



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**ANALÝZA HYSTEREZNÍHO CHOVÁNÍ VERTIKÁLNÍHO
NASTAVOVÁNÍ SVĚTLOMETU AUTOMOBILU**

ANALYSIS OF HYSTERESIS BEHAVIOR OF VERTICAL HEADLIGHT ADJUSTMENT
IN AN AUTOMOBILE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. RADEK HOLEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR VOSYNEK, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Bc. Radek Holec
Studijní program:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor:	Inženýrská mechanika
Vedoucí práce:	Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

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

Analyza hysterezního chování vertikálního nastavování světlometu automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude probíhat ve spolupráci s firmou, která je výrobcem předních světlometů. Při jejich vývoji je nutné dodržovat požadavky určené konečným výrobcem automobilu.

Mezi tyto požadavky patří i hysterezní chování vertikálního nastavování světlometu, kdy při přílišné hystereze bývá častý důvod k reklamaci světlometu ze strany výrobce automobilů.

Práce tedy bude zaměřena nejprve na rešerši studii hystereze objevující se u vertikálního nastavování (tření, kontakty...), případně i na měření chování, na které by navazovalo výpočtové modelování metodou konečných prvků. Tento model by měl co nejvíce odpovídat naměřeným hodnotám a měl by ukázat důvod vzniku hystereze a pomoci pochopit chování nastavovacího mechanismu. Při výpočtovém modelování se plánuje využít programového balíku Abaqus/implicit v prostředí Hypermesh/Hyperworks.

Výsledky práce by měly pomoci převážně konstrukčnímu oddělení vyvarovat se chybám vedoucím k vysoké hysterezi. V plánu je také, pokud by to bylo možné, vložit výsledky modelování do nástroje Dymola a vytvořit nástroj umožňující vypočítat hysterezi mnohem rychleji.

Cíle diplomové práce:

- Rešerše tření, kontaktů a možnosti tření v konektorech v softwaru Abaqus.
- Vytvoření MKP modelu vertikálního nastavování světlometu.
- Porovnání MKP modelu s naměřenými hodnotami hystereze.
- Zjištění vlivu jednotlivých parametrů na hysterezi, stanovení hlavních příčin hystereze

Seznam doporučené literatury:

PERSSON, Bo N. J. Sliding Friction: physical principles and applications /. 2nd ed. Berlin: Springer, 2000. ISBN 3-540-67192-7.

JOHNSON, K. L. (Kenneth Langstreth). Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press, 1985. ISBN 0-521-25576-7.

WRIGGERS, Peter. Computational contact mechanics. Chichester: J. Wiley, 2002. ISBN 0-471-49680-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá vznikem mechanické hystereze u vertikálního nastavovacího mechanismu světlometů automobilu. Nastavovací mechanismus obsahuje určité nepřesnosti, které se ve výsledku mohou projevit jako mechanická hystereze, neboli jev, při kterém se zdroj světla nevrátí do původní polohy a směr světelných paprsků je odchýlený od předpokládaného směru. První část práce se zabývá kontakty a třením v konektorech v softwaru Abaqus. Dále je zde popsána tvorba výpočtového modelu. Tento model je dále porovnán s naměřenými hodnotami skutečného světlometu. Byl proveden DOE (*Design of Experiment*) a tyto výsledky byly zpracovány pomocí regresní a citlivostní analýzy. Jako nejzásadnější se ukázal vliv vůlí a vysokých třecích momentů. Závěr práce popisuje jakými principy hystereze vzniká a kvantifikuje jednotlivé parametry, které mají na hysterezi vliv.

Klíčová slova

mechanická hystereze, vertikální nastavovací mechanismus, kontakty, tření v konektorech, Abaqus, regresní analýza, citlivostní analýza

Abstract

The thesis deals with the occurrence of mechanical hysteresis in the vertical adjustment mechanism of car headlights. The adjustment mechanism contains certain inaccuracies that can result in mechanical hysteresis, a phenomenon in which the light source does not return to its original position and the direction of the light rays is deviated from the intended direction. The first part of the paper deals with contacts and friction in the connectors in the Abaqus software. Then the development of the computational model is described. This model is further compared with the measured values of the actual headlamp. A DOE (Design of Experiment) was performed and these results were processed using regression and sensitivity analysis. The effect of clearances and high friction moments was found to be the most significant. The paper concludes by describing the principles by which hysteresis arises and quantifying the various parameters that affect hysteresis.

Keywords

mechanical hysteresis, vertical adjustment mechanism, contacts, friction in connectors, Abaqus, regression analysis, sensitivity analysis

Citace

HOLEC, Radek. *Analýza hysteretického chování vertikálního nastavování světlometu automobilu*. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Petra Vosynka, Ph.D. Uvedl jsem všechny literární prameny, publikace a další zdroje, ze kterých jsem čerpal.

.....
Radek Holec
24. května 2024

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří mi pomohli při tvorbě této diplomové práce. Děkuji své rodině za jejich podporu a trpělivost. Mé poděkování patří také mé přítelkyni Adéle za její pochopení a pomoc během mého celého studia. Velký dík patří mému vedoucímu, Ing. Petru Vosynkovi, Ph.D., za možnost psát tuto práci pod jeho vedením.

Obsah

Úvod	7
1 Hlavní přední světlomety a jejich nastavování	9
1.1 Hlavní přední světlomety	9
1.1.1 Konstrukční díly světlometů	9
1.2 Nastavovací mechanismus	10
1.2.1 Aiming a leveling	10
1.2.2 Konstrukční principy nastavování	11
1.2.3 Horizontální nastavování	12
1.2.4 Legislativní požadavky	12
1.3 Hystereze v nastavovacím mechanismu světlometů	13
1.3.1 Měření a zkoušky hystereze	14
1.3.2 Možné příčiny hystereze	15
2 Kontaktní problémy	16
2.1 Okrajové podmínky kontaktů	16
2.1.1 Podmínka nulové penetrace do tuhé desky	17
2.1.2 Metoda Langrangeových multiplikátorů (Direct metoda)	17
2.1.3 Penalizační metoda	18
2.1.4 Augumented Lagrangian method	19
2.2 Aplikace metod v MKP	20
2.2.1 Contact pressure-overclosure relationship	20
2.2.2 Constraint enforcement methods	22
2.2.3 Celkové nastavení	23
2.2.4 Porovnání metod	24
2.3 Tangenciální chování kontaktů	26
2.3.1 Coulombův zákon	26
2.3.2 Podmínka maximálního smykového napětí	28
2.3.3 Anizotropní tření	28
2.3.4 Algoritmus řešení	29
2.4 Master a slave	29
2.5 Diskretizace kontaktu	30
2.6 Tracking approach	30
3 Konektory a jejich tření	31
3.1 RBE2 a RBE3	31
3.2 Konektory	31
3.2.1 Princip fungování konektorů	32

3.2.2	Přehled základních konektorů	32
3.3	Tření v konektorech a tvorba vlastních konektorů	32
3.3.1	Predefined friction u konektoru hinge	33
3.3.2	User-defined friction u konektoru nahrazující kloubovou vazbu	35
3.3.3	User-defined friction u konektoru nahrazující gumové těsnění	38
3.3.4	User-defined friction u konektoru nahrazující šnekové ozubení	40
4	Měření jednotlivých parametrů vertikálního nastavovacího mechanismu světlometu	43
4.1	Tření v kulových vazbách	43
4.1.1	Jednoduchá kulová vazba	46
4.1.2	Horizontální zakulacená vazba	48
4.1.3	Horizontální hranatá vazba	49
4.2	Hodnoty tření šroubu a gumy, koeficienty tření	49
5	Model vertikálního nastavování světlometu	50
5.1	Model A	50
5.2	Výpočtový model A	54
5.2.1	Sít konečných prvků	55
5.2.2	Model okrajových podmínek a propojení dílů	59
5.2.3	Kontaktní plochy	63
5.2.4	Kroky řešení	67
5.3	Model B	68
6	Ověření výpočtového modelu	69
6.1	Zjednodušení výpočtového modelu A	69
6.1.1	Gravitační zrychlení	69
6.1.2	Zanedbání pastorku	70
6.1.3	Zanedbání pouzdra	71
6.2	Porovnání výpočtového modelu A s naměřenými hodnotami	72
7	Výsledky	73
7.1	Parametry s potenciálním vlivem na vysvětlované proměnné	75
7.2	DOE (Design of Experiment)	77
7.3	Popis nastavovacího procesu	79
7.4	Moment	81
7.4.1	Regresní analýza - Moment	81
7.4.2	Citlivostní analýza - Moment	83
7.4.3	Odůvodnění působících parametrů - moment	85
7.5	Maximální posunutí modulu	86
7.5.1	Regresní analýza - Maximální posunutí modulu	86
7.5.2	Citlivostní analýza - Maximální posunutí modulu	87
7.6	Hystereze	90
7.6.1	Regresní analýza - Hystereze	90
7.6.2	Vliv jednotlivých členů na střední hodnotu - Hystereze	94
7.6.3	Citlivostní analýza - Hystereze	97
7.7	Principy vzniku hystereze u jednotlivých parametrů	100
7.7.1	Vliv vůle mezi <i>transmission el.</i> a ozubeným kolem	100
7.7.2	Vliv materiálu šroubu	101

7.7.3	Vliv vnitřního momentu těsnící gumy a nastavovacího šroubu	103
7.7.4	Vliv natáčení <i>LWR</i>	107
7.8	Kritické varianty hystereze	115
7.9	Využití výsledků na dalších výpočtových modelech	117
Závěr		120

Seznam obrázků

1.1	Pouzdro	9
1.2	Příklady modulů (zleva <i>Matrix Beam</i> , <i>BiLED</i> , Digitální modul a <i>CLA</i>) . . .	10
1.3	Fixační body, nejčastější schéma A	11
1.4	Horizontální nastavovací mechanismus	12
1.5	<i>Cut-off line</i> [2]	13
1.6	Schématické vysvětlení hystereze	13
2.1	Hmotný bod na pružině [4]	16
2.2	Fyzikální představa metody Langrangeových multiplikátorů [4]	18
2.3	Fyzikální představa metody penalizační metody [4]	19
2.4	Metoda <i>Hard</i>	20
2.5	Metoda <i>Modified Hard</i>	21
2.6	Metoda <i>Softened</i> , exponenciální průběh	21
2.7	Metoda <i>Softened, no separation</i> , zadání pomocí tabulky	22
2.8	Způsob nastavení kontaktu	23
2.9	Geometrie kloubového mechanismu	24
2.10	Vizuální porovnání penetrace ve stejném okamžiku při různém nastavení kontaktu	25
2.11	Závislost reakční síly na posunutí (různé kontaktní metody)	25
2.12	Vizualizace <i>slip</i> a <i>stick</i>	26
2.13	Coulombův zákon	27
2.14	Kinematické a statické tření	27
2.15	Podmínka maximálního smykového napětí	28
2.16	Anizotropní tření	28
2.17	Základní pravidla pro určení <i>slave</i> a <i>master</i> [8]-upraveno	29
2.18	Porovnání diskretizace [6]	30
3.1	Geometrie konektoru <i>hinge</i> [9]	33
3.2	Geometrie nahrazená konektorem	35
3.3	Závislost momentů a sil	37
3.4	Geometrie šroubu a těsnící gumy	38
3.5	Uložení těsnící gumy mezi šroubem a pouzdrem	38
3.6	Uložení těsnící gumy mezi šroub a pouzdrem	39
3.7	Geometrie šroubu a kompenzátoru	40
3.8	Detail kontaktních ploch a konektoru <i>cylindrical</i>	40
3.9	RBE2 a konektor <i>translator</i>	41
3.10	Výsledky reakčních sil a momentů na konektoru <i>hinge</i>	42
3.11	Výsledky reakčních sil a momentů v konektoru <i>translator</i>	42

4.1	Měřený <i>carrier frame</i> s moduly (vlevo <i>Matrix</i> , vpravo <i>BiLED</i>)	43
4.2	Měřicí aparatura	44
4.3	Geometrie klipu	45
4.4	Měřená sestava	45
4.5	Vyznačené jednoduché kulové vazby	46
4.6	Výsledky měření pro fixační bod, modul <i>BiLED</i>	46
4.7	Výsledky měření pro fixační bod, modul <i>Matrix</i>	47
4.8	Výsledky měření pro horizontální bod, modul <i>BiLED</i>	47
4.9	Vyznačená horizontální zakulacená vazba	48
4.10	Výsledky měření pro zakulacený horizontální bod, modul <i>Matrix</i>	48
4.11	Vyznačená horizontální hranatá vazba	49
4.12	Výsledky měření pro hranatý horizontální bod, modul <i>BiLED</i>	49
5.1	Model A, vlevo modul <i>Matrix Beam</i> , vpravo modul <i>BiLED</i>	50
5.2	Horizontální a vertikální nastavování světlometu	51
5.3	Model A, detail ozubení	51
5.4	Model A, detail nastavovací šroub	52
5.5	Model A, detail <i>LWR</i>	52
5.6	Model A, drážka v pouzdře	53
5.7	Model A, <i>carrier frame</i> s rámy modulů	53
5.8	Výpočtový model A, celkový pohled	54
5.9	Výpočtový model A, detail ozubení	54
5.10	Výpočtový model A, řez pastorek	55
5.11	Výpočtový model A, detail síť šroub	56
5.12	Výpočtový model A, detail síť pouzdro	56
5.13	Výpočtový model A, kvalita sítě, <i>tet collapse</i>	57
5.14	Výpočtový model A, použité materiály	58
5.15	Výpočtový model A, detail vazby pastorku	59
5.16	Výpočtový model A, detail vazby ozubení, <i>transmission element</i> a nastavovací šroub	60
5.17	Výpočtový model A, detail kompenzátoru a <i>LWR</i>	60
5.18	Výpočtový model A, detail vazeb kompenzátoru	61
5.19	Výpočtový model A, detail vazeb <i>LWR</i> , krokový motor	61
5.20	Výpočtový model A, umístění modulů a kulové vazby	62
5.21	Výpočtový model A, konektory okrasných rámečků	62
5.22	Výpočtový model A, kontakt mezi <i>transmission element</i> a ozubeným kolem	63
5.23	Výpočtový model A, kontakt mezi <i>LWR</i> a pouzdrem	63
5.24	Závislost na změně počtu otáček	67
5.25	Model B	68
5.26	Výpočtový Model B	68
6.1	Použití gravitačního zrychlení	69
6.2	Porovnání modelů s různě nastavenou gravitací	70
6.3	Porovnání modelů s pastorkem a bez pastorku	70
6.4	Kontaktní plochy na pouzdře	71
7.1	Schématický nákres přepočtu posunutí modulu na posunutí na stěně	73
7.2	Vyznačení parametrů	76
7.3	Vyznačení parametrů	76

7.4	<i>Desing Of Experiment</i> [13]	77
7.5	Posunutí modulu a rozdělení jednotlivých kroků	79
7.6	Výpočet výsledného posunutí modulu	80
7.7	Samostatný vliv jednotlivých členů na moment	82
7.8	Sobolovy koeficienty pro moment	83
7.9	Samostatný vliv jednotlivých proměnných na moment	84
7.10	Posun v místě kontaktního páru (směr x), milimetry	85
7.11	Sobolovy koeficienty pro maximální posunutí modulu	87
7.12	Samostatný vliv jednotlivých parametrů na max. posunutí modulu	89
7.13	Vliv vybraných parametrů na maximální posunutí modulu	89
7.14	Samostatný vliv jednotlivých samostatných členů na hysterezi	92
7.15	Samostatný vliv jednotlivých interakčních členů na hysterezi	93
7.16	Vliv jednotlivých samostatných členů na střední hodnotu hysterezi	94
7.17	Vliv jednotlivých interakčních členů na střední hodnotu hystereze	95
7.18	Vliv jednotlivých parametrů na hysterezi	96
7.19	Sobolovy koeficienty pro hysterezi	97
7.20	Samostatný vliv jednotlivých parametrů na hysterezi	99
7.21	Vliv vůle, čtvrtý krok	100
7.22	Vliv vůle na posunutí modulu	101
7.23	Výpočet relativního natočení nastavovacího šroubu	102
7.24	Porovnání variant nastavovacího šroubu, různý materiál	102
7.25	Porovnání variant vnitřních momentů gumy a šroubu na natočení šroubu	104
7.26	Vliv momentu na natáčení ozubeného kola	105
7.27	Deformace <i>transmission element</i> , 5 × zvětšené posuvy	105
7.28	Deformace <i>transmission element</i>	106
7.29	Působící síly na <i>LWR</i>	107
7.30	Působící síly na <i>LWR</i>	107
7.31	Porovnání vnitřních momentů <i>omega element</i> a šroubu, 50 × zvětšené posuvy	108
7.32	Porovnání variant, modrou barvou původní pozice, 50 × zvětšené posuvy	109
7.33	Zakulacená geometrie třecích kamenů	110
7.34	Natáčení <i>LWR</i> při různých parametrech, 20 × zvětšené posuvy	111
7.35	Schématické znázornění významných sil působící na <i>carrier frame</i>	112
7.36	Rozdílné vnitřní momente kulových vazeb, 30 × zvětšené posuvy	113
7.37	Natáčení okolo osy z, 50 × zvětšené posuvy	114
7.38	Závislost posunutí modulu na natočení ozubeného kola, kritická varianta	115
7.39	Chování <i>omega element</i> , první krok - gravitace, 30 × zvětšené posuvy	116
7.40	Posun <i>omega element</i> , 30 × zvětšené posuvy	116
7.41	Rozdělení parametrů u výpočtového modelu varianta B	117

Úvod

Problémová situace

V minulosti byla ve světlometech jako zdroj světla používána halogenová žárovka, která měla obvykle nízkou životnost a nízký světelný výkon. Velkým technologickým skokem byl počátek využívání technologie LED, která disponuje přednostmi jako jsou nízká cena, malé rozměry, ale hlavně vysoký světelný výkon. Hlavní přínos tohoto světelného výkonu je z hlediska bezpečnosti, nicméně pokud světlomet není dokonale seřízen, může dojít k oslnění ostatních účastníků provozu, což představuje potenciální riziko.

Tato skutečnost podněcuje snahu o vytvoření přesného nastavovacího mechanismu, s jehož pomocí by bylo možné udržet hranici světelné stopy na předem stanové hodnotě. Je nutné zahrnout vliv zatížení vozidla nebo například změnu náklonu při brždění či zrychlování. Z těchto důvodů má automobil obvykle dva senzory na nápravách, které měří náklon, a pro zjištění zrychlení slouží snímač ABS. Tyto data se vyhodnocují a přenášejí se do řídicí jednotky světlometu, která následně provádí korekci.

Velkou roli však hrají nepřesnosti tohoto nastavovacího mechanismu, které se projevují jako hystereze. Pokud bychom například otočili šroubem nastavovacího mechanismu o 1 otáčku doleva a poté o 1 otáčku doprava, tak se mechanismus nevrátí zcela do původní polohy, ale zůstane v nové, nenulové poloze. Tento rozdíl mezi původní a novou pozicí označujeme jako hystereze, kterou měříme na 10 metrů vzdálené stěně. Hysterezi lze zaznamenávat při elektrickém nastavování, tedy pomocí motorku, nebo při manuálním nastavování, které se provádí pomocí šroubováku. V případě manuálního nastavování dochází zpravidla k vyšší hysterezi. Obě tyto hystereze mají maximální hodnotu stanovenou zákazníkem.

Hodnoty hystereze na této 10 metrů vzdálené stěně jsou obvykle okolo 5 mm, přičemž zákonný limit je 10 mm. Avšak pokud je nastavování opakované (motorové nastavování), tak se velikost hystereze nasčítá, což může způsobit velké nepřesnosti. Fyzikální příčiny hystereze však nejsou známy, a to opět může vést k nedokonalému nastavovacímu mechanismu. Z tohoto důvodu je snahou identifikovat fyzikální příčiny hystereze, jaké faktory ji ovlivňují a tyto proměnné následně zanést do modelu v Dymole, který by s danými fyzikálními parametry (vůle, koeficient tření, rozměry...) pracoval a zpřesnil tak nastavovací mechanismus. Výstupy tohoto modelu by také mohly být nápomocné konstruktérům, kteří by si na jejich základě byli vědomi toho, čemu se potenciálně vyvarovat, aby v mechanismu nevznikala vysoká hystereze. Tato práce se zabývá manuálním nastavování, ale její výsledky jsou využitelné i u elektrické verze nastavování.

Práce probíhala ve spolupráci s nadnárodní společností, která se zabývá vývojem a výrobou světlometů a zadních skupinových svítlen pro prestižní světové automobilky.

Formulace problému

Zjištění příčin hystereze vertikálního nastavovací mechanismu pomocí výpočtového modelování.

Cíle řešení

1. Rešerše tření, kontaktů a možnosti tření v konektorech v softwaru Abaqus.
2. Vytvoření MKP modelu vertikálního nastavování světlometu.
3. Porovnání MKP modelu s naměřenými hodnotami hystereze.
4. Zjištění vlivu jednotlivých parametrů na hysterezi, stanovení hlavních příčin hystereze.

Kapitola 1

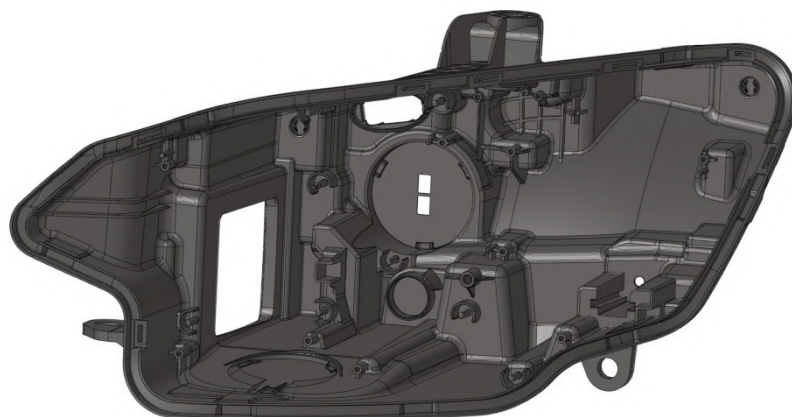
Hlavní přední světlomety a jejich nastavování

1.1 Hlavní přední světlomety

Moderní přední světlomety obsahují několik druhů světlometů, tedy zařízení sloužících k osvětlení vozovky před vozidlem, a svítlen, které slouží k upozornění ostatních účastníků silničního provozu na polohu vozidla, respektive vůli změnit jeho směr. Světlomety disponují mnoha funkcemi najednou v jednom kompaktním těle a obvykle se jedná o světlomet dálkového a potkávacího světla a svítlen, mezi něž patří směrová světla, přední obrysová světla a denní svícení.

