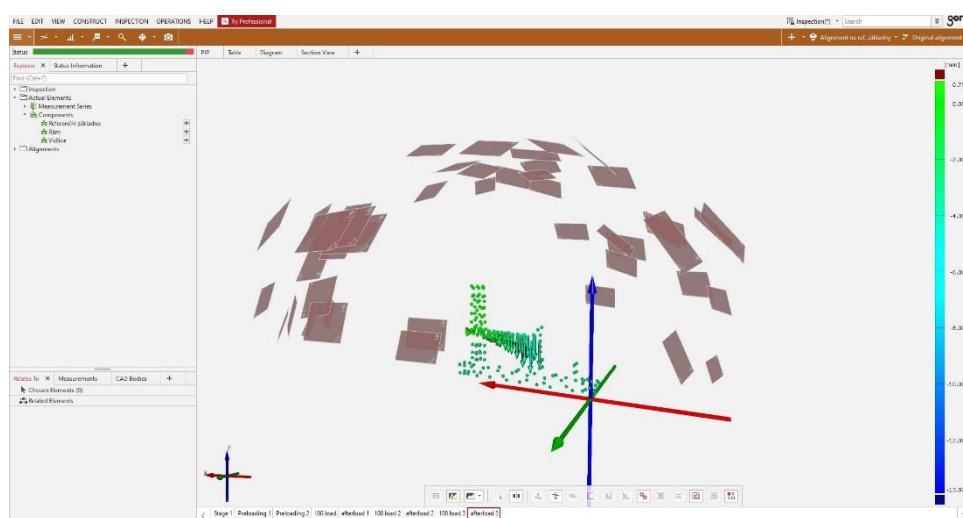
Snímacím přístrojem je digitální zrcadlovka Nikon D300s s bleskem a Wi-Fi modulem. Tím při měření docházelo k okamžitému přenosu dat do softwaru TRITOP v počítači a mohl být sledován a přizpůsoben jeho průběh v projektu typu *Stage Project*, který slouží pro rekonstrukci deformační analýzy. Další součástí systému jsou kalibrované měřítkové tyče, orientační kříže (viz Obr. 4-1) a kódované referenční značky, které byly před měřením rozmístěny po scéně. Nekódované značky byly pro účely měření deformace rovnoměrně nalepeny na plochy měřených dílů, které musejí být během snímkování statické. Výstupem měření systému TRITOP jsou souřadnice středů těchto nekódovaných značek.



Obr. 4-1 Sada měřicího systému TRITOP [20]

4.1.2 GOM Inspect 2019

Vyhodnocení dat z měření proběhlo v softwaru *GOM Inspect*. Nejprve byla importována vstupní data z projektů softwaru TRITOP a referenční body byly přiděleny příslušným komponentám, tedy rámu, vidlici a referenčním základnám. V případě vyhodnocení zkoušky brzdného momentu pak přibyla navíc komponenta otočného adaptéru. Následně byla využita funkce *Alignment* typu *Rigid Body Motion Compensation* na komponentu referenčních základen. Tímto způsobem byla veškerá posunutí vyhodnocena jako relativní pohyb vůči základnám a tím se oddělily složky deformace stojanu a vidlice. Vidlici byla nakonec v kartě *Inspection* přidělena položka *Check Displacement Z* a software v každém stavu zobrazil vektory posunutí referenčních bodů v ose Z (z definice normou jako posunutí nápravy kola vzhledem k ose řízení) vůči výchozímu nulovému zatížení (viz Obr. 4-2).



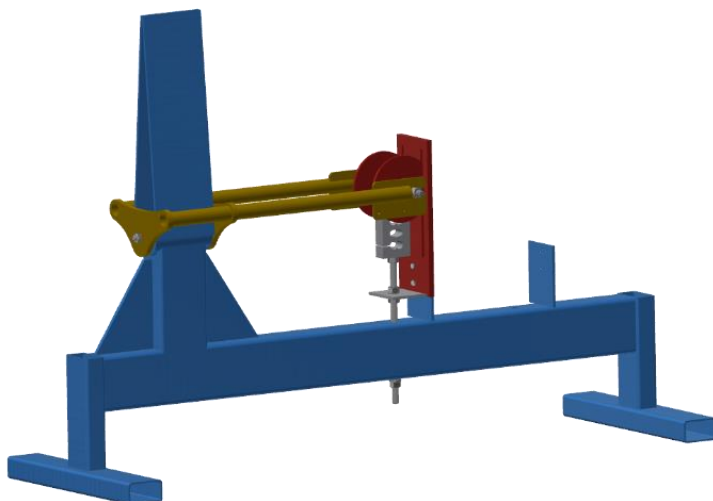
Obr. 4-2 Pracovní prostředí softwaru GOM Inspect s projektem zkoušky statického ohybu

4.2 Experimentální testování

Průběh zatěžovacích zkoušek popisovaných v této podkapitole se řídí definicemi stanovenými normou rozebranou v rešeršní kapitole 2. Zařízení sloužící k experimentálnímu testování se skládá ze 3 hlavních částí – vidlice, stojanu a zatěžovacího mechanismu. Návrh, parametry a funkce jednotlivých částí jsou popsány v další podkapitole.

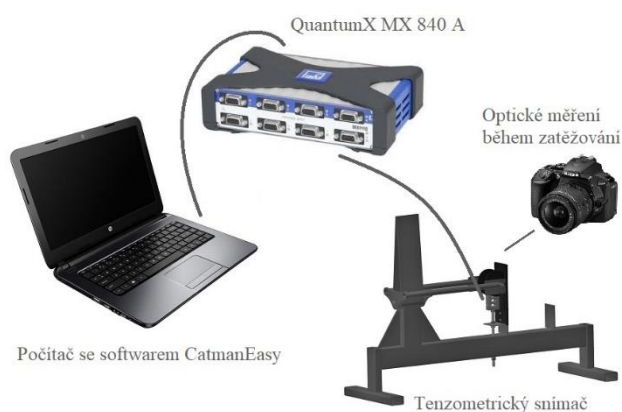
4.2.1 Zkouška statického ohybu

Při zkoušce statického ohybu byla vidlice upevněna na stojanu hlavovém složení. Do drážek pro kolo v patkách vidlice byl umístěn zatěžovací mechanismus s vedením (viz Obr. 4-3).



Obr. 4-3 Sestava testovacího zařízení při zkoušce statického ohybu (stojan – modrá, vidlice – žlutá, zatěžovací mechanismus – šedá, vedení – červená)

Zatěžovací síla byla vyvolávána utahováním matice na závitové tyči. Její velikost byla monitorována odporovým tenzometrem RSCA C3 výrobce HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik) s maximálním přípustným zatížením o velikosti 3kN. Signál z tenzometru byl přenášán měřicí stanicí QuantumX MX 840 A do osobního počítače, kde byl vyhodnocen softwarem CatmanEasy. Schéma měření je zobrazeno na Obr. 4-4.



Obr. 4-4 Schéma měření při zkoušce statického ohybu

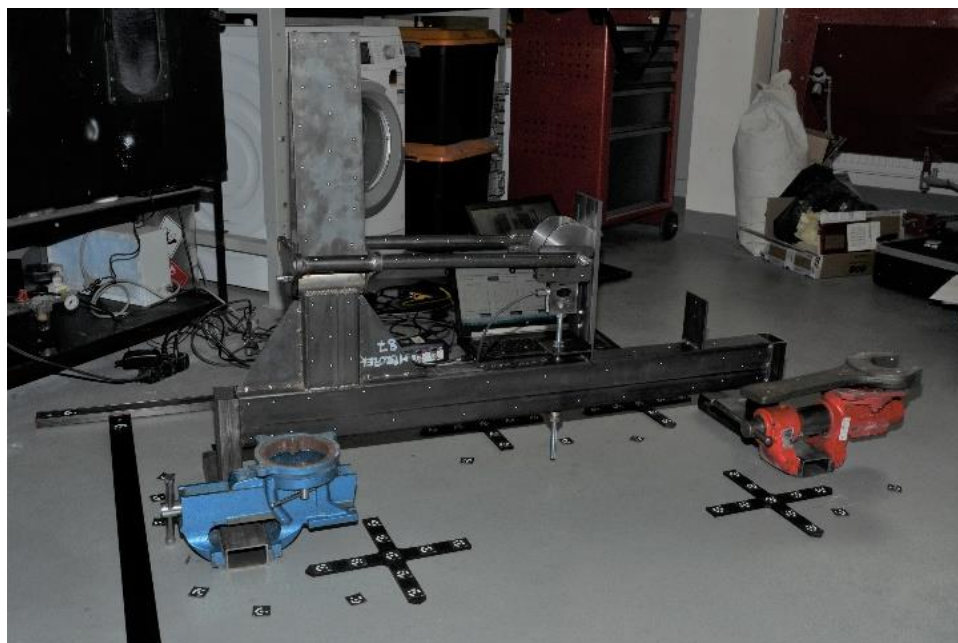
Celá sestava byla nejprve snímkována bez zatížení. Za účelem získání maxima dat bylo celkově provedeno 8 zatěžovacích stavů v pořadí uvedeném v Tab. 4-1 a v každém z nich proběhlo měření. Stav odtížení 1 a 2 jsou zároveň předzatížením pro zatížení 2 a 3.

V závislosti na dříve provedených analýzách napětí byla při měření předpokládána nulová nebo nepatrná plastická deformace, a proto mohla vidlice setrvat v každém zátěžném stavu několik minut, kdy probíhalo snímkování.