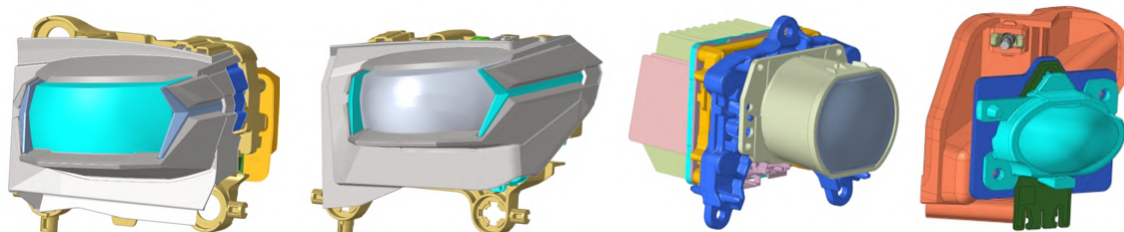
1.1.1 Konstrukční díly světlometů

Světlomety jsou složeny z vysokého počtu dílů, přičemž většina z nich je vyrobena z plastu. Největším a nejsložitějším dílem, ke kterému se fixují všechny jednotlivé komponenty, se nazývá *housing*, neboli pouzdro. S jeho pomocí se celý světlomet upevňuje do automobilu. Z důvodu požadavků na vysokou pevnost, tuhost a teplotní stálost je pouzdro vyrobeno kombinací polypropylenu a skelných vláken s náhodnou orientací. U standardních světlometů bývá nejčastěji použita kombinace 70 % polypropylenu a 30 % skelných vláken, tedy PP GF30.



Obrázek 1.1: Pouzdro

Dalším zásadním dílem ve světlometu je modul. V dnešní době většina nových světlometů neobsahuje žárovku ani xenonovou výbojku, ale technologii LED, která nevyžaduje velký zástavbový prostor. Proto je možné vytvořit jeden kompaktní komponent, tedy modul, obsahující optiku, zdroje světla, clonky, chladiče a elektroniku. Hlavní výhodou je možnost vyrábět jeden univerzální modul použitelný do několika odlišných světlometů. Obvykle jsou schopné plnit funkci potkávacího i dálkového světla.



Obrázek 1.2: Příklady modulů (zleva *Matrix Beam*, *BiLED*, Digitální modul a *CLA*)

1.2 Nastavovací mechanismus

Světlometry se vyznačují vysokým světelným výkonem. Z tohoto důvodu je nutné dbát na správné seřízení světelné stopy, aby nedošlo k oslnění ostatních účastníků provozu. V rámci Evropské unie jsou vyžadovány normy UNECE (*United Nations Economic Commission for Europe*), podle které dochází k prvotnímu nastavení při výrobě (*Aiming*) i při jízdě (*Leveling*). Nastavování je možné jak ve vertikálním, tak v horizontálním směru. [1]

Každé auto by mělo obsahovat dvojici snímačů zatížení, a to na přední a zadní nápravě. Z těchto snímačů získává řídicí jednotka informaci o sklonu automobilu. Snímače jsou umístěny obvykle v levé části náprav a podle nich se následně nastavuje hlavní světlomet, tedy levý, přičemž pravý světlomet se nastaví podle toho levého. Některé, především dražší automobily, obsahují snímače na levé i pravé straně náprav, čímž zpřesňují mechanismus nastavování světlometu. U velmi krátkých aut je možné použít pouze snímač na zadní nápravě. Další informací vstupující do řídicí jednotky je rychlost automobilu, která je obvykle získána ze snímače ABS.

1.2.1 Aiming a leveling

Jelikož díly světlometů i automobilů mají určité výrobní tolerance a mohou vykazovat určité výrobní nepřesnosti, dochází při montování světla k prvotnímu nastavení, tzv. **aiming**. Provádí se nejčastěji na desetimetrové stěně, na které je definována čára vyjadřující hranici světlo-tma, tzv. *cut-off line*. K nastavení dochází ručně, a to pomocí pootočení šroubovákem o maximálně jeden stupeň (obecně lze světlomet natočit o $\pm 3^\circ$). K dalšímu nastavení dochází pravidelně na stanicích technické kontroly při nezatíženém stavu v předem definovaných podmínkách, například plná palivová nádrž [1]. U horizontálního nastavování se provádí obvykle pouze *aiming*.

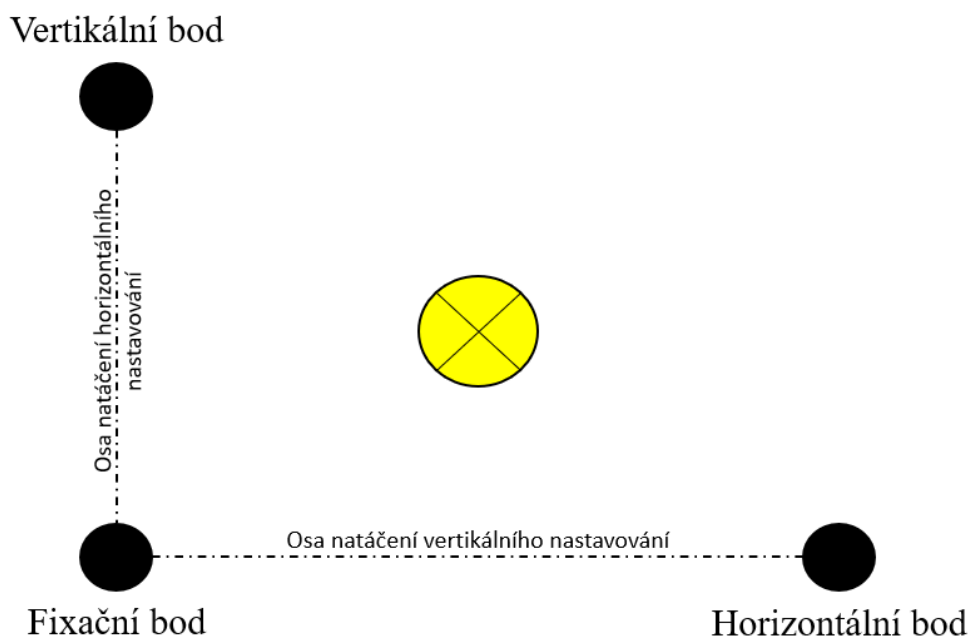
Při zrychlování, brzdění nebo hmotnostním zatížení automobilu dochází k ovlivnění světelné stopy. Ke korekci této nepřesnosti slouží seřízení výšky světelné stopy – **leveling**. Tuto korekci lze provádět ručně pomocí ovladače na přístrojové desce nebo automaticky.

Při nastartování automobilu se nejprve světla seřídí do nejnižší možné polohy. Poté se vyhodnotí data ze senzorů zatížení a pomocí krokového motoru se seřídí do korigované

nulové polohy, která je určena prvotním nastavením (*aiming*). Následně se při jízdě průběžně vyhodnocují data ze senzorů a světlomet se průběžně přizpůsobuje jízdním podmínkám. Světlomet se nastavuje i v případě stání.

1.2.2 Konstrukční principy nastavování

U standardního řešení je modul připevněn do nosného rámu (*carrier frame*) pomocí třech fixačních bodů. Používají se tři schémata nastavovacích bodů a primárně je snaha používat schéma A, protože se světlomet nastavuje pouze pomocí dvou bodů. Ne vždy je to z důvodu zástavbového prostoru možné a proto existují i odlišná řešení. Pokud je modulů ve světlometu více, určí se jeden řídicí modul, podle kterého se pomocí převodů ovládají zbylé moduly.



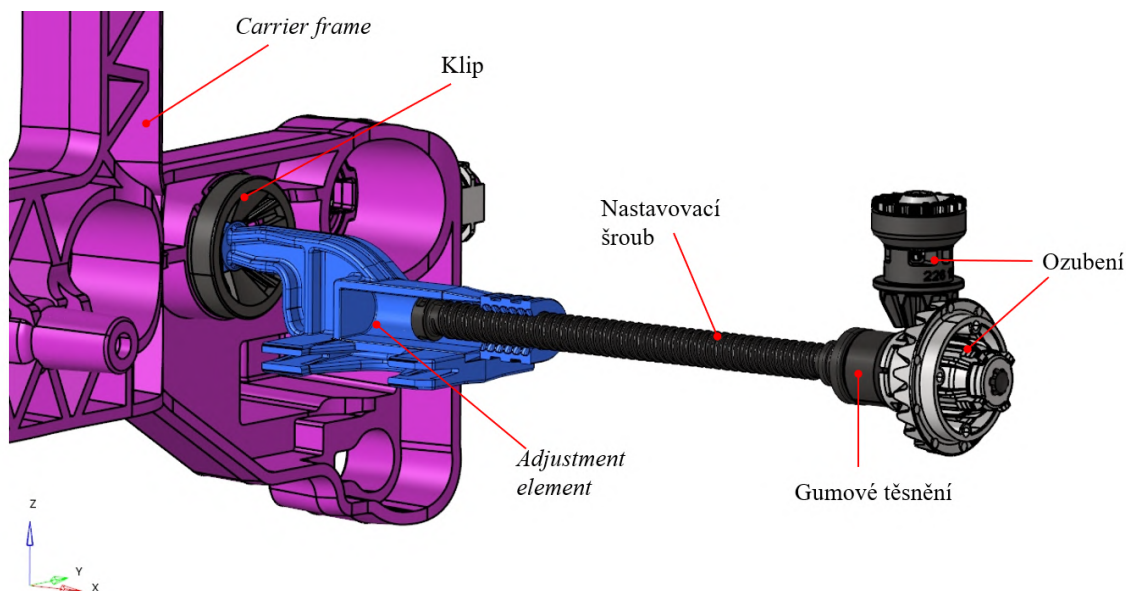
Obrázek 1.3: Fixační body, nejčastější schéma A

V případě tohoto uložení je nutné dbát na to, aby nebylo staticky přeúřčené. Proto je určen fixační bod, který přenáší zatížení ve směrech x , y , z . Na ose vertikálního nastavení se nachází druhý bod, který umožňuje absorbovat síly ve směru x a z . Třetím bodem u vertikálního nastavování pohlcujeme síly pouze ve směru x . Nicméně velmi často nastane, že pohlcení zatížení bývá odlišné, vymyšlené pro konkrétní modul. Vždy však rámu, který má 6 stupňů volnosti odebíráme vazbami také 6 stupňů volnosti. Pokud by mechanismus nebyl staticky určitý, mohl by se daný mechanismus při nastavování zadržávat a neplnil by tak svoji funkci.

Důležitým konstrukčním principem je upevnění modulu o 3 až 5 milimetrů (ve směru x) před osou vertikálního nastavování. Je to z toho důvodu, aby modul při případném odepnutí některého z fixačních bodů měl tendenci sklopit se směrem dolů. Při tomto sklopení světlo neoslňuje ostatní účastníky provozu a je možné nouzové dojetí do servisu.

1.2.3 Horizontální nastavování

U horizontálního nastavování dochází pouze k nastavení při výrobě a na STK (*aiming*). mechanismus je poměrně jednoduchý, jelikož obsahuje ozubení, těsnící gumu, nastavovací šroub a nastavovací element, který klouže v drážkách pouzdra. Otáčením šroubu se posouvá nastavovací element, který následně posouvá nosným rámem modulu.



Obrázek 1.4: Horizontální nastavovací mechanismus

Toto nastavení je z hlediska hystereze bezproblémové a proto se ním v této práci nadále nezabýváme.

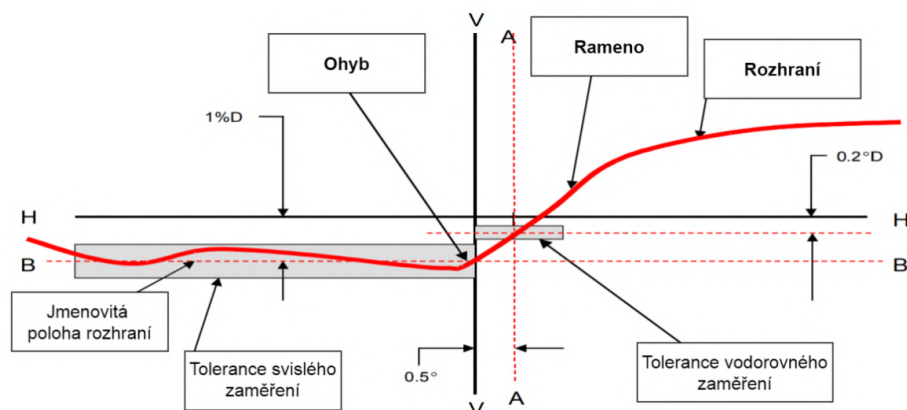
Vertikální nastavování

Tato problematika je samostatně popsána ve vlastní kapitole.

1.2.4 Legislativní požadavky

Jak už bylo zmíněno výše, tvorba světlometů se řídí různými normami. V Evropské Unii, Číně, Japonsku a v dalších zemích platí norma UNECE a například v USA platí norma SAE (*Society of Automotive Engineers*). Základní zákonný požadavek je splnění tolerancí pro světelnou stopu (*cut-off line*). V současnosti se používá nesymetrické rozložení světla, které je definováno na 10 m nebo 25 m vzdálené stěně. Definice *cutt-off line* pro pravostranné řízení [1]:

- Rovná horizontální část směrem doleva,
- Zvyšující se část mířící doprava (tzv. "rameno").



Obrázek 1.5: *Cut-off line* [2]

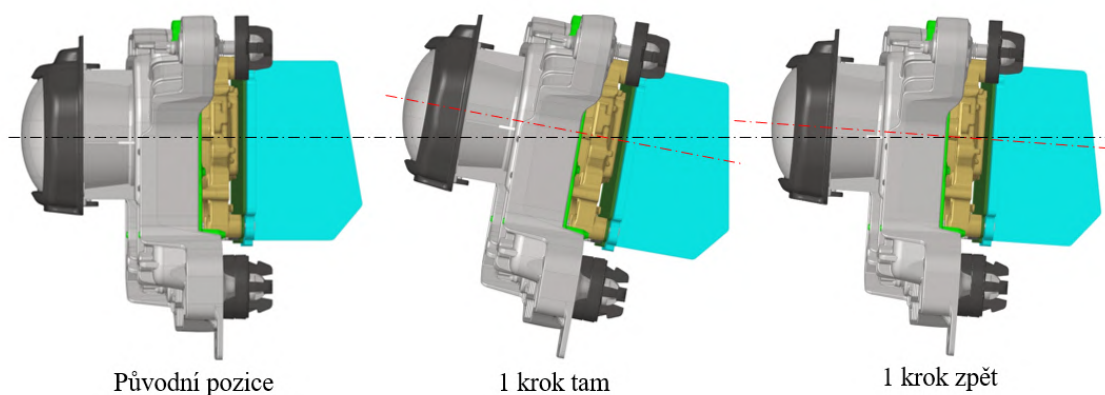
Cut-off line definuje určitou nominální pozici světelné stopy, od které se skutečná *cut-off line* může lišit o určitou hodnotou danou tolerancí. Pro vodorovnou přímku platí [1]:

- Nad přímku $0,2^\circ D$ nesmí "rameno" překročit přímku A,
- Na přímce $0,2^\circ D$ nebo níže nesmí rameno protínat přímku A,
- Zlom ohybu "ramene" musí být umístěn v pásmu $\pm 0,5^\circ$ vlevo nebo vpravo od přímky V-V.

Díky asymetrickému osvětlení je lépe viditelná pravá část vozovky, což zvyšuje bezpečnost provozu.

1.3 Hystereze v nastavovacím mechanismu světlometů

Hystereze ve světlometu je jev, který vzniká při nastavování světlometu, a to hlavně v případě opakovaného nastavování. Pokud bychom například zatočili nastavovacím šroubem o 3 otáčky doleva a poté o 3 otáčky doprava, měl by se celý mechanismus vrátit na původní pozici. Toto se však v praxi neděje a mechanismus zůstává v nové pozici, která je odlišná od té původní. Schématicky je hystereze vysvětlena na obrázku 1.6 níže.



Obrázek 1.6: Schématické vysvětlení hystereze

1.3.1 Měření a zkoušky hystereze

Jelikož hystereze vysoce souvisí s *cut-off line*, měří se také na stěně vzdálené 10 metrů. Její hodnota se stanoví jako vzdálenost od původní výšky světelné stopy. Maximální přípustné tolerance jsou okolo 10 mm. Některé zkoušky provádí pouze jedno opakování nastavování a jiné trvají i několik dní. Přehled průběhu nejzásadnějších zkoušek [3]:

Hystereze při manuálním nastavení

1. Světlo met se upne do přípravku,
2. Nastaví se základní poloha nastavení (obvykle -1 %) a označí se poloha nastavovacího mechanismu, přičemž světlo met nastavujeme ze spodní polohy,
3. Světlo met se natočí 3 otáčky nahoru a následně 3 otáčky dolů,
4. Zapiše se poloha nastavovacího mechanismu na konci této zkoušky,
5. Změří se vzdálenost *cutt-off line* od základní polohy nastavení.

Zásadním faktem je, že světlo met se nastavuje ze spodní polohy. Proto se před začátkem celého testu světlo met nastaví úplně dolů a poté vyjede nahoru do základní polohy. Při tomto nastavení je nutné provést korekci na vůle mimo nastavovací mechanismus, přičemž se zpravidla jedná o vůle na šroubováku nebo motorku. Provedené otáčky se nepočítají na šroubováku, ale přímo na ozubení. Maximální povolená odchylka, tedy maximální velikost hystereze, od základní polohy je udávána zákazníkem a obvykle se pohybuje okolo 0,1 %, což odpovídá 10 mm na stěně vzdálené 10 metrů. Tato zkouška se provádí u horizontálního i u vertikálního nastavení. [3]

Hystereze při nastavení pomocí krokového motoru

1. Světlo met se upne do přípravku,
2. Motor se nastaví do jeho nulové polohy (provede se referenční chod),
3. Světlo met ručně nastavíme do základního nastavení (obvykle -1 %),
4. Pomocí elektrického motoru nastavíme světlo met do nejnižší polohy,
5. Pomocí elektrického motoru nastavíme světlo met do nejvyšší polohy,
6. Pomocí elektrického motoru nastavíme světlo met do základní polohy,
7. Kroky 4, 5, 6 opakujeme 100 až 200 krát,
8. Změříme odchylku základního nastavení od konečné polohy.

Obvykle se tedy pomocí motoru nevrátí sestava do základní polohy a vzniká určitá hystereze. Maximální povolená hodnota je obvykle 0,2 %. [3]

1.3.2 Možné příčiny hystereze

Příčiny vzniku hystereze nejsou zcela známé. Hypotézou vzniku hystereze jsou mechanické vůle v mechanismu, výrobní tolerance, teplotní roztažnost nebo vysoké tření ve třecích kamenech [3]. Ze zkušenosti kolegů nastává často problém i s materiálem nastavovacího šroubu. Tato práce se zabývá ručním nastavením vertikálního nastavovacího mechanismu a zkoumá jednotlivé vlivy, které by mohly způsobit vznik hystereze.

Kapitola 2

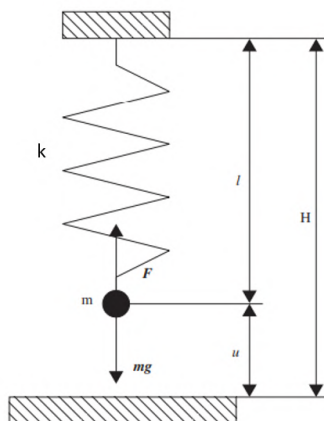
Kontaktní problémy

V této sekci je představen problém kontaktních úloh v MKP. Nejprve se na danou problematiku zaměříme z teoretického hlediska a následně tyto poznatky využijeme u praktického použití kontaktů.

2.1 Okrajové podmínky kontaktů

Pokud není uvedeno jinak, bylo při psaní využito výhradně literatury [4][5].

Pro odvození je vhodné začít u jednoduchého tělesa, v tomto případě uvažujeme těleso o hmotnosti m na nehmotné pružině o tuhosti k . Těleso se může pohybovat ve směru u , ale jeho pohyb je omezen tuhou deskou. Délka pružiny v ustáleném stavu je l , přičemž její maximální délka je H .



Obrázek 2.1: Hmotný bod na pružině [4]

Energie tohoto systému lze zapsat jako:

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu \quad (2.1)$$

Pokud neuvažujeme žádné omezení posuvu u , tak můžeme vypočítat minimum energie pomocí derivačního principu:

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu \rightarrow \min \quad (2.2)$$

Minimum potenciální energie je tedy:

$$u = \frac{mg}{k} \quad (2.3)$$

2.1.1 Podmínka nulové penetrace do tuhé desky

V tomto případě však nebereme v úvahu tuhou desku, tudíž je nutné přidat další podmínky omezující maximální posunutí:

$$l + u \leq H \quad (2.4)$$

Zavedeme také penetrační funkci $p(u)$, která vyjadřuje zda jsou elementy v kontaktu:

$$p(u) = l + u - H \leq 0 \quad (2.5)$$

Dále definujeme sílu N . Inženýrská představu této síly představuje normálovou sílu. Tato síla má podmínku:

$$p(u) \leq 0 \quad (2.6)$$

Pokud je $p = 0$ tak nedochází ke kontaktu a není žádná normálová síla, naopak pokud je $p < 0$, tak dochází ke kontaktu a kulička je stlačována. Tato síla bývá označována jako tzv. Lagrangeův multiplikátor, který je podrobněji vysvětlen v další části textu. Pomocí těchto dvou veličin lze určit zda dochází ke kontaktu, či nikoliv.

$$\text{kontakt:} \quad p = 0 \text{ a } N > 0 \quad (1.7)$$

$$\text{žádný kontakt:} \quad p < 0 \text{ a } N = 0 \quad (1.8)$$

$$\text{doplňující podmínka:} \quad pN = 0 \quad (1.9)$$

Třetí podmínka pouze říká, že zároveň nemůže působit normálová síla a funkce p nemůže být nenulová. Řešení kontaktního problému je tedy formulováno jako minimalizace potenciální energie 2.1 a zároveň splnění podmínek (1.7)-(1.9).

2.1.2 Metoda Langrangeových multiplikátorů (Direct metoda)

Tato metoda spočívá opět v minimalizaci funkcionálu 2.1 a splnění podmínek (1.7)-(1.9). Její podstatou je vložení těchto podmínek do jednoho funkcionálu – Langrangeova funkcionálu:

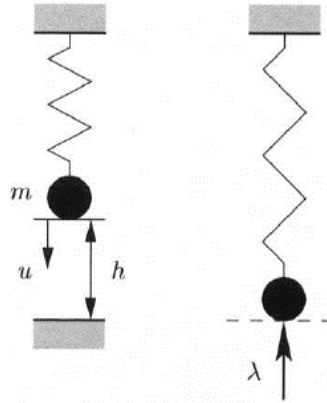
$$\Pi(u, \lambda) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \lambda p(u) \quad (2.10)$$

Multiplikátor, který kromě potenciální energie 2.1 obsahuje také omezující podmínku p vynásobenou Langrangeovými multiplikátory λ . Tento funkcionál je nyní závislý nejen na posuvu, ale také na λ . Stejně jako v předešlém případě hledáme minimum, a proto musíme provést parciální derivace a obě musí být rovny nule:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = 0 \quad \Rightarrow \quad ku - mg + \lambda = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \lambda} = 0 \quad \Rightarrow \quad l + u - H = 0 \quad (2.12)$$

Z výsledků, získaných splněním rovnic 2.11 a 2.12, vyplývá, že Langrangeovy multiplikátory si lze představit jako normálovou sílu. Velkou výhodou tohoto přístupu je přesné splnění



Obrázek 2.2: Fyzikální představa metody Langrangeových multiplikátorů [4]

podmínky nulové penetrace. Tato metoda je tedy nejbližší naší fyzikální představě kontaktního problému. Nicméně je zapotřebí do systému přidat další proměnnou λ , čím zvýšíme obtížnost řešení kontaktního problému. Řešení soustavy může být následující:

$$\text{kontakt:} \quad p = 0 \text{ a } \lambda > 0 \quad (2.13)$$

$$\text{žádný kontakt:} \quad p < 0 \text{ a } \lambda = 0 \quad (2.14)$$

$$\text{doplňující podmínka:} \quad p\lambda = 0 \quad (2.15)$$

Jelikož se v systémech Abaqus tato metoda nazývá jako tzv. *Direct*, v následujících kapitolách je toto označení převzato a používáno.