Tab. 4-1 Sekvence zátěžných stavů provedených při optickém experimentálním měření statické zkoušky ohybu

#	Stav zatížení	Zatěžovací síla
1	Předzatížení 1	100 N
2	Předzatížení 2	100 N
3	Zatížení 1	1500 N
4	Odtížení 1	100 N
5	Zatížení 2	1500 N
6	Odtížení 2	100 N
7	Zatížení 3	1500 N
8	Odtížení 3	100 N

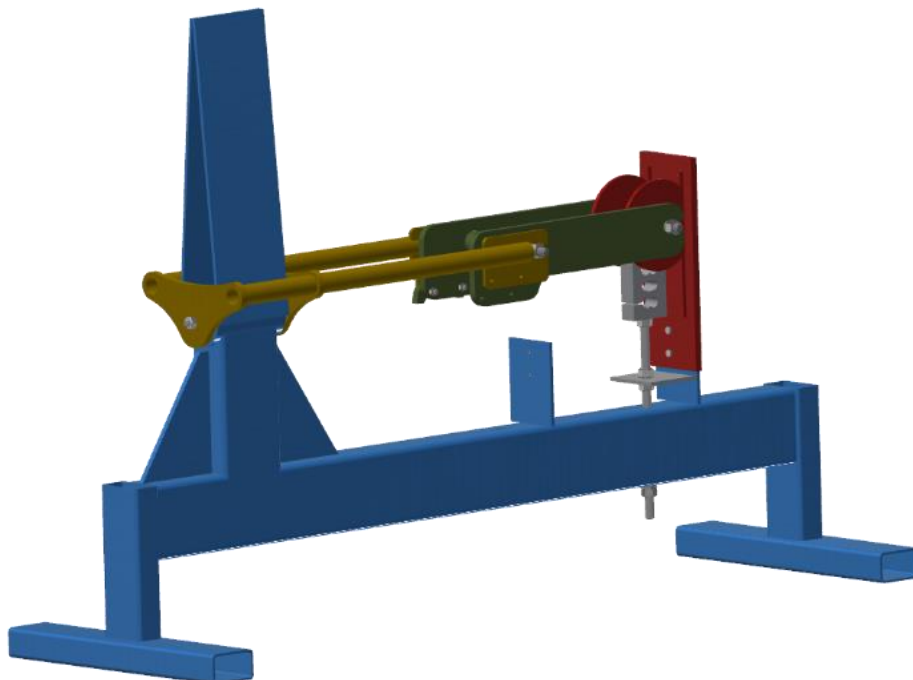
Hlavním výstupem měření byla deformace vidlice v každém stavu zatížení ve formě vektorů posunutí referenčních bodů. Posunutí před a po zatížení na 1500 N byly porovnány pro případné odhalení plastické deformace. Pro účely validace simulace testu byly určeny taky relativní deformace mezi stavy předzatížení a zatížení. Na Obr. 4-5 je vidlice při zatížení 1500 N během zkoušky statického ohybu.



Obr. 4-5 Zkouška statického ohybu při zatížení 1500 N

4.2.2 Statická zkouška brzdného momentu

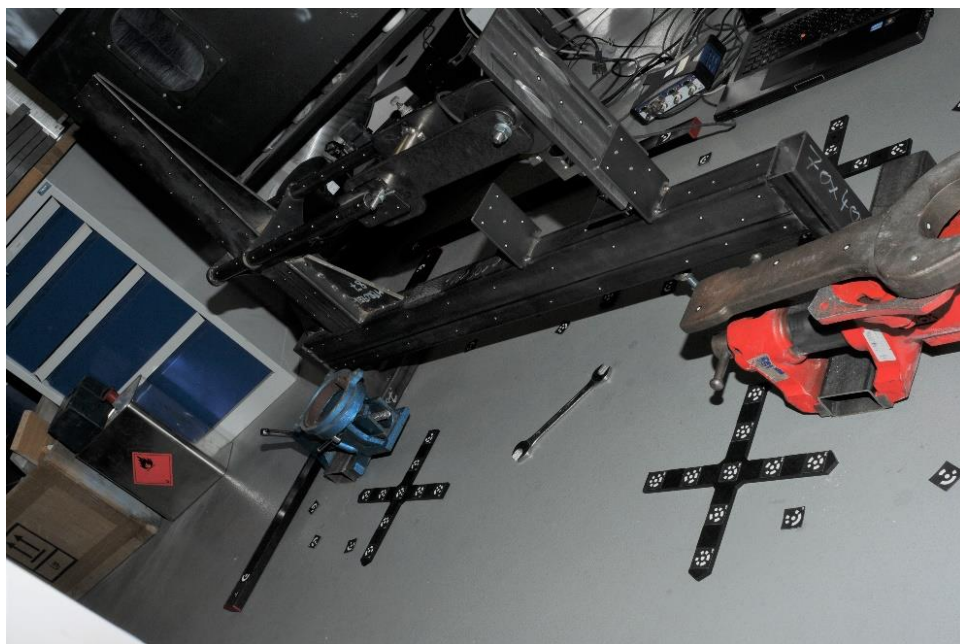
Při statické zkoušce brzdného momentu byla vidlice upevněna jako při zkoušce ohybu. Navíc byl na osu předního kola umístěn otočný adaptér (viz Obr. 4-6) pevně spojený s úchytem brzdy. Zatěžovací mechanismus s vedením byl umístěn do drážek adaptéru.



Obr. 4-6 Sestava testovacího zařízení při statické zkoušce brzdného momentu (navíc adaptér – zelená)

Kritériem této zkoušky bylo pouze udržení integrity úchyty brzdy, nikoli velikost deformace vidlice, a proto byla zkouška provedena pouze jednou. Dále byla při průběhu zkoušky předpokládána relevantní plastická deformace. Z tohoto důvodu nebylo prováděno optické měření.

Sestava byla nejprve předzatížena silou 100 N. Následně bylo zatížení zvýšeno na 1000 N a drženo po dobu 1 minuty. Nakonec byla soustava odtížena a proběhla fotodokumentace integrity brzdového úchyty pro validaci simulace zatížení dané oblasti. Na Obr. 4-7 je vidlice při zatížení 100 N během dané zkoušky.

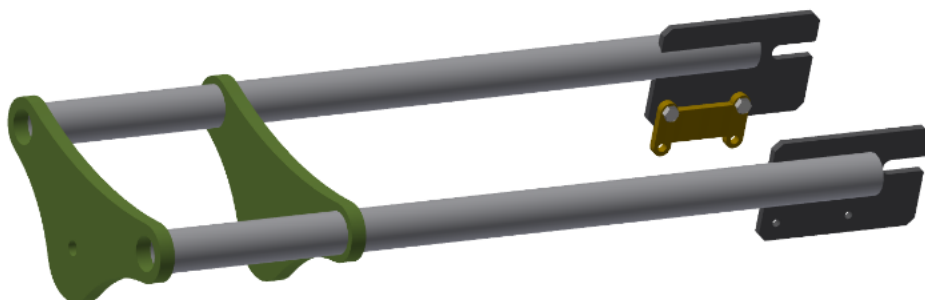


Obr. 4-7 Statická zkouška brzdného momentu při zatížení 100 N

4.3 Sestava testovacího zařízení

4.3.1 Vidlice

Statické zkoušky popisované v této práci byly prováděny na vidlici vlastní konstrukce určené pro elektrokolo typu EPAC. Nohy vidlice, tvořené trubkami o průměru 26,9x2,6, jsou s korunkou a předními patkami svařené. Korunku, patky a úchyt brzdy tvoří laserové výpalky (viz Obr. 4-8). Všechny součásti jsou z konstrukční oceli S235.



Obr. 4-8 Model vidlice v aplikaci Autodesk Inventor (nohy vidlice – šedá, korunka – zelená, patky – černá, úchyt brzdy – žlutá)

Vidlice je v pouzdře hlavového složení uchycena v kuželíkových ložiskách 30205 o reálné montážní vzdálenosti 160,25 mm. Stejná konfigurace byla využita i pro uchycení vidlice v pomocné hlavové trubici při experimentálním testování.

Rozměry předního kola jsou 20x4" a vidlice je používána s kotoučovou brzdou. Úchyt brzdy je s přední patkou spojen dvěma šrouby M6 (viz. Obr. 4-9 b)). Na uchycení brzdy je dále použit adaptér *Shimano* (viz. Obr. 4-9 a)), který je také součástí sestavy při statické zkoušce brzdného momentu.



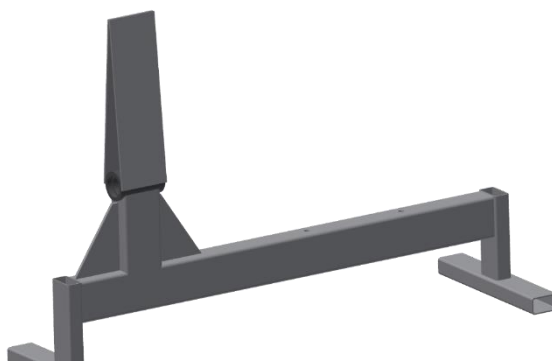
Obr. 4-9 a) Adaptér *Shimano* přední kotoučové brzdy, b) detail úchytu přední brzdy – zdroj + upravit

4.3.2 Stojan

Jako polotovary pro návrh a výrobu svařovaného stojanu byly zvoleny duté obdélníkové profily a plechy z konstrukční oceli S235. Prvotní model byl vytvořen v aplikaci *Autodesk Inventor 2019* a podroben zatížení během obou statických zkoušek formou MKP simulace. Následně byla geometrie modelu několikrát upravena a podrobena zátěžové analýze, dokud nebylo dosaženo uspokojivé tuhosti konstrukce.

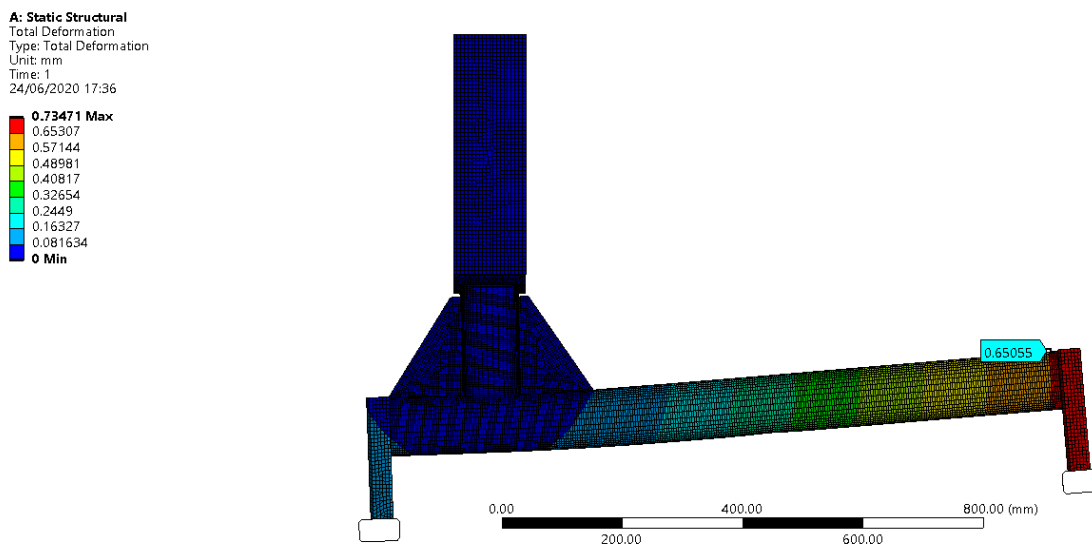
Finální model stojanu je zobrazen na Obr. 4-10.

Nosná část finálního modelu je tvořena profily o rozměru 100x60x4. Na nohy stojanu byly použity profily rozměru 70x40x3. Vzpěry nosné části jsou tvořeny plechy o tloušťce 8 mm. Tloušťka stěny pomocné hlavové trubice je 12 mm (viz příloha). Stojan byl dále opatřen referenčními základnami umístěnými na hlavové trubici. Budou využity při vyhodnocování fotogrammetrického měření, aby nedošlo k ovlivnění výsledku deformací rámu.



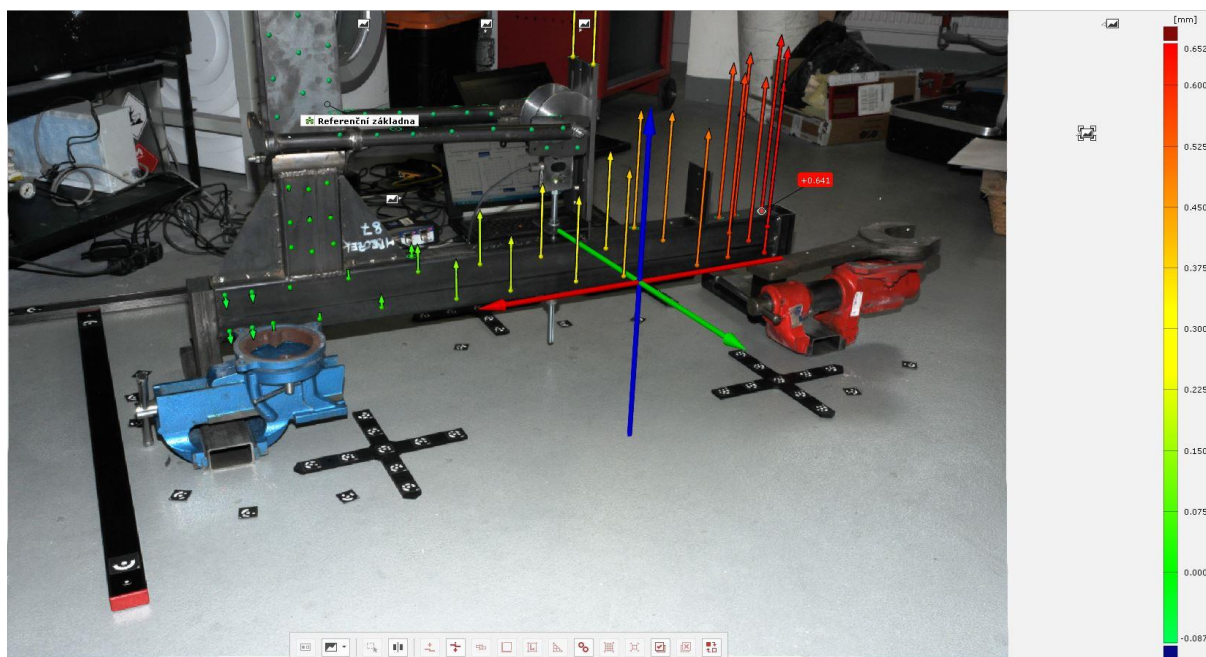
Obr. 4-10 Finální model stojanu v aplikaci Autodesk Inventor

Model stojanu byl pro účely simulace zjednodušen na skořepinové a deskové prvky. Sít' byla tvořena především s ohledem na charakter zatěžování. V rámci volby okrajových podmínek byly stanoveny dvě situace odpovídající zatížení rámu během jednotlivých zkoušek. Všechny stupně volnosti byly odebrány na ploše referenčních základů podobně jako při vyhodnocení optického měření, aby mohl být výsledek simulace porovnán s deformací rámu při experimentu. Během simulace zkoušky statického ohybu dosáhla deformace v pravé části rámu 65 desetin mm (viz Obr. 4-11). Během simulace statické zkoušky brzdného momentu dosáhla deformace ve stejném místě 85 desetin mm. Druhá hodnota nicméně nemá příliš velký význam, protože při dané zkoušce není požadavkem velikost deformace.



Obr. 4-11 Deformace rámu během zatížení při zkoušce statického ohybu

Deformace rámu byla zkontrolována při vyhodnocování optického měření zkoušky statického ohybu (viz Obr. 4-12). Vzhledem k referenčním základnám dosáhla deformace rámu v pravé části 64 desetin milimetru. Návrh a konstrukce stojanu za pomoci MKP analýzy tak mohou být považovány za úspěšné.



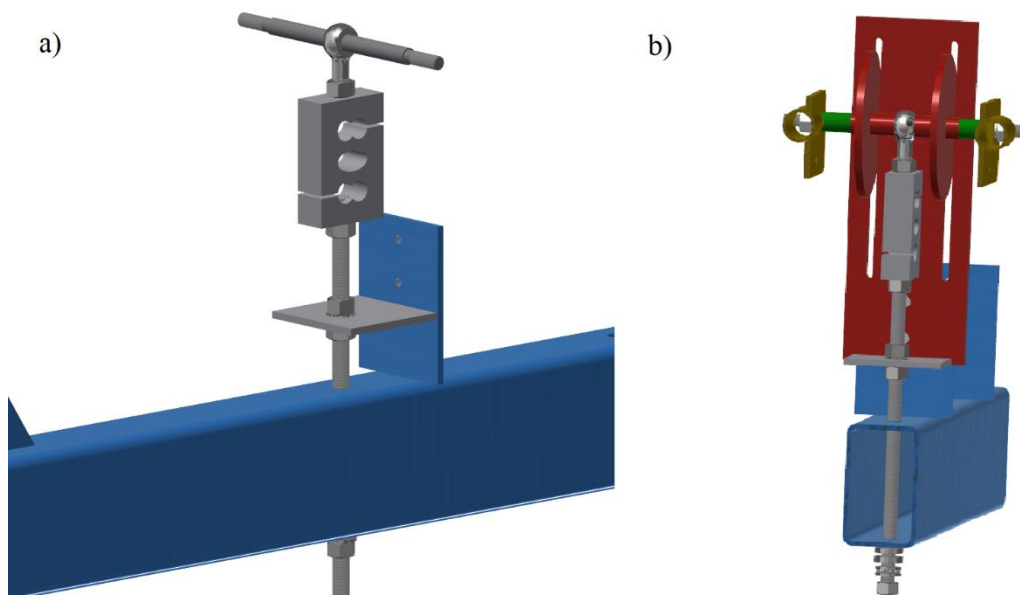
Obr. 4-12 Vyhodnocení deformace rámu při zkoušce statického ohybu v softwaru GOM Inspect

4.3.3 Zatěžovací mechanismus

Při obou experimentálních testech byl využit stejný zatěžovací systém. Jeho princip spočívá v napínání závitové tyče, která vyvíjí tažnou sílu na vidlici.

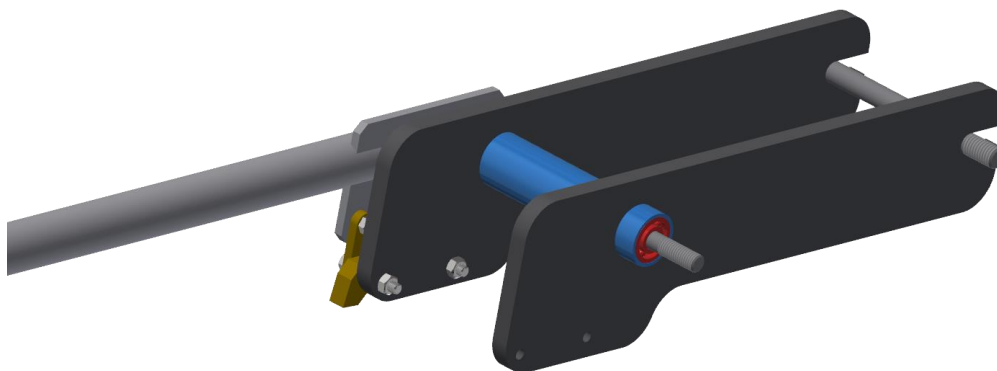
Na hřídeli umístěné ve drážkách pro přední kolo je navlečené kloubové oko s vnějším pravým závitem M12 (DIN 648). To vstupuje do odporového tenzometru sloužícího k monitoringu zatěžovací síly (viz Obr. 4-13 a)). Z tenzometru vystupuje závitová tyč M12, která prochází dírami ve stojanu a je zespodu opatřena axiálním ložiskem s naklápěcí kulovou podložkou (DIN 6319) a maticí. Utahováním matice dochází k napínání tyče. Závitová tyč je dále opatřena plechovým dílem staženým dvěma maticemi s vějířovými podložkami. Plech se opírá o část stojanu a tím se zabraňuje přenosu utahovacího momentu matice na vidlici.

Nutnou součástí zatěžovacího mechanismu jsou disky (viz příloha) na hřídeli kolem kloubového oka, které cestují ve frézovaných drážkách vedení (viz Příloha), a tím zabraňují vidlici v otočení kolem osy řízení během zatěžování. Disky zároveň společně s distančními trubicemi středí kloubové oko na střed hřídele (viz Obr. 4-13 b)).