2.1.3 Penalizační metoda

Tato metoda spočívá v sestavení funkcionálu, který má jedinou proměnnou posunutí, a to u . Do původního funkcionálu 2.1 přidáme penetrační podmínku $p(u)$ společně s penalizačním parametrem ε . Na rozdíl od předešlých metod, penetrační podmínka $p(u)$ může být vyšší než nula, což znamená, že dovoluujeme určitou penetraci tělesa do povrchu.

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \frac{1}{2}\varepsilon p^2(u) \quad (2.16)$$

Penalizační parametr ε si lze představit jako tuhost pružiny při penetraci tělesa do tuhé desky. Vztah $\frac{1}{2}\varepsilon p^2(u)$ je penalizační funkcionál $W_\varepsilon(p)$. Tento funkcionál je obvykle tvořen Taylorovou řadou a musí splňovat následující podmínky:

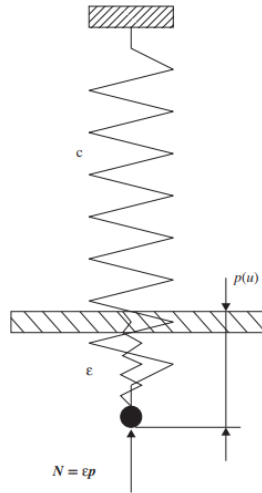
$$W_\varepsilon(0) = 0 \quad (2.17)$$

$$W_\varepsilon(p) > 0 \quad (2.18)$$

$$\lim_{p \rightarrow \infty} W_\varepsilon(p) = \infty \quad (2.19)$$

Pro získání minima potenciální energie provedeme derivaci:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = 0 \quad \Rightarrow \quad ku - mg + \varepsilon(l + u - H) = 0 \quad (2.20)$$



Obrázek 2.3: Fyzikální představa metody penalizační metody [4]

Z této rovnice lze získat fyzikální interpretaci penalizační části funkcionálu. Po vyjádření získáváme normálovou sílu N .

$$N = \varepsilon(l + u - H) = \varepsilon p(u) \quad (2.21)$$

Tato metoda má dva limitní případy:

1. $\varepsilon \rightarrow \infty \Rightarrow l + u - H \rightarrow 0$ Ideální řešení, u kterého nedochází k penetraci.
2. $\varepsilon \rightarrow 0 \Rightarrow l + u - H \rightarrow \infty$ Tento vztah reprezentuje řešení bez okrajové podmínky.

Na základě daných rovnic je možné stanovit hlavní výhody a nevýhody této metody. Je zřejmé, že velmi záleží na nastavení parametru ε , který nám udává velikost penetrace. Pokud hodnotu tohoto parametru nastavíme nízkou, tak penetrace bude vysoká a uměle tím snížíme tuhost kontaktu, pokud bude naopak moc velký, tak úloha nebude konvergovat. V systémech MKP se také často setkáváme s tím, že nastavujeme určitou velikost ε ještě před dotykem našich dvou těles, čím zvyšujeme tuhost kontaktu. Toto nastavení v určitých případech zlepšuje konvergenci úloh.

2.1.4 Augmented Lagrangian method

Tato metoda spojuje dva předešlé přístupy. Funguje na principu splnění nulové penetrace, ale bez přidání další proměnné (Langrangeovy multiplikátory). Je tedy sestaven následující funkcionál:

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \lambda p(u) + \frac{1}{2}\varepsilon p^2(u) \quad (2.22)$$

Hodnoty λ jsou dopočítávány zvlášť z hodnoty u . Výpočet probíhá tak, že se nejprve nalezne řešení pro penalizační metodu a poté zkontroluje, jaká je velikost penetrace (nastavujeme maximální přípustnou penetraci). Pokud je tato penetrace vyšší než maximálně dovolená, provede úpravu kontaktního napětí (zvýší parametr ε , čím zvýší tuhost kontaktu) a provede další iteraci řešení penalizační metodou. Penetraci zase zkontroluje a pokud je opět vysoká, iteruje toto řešení, dokud není penetrace dostatečně malá. Tato metoda umožňuje udržovat penetraci v námi zvoleném intervalu za cenu vyššího počtu kroků řešení.

2.2 Aplikace metod v MKP

Jednotlivé metody byly odvozeny pro jednoduché těleso na pružině. Reálné těleso však má vysoký počet stupňů volnosti a proto je nutné převést tyto rovnice do formy vhodné pro MKP. Pro zjednodušení je popsána lineární podoba řešení. Většina nelineárních metod se snaží nelineární řešení po částech linearizovat a poté použít vhodnou lineární metodu. Podrobněji bude rozebrána pouze penalizační a *Direct* metoda, které jsou v následujících částech této diplomové práce využívány.

V programu Abaqus je nutné u kontaktů nastavit metodu okrajové podmínky (*Constraint enforcement methods*) a poté nastavit vztah kontaktního tlaku a průniku kontaktních ploch (*Contact pressure-overclosure relationships*). Dále je zde možné nastavit chování tření a další fyzikální parametry kontaktů.

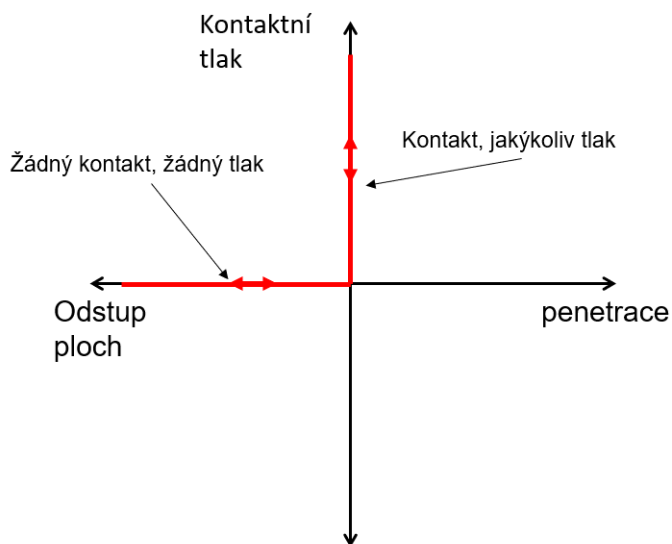
2.2.1 Contact pressure-overclosure relationship

V programu Abaqus je nutné zadat, jaké chování od kontaktu požadujeme. Toto se nastavuje pomocí *Contact pressure-overclosure relationship*. Po vybrání závislosti mezi kontaktním tlakem a penetrací je nutné vybrat, jakou metodou bude samotný kontakt řešen. Jedná se o algoritmus řešení naší zadané závislosti (penalizační metody, *Direct...*) [6].

Jsou možné dvě základní varianty chování, a to chování *Hard* a chování *Softened*:

Hard

V případě použití této varianty předepisujeme podmínku nulové penetrace. Ta může, ale nemusí být dodržena dle výběru *Constraint enforcement methods*. Pokud nejsme v kontaktu, tak je tlak nulový, naopak v případě kontaktu je možný jakýkoliv tlak, který se vypočítá dle výběru algoritmu řešení.[6]

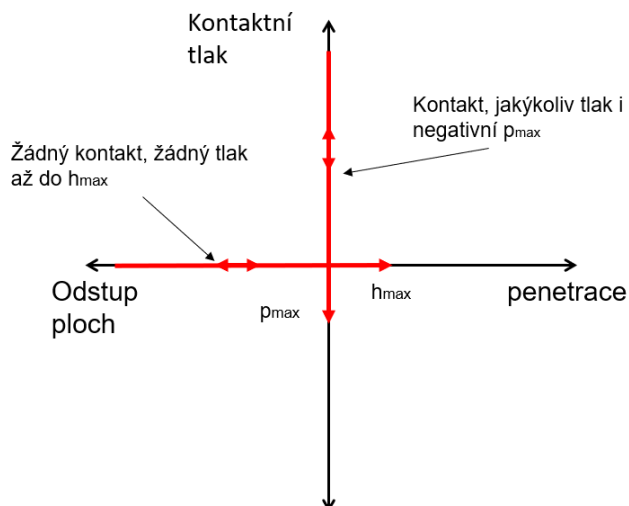


Obrázek 2.4: Metoda *Hard*

Tuto metodu lze použít u penalizační i *Direct* metody. V případě použití kombinace *Hard* a *Direct* získáváme řešení nejbližší skutečnosti, ovšem s vysokou složitostí řešeného problému.

Modified Hard

Tato varianta *Hard* kontaktu funguje tak, že umožňujeme, aby *slave* uzly penetrovaly o h_{max} do *master* plochy. V ten moment se aplikuje klasický *Hard* kontakt. Místo podmínky penetrace, lze použít podmínku tlaku, kdy dovolujeme maximální tlak p_{max} , a to i záporný. Lze také použít kombinaci tlaku a penetrace. Podmínku je možné modifikovat, aby definovala tlak nutný k rozdělení dvou ploch. [6]

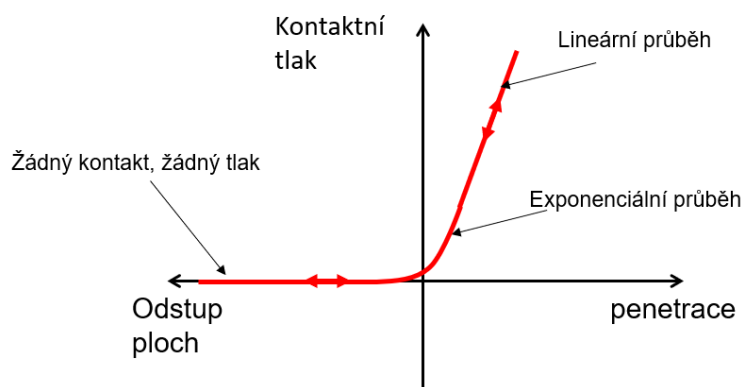


Obrázek 2.5: Metoda *Modified Hard*

Tato varianta zlepšuje konvergenci a používá se u kontaktů, kde se objevují negativní kontaktní tlaky, například v případě lepkavých povrchů. [6]

Softened

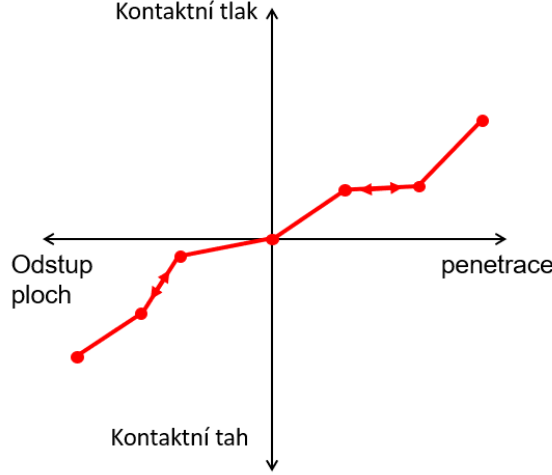
Možnost *Softened* je lze použít pouze s algoritmem *Direct*. Při použití této metody je nutné definovat křivku kontaktního tlaku v závislosti na penetraci. Tuto křivku je možné zadat jako lineární, exponenciální nebo jinak definovanou závislost. Daná metoda umožňuje i aplikaci určitého kontaktního napětí ještě před dotykem ploch. *Softened* metoda má lepší konvergenční vlastnosti, avšak dosažené výsledky mohou být značně zkreslené. [6]



Obrázek 2.6: Metoda *Softened*, exponenciální průběh

No separation

Tato metoda je definovaná jak v tlaku, tak v tahu. V tomto případě je důvodem dané metody snaha o docílení nemožnosti oddělení ploch po jejich vzájemném kontaktu.[6]



Obrázek 2.7: Metoda *Softened, no separation*, zadání pomocí tabulky

2.2.2 Constraint enforcement methods

Tyto metody zaručují splnění námi zadaných parametrů penetrace.

Direct metoda

Pokud budeme zapisovat kontakt mezi tělesem A a B, lze zapsat energii pomocí maticového zápisu:

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}[u^A, u^B] \begin{bmatrix} K^A & 0 \\ 0 & K^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^A \\ u^B \end{Bmatrix} - [u^A, u^B] \begin{Bmatrix} f^A \\ f^B \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

Kde u_A , respektive u_B značí posunutí tělesa A a B, K jsou matice tuhosti povrchů a f jsou působící síly. Do této rovnice přidáme podmínku Langrangeových multiplikátorů pomocí funkce otevření v každém kontaktním elementu:

$$g_N = C_i^T u \quad (2.24)$$

Pro g_N platí, že pokud $g_N > 0$, tak je kontakt otevřen, $g_N = 0$ značí perfektní kontakt a $g_N < 0$ poukazuje na výskyt penetrace. Vektor C_i obsahuje distribuční koeficienty kontaktních vazeb od všech n vazeb. Nyní lze zapsat rovnice potenciální energie:

$$\Pi(u, \lambda) = \frac{1}{2}u^T K u - u^T f + \lambda C^T u \quad (2.25)$$

Kde λ je vektor obsahující všechny Lagrangeovy koeficienty. Po derivaci lze získat požadované řešení. Obecně získáváme n rovnic v závislosti na počtu kontaktních vazeb.

$$\begin{bmatrix} K & C \\ C^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.26)$$

Penalizační metoda

Tuto metodu lze odvodit stejně jako *Direct* metodu. Sestavíme funkcionál a poté pomocí derivace získáme řešení pro n kontaktních vazeb.

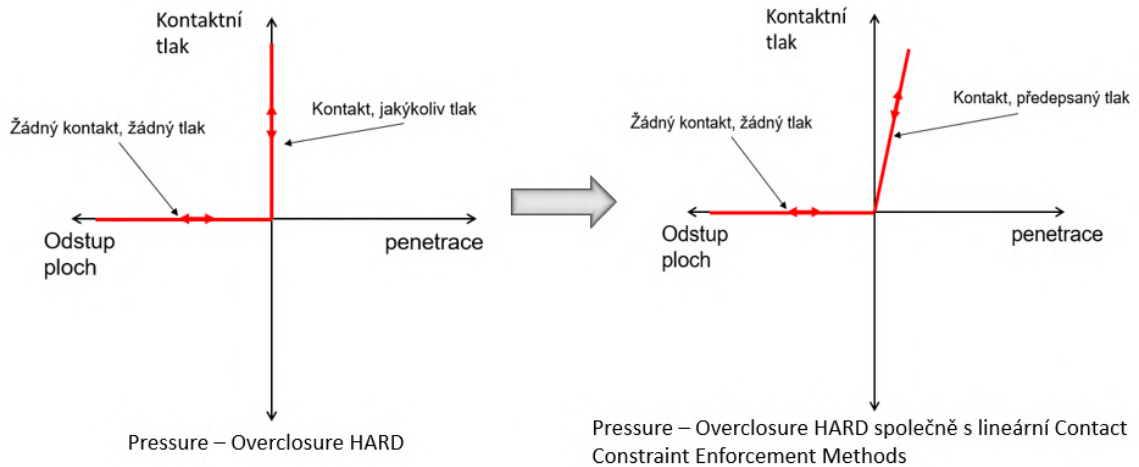
$$\Pi(u) = \frac{1}{2}u^T K u - u^T f + \frac{1}{2}\varepsilon u^T C C^T u \quad (2.27)$$

Výsledné řešení je definováno jako:

$$[K + \varepsilon C C^T]u = f \quad (2.28)$$

2.2.3 Celkové nastavení

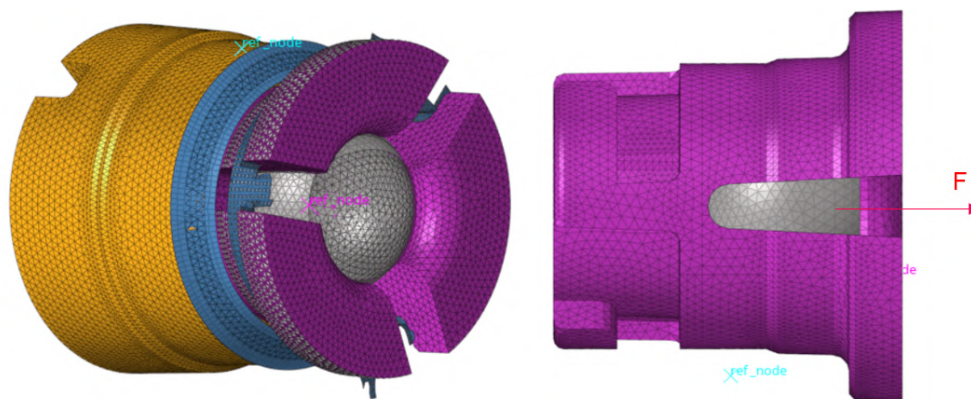
Pro správné nastavení je tedy nutné zvolit oba parametry. Nelze vybrat kombinaci *Softened* ani penalizační metody, které obě zvětšují penetraci. Například na 2.8 je znázorněn postup realizace nastavení kontaktu. Podmínkou *Pressure – Overclosure Hard* předepisujeme, že budeme přesně dodržovat lineární penalizační *Contact Constraint Enforcement* metodu. Kombinací těchto dvou metod získáváme kontakt umožňující určitou penetraci předepsanou lineární funkcí. Stejného předpisu bychom dosáhli, pokud bychom použili lineární *Pressure – Overclosure* metodu a *Direct Contact Constraint Enforcement* metodu. Tato metoda by avšak fungovala na principu Lagrangeových multiplikátorů a ne na základě penalizačních parametrů.



Obrázek 2.8: Způsob nastavení kontaktu

2.2.4 Porovnání metod

K identifikaci vlivu nastavení kontaktu na výslednou sílu byla provedena série výpočtů vytrhávání kuličky z kloubového mechanismu. Jedná se o častou kontaktní úlohu, při které se zjišťuje potřebná síla na vytrhnutí kuličky, která je nutná pro následující konstrukční a výrobní činnosti. Celkově bylo porovnáno 11 variant, přičemž porovnáván byl čas řešení a reakční síly.



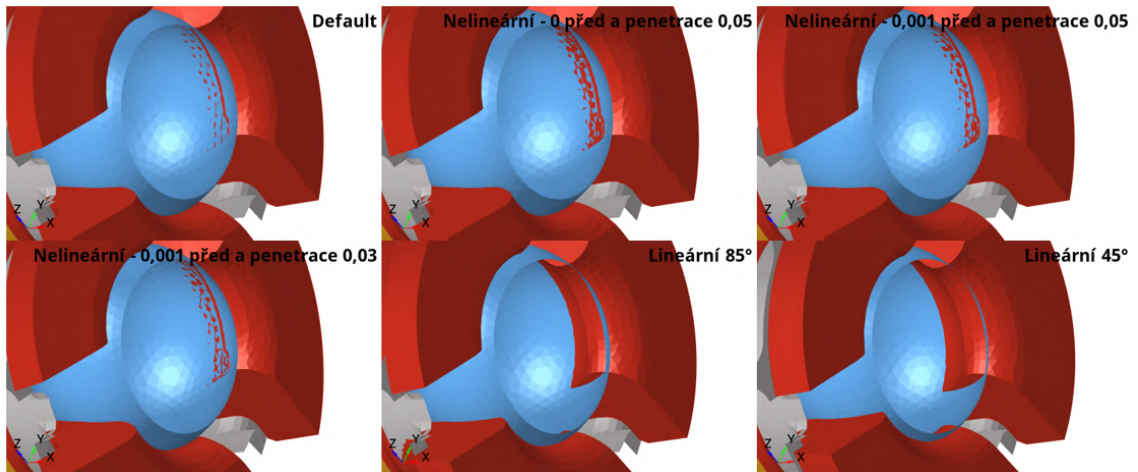
Obrázek 2.9: Geometrie kloubového mechanismu

Výsledky byly zapsány do tabulky:

Tabulka 2.1: Porovnání jednotlivých metod

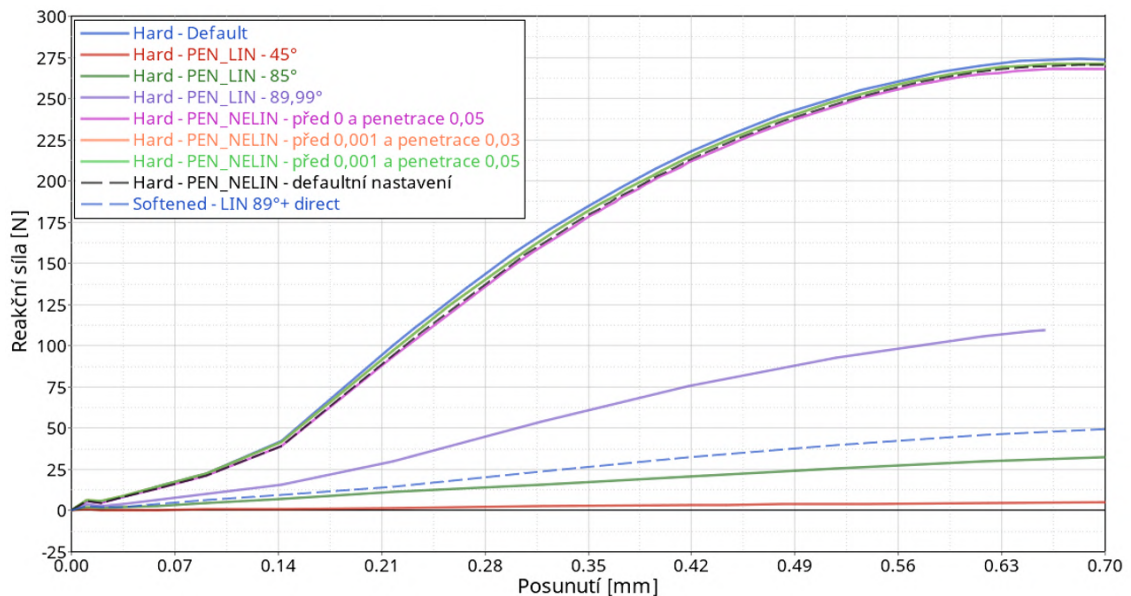
Varianta nastavení kontaktu	Čas řešení [s]	Max. síla [N]
<i>Hard</i> + penalizační exponenciální (0,001 a 0,03)	11 869	271
<i>Hard</i> + penalizační exponenciální (0 a 0,05)	15 611	269
<i>Hard</i> + penalizační exponenciální (0,001 a 0,05)	12 498	271
<i>Hard</i> + penalizační exponenciální (defaultní)	8 482	270
<i>Hard</i> + penalizační lineární (úhel 45 °)	2 367	7
<i>Hard</i> + penalizační lineární (úhel 85 °)	-	-
<i>Hard</i> + penalizační lineární (úhel 89,99 °)	-	-
<i>Hard</i> + <i>Augument Lagrange</i>	-	-
<i>Hard</i> + <i>Direct</i>	-	-
Defaultní nastavení kontaktu	9 233	274
<i>Softened</i> lineární (úhel 89 °) + <i>Direct</i>	1 819	52

Úhel u lineárních metod značí pod jakým úhlem je skloněna předepsaná křivka zvilosti tlaku na penetraci. U exponenciálních metod první číslo značí při jak velkém odstupu ploch už je vyhodnocen kontakt jako funkční (mezi plochami začne už působit určitý kontaktní tlak ještě před dotykem). Druhé číslo je parametr související s maximální penetrací.



Obrázek 2.10: Vizuální porovnání penetrace ve stejném okamžiku při různém nastavení kontaktu

Z výsledků je patrné, že penalizační lineární metody pro tento typ úloh nebyly vhodné, jelikož ukazují výrazně nižší hodnoty sil než ostatní metody, ale na druhou stranu byl jejich výpočet výrazně rychlejší, proto mohou být pro odlišné úlohy velmi výhodné. Metody *Hard + Direct* a *Hard + Augument Langrange* nebyly schopné konvergovat k výsledku. Oproti tomu penalizační exponenciální metody dosahovaly přibližně stejných, pravděpodobně správných výsledků, přičemž nejrychlejší z nich byla defaultně nastavená exponenciální křivka. Kombinace *Softened* lineární a *Direct* metody se ukázala jako absolutně nejrychlejší, nicméně velmi nepřesná. Defaultní nastavení kontaktu je finále velmi přesné a rychlé.

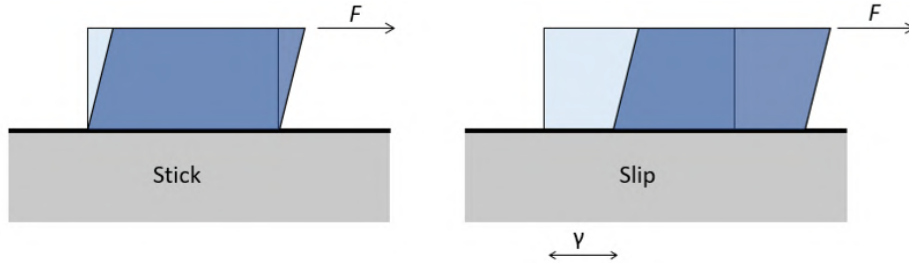


Obrázek 2.11: Závislost reakční síly na posunutí (různé kontaktní metody)

Obvykle je tedy vhodné použít exponenciální penalizační metody nebo defaultní nastavení kontaktu. V určitých případech však může být vhodné použít lineární penalizační nebo *Softened* lineární metody kvůli rychlosti výpočtu díky dobré konvergenci.

2.3 Tangenciální chování kontaktů

Pokud předepisujeme kontaktní chování bez tření, stačí nám pouze popsat normálové chování kontaktu. Veškeré výše popsané metody se zabývají právě popisem a řešením normálového chování. Pokud však používáme u kontaktů tření, je nutné popsat normálové i tangenciální chování. V této kapitole tedy je popsáno pouze tangenciální chování.



Obrázek 2.12: Vizualizace *slip* a *stick*

Problémem tření a souvislostmi s ním spojenými se zabývá věda zvaná tribologie. Tato práce se nezabývá třením na atomární úrovni, které ovlivňují mechanické, chemické a další procesy. Zabývá se pouze suchým třením bez přítomnosti maziva.

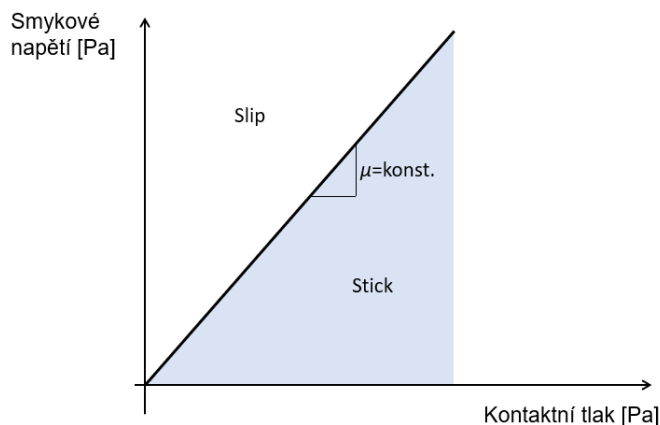
Při tření mohou nastat dvě situace - *slip* a *stick*. *Slip* (na obrázku 2.12 vpravo) nastává v momentě, kdy maximální smykové napětí v rovině tření dosáhne hodnoty τ_{max} , pokud je napětí nižší, tak dochází ke *slip*. Způsob jak se této hodnoty dosáhne, závisí na volbě modelu tření a algoritmu řešení.

2.3.1 Coulombův zákon

Základním principem Coulombova zákona je, že kontakt je schopen přenést určité maximální smykové napětí τ_{max} a při přesáhnutí této úrovně dojde ke klouzání. Kritické smykové napětí se spočítá jako $\tau_{krit} = p\mu$, kde p je kontaktní tlak a μ je koeficient tření. Pro třírozměrné výpočty máme dvě ortogonální složky napětí, a to τ_1 a τ_2 . Abaqus přepočítá smykové napětí na ekvivalentní smykové napětí $\bar{\tau} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$ se kterým porovnává kritické smykové napětí. Matematický zápis je [4]:

$$\mathbf{F}_T = -\mu|p_N| \frac{\dot{\gamma}}{\|\dot{\gamma}\|} \quad \text{pokud} \quad \|\mathbf{F}_T\| > \mu|p_N| \quad (2.29)$$

Kde $\dot{\gamma}$ je vzájemná rychlost mezi povrchy. U třírozměrné úlohy zase přepočítáme na ekvivalentní $\dot{\gamma}_{ekv} = \sqrt{\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2}$



Obrázek 2.13: Coulombův zákon

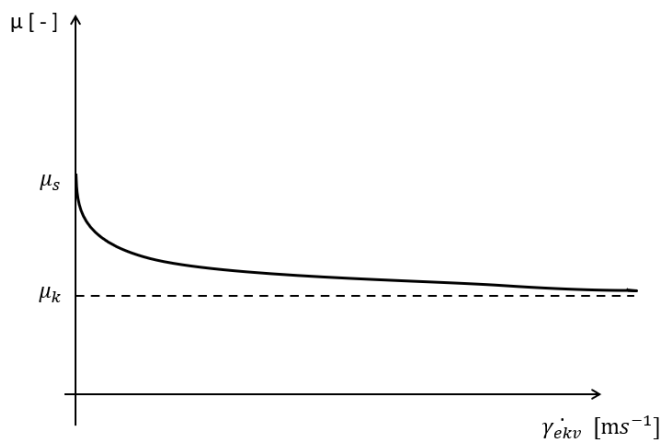
Základní Coulombův zákon pracuje s konstantním koeficientem tření, ale obecně lze koeficient tření definovat jako proměnnou závislou na vzájemné rychlosti, teplotě, kontaktním tlaku a dalších parametrech.

Kinematické a statické tření

Často se při experimentech setkáváme se změnou třecího koeficientu v závislosti na relativní rychlosti pohybu (ale i na dalších veličinách). Na počátku je nutné překonat statické tření μ_s a poté, při začátku pohybu, se jeho velikost mění na kinematické tření μ_k . Do programu Abaqus lze závislost zadat pomocí experimentálních dat nebo pomocí funkce [7]:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-d_c \dot{\gamma}_{ekv}} \quad (2.30)$$

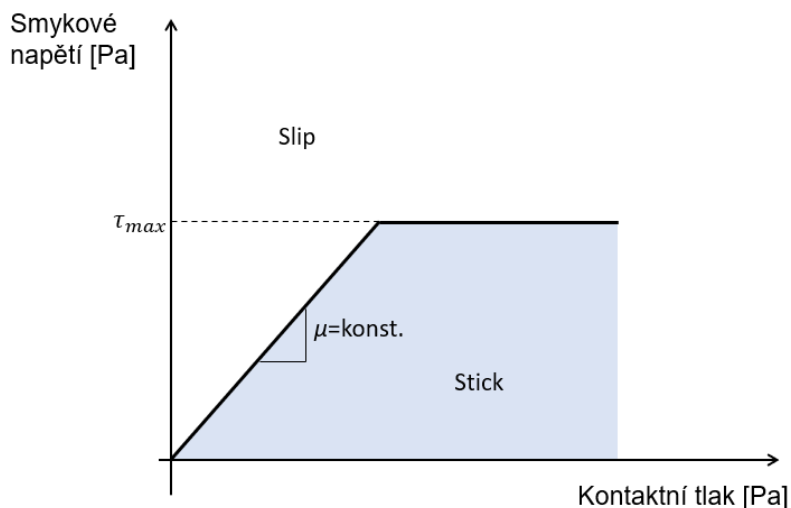
Koeficient d_c popisuje klesání dané parabolou.



Obrázek 2.14: Kinematické a statické tření

2.3.2 Podmínka maximálního smykového napětí

Podmínka maximálního smykového napětí je podobná Coulombovu zákonu, ale můžeme zde nastavit maximální smykové tření τ_{max} , které je však závislé na tlaku pouze do určité hodnoty, kterou nemůže překročit.

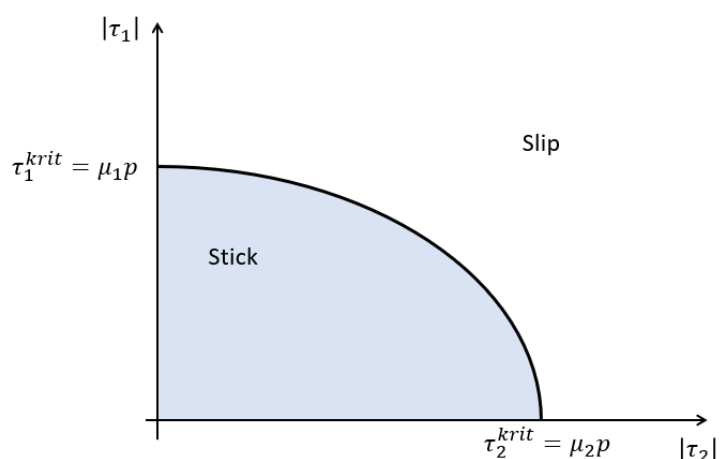


Obrázek 2.15: Podmínka maximálního smykového napětí

Podmínka je vhodná pro modelování procesů s velmi velkými kontaktními tlaky (například tváření) [7].

2.3.3 Anizotropní tření

V případě, že materiál vykazuje odlišné třecí chování v různých směrech, lze předepsat tření odlišné v různých směrech. Kritické smykové napětí je elipsa s maximy τ_1^{krit} a τ_2^{krit} . V průběhu zatěžování se velikost i plocha elipsy mění.



Obrázek 2.16: Anizotropní tření

2.3.4 Algoritmus řešení

Je možné použít dva různé algoritmy řešení – tuhostní metodu a metodu Langrangeových multiplikátorů.

Metoda Langrangeových multiplikátorů

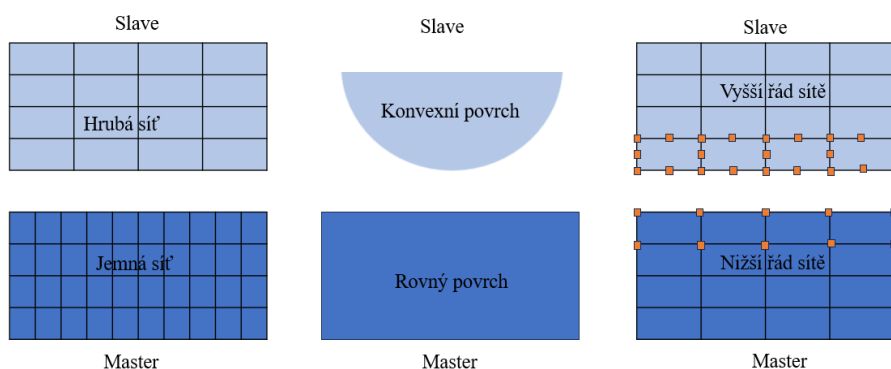
Tato metoda nám jako jediná přesně splňuje podmínku, že se povrchy vzájemně nepohybují do podmínky $\tau = \tau_{max}$. Avšak při zavedení Lagrangeových multiplikátorů vnášíme do výpočtu další stupeň volnosti, což vede k delšímu výpočtu a složitější konvergenci úlohy. Velmi často se také stává, že určité elementy jsou na hranici mezi *slip* a *stick* a přeskakují z jednoho stavu do druhého, což obvykle vede k divergenci úlohy. Proto je obecně vhodné tento algoritmus používat pouze tam, kde je přesně odlišen *slip* a *stick*, například při kontaktu gum [6].

Tuhostní metoda

Tuhostní metoda funguje na principu penalizační metody, která umožňuje kontaktu při stavu *stick* určitý elastický pohyb. Ve stavu *stick* (tedy $\tau < \tau_{max}$) umožňuje relativní pohyb do hodnoty elastického *slip*, která se spočítá ze vztahu $\gamma_i = F_f \bar{l}_i$, kde \bar{l}_i je charakteristická velikost kontaktní plochy a F_f značí konstantu vyjadřující jakou toleranci požadujeme pro elastický *slip*, přičemž defaultně je nastavena jako 0,005. V případě potřeby lze obě tyto hodnoty zadat ručně nebo rovnou nastavit maximální hodnotu pro elastický *slip*. Z důvodu lepší konvergence a rychlejších výpočtů se tato metody využívá výrazně častěji než metoda Langrangeových multiplikátorů, navíc je také nastavena jako defaultní algoritmus v programu Abaqus [6].

2.4 Master a slave

Při výběru kontaktního páru je nutné určit, který z nich je *master* a který *slave*. Obvykle je *master* tužší, nepohyblivá plocha a *slave* je naopak poddajnější a pohybuje se směrem do *master* plochy. Výběr je velmi podstatný (zejména u *node-to-surface*), jelikož uzly *slave* pronikají do *master* plochy, jejíž uzly jsou nehybné. Lze také nastavit symetrické chování, kdy do sebe pronikají oba povrchy stejně. Základní pravidla vyjadřuje obrázek: [8].



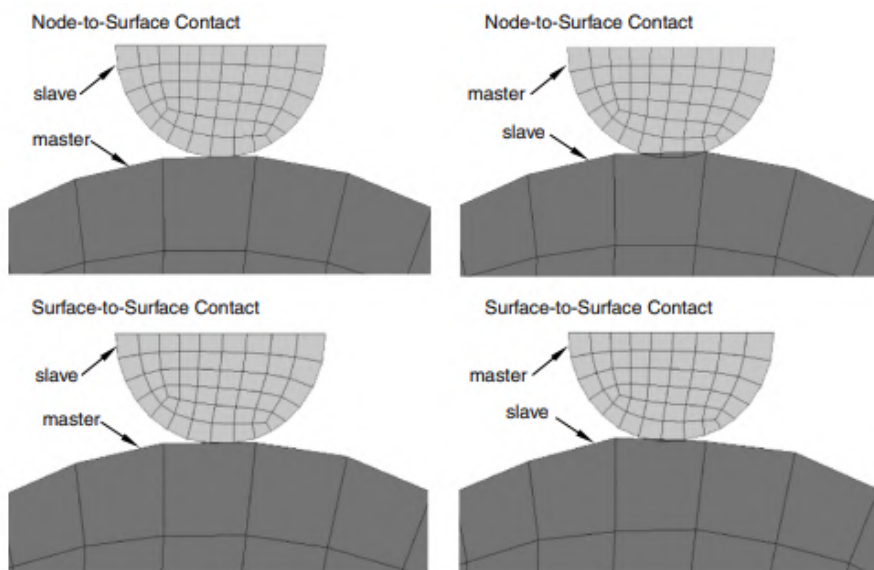
Obrázek 2.17: Základní pravidla pro určení *slave* a *master* [8]-upraveno

2.5 Diskretizace kontaktu

Při výběru je nutné určit, jakým způsobem dané podmínky přeneseme na geometrie. Jsou dvě základní možnosti:

Node-to-surface

V tomto případě je kontrolováno, zda jednotlivé uzly *slave* plochy nejsou v kontaktu s plochou *master* tělesa. Abaqus najde nejbližší plochu k jednotlivým *slave* uzlům a v případě dotyku aplikuje předepsanou podmínku. Pokud však máme například členitý povrch, je možné, že se některé části plochy dostanou do penetrace (viz obrázek 2.18), čímž se snižuje fyzikální přesnost. Výhodou této metody je lepší konvergence řešení.



Obrázek 2.18: Porovnání diskretizace [6]

Surface-to-surface

U této metody se kontrolují nejen uzly *slave* plochy vůči *master* ploše, ale i naopak. Vypočtený tlak se také navíc průměruje na kontaktní ploše a díky tomu dosahuje výpočet obecně lepších výsledků, ale za cenu časově náročnějšího výpočtu.

2.6 Tracking approach

Tyto přístupy slouží ke sledování pohybu plochy. Přístup, který umožňuje velké posuvy, rotace nebo oddělení povrchů nazýváme *finite-sliding*. Při tangenciálním pohybu se kontaktní podmínky mění, může se brát v potaz tření a kontakt je tak více fyzikálně přesný. Druhý přístup *small-sliding* připouští pouze velmi malé tangenciální posuvy a většinou zanedbává tření. Umožňuje však také oddělení povrchů a má lepší konvergenční vlastnosti [6].

Kapitola 3

Konektory a jejich tření

3.1 RBE2 a RBE3

Rigid body elements se často používají pro přenos zatížení z jedné struktury do druhé a v praxi se do referenčních uzlů umísťují konektory. Používají se především dva typy:

RBE2

RBE2, neboli kinematická vazba, kde je nezávislý referenční uzel a závislími jsou uzly na tělese. Z toho vyplývá, že se pohyb závislých uzlů řídí pouze uzlem nezávislým. Pro upřesnění, pokud by se referenční uzel posunul v určitém směru o 1 mm, tak by se všechny závislé uzly posunuly ve stejném směru také o 1 mm. Vazba mezi závislými a nezávislými uzly je typu *rigid link*. Z toho důvodu se do tělesa přidává tuhost, jelikož je tato vazba absolutně tuhá.

Toto spojení je vhodné tam, kde nám nevádí vnášení tuhosti do modelu – může se jednat například o díru, kde byl původně šroub nebo častým použitím kinematické vazby je náhrada tělesa bodovou hmotností a její umístění pomocí RBE2 do jeho těžiště.

RBE3

RBE3, neboli distribuční vazba, je definována tak, že nezávislé uzly jsou uzly na tělese a závislý uzel je uzel referenční. Proto se pohyb nezávislých uzlů distribuuje do jednoho uzlu závislého. Oproti RBE2 zde nepřenášíme žádnou tuhost do modelu. Vazba mezi závislými a nezávislými uzly je tvořena interpolačními elementy.

Většinou se RBE3 používá pro spojení dvou těles, kde je cílem distribuce zatížení a nemůžeme si dovolit přidat tuhost. Například u světlometů se používají až na výjimky vazby RBE3.

3.2 Konektory

Pokud potřebujeme spojit dvě různé tělesa, tak můžeme použít spojení pomocí konektorů. Jednoduché konektory umožňují určité stupně volnosti, ale můžeme pomocí nich například i nastavit nelineární závislost síly na posunutí, tření a dalších závislostech, které primárně slouží ke zjednodušení modelu a zefektivnění práce. Možnou náhradou konektorů jsou MPC (*Multi-point constraint*) vazby, které přímo odebírají stupně volnosti na jednotlivých referenčních uzlech.

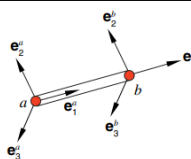
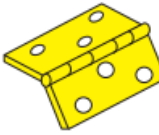

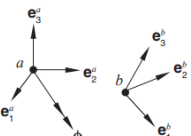
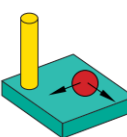

3.2.1 Princip fungování konektorů

Konektory pracují v lokálním souřadnicovém systému, který je pro každý typ konektoru speciálně definován. V prostoru pro popsání 6 stupňů volnosti má konektorový element celkem 12 stupňů volnosti (6 v každém uzlu). Zavazbené stupně volnosti jsou vynuceny pomocí Lagrangeových multiplikátorů, které zvyšují velikost úlohy. U nezavazbených stupňů volnosti je možné definovat chování jako je tření, tlumení, tuhost a jiné. Je nutné si uvědomit, že u konektorů pracujeme v lokálním souřadném systému nikoliv v globálním.

3.2.2 Přehled základních konektorů

Do tabulky 3.1 byly sepsány základní typy konektorů, které se se v následujících částech práce používají [9]:

Tabulka 3.1: Základní typy konektorů využité v práci

Typ konektoru	Schématický náčrt	Zavazbené stupně volnosti
<i>BEAM</i>		1, 2, 3, 4, 5, 6
<i>HINGE</i>		1, 2, 3, 5, 6
<i>JOIN</i>		1, 2, 3
<i>ROTATION</i>		žádný
<i>SLIDE - PLANE</i>		1
<i>CYLINDRICAL</i>		2, 3, 5, 6

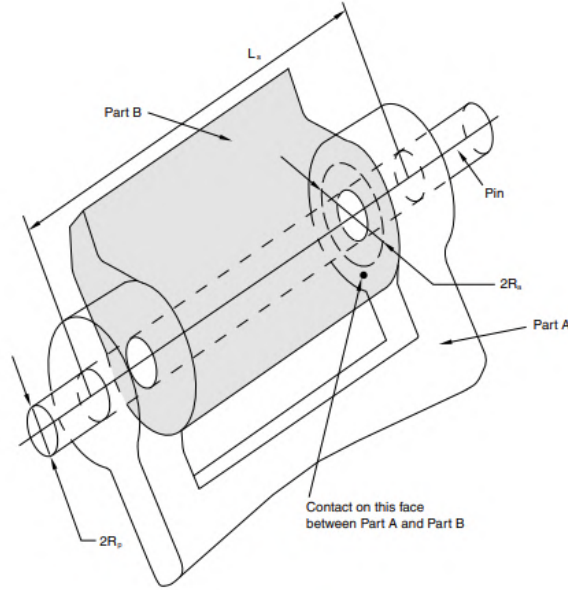
3.3 Tření v konektorech a tvorba vlastních konektorů

U volných stupňů volnosti lze u konektorů předepsat tření a další chování. Toto tření může být závislé na teplotě, rychlosti pohybu nebo jej lze předepsat pomocí Coulombova zákona. V programu Abaqus lze tření konektoru předepsat dvěma způsoby - *Predefined friction* a *User-defined friction*. Princip fungování tohoto chování je vysvětlen na konektorech

se třením použité v této práci, *Predefined friction* u konektoru *hinge* a *User-defined* u vlastního konektoru nahrazující kloubovou vazbu, gumové těsnění a šnekové ozubení [9].