Obr. 4-13 a) Zatěžovací zařízení při zkoušce ohybu, b) řez sestavou s vedením (vedení – červená, distanční trubice – zelená, patky vidlice – žlutá, stojan – modrá)

K druhému testu byl navíc navrhnout otočný adaptér (viz Obr. 4-14), přenášející působící sílu na úchyt brzdy. Ramena adaptéru jsou svařena se soustruženým válcem otočným na hřídeli přes kuličková ložiska 6000. Zbytek mechanismu je umístěn ve drážkách adaptéru a kulové oko je středěné pouze disky. S úchytem brzdy je adaptér spojen šrouby M6 a odpovídajícími maticemi.



Obr. 4-14 Otočný adaptér pro statickou zkoušku brzdného momentu (válec – modrá, ložiska – červená, ramena – černá, úchyt brzdy a adaptér *Shimano* – žlutá)

4.4 MKP analýzy testů

Nastavení simulací zatěžovacích testů proběhlo v modulu *Static Structural*. V obou případech byl kladen důraz především na normou definovanou povahu zatěžování. To se týkalo především vhodně zvolených kontaktů mezi tělesy a okrajových podmínek. Dále musel být brán ohled na výpočetní možnosti počítače a dostupnou licenci. Součásti, které nebyly přímým cílem analýzy byly z toho důvodu zjednodušeny.

Výchozí materiálové vlastnosti oceli S235 byly definovány v kartě *Engineering Data* (viz Tab 4-2).

Tab 4-2 Materiálové vlastnosti oceli S235

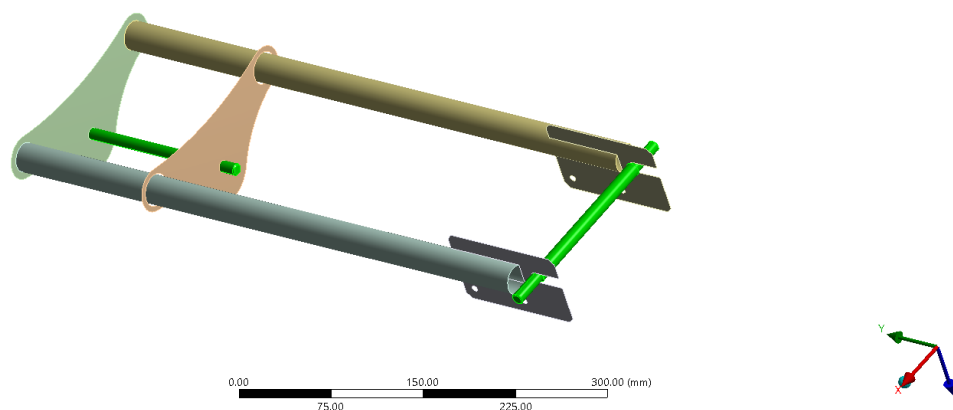
Materiálové vlastnosti oceli S235	
Hustota [kg/m ³]	7850
Mez kluzu [MPa]	235
Mez pevnosti [MPa]	360
Youngův modul [GPa]	210
Poissonova konstanta	0.3

Dále definován vlastní materiál s názvem *Rigid*, kterému byl přiřazen Youngův modul o velikosti blízký nekonečnu. Byl využit k zjednodušení simulace u součástí, které budou definovány jako teoreticky tuhé.

Geometrie modelů byla importována z aplikace *Autodesk Inventor* a upravena v modulu ANSYSu *SpaceClaim*. Tenkostěnné součásti – trubky s jednotným průměrem a plechy – byly zjednodušeny na skořepinové a desková tělesa. Nastavení úloh proběhlo v modulu *Mechanical*.

4.4.1 Zkouška statického ohybu

Při zkoušce statického ohybu byly simulovány deformační účinky ohýbající síly. Vidlici byl v záložce *Geometry* přidělen model materiálu S235. Osa řízení a zatěžovací hřídel (viz Obr. 4-15) nejsou předmětem analýzy a byly proto definovány jako teoreticky tuhé.



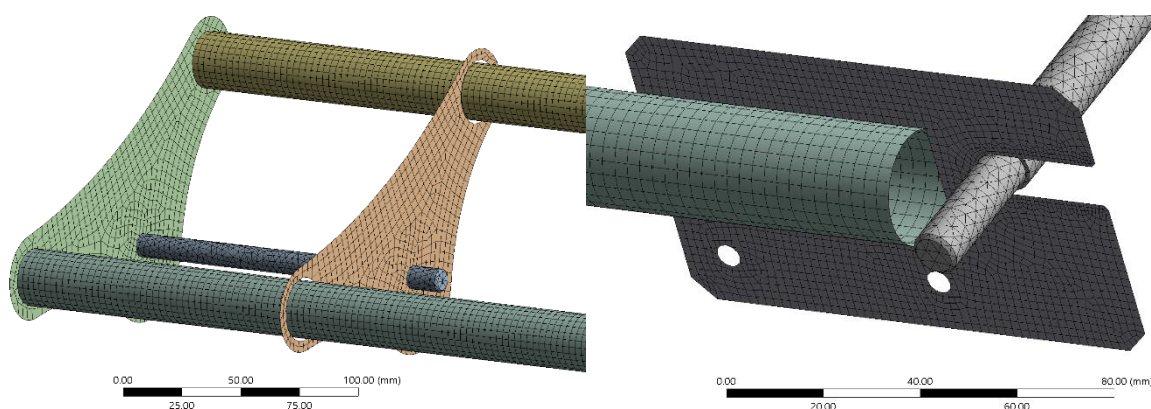
Obr. 4-15 Model vidlice při simulaci zkoušky statického ohybu v modulu *Mechanical* (zelené – osa řízení a zatěžovací hřídel)

V záložce *Connections* byly definovány vazby mezi tělesy. Kontakty v rámci vidlice byly stanoveny jako *Bonded*, představující dokonalý svár. Stejný typ kontaktu byl využit pro osu řízení i hřídel, v tomto případě ve smyslu ideálního maticového spoje.

Vzhledem k nízké výpočtové náročnosti této úlohy mohla být využita hustá síť na všech deformovaných součástech. Na skořepinových nohách vidlice byla síť vytvořena čtyřúhelníkovými prvky *Quadrilateral* o velikosti 3 mm (viz Obr. 4-16 a)). Stejné prvky byly použity o velikostech 4 mm a 2 mm na korunce a patkách.

S ohledem na rádiusy a díry byla u těchto těles zvolena možnost *Capture Curvature*. Síť kolem drážek pro nápravu kola byla zjemněna prvním stupněm funkce *Refinement* (viz Obr. 4-16 b)). Pro vytvoření sítě osy řízení a zatěžovací hřídele bylo využito čtyřstěnných prvků *Tetrahedron* o velikosti 3 mm.

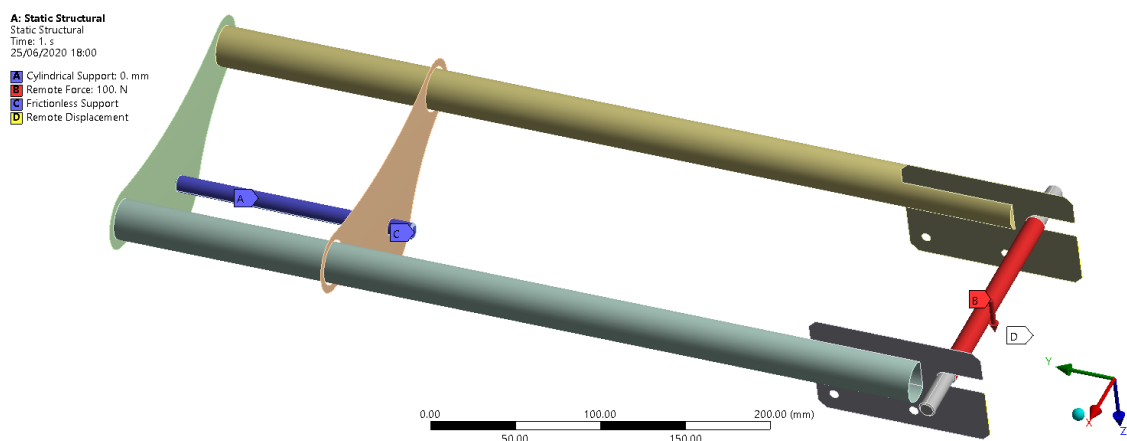
Hodnota průměrné kvality mřížky činila ve výsledku 0.92.



Obr. 4-16 a) Síť elementů pro simulaci zkoušky statického ohybu, b) detail sítě patky

Následně byly v záložce *Static Structural* definovány okrajové podmínky. V ose řízení byla umístěna vazba *Cylindrical Support* s volnou rotací v tangenciálním směru, doplněná o vazbu *Frictionless Support* na konci osy řízení. Tyto vazby simulují upevnění osy v hlavovém složení. Vedení na konci vidlice bylo simulováno vazbou *Remote Displacement* na hranách patek s omezenou rotací kolem osy řízení.

Zatížení bylo definováno funkcí *Remote Force* na ploše zatěžovací hřídele silou o velikosti 1500 N ve směru dle normy (viz Obr. 4-17). Pro účely porovnání s experimentálním měřením byla simulace vyhodnocena i pro stav předzatížení silou 100 N.

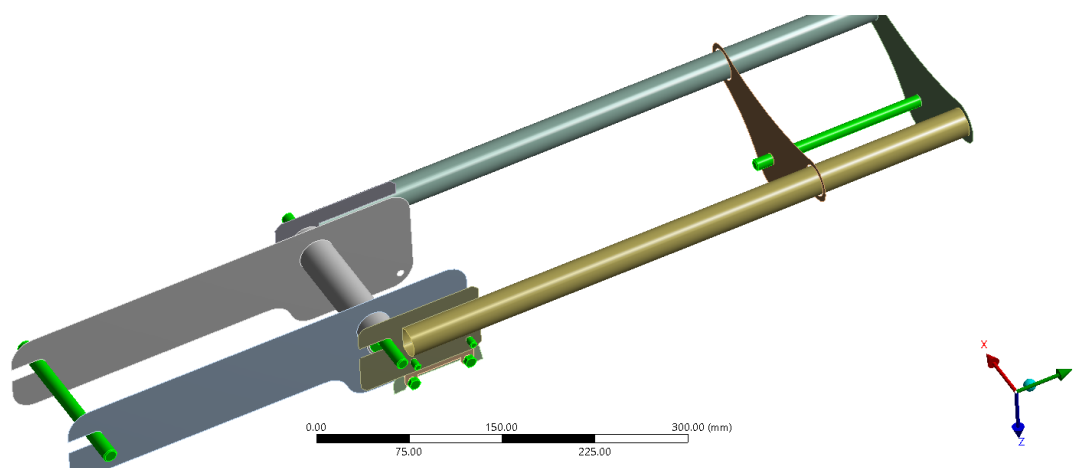


Obr. 4-17 Okrajové podmínky při simulaci zkoušky statického ohybu (A – Cylindrical Support, B – Remote Force, C – Frictionless Support, D – Remote Displacement)

Výstupem simulace byla v záložce *Solution* zvolena celková deformace během zátěže *Total Deformation* a napěťová charakteristika *Equivalent (von-Mises) Stress*.