3.3.1 Predefined friction u konektoru *hinge*

Všechny základní konektory mají předem nastavené parametry tření. V případě konektoru *hinge*, který má pouze jeden stupeň volnosti – rotaci kolem jedné osy, se jedná o geometrické parametry R_p , R_a , L_s a vnitřní moment M_C^{int} . Povinné je však zadat pouze poloměr R_p a ostatní parametry jsou volitelné. Význam parametrů je vyznačen na obrázku 3.1.



Obrázek 3.1: Geometrie konektoru *hinge* [9]

Podmínka tření je zde definována podobně jako u kontaktů. K pohybu dojde pokud tangenciální síly dosáhnou hodnoty vyšší než násobek normálové síly vynásobené koeficientem tření. Pouze z toho důvodu, že *hinge* je rotační vazba, se místo sil používají momenty. Tuto závislost lze zapsat do rovnice:

$$\Phi = P(f) - \mu M_N \leq 0 \quad (3.1)$$

Kde $P(f)$ je potenciál konektoru vyjadřující velikost tangenciálních momentů a M_N je suma normálových momentů. V případě, že $\Phi = 0$, dochází k rotaci, naopak pokud je $\Phi < 0$, tak k ní nedochází. Koeficient tření μ může být konstantní nebo také závislý na pohybu (statické a kinematické tření), rychlosti pohybu atd. U potenciálu $P(f)$ je možné nastavit u jakého komponentu chceme chování předepisovat, zde to však není nutné, protože je zde pouze jeden stupeň volnosti a to rotace kolem x (komponent 4). Ale například u konektoru *cylindrical*, kde jsou dva stupně volnosti můžeme vybrat u jakého komponentu chceme chování předepsat. Pokud bychom jako komponent nastavili 4, tak bychom tření při translaci zanedbali (komponent 1) a počítali pouze tření u rotačního pohybu. Zde je tedy moment roven pouze rotaci kolem lokální osy x:

$$P(f) = m_1 \quad (3.2)$$

Pokud však nevíme jaký je směr tření nebo máme více komponentů relativního momentu, musíme dopočítat směr skluzu. V případě dvou stupňů volnosti se třením se nejprve spočítá potenciál z reakčních sil $P(f) = \sqrt{f_2^2 + f_3^2}$ a poté se zkontroluje se zda dochází ke skluzu $\Phi \geq 0$. Složky směru kluzu jsou dány poměrem smykových sil f_2 a f_3 , které se přepočítají velikostí potenciálu.

Suma normálových momentů se spočítá jako součet normálového momentu M_C s vnitřním momentem M_C^{int} , který si lze představit jako moment vzniklý uložení s přesahem nebo uložení s určitým předpětím.

$$M_N = |M_C^{int} + M_C| \quad (3.3)$$

Součet normálových momentů M_C je dán součtem momentů od radiálních a axiálních sil, případně od ohybových momentů. Axiální síla působí na efektivním ramenu R_a , které souvisí s geometrií kontaktních ploch (viz. obrázek 3.1).

$$M_{axialni} = |f_1 R_a| \quad (3.4)$$

Přírůstek od radiální síly působí na poloměru čepu pantu. Působí zde složky f_2 a f_3 , které se musí nejprve sečíst.

$$F_r = \sqrt{f_2^2 + f_3^2} \quad (3.5)$$

Do rovnice vstupuje také tření od ohybového momentu, které se však většinou zanedbává. Celkový ohybový moment se sečte stejně jako v případě radiální síly.

$$M_{ohyb} = \sqrt{m_2^2 + m_3^2} \quad (3.6)$$

Víme, že ohybový moment vzniká na polovičním rameni L_s .

$$M_{ohyb} = \frac{F_{ohyb} L_s}{2} \quad (3.7)$$

Z tohoto poznatku lze vyjádřit sílu vytvářející celkový ohybový moment:

$$F_{ohyb} = \frac{2M_{ohyb}}{L_s} \quad (3.8)$$

Do vztahu nám ještě vstupuje koeficient β , popisující poměr mezi L_s a R_p .

$$\beta = \frac{2R_p}{L_s} \quad (3.9)$$

Celková součet normálových momentů M_C potom celkově můžeme spočítat jako:

$$M_C = |f_1 R_a| + R_p \sqrt{f_2^2 + f_3^2} + \beta \sqrt{m_2^2 + m_3^2} \quad (3.10)$$

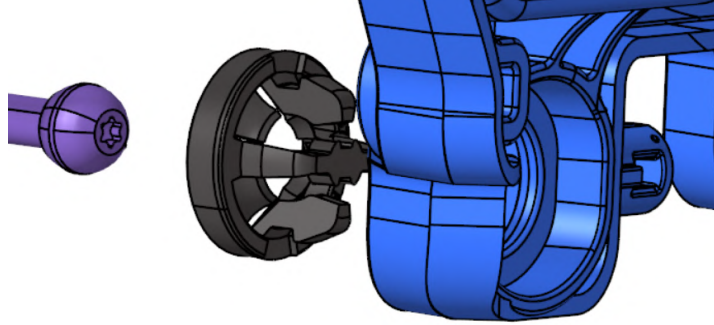
A finální rovnice pro výpočet tření má následující tvar:

$$\Phi = m_1 - \mu \left| M_C^{int} + |f_1 R_a| + R_p \sqrt{f_2^2 + f_3^2} + \beta \sqrt{m_2^2 + m_3^2} \right| \leq 0 \quad (3.11)$$

U toho odvození mají parametry geometrický význam. V této práci se používá pouze parametr R_p , který je nastaven tak, aby odpovídal naměřeným datům a nemá žádný geometrický význam.

3.3.2 User-defined friction u konektoru nahrazující kloubovou vazbu

U nastavovacího mechanismu světlometů se často objevují geometrie odpovídající kloubové vazbě. Je uložen v klipu, který je následně nacvaknut do *carrier frame*. Šroub i klip mají kulový tvar. Většinou je vyroben tak, že vykazuje poměrně vysoké vnitřní momenty bránící pohybu.



Obrázek 3.2: Geometrie nahrazená konektorem

Snahou zde je vytvořit konektor umožňující všechny rotace, ale zamezující veškeré translace. Jedná se o obdobu konektoru *join*, u kterého však není možné nastavit tření. Proto byl konektor vytvořen kombinací dvou už předdefinovaných konektorů - *join* + *rotation*. *Join* zavazuje posuvy a *rotation* definuje vztah mezi dvojicí uzlů konektoru, a díky tomu můžeme nastavit v konektoru tření. Bylo by možné využít i jiných kombinací, např. *join* + *euler*. Vycházíme zde z podobné podmínky tření jako u konektoru *hinge*, nicméně místo momentů zde používáme síly, definované následovně, a to z důvodu nastavení systému:

$$\Phi = P(f) - \mu F_N \leq 0 \quad (3.12)$$

Nejprve musíme sestavit potenciál ve všech těchto třech směrech, jelikož se vazba otáčí okolo všech tří os:

$$P(f) = \sqrt{m_1^2 + m_2^2 + m_3^2} \quad (3.13)$$

Je nutné sestavit potenciál ve formě sil, nikoli momentů. Proto musíme moment vydělit poloměrem koule, na které síly působí.

$$P(f) = \sqrt{\frac{m_1^2}{r^2} + \frac{m_2^2}{r^2} + \frac{m_3^2}{r^2}} \quad (3.14)$$

Musíme zde sestavit i *connector derivated component*, který definuje jaké síly vstupují do vzniku tření. Z teorie vyplývá, že jimi jsou síly ve všech třech směrech [10]:

$$F_c = \sqrt{f_1^2 + f_2^2 + f_3^2} \quad (3.15)$$

Dále zde mohou působit vnitřní síly, které do vztahu můžeme zavést pomocí příkazu *contact force*. Je nutné definovat koeficient tření a celkový vzorec pro podmínku tření je definován následovně:

$$\Phi = \sqrt{\frac{m_1^2}{r^2} + \frac{m_2^2}{r^2} + \frac{m_3^2}{r^2}} - \mu \left(\sqrt{f_1^2 + f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) \leq 0 \quad (3.16)$$

Často se zanedbávala rotace okolo osy x, která se v modelu neobjevovala. Vnitřní síly i koeficienty tření je možné zadat závislé na rychlosti pohybu a dalších proměnných, čímž můžeme docílit různých průběhů třecích momentů. Toto bylo v této práci využíváno, protože se vliv sil v mechanismu nastavování ukázal jako zanedbatelný a hlavní vliv měly právě vnitřní síly a momenty.

Ověření

Bylo provedeno ověření, aby bylo zjištěno, zda konektor funguje podle výše popsané teorie, nebo nikoliv. Ověření probíhalo pomocí jednoduchého prutového tělesa, kde se na jednom konci předeepsal konektor a na druhém konci byl předeepsán posuv, který vyvolal rotaci kolem osy y a z. Velikost vnitřní síly byla předeepsána na **300 N**, poloměr koule na **5 mm**, koeficient tření na **0,15** a síla působící na rameni na **100 mm**. Prut je uvažován jako tuhý. Rotace kolem osy y byla nastavena na **1 rad** a kolem osy z na **3 rad**.

Jelikož byla předeepsána deformační podmínka, není nutné nastavovat síly působící na konektor, protože tyto síly budou stanoveny podmínkou tření pro klouzání. Úloha byla nastavena jako statická, proto nemohou být síly vyšší – systém by byl v nerovnováze a zrychloval by.

Zásadní je tedy poměr rotací, který je 1:3, proto lze očekávat, že momenty i síly budou v tomto poměru. Jejich velikost lze dopočítat z podmínky tření. Víme, že zde dochází k rotaci kolem osy y a z, proto zde budou přítomné momenty m_2, m_3 respektive síly f_2, f_3 . Jelikož moment okolo osy y vytváří síla v ose z a naopak, budou poměry momentů $m_2 = 3m_3$ a poměry sil $3f_2 = f_3$. Podmínka se musí rovnat nule, jelikož dochází ke klouzání:

$$\Phi = \sqrt{\frac{m_2^2}{r^2} + \frac{m_3^2}{r^2}} - \mu \left(\sqrt{f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) = 0 \quad (3.17)$$

Můžeme dosadit poměry sil, momentů a rádius dáme na druhou stranu:

$$\sqrt{9m_3^2 + m_3^2} - \mu r \left(\sqrt{f_2^2 + 9f_2^2} + F_c^{int} \right) = 0 \quad (3.18)$$

$$\sqrt{10}m_3 - \mu r \left(\sqrt{10}f_2 + F_c^{int} \right) = 0 \quad (3.19)$$

Jelikož víme, že moment m_3 působí na rameni L , lze jej spočítat ze vztahu $m_3 = f_2L$. Po úpravách získáme výsledný vztah pro sílu f_2 :

$$f_2 = \frac{\mu r F_c^{int}}{\sqrt{10}(L - \mu r)} = \frac{0,15 \cdot 5 \cdot 300}{\sqrt{10}(100 - 0,15 \cdot 5)} = \mathbf{0,717 \text{ N}} \quad (3.20)$$

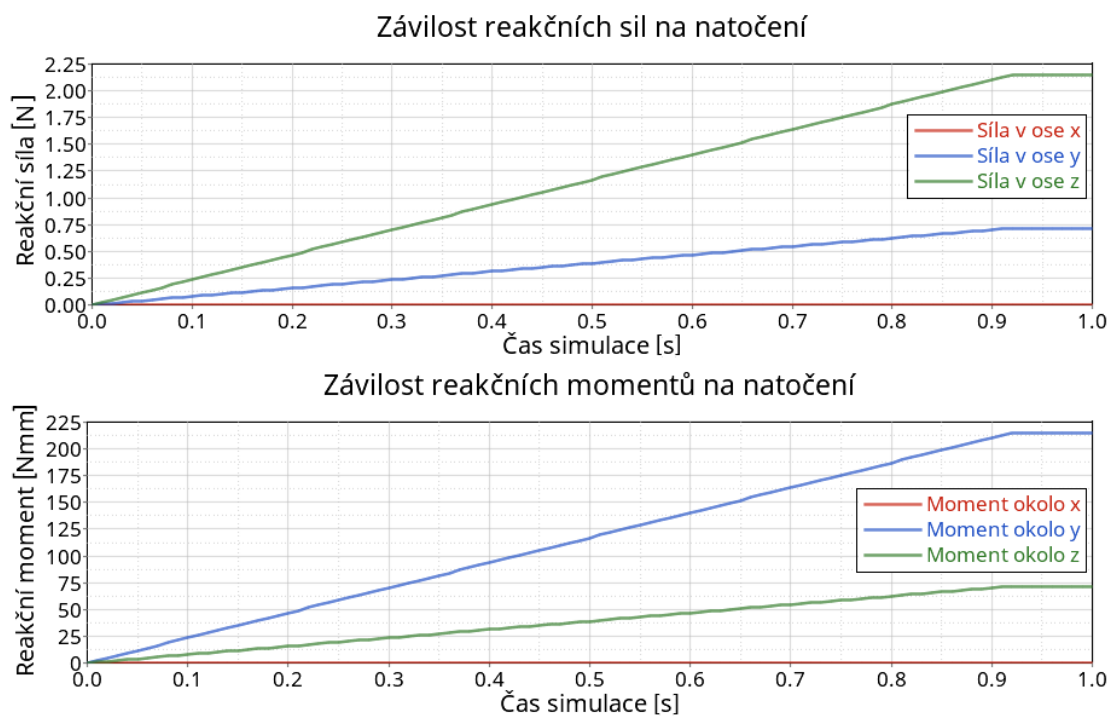
Z definice momentu, poměru momentů a sil můžeme dopočítat dodatečné proměnné:

$$m_3 = f_2L = 0,717 \cdot 100 = \mathbf{71,69 \text{ Nmm}} \quad (3.21)$$

$$m_2 = 3m_3 \rightarrow m_2 = \mathbf{215,07 \text{ Nmm}} \quad (3.22)$$

$$3f_2 = f_3 \rightarrow f_3 = \mathbf{2,15 \text{ N}} \quad (3.23)$$

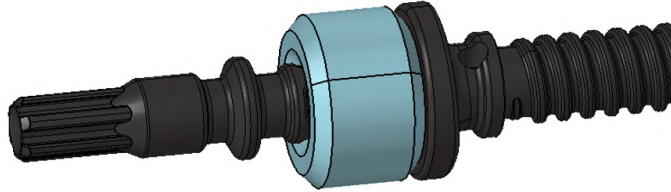
Tyto závislosti můžeme vypsát i rovnou z výpočtů z konektoru. Lze vidět, že numerické výsledky odpovídají těm analyticky spočteným. Výpočet vždy chvíli iteruje k momentu dokud je moment konstantní. Výsledek, že moment okolo osy x je nulový, je správný a konektor tedy pravděpodobně funguje adekvátně a je možné ho dále použít.



Obrázek 3.3: Závislost momentů a sil

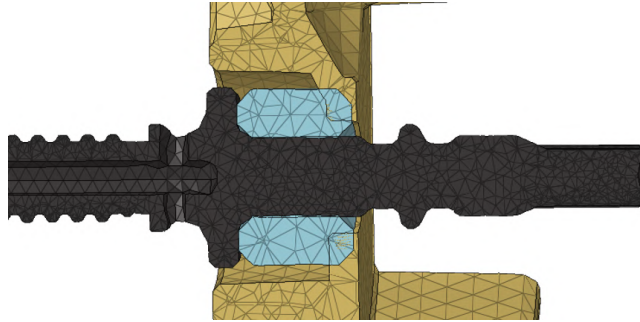
3.3.3 User-defined friction u konektoru nahrazující gumové těsnění

Druhou geometrií, kterou byla snaha nahradit konektorem bylo gumové těsnění v pouzdře. Jeho účelem je vzduchotěsnost vnitřního prostoru a slouží také k nastavení vstupního momentu celého nastavovacího mechanismu. Jeho předpětím je možné jednoduše ovlivnit minimální/maximální moment, což je jeden z požadavků zákazníků. Tento parametr je v nastavovacím mechanismu velmi zásadní, protože při nízkém vstupním momentu by mohlo dojít k samovolnému posunutí mechanismu a naopak při vysokých momentech dochází k obtížnému nastavení. V extrémním případě může dojít i k porušení součástí.



Obrázek 3.4: Geometrie šroubu a těsnící gumy

Tato geometrie by se dala modelovat celá s určitým předpětím, ale mnohem jednodušší bylo vytvořit konektor a následně poté experimentálně naměřit hodnoty tření. Toto uložení v praxi hlavně brání rotaci kolem osy šroubu a prakticky nebrání natáčení šroubu. Také nebylo možné toto tření změřit a proto došlo ke zjednodušení pomocí vytvoření konektoru, který zamezil všechny posuvy, dovolil všechny rotace a kolem osy šrouby vykazoval předepsat naměřené tření.



Obrázek 3.5: Uložení těsnící gumy mezi šroubem a pouzdem

Konektor byl vytvořen obdobně jako konektor nahrazující kloubovou vazbu pomocí kombinace konektorů *join* a *rotation*. Vycházíme z podmínky tření jako v předešlých případech, tedy:

$$\Phi = \sqrt{\frac{m_1^2}{r^2} + \frac{m_2^2}{r^2} + \frac{m_3^2}{r^2}} - \mu \left(\sqrt{f_1^2 + f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) \leq 0 \quad (3.24)$$

Uvažujeme tření pouze ve směru točení šroubu, působící síly na šroub jsou stejně jako u konektoru *hinge* f_2 a f_3 a celá podoba rovnice proto tedy:

$$\Phi = \frac{m_1}{r} - \mu \left(\sqrt{f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) \leq 0 \quad (3.25)$$

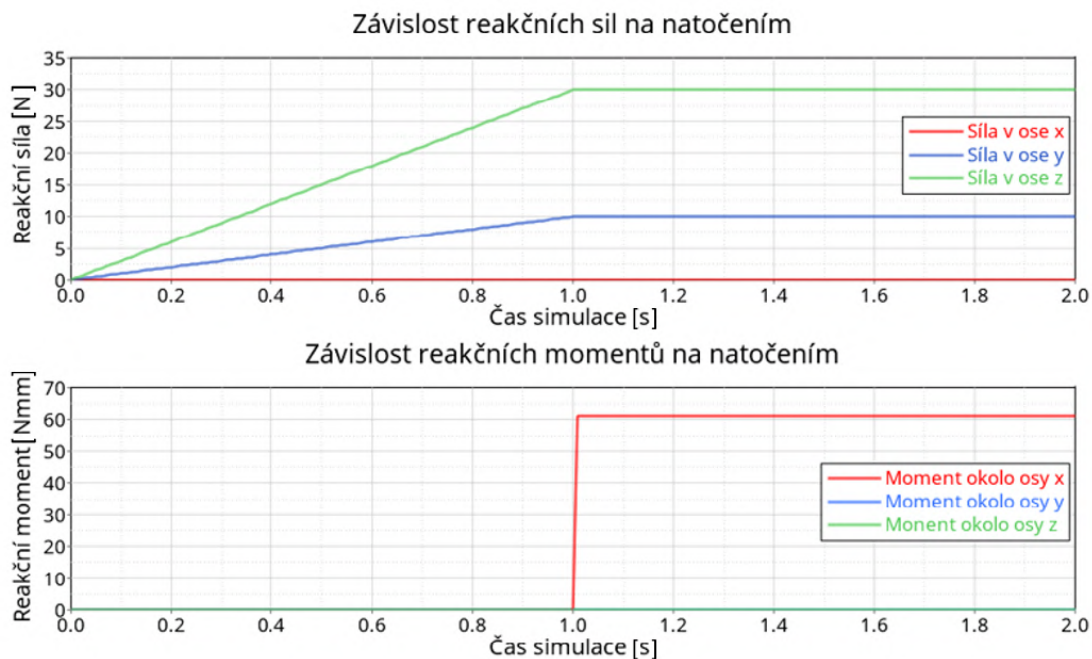
Ověření

Obdobně jako u předešlého konektoru došlo k ověření jeho funkčnosti. Probíhalo na stejném prutovém tělese. Vnitřní síla byla nastavena na **50 N**, koeficient tření byl na **0,15** a rádius na **5 mm**. Na rozdíl od předešlého ověření bylo řešení rozděleno do dvou kroků, kdy v prvním byly zavedeny radiální síly. V ose y byla síla nastavena na **10 N** a v ose z na **30 N**. V druhém kroku byla předepsána rotace o velikosti ba **0,1 rad** kolem vlastní osy prutu.

Momenty m_2 a m_3 by měly být nulové, proto pro zjištění momentu m_1 pouze stačilo dosadit hodnoty do podmínky tření:

$$\Phi = \frac{m_1}{r} - \mu \left(\sqrt{f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) = 0 \quad (3.26)$$

$$m_1 = \mu r \left(\sqrt{f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) = 0,15 \cdot 5 \left(\sqrt{10^2 + 30^2} + 50 \right) = \mathbf{61,22 \text{ Nmm}} \quad (3.27)$$

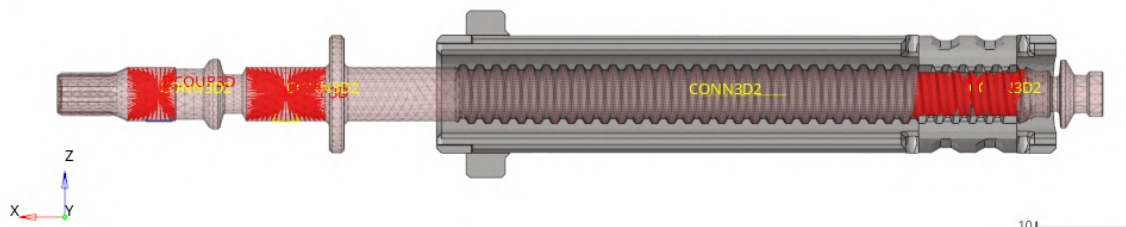


Obrázek 3.6: Uložení těsnící gumy mezi šroub a pouzdem

Ze srovnání grafů z výpočtu a analytického řešení je patrné, že konektor pracuje správně. Bylo také provedeno ověření zda nevzniká třecí moment při rotaci kolem jiných os. V souladu s nastavením žádný třecí moment v jiných směrech nevzniká. Proto ho můžeme použít pro další výpočty.

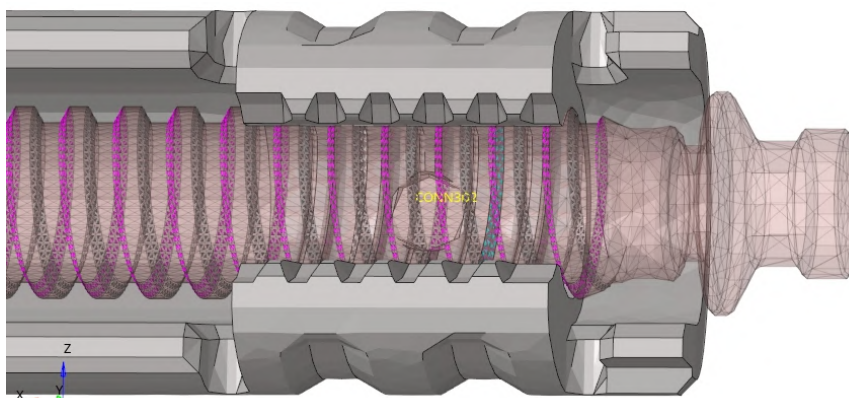
3.3.4 User-defined friction u konektoru nahrazující šnekové ozubení

Třetí geometrií, kterou bylo částečně nutné nahradit konektorem, byl šnekový převod. Tento převod slouží k převodu rotačního pohybu na translační pohyb. Geometrie se skládá ze dvou součástí, a to nastavovacího šroubu a kompenzátoru.



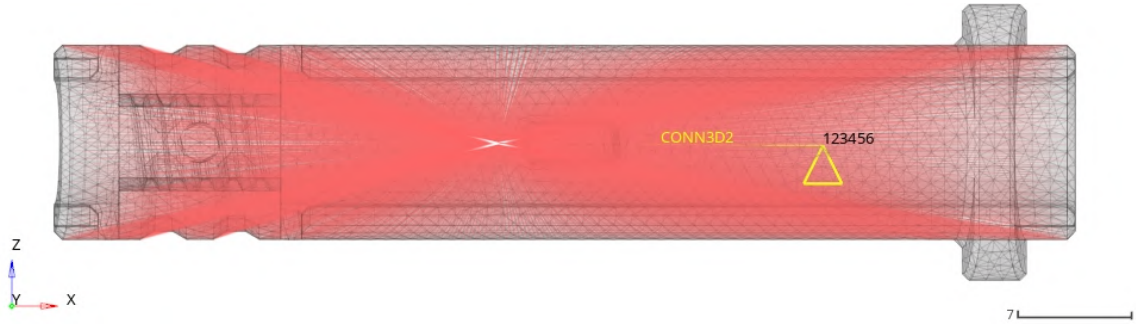
Obrázek 3.7: Geometrie šroubu a kompenzátoru

Jedná se o standardní díl, který se používá ve všech nastavovacích mechanismech nezávisle na zákazníkovi nebo výrobní lokaci. V této konfiguraci byly také díly měřeny (je popsáno v dalších kapitolách) a bylo nutné naměřené hodnoty převést na výpočtový model. Model obsahuje zleva konektory *hinge*, *join*, *translator* a *cylindrical*. Do konektoru *hinge* byla předepsána deformační podmínka – rotace kolem osy x, stejně jako u měření (při kterém se zde měřil i moment). Cílem bylo nastavit kontaktní plochy a konektory tak, aby vykazovaly stejné hodnoty jako u měření.



Obrázek 3.8: Detail kontaktních ploch a konektoru *cylindrical*

Na tělo kompenzátoru byl vytvořen RBE2, do kterého byl umístěn konektor *translator*, který umožňuje pouze translaci, zde pouze ve směru x. RBE2 přináší dodatečnou tuhost, která však byla vnesena i při měření, při kterém byl kompenzátor upnut do upínadla.



Obrázek 3.9: RBE2 a konektor *translator*

Prvotní snahou bylo ovlivnit točivý moment, který byl výsledkem měření, pomocí koeficientu tření na kontaktních plochách. Tento přístup se ukázal jako neúčinný, jelikož vazba umožňovala pouze malé momenty. Při velkých momentech došlo k určitému zaseknutí šroubu a výpočet přestal konvergovat. Další myšlenkou tedy bylo nastavit kontaktní plochy šroubu tak, aby sloužily pouze jako kinematická vazba a moment ovlivnit další vazbou – konektorem *cylindrical*. U kontaktních ploch se tedy vypnulo tření a do místa šroubu se pomocí RBE3 přidal konektor. Cílem, na rozdíl od předešlých konektorů, nebylo fungování popisující realitu, ale pouze nalézt jako člen, který zde přidá určitý odpor proti točivému pohybu. Vycházíme z podmínky tření jako v předešlých případech, tedy:

$$\Phi = \sqrt{\frac{m_1^2}{r^2} + f_1^2} - \mu \left(\sqrt{f_2^2 + f_3^2} + F_c^{int} \right) \leq 0 \quad (3.28)$$

Jelikož tento konektor má dva stupně volnosti – rotaci kolem své osy (m_1) a translaci podél této osy (f_1), objevují se v potenciálu dvě proměnné. Protože však chceme ovlivňovat pouze moment, můžeme třecí účinky u translace zanedbat. Taktéž zde vstupují dvě normálové síly f_2 a f_3 , které ovlivňují výsledný moment. Tyto síly jsou fyzikálně správné, ale protože nechceme, aby konektor ovlivňovaly okolní elementy a aby jeho hodnota byla dána pouze naměřenou hodnotou, lze tyto síly zanedbat. *Connector derivated component* vždy musí být definován a proto musíme k silám dát malou konstantu, která funguje jako numerické nula.

$$\Phi = \frac{m_1}{r} - \mu \left(\sqrt{(10^{-10} \cdot f_2)^2 + (10^{-10} \cdot f_3)^2} + F_c^{int} \right) \leq 0 \quad (3.29)$$

Nyní moment ovlivňuje pouze parametry μ , r a F_c^{int} , které můžeme nastavit tak, aby odpovídaly námi naměřeným momentům.

Ověření

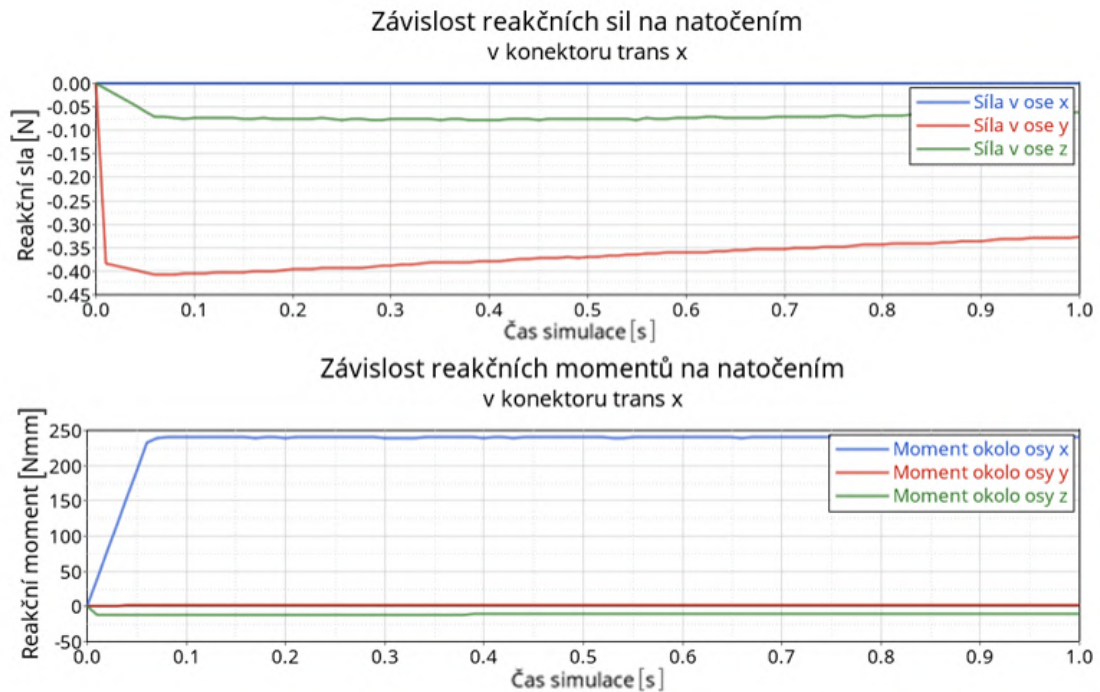
Ověření bylo provedeno na geometrii popsané výše. Vnitřní síla byla nastavena na **80 N**, koeficient tření byl na **0,2** a rádius na **15 mm**. Výsledný moment by tedy měl být:

$$m_1 = r\mu\left(\sqrt{0+0} + F_c^{int}\right) = 15 \cdot 0,2 \cdot (0 + 80) = \mathbf{240 \text{ Nmm}} \quad (3.30)$$



Obrázek 3.10: Výsledky reakčních sil a momentů na konektoru *hinge*

Vstupní i výstupní hodnoty odpovídají námi předepsanému momentu pomocí konektoru *cylindrical*.



Obrázek 3.11: Výsledky reakčních sil a momentů v konektoru *translator*

Kapitola 4

Měření jednotlivých parametrů vertikálního nastavovacího mechanismu světlometu

U světlometů se vyskytlo velké množství parametrů, převážně souvisejících s třením, které nebyly doposud popsány a bylo je nutné změřit a popsat. Parametry, které nebylo nutné měřit byly koeficienty tření a vnitřní momenty gumy a šroubu, které byly změřeny v minulosti v rámci jiného projektu. Tření v *omega element* nebylo možné změřit, proto pro toto tření bylo využito naměřené tření kulových vazeb, které mají podobnou geometrii.

4.1 Tření v kulových vazbách

Jedná se o geometrii popsanou v 3.3.2, kde byl pro tuto geometrii navrhnut konektor. Pro správnost nastavení tohoto konektoru bylo provedeno toto měření. Pro měření byly použity vzorky dvou modulů z jiného světlometu, jelikož vzorky pro konkrétní světlomet nebylo možné zajistit. Jedná se však o standardní geometrii, tudíž by měření mělo odpovídat i ostatním světlometům.



Obrázek 4.1: Měřený *carrier frame* s moduly (vlevo *Matrix*, vpravo *BiLED*)

Jednalo se o moduly *BiLED* a *Matrix Beam* z blíže nespecifikovaného modelu automobilu. Každý z nich měl tři fixační body. Z modulů byly vyřezány potřebné části pomocí vibrační tepelné brusky. Bylo nutné, aby byla geometrie nařezána v dostatečné vzdálenosti, aby teplotní zatížení neovlivnilo zkoumanou geometrii.



Obrázek 4.2: Měřící aparatura

Pro měření byla použita měřící souprava KISTLER pro měření momentů. Snímač byl použit KISTLER 4502A2HA, který má rozsah měření do 2 Nm a nejmenší měřitelný moment je 0,001 Nm. Měřící ústředna byla použita KISTLER CoMo Torque Type 4700. Výsledky byly v čase převáděny do počítače, ze kterého byly přeneseny jako textový soubor a následně zpracovány.

Geometrie vyřezané z *carrier frame* byly upraveny, aby do nich bylo možné připevnit bit, kterým se následně otáčelo. Tam, kde nebyla žádná geometrie, která by umožňovala otáčení, byla do dílu vyřezána drážka, do které se poté vložil šroubovák. Před měřením bylo zásadní nejprve vymezit vůle, které vznikaly různým způsobem měření.



Obrázek 4.3: Geometrie klipu

Před měřením byla stanovena hypotéza, že by se součásti měly chovat stejně, pokud otáčím doleva či doprava, ale odlišně při otáčení okolo odlišných os. Základem této hypotézy byla geometrie klipu, který není ve všech směrech stejný. Proto probíhalo měření v obou směrech (y, z). Osy jsou zde definovány stejně jako u světlometu, z je osa horizontálního nastavování (totožná s gravitací) a y je totožná s osou vertikálního nastavování. Snímač byl připevněn na pevnou podložku a geometrie byla upnuta do svěráku. Vše muselo být v jedné ose, aby měření nebylo ovlivněno nežádoucími vlivy.

Klip by měl být uložen vždy ve stejné pozici, ale v reálu se ukázalo, že při výrobě je klip umístěn zcela náhodně a proto nemá důvod do modelu nastavovat anizotropní tření, protože by tento stav neodpovídal realitě. A do výpočtového modelu bude vložena střední hodnota z měření.

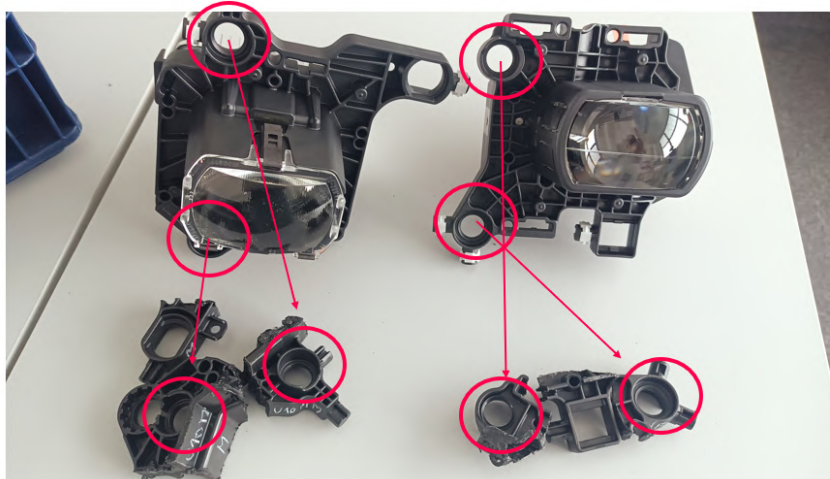


Obrázek 4.4: Měřená sestava

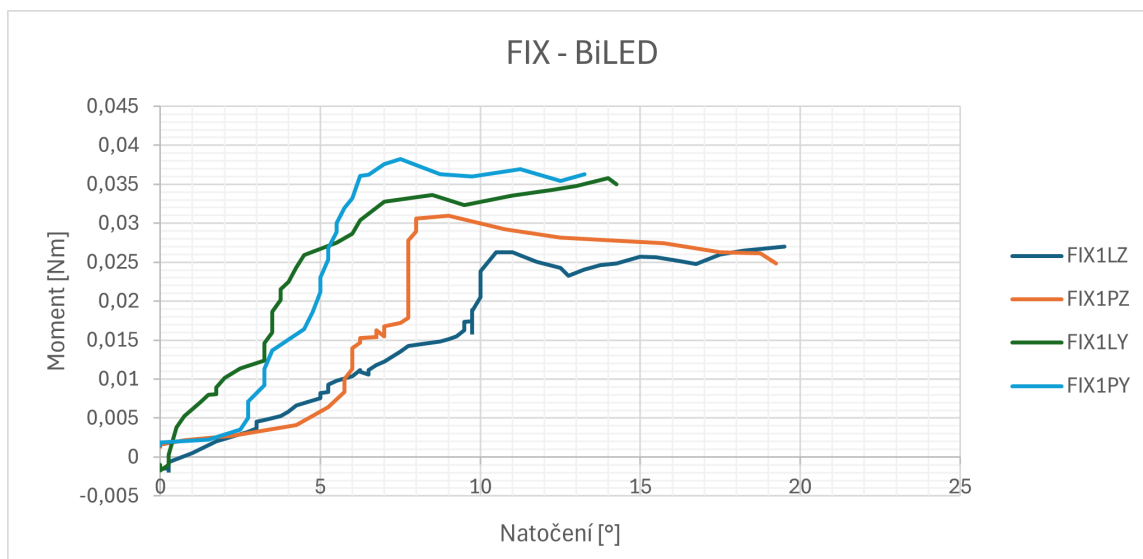
Obecně se u *carrier frame* objevují tři typy vazeb, a to jednoduchá kulatá vazba, zakulacená a hranatá horizontální vazba. Kombinací těchto tří vazeb je tvořen fixační systém a proto byly naměřené hodnoty rozděleny do těchto tří kategorií. Jednoduché kulaté vazby se objevují i ve variantě umožňující malý posuv v jednom ze směrů, nicméně tato varianta nebyla z organizačních důvodů změřena. Kulička je však uložena v totožném klipu jako u jednoduché kulaté vazby a právě pouze tento klip může konat malý posuv. Proto předpokládáme, že z hlediska výpočetů bude chování těchto vazeb zaměnitelné.

4.1.1 Jednoduchá kulová vazba

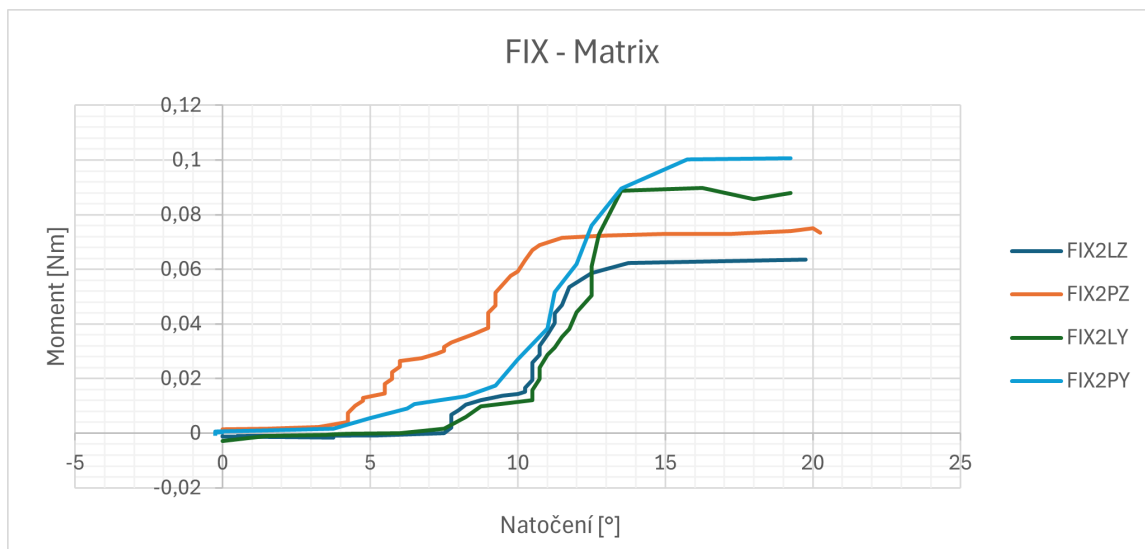
Celkově byly měřeny čtyři vazby. Vertikální bod u *Matrix Beam* se z důvodu složité geometrie nepovedlo změřit, proto jsou k dispozici tři měření. Vždy bylo měřeno ve dvou osách a ve dvou směrech, celkem je tedy 12 měření.



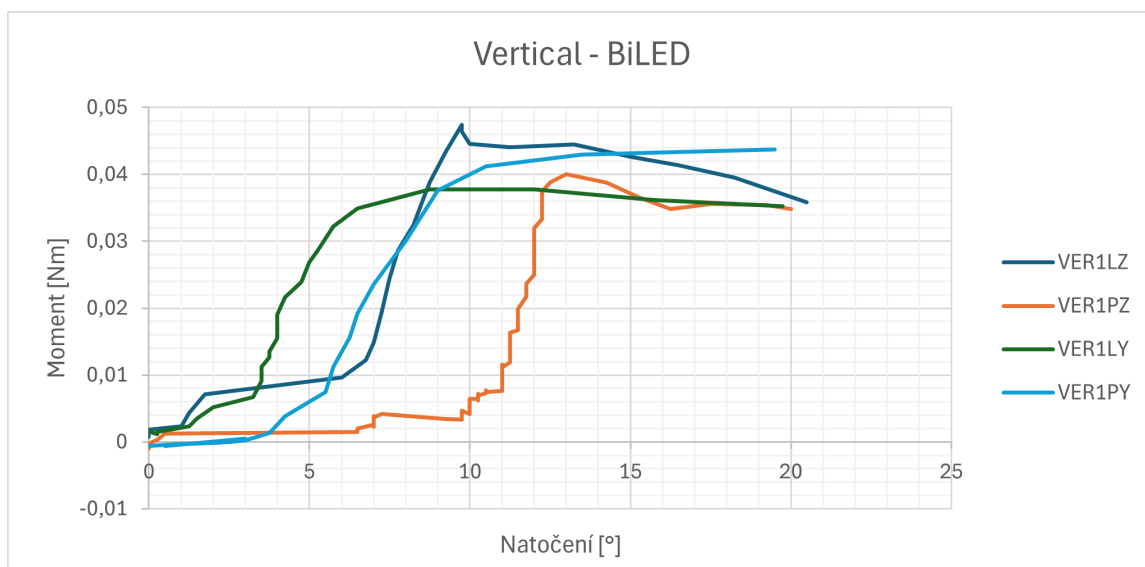
Obrázek 4.5: Vyznačené jednoduché kulové vazby



Obrázek 4.6: Výsledky měření pro fixační bod, modul *BiLED*



Obrázek 4.7: Výsledky měření pro fixační bod, modul *Matrix*

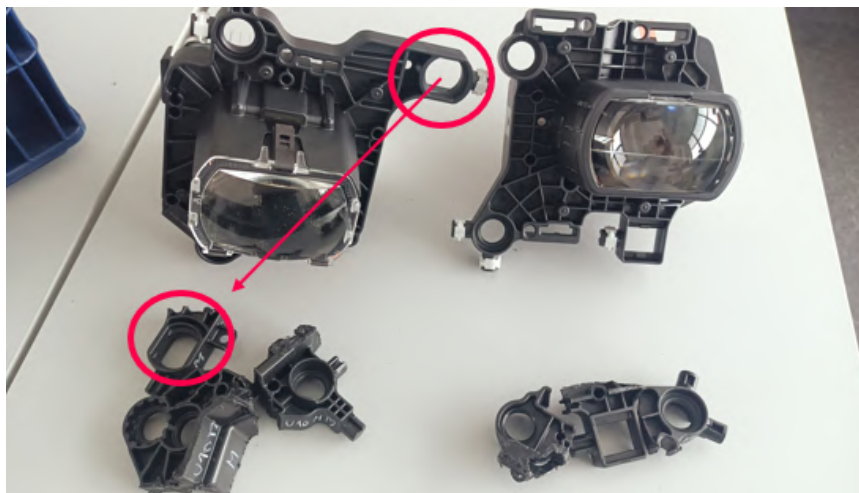


Obrázek 4.8: Výsledky měření pro horizontální bod, modul *BiLED*

Z grafů je patrné, že výsledky pro otáčení kolem osy y a z se liší. Tudíž zde opravdu dochází k anizotropnímu třecímu chování a oba body u modulu *BiLED* vycházejí velmi podobně. V obou případech je tření kolem osy y přibližně o 30 % větší. Přibližně stejný rozdíl je i u modulu *Matrix*. Pro zjištění hodnoty tření byly zprůměrovány hodnoty po dosažení maximální hodnoty. V případě *fix-BiLED* je průměrná hodnota **0,03 Nm**, u *fix-Matrix* **0,076 Nm** a u *vertical-BiLED* **0,04 Nm**. Celkově tedy byly hodnoty zprůměrovány a výsledná hodnota třecího momentu je přibližně **0,05 Nm**.