4.4.2 Statická zkouška brzdného momentu

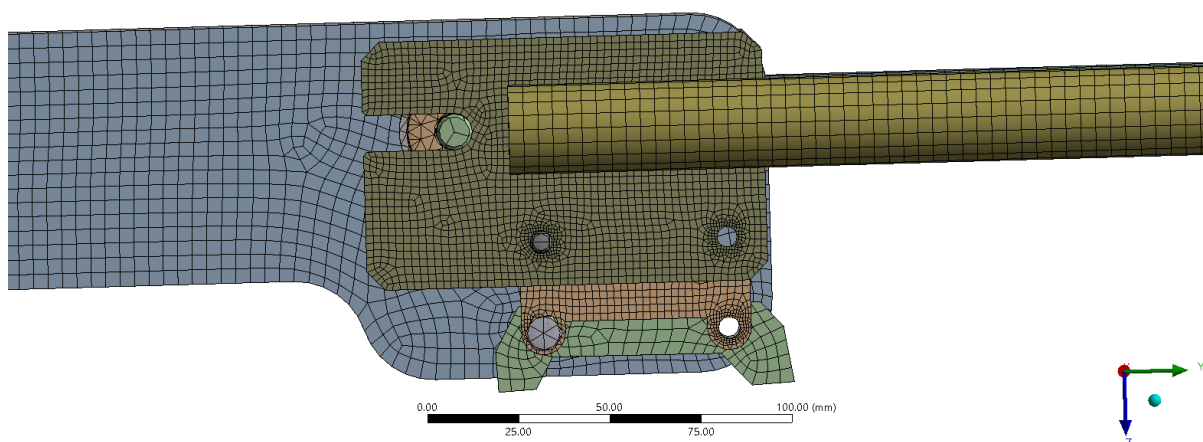
Hlavním předmětem analýzy statické zkoušky brzdného momentu byla napěťová charakteristika v oblasti úchyty brzdy. Tomuto místu byla při nastavování simulace věnována hlavní pozornost. V rámci zjednodušení byla kuličková ložiska ve válci adaptéru nahrazena jednoduchými modely stejného tvaru a společně s dalšími součástmi se zanedbatelnou deformací (viz Obr. 4-18) – osa řízení, hřídele a šrouby – byla definována jako teoreticky tuhá. Adaptér *Shimano* je certifikovaná součást a slouží v mechanismu pouze jako distanční prvek. Z toho důvodu byl také určen jako teoreticky tuhý. Zbylým součástí byl přiřazen model materiálu S235.



Obr. 4-18 Model při simulaci statické zkoušky brzdového momentu v modulu Mechanical (teoreticky tuhé součásti – zelená)

Podobně jako při předchozí simulaci byly svárovým a maticovým spojům přiřazeny ideální vlastnosti kontaktem *Bonded*. Stejným kontaktem byly v této úloze idealizovány i šroubové spoje. Funkce ložisek byla vyřešena kontaktem *Bonded* v místě dotyku s válcem a kontaktem *Frictional* s koeficientem tření ocel na ocel 0,15 v místě dotyku s hřídelí.

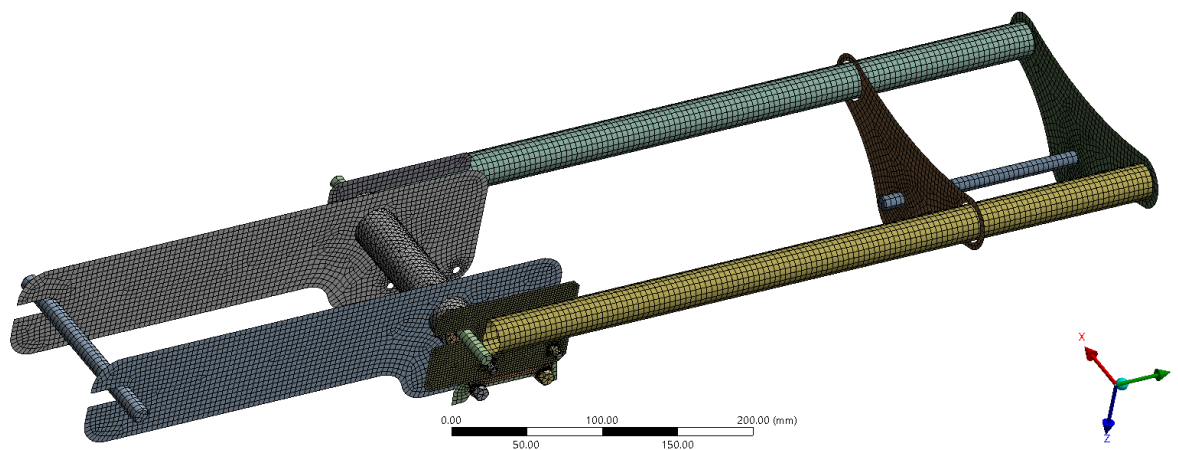
Při tvorbě sítě byla největší preferencí její kvalita ve zkoumané oblasti. Úchyty brzdy a přilehlé patce byly přiděleny prvky *Quadrilateral* o velikosti 2 mm. Sít' v okolí děr na šrouby v byla zjemněna prvním stupněm funkce *Refinement* (viz Obr. 4-19).



Obr. 4-19 Detail sítě zkoumané oblasti při simulaci statické zkoušky brzdového momentu (šrouby jsou skryty)

Ramena otočného adaptéru, nohy vidlice, odlehlá patka a korunka byly tvořeny sítí s prvky čtyřúhelníků o velikosti 4 mm. Na všech relevantních součástech byla stejně jako v předchozí simulaci využita možnost *Capture Curvature*. Sít' válce adaptéru byla vytvořena prvky *Tetrahedron* o velikosti 4 mm. Ostatní součásti byly považovány za teoreticky tuhé a nebylo u nich tedy nutné dosáhnout vysoké kvality a hustoty sítě. Proto byla jejich sít' vytvořena automatickou metodou s prvky o velikosti 4 mm (viz Obr. 4-20).

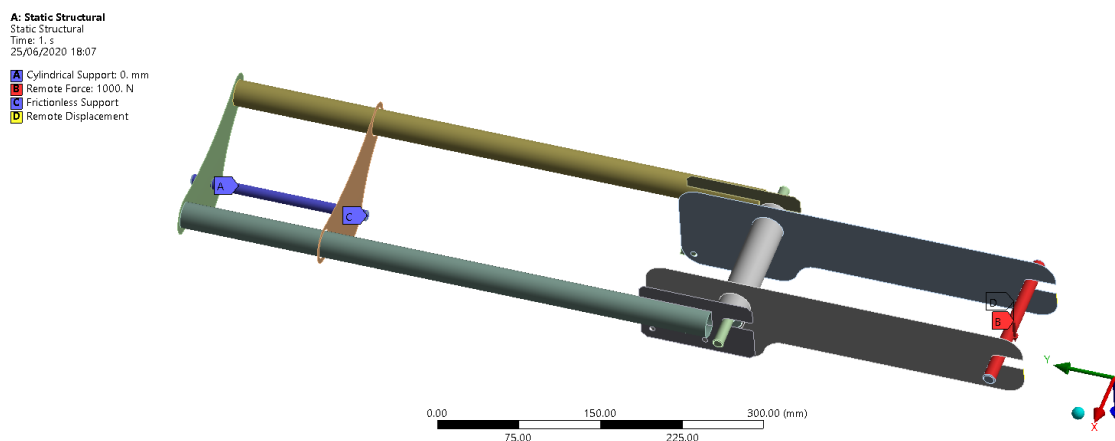
Výsledná kvalita sítě tak v průměru dosahovala hodnoty 0.87.



Obr. 4-20 Síť elementů pro simulaci statické zkoušky brzdového momentu

Následně byly stejně jako v předchozí simulaci stanoveny okrajové podmínky vazbami *Cylindrical Support* a *Frictionless Support* na ose řízení a vazbou *Remote Displacement* na konci adaptéru (viz Obr. 4-21).

Funkcí *Remote Force*, v tomto případě se silou o velikosti 1000 N bylo určeno zatížení sestavy.



Obr. 4-21 Okrajové podmínky při simulaci statické zkoušky brzdového momentu (A – Cylindrical Support, B – Remote Force, C – Frictionless Support, D – Remote Displacement)

Výstupem simulace byla zvolena napěťová analýza *Equivalent (von-Mises) Stress*.