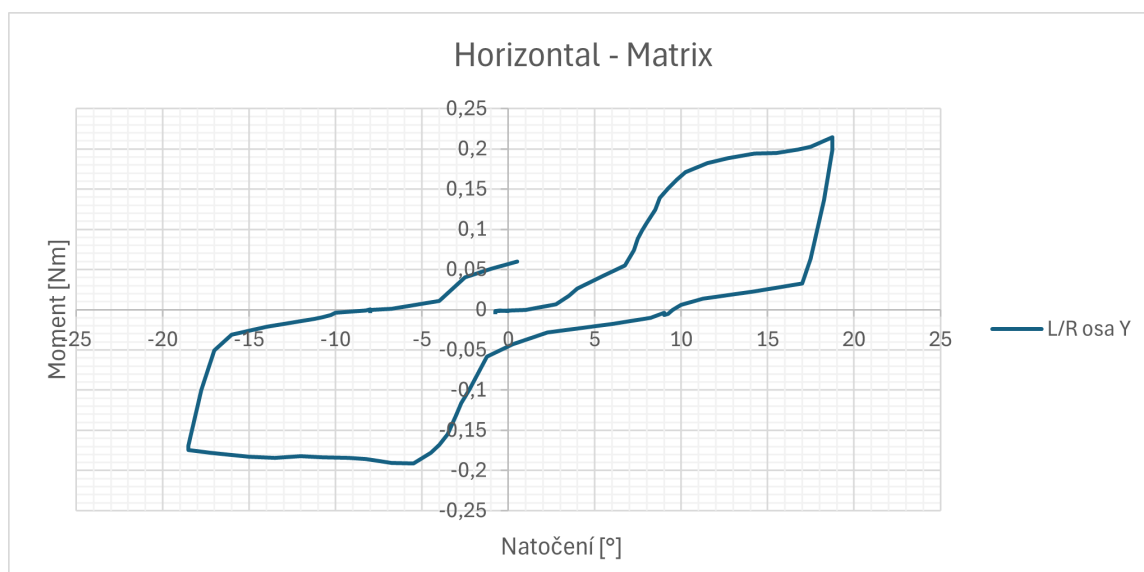
Tuto i další naměřené hodnoty lze brát v potaz pouze jako orientační hodnoty. Pro lepší výsledky by bylo vhodné naměřit větší počet kusů, ideálně i z několika výrobních linek nebo z vícero modulů. Tyto hodnoty však slouží pouze k tomu, abychom věděli řádové hodnoty třecích momentů v těchto vazbách. A proto je možné tyto orientační hodnoty použít.

4.1.2 Horizontální zakulacená vazba



Obrázek 4.9: Vyznačená horizontální zakulacená vazba

V tomto případě bylo měřeno zároveň otáčení doleva i doprava. Měření ve směru z zde nebylo nutné.



Obrázek 4.10: Výsledky měření pro zakulacený horizontální bod, modul *Matrix*

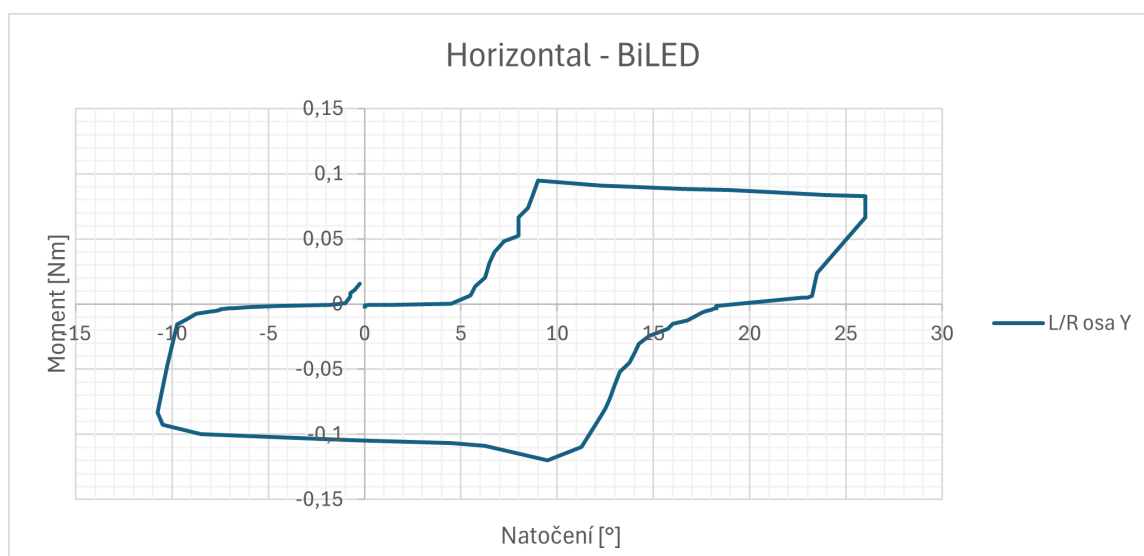
Z grafu je patrné, že se maximální třecí hodnoty pohybují okolo **0,2 Nm**. Jedná se o přibližně 4× vyšší hodnotu než u jednoduchých kulových vazeb.

4.1.3 Horizontální hranatá vazba



Obrázek 4.11: Vyznačená horizontální hranatá vazba

Měření zde také probíhalo zároveň pro oba směry točení a měřeno bylo pouze okolo osy y.



Obrázek 4.12: Výsledky měření pro hranatý horizontální bod, modul BiLED

Naměřená hodnota se pohybuje okolo **0,1 Nm** a je tedy přibližně poloviční vůči zakulacené variantě.

4.2 Hodnoty tření šroubu a gumy, koeficienty tření

Měření vnitřního momentu a gumy probíhalo v minulosti v rámci jiného projektu a tyto hodnoty byly převzaty. Velikost vnitřního momentu šroubu byla **0,1 Nm** a těsnící gumy **0,2 Nm**. Koeficienty tření se v závislosti na kombinaci materiálů pohybují od 0,13 do 0,32. Závislost na natočení vláken byla zanedbána.

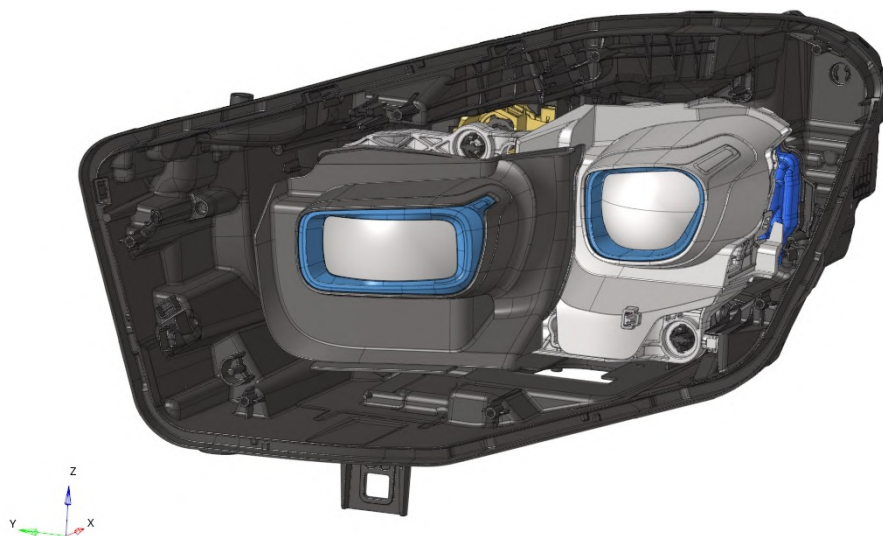
Kapitola 5

Model vertikálního nastavování světloometu

Každý světlomet obsahuje vertikální nastavovací mechanismus. Pro vytvoření výpočtového modelu byly vybrány dva světlometry s mírně odlišným způsobem nastavování. Celkově byly vytvořeny 2 výpočtové modely, model A, model B obsahující pouze jeden modul.

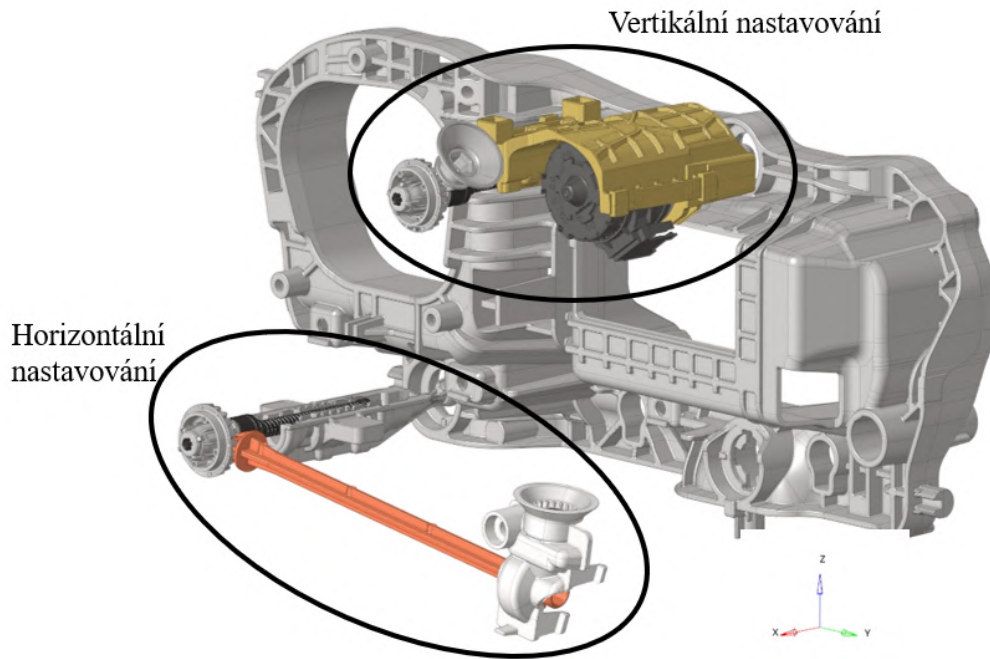
5.1 Model A

Model A obsahuje dva moduly – *BiLED* a *Matrix Beam*, které jsou umístěny na jeden velký *carrier frame*.



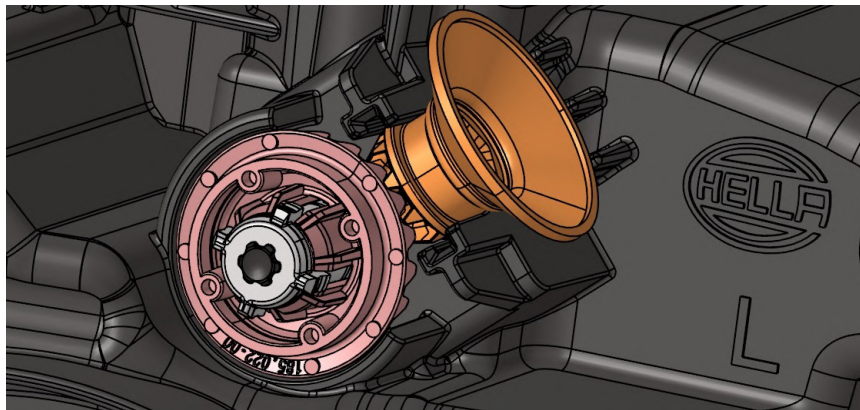
Obrázek 5.1: Model A, vlevo modul *Matrix Beam*, vpravo modul *BiLED*

Carrier frame má v tomto případě klasické rozmístění fixačních bodů, horní bod slouží k vertikálnímu nastavování a pod tímto bodem ve spodní části je umístěn fixační bod. Třetím bodem je zde ovládáno horizontální nastavování. Horizontální nastavování nebude z hlediska řešeného problému nadále uvažováno. Kvůli malému zástavbového prostoru bylo nutné umístit ovládání mimo tento nastavovací mechanismus a následně tyto dva body spojit pomocí plastového hřídele.



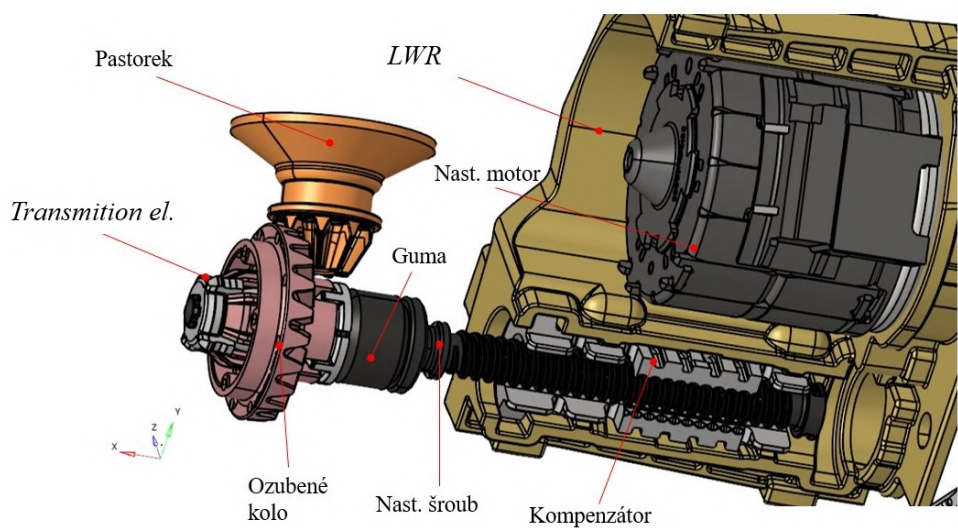
Obrázek 5.2: Horizontální a vertikální nastavování světlometu

Celý nastavovací mechanismus je ovládán ozubením v zadní části pouzdra. Pastorek má 9 zubů a je skloněn pod úhlem 45° . V horní části pastorku je drážka pro šestihřanný klíč o velikosti 6 mm. Pastorek v pouzdru drží v drážkách, které omezují jeho pohyb ve směru z a y, pohyb ve směru x omezuje ozubené kolo. Toto kolo má 21 zubů, tudíž je tento převod konstruován do pomala.



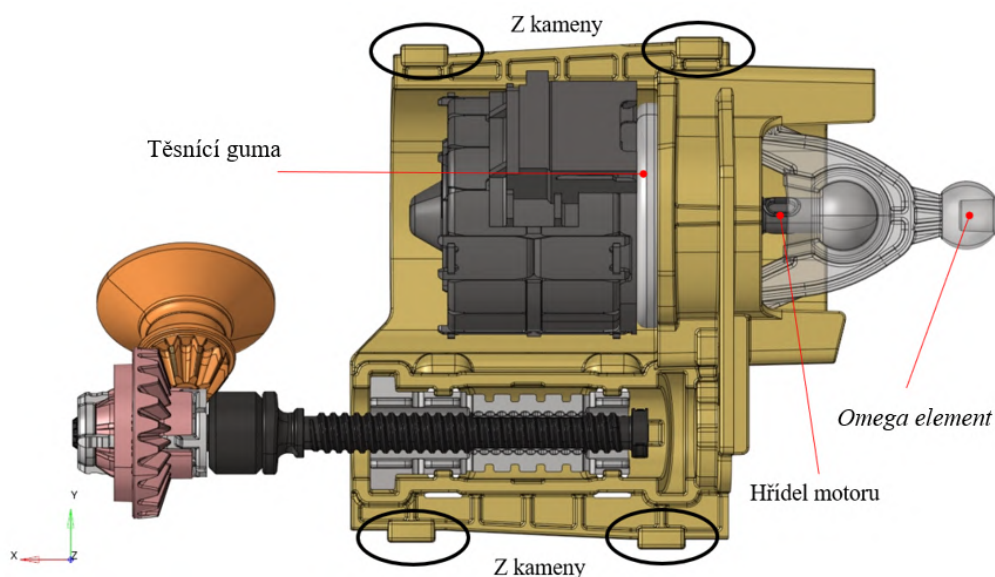
Obrázek 5.3: Model A, detail ozubení

Velké ozubené kolo je nacvaknuto do *transmission element*, který je obdobným způsobem nacvaknut na nastavovací šroub. Při tomto sestavení jsou všechny díly pevně upnuty a nehrozí tak jejich uvolnění. Dále mechanismus obsahuje gumu, která slouží jako těsnění. Šroub je vložen do kompenzátoru a v toto spojení obsahuje šnekový převod převádějící rotační pohyb do translačního. Kompenzátor slouží ke kompenzaci teplotního zatížení a výrobních tolerancí a také je vyrobený z odlišného materiálu než *LWR*, který je vhodnější pro ozubení.



Obrázek 5.4: Model A, detail nastavovací šroub

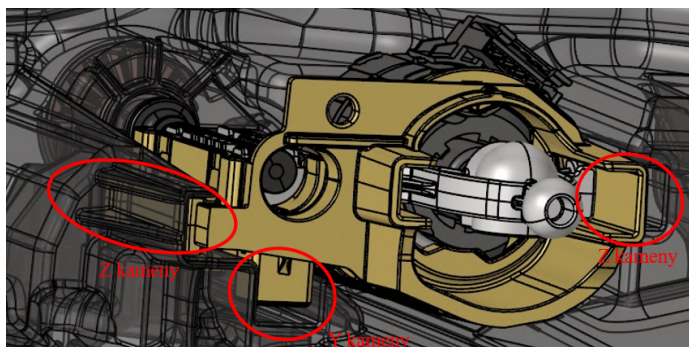
LWR je díl, který umožňuje spojit manuální a motorové vertikální nastavení. Manuální nastavení se odehrává pomocí nastavovacího šroubu a krokový motorek umožňuje motorové nastavení. Oba tyto způsoby nastavení pohybují *omega element*, nicméně odlišným způsobem. Pokud nastavujeme manuálně, tak pohybujeme celým *LWR* a jelikož je *omega element* pevně spojen s krokovým motorkem pomocí hřídele, pohybujeme i ním. Pokud nastavujeme pomocí motorku, tak se obvykle *LWR* nehýbe (může někdy docházet k natáčení) a pohybujeme pouze *omega element*, který klouže v drážkách *LWR* a posouvá přímo *carrier frame*.



Obrázek 5.5: Model A, detail *LWR*

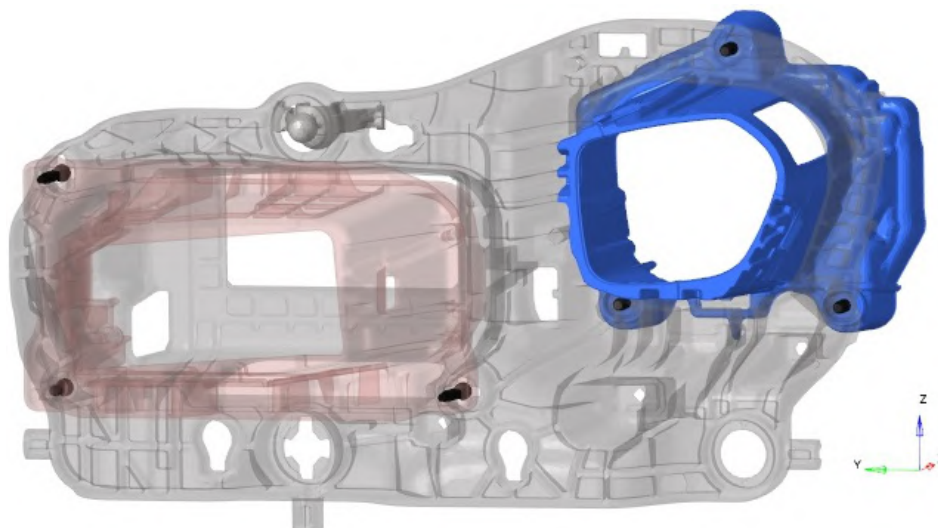
LWR není pevně spojen s pouzdem a je pouze uložen v drážkách, které pouzdro obsahuje. Objekty, které v těchto drážkách kloužou, se nazývají kameny. Zpravidla každé *LWR*

obsahuje tři páry kamenů, dva pro vymezení ve směru z a jeden pro vymezení ve směru y. Směr x drží nastavovací mechanismus pomocí předpětí v dílech (hlavně v gumě). Na obrázku 5.5 lze vidět jakým způsobem je uložen *omega element* v drážkách *LWR*.



Obrázek 5.6: Model A, drážka v pouzdře

Právě tyto drážky jsou pravděpodobně nejvíce problematickým prvkem celého nastavovacího mechanismu. Dle výkresu by zde měla být vůle 0,1 mm na každé straně kamenu, ale v praxi jsou tyto vůle menší a často se stává, že zde dokonce žádná vůle není. V extrémních případech dochází i k uložení s přesahem. Také je obvyklým jevem, že drážky nejsou rovinné a jsou různě zkroucené. Tyto problémy jsou způsobeny tím, že pouzdro je velmi velký díl, u kterého je problém dodržet výrobní toleranci. Největší nepříjemnosti vznikají kvůli teplotní roztažnosti a špatně navrhnutému procesu vstřikolisu, po kterém zůstávají vysoká zbytková napětí, které pouzdro zkroutí.

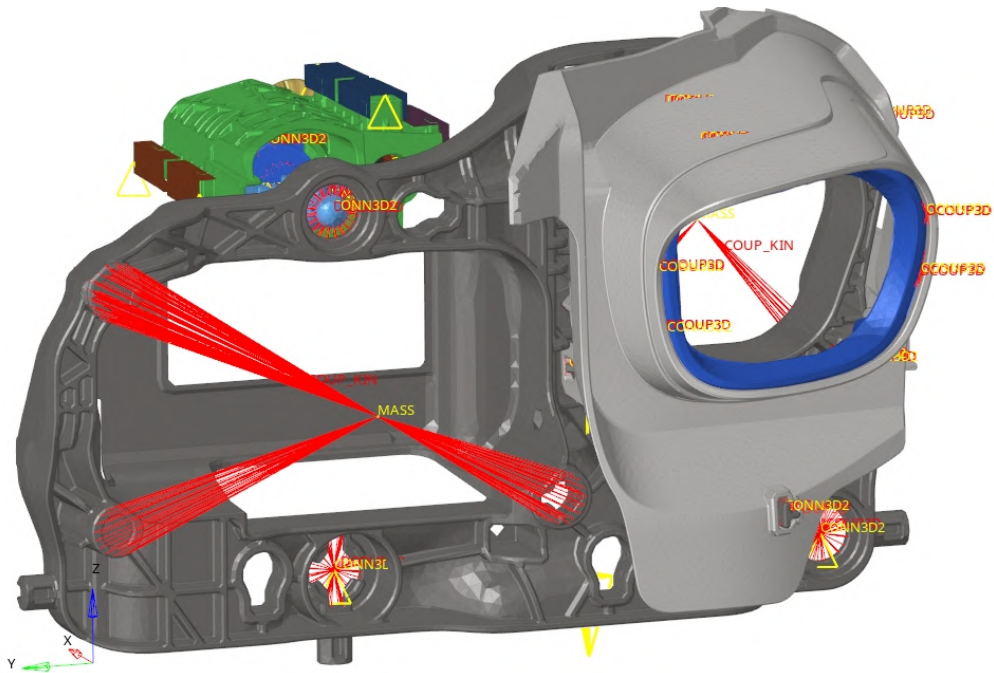


Obrázek 5.7: Model A, *carrier frame* s rámy modulů

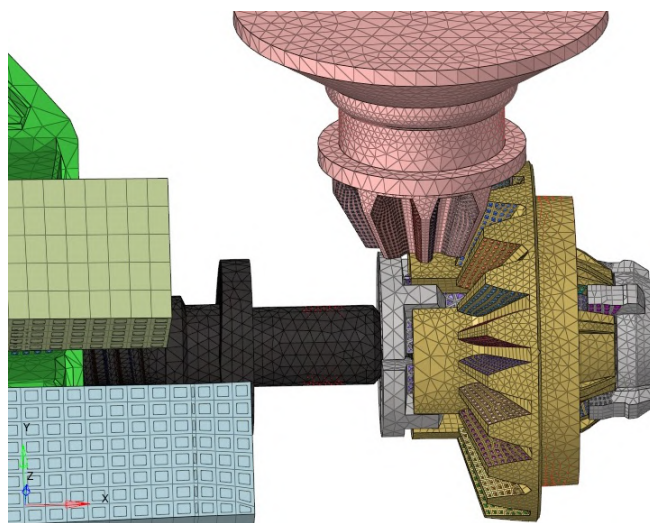
Modul *Matrix Beam* je upevněn pomocí třech kloubových vazeb, které umožňují kompenzaci tolerancí, teplotních zatížení a mají také vliv na přenos sil. Menší *BiLED* modul je připevněn napevno pomocí šroubů. *Carrier frame* také obsahuje tři kluzné kameny ve spodní části, které ale nejsou navrženy pro to, aby nesly stálé zatížení, ale spíše pro stanovení maximálních výchylek *carrier frame* v určitých extrémních situacích.