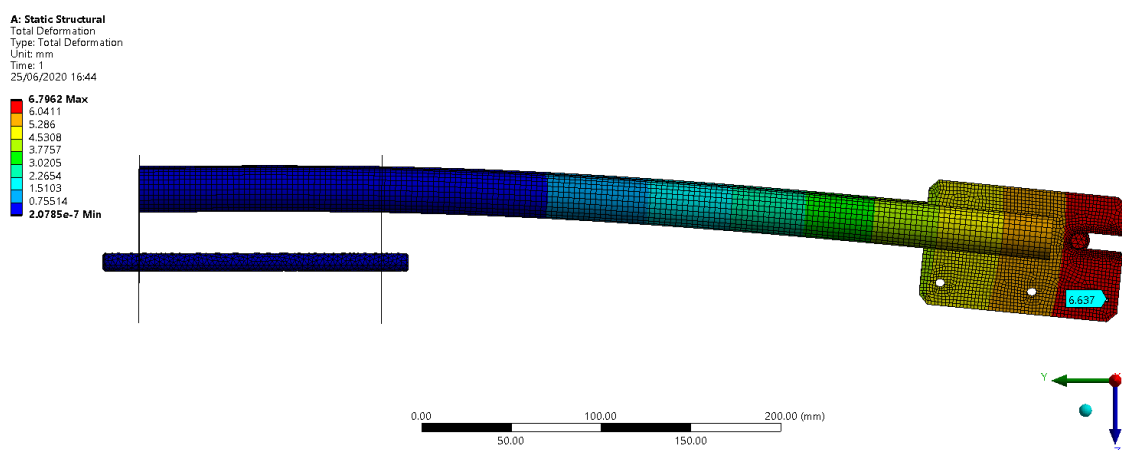
5 VÝSLEDKY

5.1 Zkouška statického ohybu

Hlavním kritériem zkoušky statického ohybu byla deformace vidlice měřená jako posunutí osy nápravy kola vzhledem k ose sloupku vidlice. Při vyhodnocení byly proto porovnávány deformace během simulace a experimentálního měření při maximálním zatížení vzhledem k předzatěžovacím stavům. Dále byla ve výstupu simulace také zmapována napěťová charakteristika při maximálním zatížení a posouzena možnost vzniku plastické deformace.

Výsledky MKP simulace

Deformace ve stavu předzatížení byla v měřeném místě (odpovídajícím poloze referenční značky při optickém experimentálním měření) systémem vypočítána na 0.44 mm. Při plném zatížení dosáhla deformace ve stejném místě hodnoty 6.64 mm (viz Obr. 5-1).

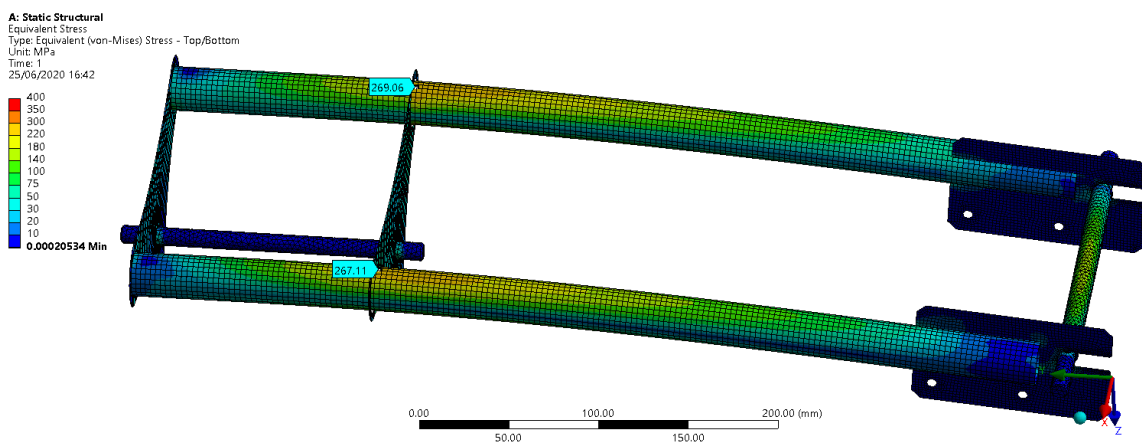


Obr. 5-1 Deformace vidlice během simulace

Velikost relativní deformace mezi jednotlivými stavy byla tedy dle simulace 6.20 mm.

Maximální napětí na vidlici dosáhlo při plném zatížení v kritickém místě přibližně 270 MPa, čímž mohla být překročena mez kluzu. Mez kluzu součástí z oceli S235 ale v průměru dosahuje významně vyšších hodnot než minimum stanovené normou, například v práci [21] byl u testovaných vzorků zjištěn medián meze kluzu oceli S235 o velikosti 292,5 MPa. Dále je tato skutečnost rozebírána v 6. kapitole.

Napěťová charakteristika je zobrazena na Obr. 5-2. Nejvyšší hodnota napětí byla zjištěna v místě kontaktu zatěžovací hřídele s drážkami patek. Vzhledem ke zjednodušení se ale jedná téměř o bodový kontakt a z toho důvodu není informace příliš relevantní.



Obr. 5-2 Napěťová charakteristika zkoušky statického ohybu při zatížení 1500 N

Výsledky optického experimentálního měření

Deformace během experimentálního testování byla vyhodnocena jako posunutí referenčního bodu na konci vidlice. Její hodnoty v jednotlivých stavech zatížení jsou zobrazeny v Tab. 5-1.

Tab. 5-1 Deformace vidlice během experimentálního měření

#	Stav zatížení	Zatěžovací síla	Deformace [mm]
1	Předzatížení 1	100 N	1,400
2	Předzatížení 2	100 N	1,358
3	Zatížení 1	1500 N	13,527
4	Odtížení 1	100 N	4,170
5	Zatížení 2	1500 N	13,725
6	Odtížení 2	100 N	4,254
7	Zatížení 3	1500 N	13,876
8	Odtížení 3	100 N	4,452

Rozdíl posunutí před zatížením 1 a po něm je roven 2,812 mm. Rozdíl po zatížení 2 činil pouze 0,084 mm a po zatížení 3 potom 0,198 mm.

Relativní deformace ve stejném smyslu jako v případě simulace byla u zatížení 1 rovna 12,17 mm. U zatížení 2 ale klesla na 9,55 mm podobně jako u zatížení 3, kde byla rovna 9,622 mm.

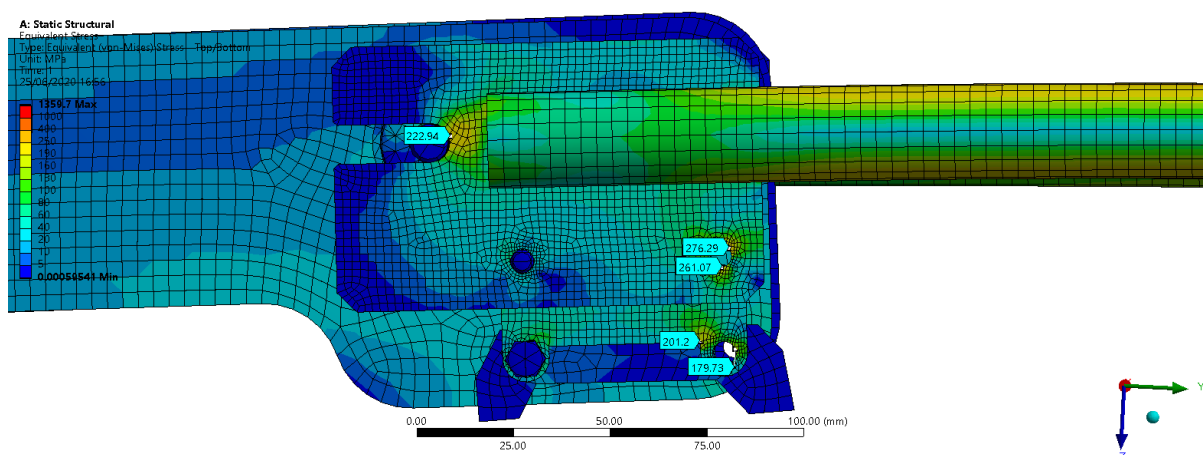
V některých zátěžných stavech byla do měření vnesena chyba reprojekce o největší velikosti 0,0278 mm v případě stavu zatížení 2. Příčinou může být drobná relaxace napětí a posuvy některých kalibračních značek na scéně. Protokoly o přesnosti měření scény pro jednotlivé zátěžné stavy jsou součástí přílohy.

5.2 Statická zkouška brzdného momentu

Hlavním kritériem statické zkoušky brzdného momentu bylo udržení integrity úchyty brzdy. V rámci simulace bylo za tímto účelem analyzováno napětí v relevantní oblasti a v kritickém místě byl určen koeficient bezpečnosti. Po provedení experimentálního testu byl fotograficky zdokumentován stav zkoumané oblasti.

Výsledky MKP simulace

Kritickými místy v oblasti úchyty brzdy byly zejména díry pro šrouby (viz Obr. 5-3). Napětí zde dosáhla maxima o velikosti přibližně 276 MPa, což dává koeficient bezpečnosti vůči mezi pevnosti o hodnotě 1,3.



Obr. 5-3 Napětíová analýza zkoumané oblasti

Výsledky experimentálního testování

Průběh experimentální statické zkoušky brzdného momentu splnil požadavky stanovené normou. V žádném místě úchyty brzdy nevznikly praskliny ani trhliny a integrita součásti tak byla zachována (viz Obr. 5-4).



Obr. 5-4 Stav úchytu brzdy po provedení statické zkoušky brzdného momentu

6 DISKUZE

Dle výsledků uvedených v přechozí kapitole splňuje vzorek testované vidlice požadavky stanovené normou. Během experimentální zkoušky statického ohybu nedosáhla plastická deformace 10 mm a při zkoušce brzdného momentu byla zachována integrita úchyty brzdy. Aby bylo možné zobecnit výsledek těchto partikulárních testů, bylo potřeba validovat nimi výsledky obecných simulací. Různé faktory, které nebyly zahrnuty při experimentálním testování by totiž mohly výsledek významně ovlivnit. Např. odchylka tloušťky trubky použité ke konstrukci vidlice může dle výrobce dosahovat až 10 %. V krajních případech tak může dojít k rozdílu kritického napětí při zkoušce ohybem až o 45 MPa. Pokud by se materiál vidlice nacházel na minimu pevnosti a stěna trubek na minimu tloušťky, deformace by se jednoznačně ocitla v plastické oblasti a mohlo by dojít k nesplnění požadavků.

Mezi výsledky simulace a experimentálního měření zkoušky statického ohybu došlo k výrazným rozdílům a simulace tak nebyly validovány v plném rozsahu. Jedním z nedostatků bylo, že simulace zkoušky probíhala s lineárním modelem materiálu. Vzhledem k tomu, že zatěžování probíhalo na hranici meze kluzu, mohlo dojít k menším plastickým deformacím, které by měly vliv na výsledek. Pro provedení simulace s nelineární charakteristikou by bylo třeba provést analýzu mechanických vlastností materiálu v oblasti nelineární deformace.

Zdrojem chyb při experimentálním měření byly zejména neideální podmínky jejich průběhu. Po prvním zatížení během zkoušky ohybem byla pozorována významná plastická deformace. V dalších fázích zatěžování se již podobný jev neobjevil a šlo tedy pravděpodobně o relaxaci částí mechanismu, zejména hlavového složení, nikoli o deformaci vidlice. Mohlo taky v rámci vůle pod zatížením dojít k povolení matic kolem korunky a důsledkem toho ke zvětšení vůle v ložiskách. Posunutí referenčních bodů důsledkem této deformace by mělo v softwaru TRITOP lineární profil a dalo by se tak oddělit od kvadratického profilu deformace vidlice. Tím by došlo k dalšímu zpřesnění experimentálního měření.

K další odchylce došlo vnesením chyby reprodukce v důsledku plastické deformace, jak bylo zmíněno v předchozí kapitole.

Drobné plastické deformace pozorované v dalších cyklech zatěžování vypovídají o mírném překročení meze kluzu v kritických místech, což je srovnatelné s napěťovou analýzou provedenou v softwaru ANSYS.

Vzhledem k výsledku analýzy napětí v materiálu během simulace a možné variabilitě kvality materiálu a polotovaru nelze garantovat úspěšné splnění homologačních testů. Aby byl úspěch garantován u každé partikulární vidlice, měla by být navržena změna její geometrie nebo materiálu a zaručit tak pohyb v elastické oblasti deformace. Při takovém řešení by měla být uvažována dolní krajní hranice geometrie konstrukce (např. minimální tloušťka stěny trubky) a minimum pevnosti materiálu, přičemž koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu v takové situaci musí být větší než 1. To může být společně s návrhy na zpřesnění simulace a experimentálního měření předmětem další práce.

7 ZÁVĚR

Bakalářská práce byla zaměřena na predikci výsledku homologačního testování vzorku vidlice elektro kola. Ta byla stanovena na základě MKP simulací zátěžných testů a optického experimentálního měření provedeného za účelem validace výsledků simulací.

V první části práce byla provedena rešeršní studie v oblastech relevantní legislativy a standardizace, metody konečných prvků a jejího využití při simulacích strojírenských problémů a v poslední řadě v oblasti metod optického měření.

Na základě toho byl následně určen rozsah problému a zvolen přístup k jeho řešení.

Dalším krokem bylo provedení simulací zátěžných stavů a navržení mechanismu k jejich experimentálnímu ověření. Na vyrobeném stojanu byly poté provedeny testy vidlice dle definice normou. K měření byl využit fotogrammetrický systém TRITOP.

Výsledky simulací a experimentu byly náležitě vyhodnoceny a oba přístupy byly porovnány. Následně byla stanovena predikce výsledku testování. Nakonec byl kriticky zhodnocen přístup k řešení daného problému, včetně návrhu na zlepšení, která by mohla vést k optimálnějším výsledkům. Pro budoucí rozvoj řešené problematiky byly předloženy předměty další práce.

Všechny stanovené cíle bakalářské práce byly splněny.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 168/2013 ze dne 15. ledna 2013 o schvalování dvoukolových nebo tříkolových vozidel a čtyřkolek a dozoru nad trhem s těmito vozidly [online]. 2013 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://data.europa.eu/eli/reg/2013/168/oj/ces>
- [2] Rules & Regulations on Electric Cycles in European Union. *BIKE europe* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://bike-eu.com.s3-eu-central-1.amazonaws.com/app/uploads/2015/09/rules-regulation-on-electric-cycles-in-the-european-union-may-2017.pdf>
- [3] ČSN EN 15194. *Jízdní kola - Jízdní kola s pomocným elektrickým pohonem - Jízdní kola EPAC*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2019, 116 s. Třídící znak 309080
- [4] Revised EN 15194 E-Bike Safety Standard Implemented. *Bike Europe* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.bike-eu.com/laws-regulations/nieuws/2017/11/revised-en-15194-e-bike-safety-standard-implemented-10132012>
- [5] *Frame Test* [online]. [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: https://www.lightcarbon.com/frame-test_n16
- [6] MADENCI, Erdogan. *The finite element method and applications in engineering using ANSYS®*. Second edition. New York ; Heidelberg ; Dordrecht ; London: Springer, 2015. ISBN 978-1-4899-7549-2.
- [7] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011.
- [8] ZATOČILOVÁ, Aneta, Daniel KOUTNY, David PALOUŠEK a Jan BRANDEJS. Experimental Verification of Deformation Behavior of Towing Hitch by Optical Measurement Method. [online]. 2014, s. 421–431. ISBN 978-3-319-05202-1. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-319-05203-8_58
- [9] VAVERKA, Ondrej, Daniel KOUTNY a David PALOUŠEK. Topologically optimized axle carrier for Formula Student produced by selective laser melting. *Rapid Prototyping Journal* [online]. 2019, 25, 1545–1551. Dostupné z: doi:10.1108/RPJ-07-2018-0171
- [10] ZATOČILOVÁ, A. *Měření a vyhodnocování přímosti osy rotačních výkovků pomocí fotogrammetrie a analýzy obrazu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- [11] LUHMANN, T. *Close range photogrammetry: principles, techniques and applications*. Dunbeath: Whittles Publishing, 2011. ISBN 978-1-84995-057-2.

- [12] GMBH, KEYENCE Deutschland. Coordinate Measuring Machine / XM Series - KEYENCE. *KEYENCE Deutschland GmbH* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://en.industryarena.com/keyence/products/coordinate-measuring-and-multi-coordinate-measuring-devices--2412/coordinate-measuring-machine-xm-series--13197>
- [13] TRITOP. *FIRST GROUP* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.1st.com.my/tritop>
- [14] Einscan S 3D Scanner (superseeded by the new Einscan SE). *3D Printer Store NZ* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://3dprintingservices.co.nz/product/scanmaster-plus-3d-scanner-nz/>
- [15] SHABANI, Betim, Gligorche VRTANOSKI a Vladimir DUKOVSKI. INTEGRATED REVERSE ENGINEERING AND ADDITIVE TECHNOLOGY SYSTEMS. 2019, **Vol. 36**, 47-54 (2018).
- [16] Obter Downloads: AGISOFT PhotoScan Pro - Full Download. *Obter Downloads* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://obterdownloads.blogspot.com/2015/10/agisoft-photoscan-pro-full-download.html>
- [17] MCCORMICK, Nick a Jerry LORD. Digital Image Correlation. *Materials Today* [online]. 2010, **13**, 52–54. Dostupné z: doi:10.1016/S1369-7021(10)70235-2
- [18] *Case Study: Combination of Digital Image Correlation and Thermographic Measurements* [online]. [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <https://www.infratec.eu/press/press-releases/details/2019-08-22-case-study-combination-of-digital-image-correlation-and-thermographic-measurements/>
- [19] Time-of-Flight Camera – An Introduction. *Texas Instruments* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.ti.com/lit/wp/sloa190b/sloa190b.pdf>
- [20] *GOM Photogrammetry* [online]. [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://www.capture3d.com/3d-metrology-solutions/photogrammetry>
- [21] KACHLÍŘ, Jaromír. *Vliv chemického složení na svařitelnost konstrukčních ocelí* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=150031

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

EPAC Electrically Power Assisted Cycles

MKP Metoda konečných prvků

SML Selective laser melting

CAD Computer aided design

Π celková potenciální energie

U globální matice deformačních parametrů

K celková matice tuhosti řešené oblasti

F celková matice zatížení

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Přední vidlice: Statická zkouška ohybem (typické uspořádání)

Obr. 2-2 Únavová zkouška ohybem přední vidlice jízdního kola společnosti LIGHTCARBON – stejná konfigurace pro zkoušku statického ohybu

Obr. 2-3 Vidlice pro použití s nábojovou/kotoučovou brzdou: Statická zkouška brzdného momentu

Obr. 2-4 Zkouška brzdného momentu přední vidlice jízdního kola společnosti LIGHTCARBON

Obr. 2-5 Liniové, plošné a objemové typy prvků s číslováním uzlů (popořadě: liniový element, trojúhelník, obdélník, čtyřúhelník, čtyřstěn, hranol, šestistěn)

Obr. 2-6 Výsledek MKP simulace zatěžování tažného zařízení

Obr. 2-7 Experimentální stojan pro měření deformace tažného zařízení

Obr. 2-8 Výsledky fotogrammetrického měření s vektory deformace

Obr. 2-9 Těhlice vyrobená technologií SLM před obráběním

Obr. 2-10 a) Schéma testovacího zařízení s místy uchycení a zatěžovacími silami, b) fotogrammetrické měření

Obr. 2-11 Porovnání výsledků optického měření a MKP analýzy při prvním zatěžování

Obr. 2-12 Optický komparátor Zeiss PK-1

Obr. 2-13 Optický souřadnicový měřicí systém Keyence XM

Obr. 2-14 Měřicí systém GOM TRITOP

Obr. 2-15 3D Scanner ScanMaster Plus

Obr. 2-16 HandySCAN 3D

Obr. 2-17 Agisoft Photoscan

Obr. 2-18 Měřicí systém GOM ARAMIS

Obr. 2-19 Postava vytvořena 3D TOF senzorem

Obr. 4-1 Sada měřicího systému TRITOP

Obr. 4-2 Pracovní prostředí softwaru GOM Inspect s projektem zkoušky statického ohybu

Obr. 4-3 Sestava testovacího zařízení při zkoušce statického ohybu (stojan – modrá, vidlice – žlutá, zatěžovací mechanismus – šedá, vedení – červená)

Obr. 4-4 Schéma měření při zkoušce statického ohybu

Obr. 4-5 Zkouška statického ohybu při zatížení 1500 N

Obr. 4-6 Sestava testovacího zařízení při statické zkoušce brzdného momentu (navíc adaptér – zelená)

Obr. 4-7 Statická zkouška brzdného momentu při zatížení 100 N

Obr. 4-8 Model vidlice v aplikaci Autodesk Inventor (nohy vidlice – šedá, korunka – zelená, patky – černá, úchyt brzdy – žlutá)

Obr. 4-9 a) Adaptér *Shimano* přední kotoučové brzdy, b) detail úchytu přední brzdy – zdroj + upravit

Obr. 4-10 Finální model stojanu v aplikaci Autodesk Inventor

Obr. 4-11 Deformace rámu během zatížení při zkoušce statického ohybu

Obr. 4-12 Vyhodnocení deformace rámu při zkoušce statického ohybu v softwaru GOM Inspect

Obr. 4-13 a) Zatěžovací zařízení při zkoušce ohybu, b) řez sestavou s vedením (vedení – červená, distanční trubice – zelená, patky vidlice – žlutá, stojan – modrá)

Obr. 4-14 Otočný adaptér pro statickou zkoušku brzdného momentu (válec – modrá, ložiska – červená, ramena – černá, úchyt brzdy a adaptér *Shimano* – žlutá)

Obr. 4-15 Model vidlice při simulaci zkoušky statického ohybu v modulu *Mechanical* (zelené – osa řízení a zatěžovací hřídel)

Obr. 4-16 a) Sít' elementů pro simulaci zkoušky statického ohybu, b) detail sítě patky

Obr. 4-17 Okrajové podmínky při simulaci zkoušky statického ohybu (A – Cylindrical Support, B – Remote Force, C – Frictionless Support, D – Remote Displacement)

Obr. 4-18 Model při simulaci statické zkoušky brzdového momentu v modulu *Mechanical* (teoreticky tuhé součásti – zelená)

Obr. 4-19 Detail sítě zkoumané oblasti při simulaci statické zkoušky brzdného momentu (šrouby jsou skryty)

Obr. 4-20 Sít' elementů pro simulaci statické zkoušky brzdového momentu

Obr. 4-21 Okrajové podmínky při simulaci statické zkoušky brzdného momentu (A – Cylindrical Support, B – Remote Force, C – Frictionless Support, D – Remote Displacement)

Obr. 5-1 Deformace vidlice během simulace

Obr. 5-2 Napěťová charakteristika zkoušky statického ohybu při zatížení 1500 N

Obr. 5-3 Napěťová analýza zkoumané oblasti

Obr. 5-4 Stav úchytu brzdy po provedení statické zkoušky brzdného momentu

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Délka příslušenství (rozměry v milimetrech)

Tab. 4-1 Sekvence zátěžných stavů provedených při optickém experimentálním měření statické zkoušky ohybu

Tab 4-2 Materiálové vlastnosti oceli S235

Tab. 5-1 Deformace vidlice během experimentálního měření

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Obr. P 1 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav nulového zatížení při statické zkoušce ohybu
Příloha 2	Obr. P 2 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav předzatížení 1 při statické zkoušce ohybu
Příloha 3	Obr. P 3 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav předzatížení 2 při statické zkoušce ohybu
Příloha 4	Obr. P 4 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 1 při statické zkoušce ohybu
Příloha 5	Obr. P 5 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 1 při statické zkoušce ohybu
Příloha 6	Obr. P 6 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 2 při statické zkoušce ohybu
Příloha 7	Obr. P 7 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 2 při statické zkoušce ohybu
Příloha 8	Obr. P 8 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 3 při statické zkoušce ohybu
Příloha 9	Obr. P 9 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 3 při statické zkoušce ohybu
Příloha 10	Model sestavy pro experimentální měření zkoušky statického ohybu z aplikace Autodesk Inventor ve formátu STEP
Příloha 11	Model sestavy pro experimentální měření statické zkoušky brzdného momentu z aplikace Autodesk Inventor ve formátu STEP
Příloha 12	Fotografická dokumentace

PŘÍLOHA

▼ Images	↑
Total number:	↑ 46
Oriented images:	↑ 46
Images with too few points:	↑ 0
Images with bad point contrast:	↑ 0
Images with bad point distribution:	↑ 0
Overexposed images:	↑ 0
▼ Quality	↑
Average theoretical point precision:	---
Average image point deviation:	↑ 0.0499 pixel
Average reference point deviation:	0.01977 mm
▼ 3D data	
Total number of reference points:	289
Number of coded reference points:	68
Number of uncoded reference points:	221
▼ Scale bars	↑
Number of scale bars:	↑ 2
Average scale bar discrepancy:	↑ 0.00516 mm
Measurement temperature:	24.3 °C

Obr. P 1 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav nulového zatížení při statické zkoušce ohybu

▼ Images	↑
Total number:	↑ 41
Oriented images:	↑ 41
Images with too few points:	↑ 0
Images with bad point contrast:	↑ 0
Images with bad point distribution:	↑ 0
Overexposed images:	↑ 0
▼ Quality	↑
Average theoretical point precision:	---
Average image point deviation:	↑ 0.0468 pixel
Average reference point deviation:	0.01834 mm
▼ 3D data	
Total number of reference points:	281
Number of coded reference points:	68
Number of uncoded reference points:	213
▼ Scale bars	↑
Number of scale bars:	↑ 2
Average scale bar discrepancy:	↑ 0.00316 mm
Measurement temperature:	24.3 °C

Obr. P 2 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav předzatížení 1 při statické zkoušce ohybu

▼ Images		↑
Total number:	42	↑
Oriented images:	42	↑
Images with too few points:	0	↑
Images with bad point contrast:	0	↑
Images with bad point distribution:	2	↑
Overexposed images:	0	↑
▼ Quality		↑
Average theoretical point precision:	---	
Average image point deviation:	0.0484 pixel	↑
Average reference point deviation:	0.02058 mm	
▼ 3D data		
Total number of reference points:	292	
Number of coded reference points:	68	
Number of uncoded reference points:	224	
▼ Scale bars		↑
Number of scale bars:	2	↑
Average scale bar discrepancy:	0.02121 mm	↑
Measurement temperature:	24.3 °C	

Obr. P 3 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav předzatížení 2 při statické zkoušce ohybu

▼ Images		↑
Total number:	44	↑
Oriented images:	44	↑
Images with too few points:	0	↑
Images with bad point contrast:	0	↑
Images with bad point distribution:	1	↑
Overexposed images:	0	↑
▼ Quality		↑
Average theoretical point precision:	---	
Average image point deviation:	0.0496 pixel	↑
Average reference point deviation:	0.02073 mm	
▼ 3D data		
Total number of reference points:	289	
Number of coded reference points:	68	
Number of uncoded reference points:	221	
▼ Scale bars		↑
Number of scale bars:	2	↑
Average scale bar discrepancy:	0.01684 mm	↑
Measurement temperature:	23.4 °C	

Obr. P 4 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 1 při statické zkoušce ohybu

▼ Images	↑
Total number:	↑ 53
Oriented images:	↑ 53
Images with too few points:	↑ 0
Images with bad point contrast:	↑ 0
Images with bad point distribution:	↑ 0
Overexposed images:	↑ 0
▼ Quality	↑
Average theoretical point precision:	---
Average image point deviation:	↑ 0.0516 pixel
Average reference point deviation:	0.02123 mm
▼ 3D data	
Total number of reference points:	291
Number of coded reference points:	68
Number of uncoded reference points:	223
▼ Scale bars	↑
Number of scale bars:	↑ 2
Average scale bar discrepancy:	↑ 0.02290 mm
Measurement temperature:	23.4 °C

Obr. P 5 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 1 při statické zkoušce ohybu

▼ Images	↑
Total number:	↑ 26
Oriented images:	↑ 26
Images with too few points:	↑ 0
Images with bad point contrast:	↑ 0
Images with bad point distribution:	↑ 0
Overexposed images:	↑ 0
▼ Quality	↑
Average theoretical point precision:	---
Average image point deviation:	↑ 0.0438 pixel
Average reference point deviation:	0.01851 mm
▼ 3D data	
Total number of reference points:	260
Number of coded reference points:	68
Number of uncoded reference points:	192
▼ Scale bars	→
Number of scale bars:	↑ 2
Average scale bar discrepancy:	→ 0.02780 mm
Measurement temperature:	23.4 °C

Obr. P 6 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 2 při statické zkoušce ohybu

Images		↑
Total number:		↑ 64
Oriented images:		↑ 64
Images with too few points:		↑ 0
Images with bad point contrast:		↑ 0
Images with bad point distribution:		↑ 4
Overexposed images:		↑ 0
Quality		↑
Average theoretical point precision:		---
Average image point deviation:		↑ 0.0753 pixel
Average reference point deviation:		0.03063 mm
3D data		
Total number of reference points:	334	
Number of coded reference points:	68	
Number of uncoded reference points:	266	
Scale bars		↑
Number of scale bars:		↑ 2
Average scale bar discrepancy:		↑ 0.00244 mm
Measurement temperature:		23.4 °C

Obr. P 7 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 2 při statické zkoušce ohybu

Images		↑
Total number:		↑ 45
Oriented images:		↑ 45
Images with too few points:		↑ 0
Images with bad point contrast:		↑ 0
Images with bad point distribution:		↑ 1
Overexposed images:		↑ 0
Quality		↑
Average theoretical point precision:		---
Average image point deviation:		↑ 0.0492 pixel
Average reference point deviation:		0.02082 mm
3D data		
Total number of reference points:	269	
Number of coded reference points:	68	
Number of uncoded reference points:	201	
Scale bars		→
Number of scale bars:		↑ 2
Average scale bar discrepancy:		→ 0.02582 mm
Measurement temperature:		23.4 °C

Obr. P 8 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav zatížení 3 při statické zkoušce ohybu

▼ Images		↑
Total number:		↑ 45
Oriented images:		↑ 45
Images with too few points:		↑ 0
Images with bad point contrast:		↑ 0
Images with bad point distribution:		↑ 1
Overexposed images:		↑ 0
▼ Quality		↑
Average theoretical point precision:	---	
Average image point deviation:		↑ 0.0471 pixel
Average reference point deviation:	0.01975 mm	
▼ 3D data		
Total number of reference points:	285	
Number of coded reference points:	68	
Number of uncoded reference points:	217	
▼ Scale bars		↑
Number of scale bars:		↑ 2
Average scale bar discrepancy:		↑ 0.00634 mm
Measurement temperature:	23.4 °C	

Obr. P 9 Protokol o přesnosti měření scény systémem TRITOP pro stav odtížení 3 při statické zkoušce ohybu