5.2 Výpočtový model A

Model byl vytvořen v programu Hypermesh a výpočetní program byl zvolen Abaqus. Grafy byly tvořeny v programu Hyperview a Excel. U modelu proběhlo několik zjednodušení vůči realitě. Nejprve byly moduly nahrazené pouze hmotnými body a byly propojeny s *carrier frame* pomocí RBE2. Místo použití celého pouzdra byly vždy vyříznuty potřebné části. Veškeré díly byly co nejvíce zjednodušeny, aby se urychlil výpočet. Byly odebrány nápisy, zaoblení, okrasné elementy a například u pastorku byla odebrána drážka pro šroubovák. Tyto zjednodušení snížily počet elementů a tím urychlily výpočet bez vlivu na výsledek.



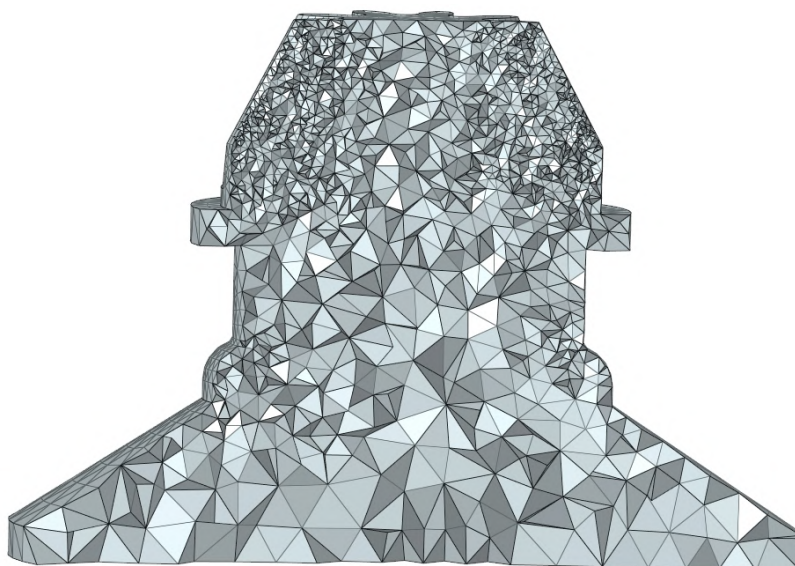
Obrázek 5.8: Výpočtový model A, celkový pohled



Obrázek 5.9: Výpočtový model A, detail ozubení

5.2.1 Síť konečných prvků

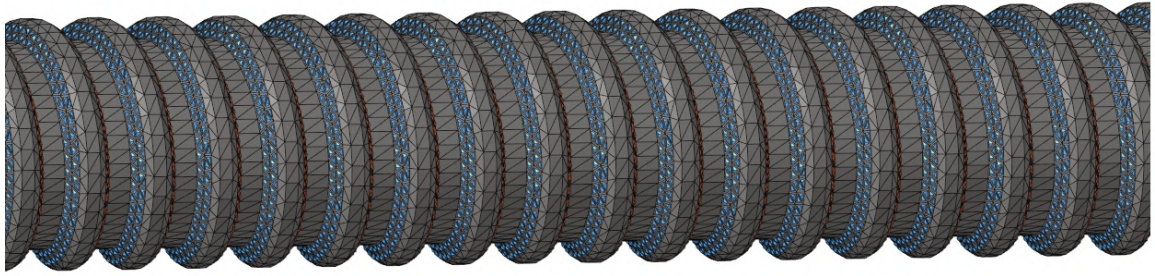
Tvorba vhodné výpočetní sítě velmi závisela na konkrétní geometrii. Většina dílů byla tvořena objemovými elementy, ale některé byly vytvořeny pomocí skořepinových prvků. Byly také používány 1D elementy a to převážně konektory. Kvalita sítě závisela převážně na tom, zda daný díl obsahuje kontaktní vazby. Jelikož nebylo cílem vyšetřovat napětí a další veličiny závislé na kvalitě sítě, tak bylo možné použít poměrně nekvalitní síť, která však umožňovala rychlejší výpočet. Vždy byla nejprve vytvořena povrchová síť a pomocí metody *tetrameshing* byla vytvořena objemová síť a původní povrchová síť byla smazána. elementy uvnitř sítě byly vytvořeny poměrně velké a ne natolik kvalitní. Obecně velikost prvků byla v místě kontaktů 0,2 mm až 0,5 mm a mimo kontakty 0,5 mm až 2 mm.



Obrázek 5.10: Výpočtový model A, řez pastorek

Nejlépeším možným řešením by pravděpodobně bylo použít elementy C3D8 (8 uzlový *brick*), který však kvůli složité geometrii jednotlivých dílů nebylo možné nikde použít. Proto všechny díly, vyjma dílů tvořenými skořepinovými elementy, byly tvořeny čtyřstěny a případně deformovanými elementy typu C3D8. V případě dílů bez kontaktu byly použity jednoduché lineární elementy C3D4 a v případě dílů obsahující kontaktní vazby se použily kvadratické elementy C3D10M a deformované elementy C3D8. Element C3D10M je oproti standardnímu kvadratickému prvku C3D10 výrazně vhodnější na kontaktní úlohy, jelikož obsahuje *hourglass control*, ale je výrazně konvergenčně náročnější [11].

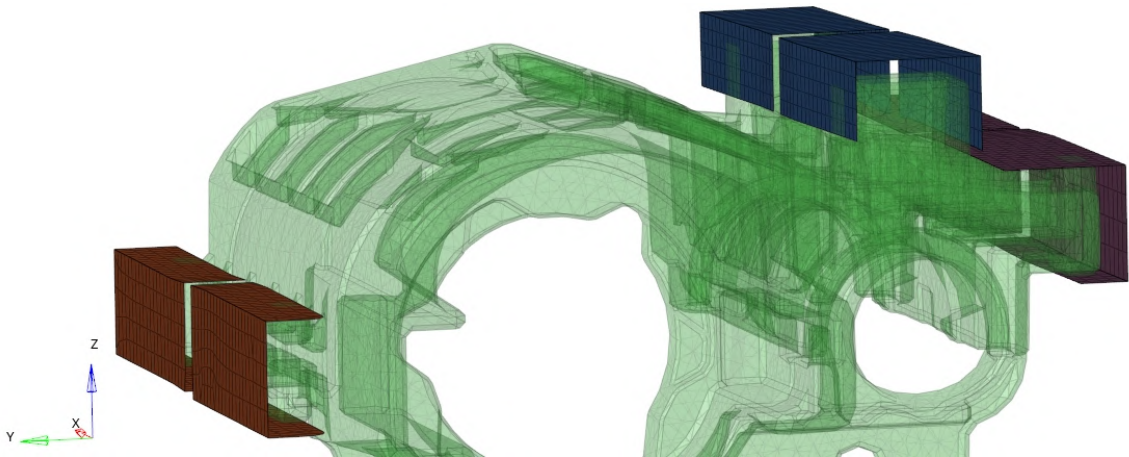
V průběhu tvorby sítě se ukázalo, že je velmi výhodné použití deformovaných prvků C3D8 typu pyramid. Tyto elementy umožňovaly rychlejší výpočet než elementy typu C3D10M. Tyto elementy byly použity například u ozubených kol, kde geometrie nebyla natolik složitá nebo u třecích kamenů *LWR*. Také důležitým parametrem této sítě byla možnost rychlé tvorby a proto nebylo cílem vytvoření extrémně kvalitní, ale v praxi neaplikovatelné sítě. U dalších modelů proto byly na všech dílech, vyjma skořepinových, použity pouze čtyřstěnné elementy typu C3D10M, které umožnily automatizaci tvorby sítě na základě předem definovaných parametrů.



Obrázek 5.11: Výpočtový model A, detail sít šroub

Například při tvorbě sítě na kontaktních plochách u nastavovacího šroubu a kompenzátoru byla geometrie natolik složitá, že bylo nutné použít pouze čtyřstěny C3D10M. V tomto případě byla síť velmi malá (0,2 mm) a zmenšování sítě by kladlo velké nároky na výpočetní čas.

V případě kontaktního páru mezi kameny *LWR* a pouzdem se na kamenech použily deformované elementy C3D8 a protože pouzdro bylo tvořeno jako tuhé tak zde byly použity tyto elementy. Pokud to bylo možné, tak byly použity čtyřúhelníkové elementy C3D4, případně trojúhelníkové C3D3. Jelikož se zde nejednalo o složitou geometrii, tak bylo možné použít poměrně velké elementy (0,5 mm).

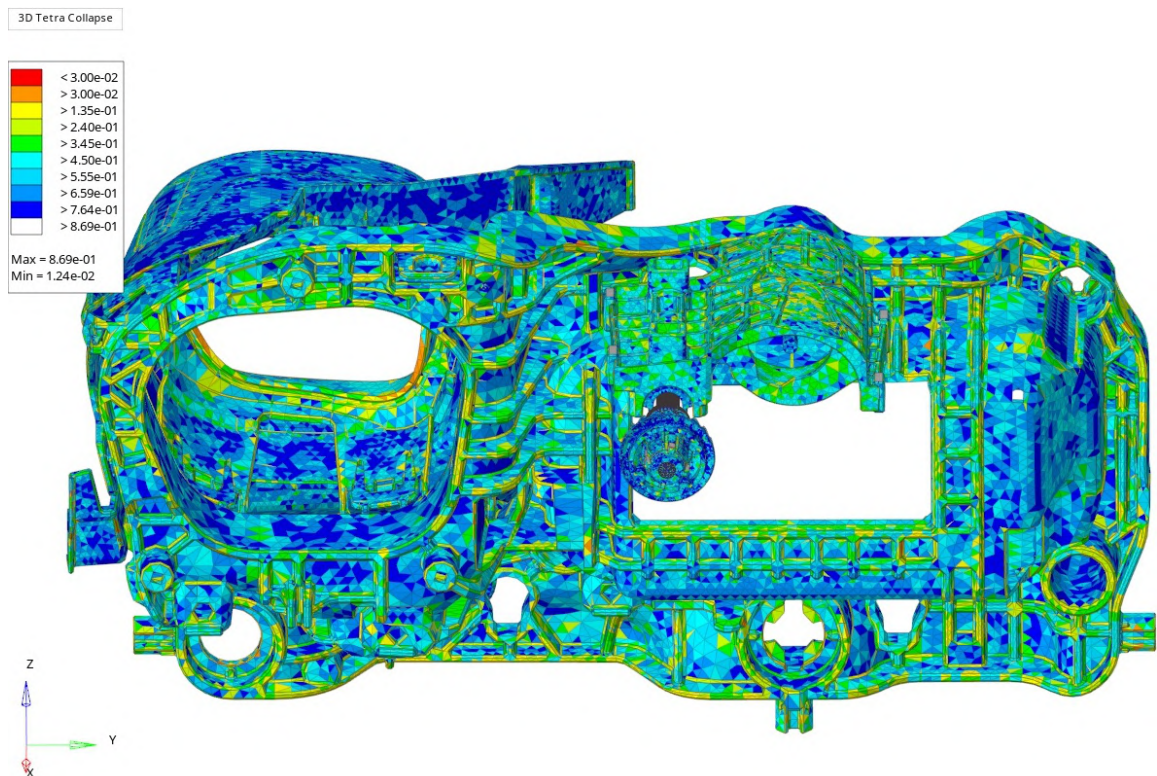


Obrázek 5.12: Výpočtový model A, detail sít pouzdro

Pro zrychlení výpočtu byl nastavovací motorek vytvořen pomocí skořepinových prvků. Tloušťka prvků byla dopočítaná z hmotnosti motorku. Tato operace je nutná, protože pokud bychom vytvořili objemový element, tak by při zadaném materiálu (hliník) hmotnost neodpovídala. Tloušťka zde odpovídá 2,524 mm při hmotnosti motorku 110 g.

Kvalita sítě

Jelikož se v síti objevovalo velké množství prvků, tak byla nutná kontrola, zda je síť dostatečně kvalitní. Kvalita se kontrolovala dle obecných doporučení manuálu Abaqus. Vždy byly nejprve zkontrolována 2D síť a poté 3D síť. Jelikož se jedná o síť ze čtyřstěnnů, největší problém je *tet collapse*, který popisuje jak moc jsou čtyřstěny deformované (1 = ideální trojúhelník a 0 = nulový objem). Prahová hodnota byla nastavena na 0,01, přičemž však většina prvků je výrazně kvalitnější. Další parametr je *aspect ratio*, který udává poměr mezi nejdelší a nejkratší stranou elementu. Ideální hodnotou je 1, ale prahová hodnota byla nastavena jako 5. Dalším parametrem bylo *skew* popisující míru zkreslení tvaru prvků sítě od ideální geometrie. Ideální hodnota je 0, prahová hodnota byla nastavena na 40. Dalším parametrem byl Jakobián popisující, jak se element liší od ideálního. Ideální hodnota je 1, prahová hodnota byla nastavena 0,7. Pomocí těchto parametrů byla kontrolována kvalita všech dílů, nejproblematičtější se ukázaly kontaktní plochy na ozubení a nastavovacím šroubu.



Obrázek 5.13: Výpočtový model A, kvalita sítě, *tet collapse*

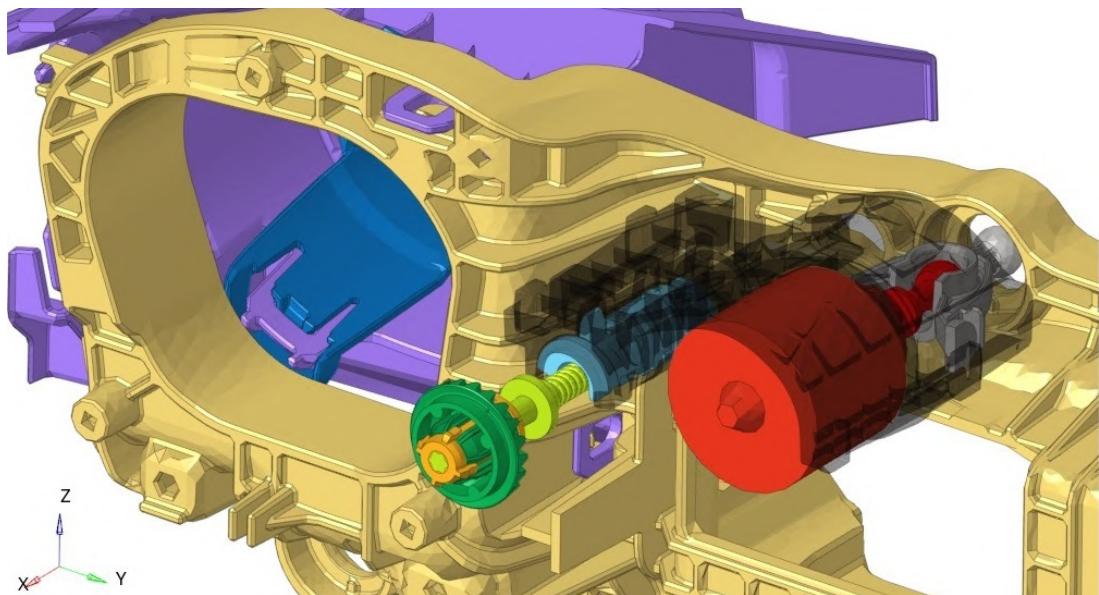
Jelikož díly byly přebírány z konstrukčního oddělení, obsahovaly určité nepřesnosti. Častou chybou byly různé díry nebo nenapojující se plochy, které bylo nutné opravit. Musely se kontrolovat volné hrany, které nenavazovaly na další díl, T napojení dílu, kde se více prvků setkává v jednom uzlu, připomínající písmeno "T".

Model materiálu

Většina materiálů je z plastu. Tyto plasty však mají velký rozptyl mechanickým vlastností. Materiály jsou sepsány tabulce a díly na obrázku 5.14 jsou vyznačeny barvou odkazující na materiál v tabulce. POM je zkratkou pro Polyoxymethylen, LCP (*Liquid Crystal Polymer*), česky termo plastický polymer s tekutými krystaly, PBT GFxx je Polybutylentereftalát s xx % hmotnostním obsahem skelných vláken, PC je polykarbonát, LPP je Lineární Polypropylen a PA6/T6I GF50 je nylon typu 6,6 s 50 % hmotnostním obsahem skelných vláken. Mechanické vlastnosti materiálu byly nastaveny dle materiálových knihoven CAMPUSplastics [12]. Materiál je do výpočtů zadán jako lineární pomocí E a μ .

Tabulka 5.1: Použité materiály

Materiál	E [GPa]	μ [-]	Barva
Hliník	70,0	0,30	Červená
LCP	10,00	0,35	Modrá
LPP	14,5	0,35	Žlutá
PA6T/6I GF50	12,0	0,35	Žlutozelená
PBT	2,20	0,35	Lehká modř
PC	2,40	0,37	Fialová
PBT GF20 S4090 ASA	5,55	0,35	Oranžová
PBT GF20 B4300 G4	7,00	0,35	Šedá
PBT GF30 B4300 G6	7,90	0,35	Černá
POM	2,70	0,35	Zelená

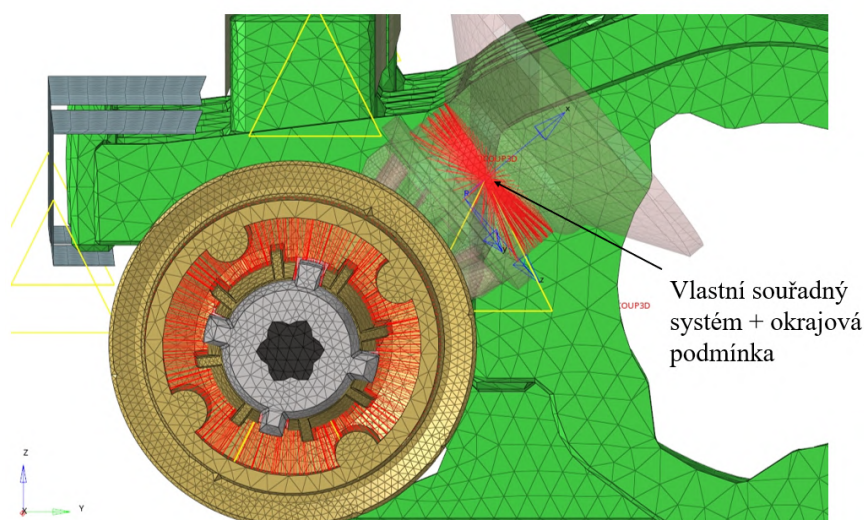


Obrázek 5.14: Výpočtový model A, použité materiály

5.2.2 Model okrajových podmínek a propojení dílů

Každý světloemet má předem definovaný svůj souřadný systém, který bude používán dále v práci a obvykle je na každém obrázku umístěn. Osa x směřuje na opačnou stranu než světelný paprsek vystupující ze světlometu. Osa y směřuje při pohledu zepředu na světlomet doleva a osa z směřuje nahoru proti směru gravitace. Názorně tento souřadný systém můžeme vidět na obrázku 5.1.

U pastorku také bylo, z důvodu zjednodušení, zanedbáno uložení v pouzdře, byl uložen na RBE3 a bylo umožněna pouze rotace kolem jeho osy. Bylo zapotřebí vytvořit vlastní souřadný systém, který byl skloněn vůči původnímu o 45° . Do tohoto RBE3 taky byla zadávána okrajová podmínka otáčení. V dalším zkoumání se ukázalo, že zde podle výpočtových modelů nevzniká hystereze a proto byl pastorek v pozdějších částech vynechán a okrajová podmínka byla zadána přímo do ozubeného kola.

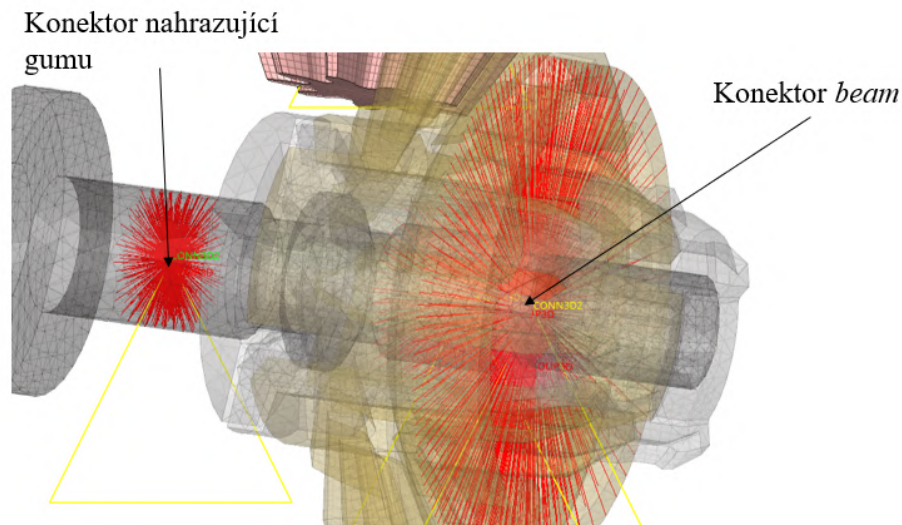


Obrázek 5.15: Výpočtový model A, detail vazby pastorku

Velké ozubené kolo bylo zavazbeno pomocí RBE3, do které byl umístěn konektor *hinge x*, který byl sám ukotven k zemi pomocí okrajové podmínky. Toto řešení bylo použito, protože se tímto způsobem mohlo vypočítávat další tření při rotaci, ale nakonec tento způsob vnesení vlivu tření do modelu nebyl využit.

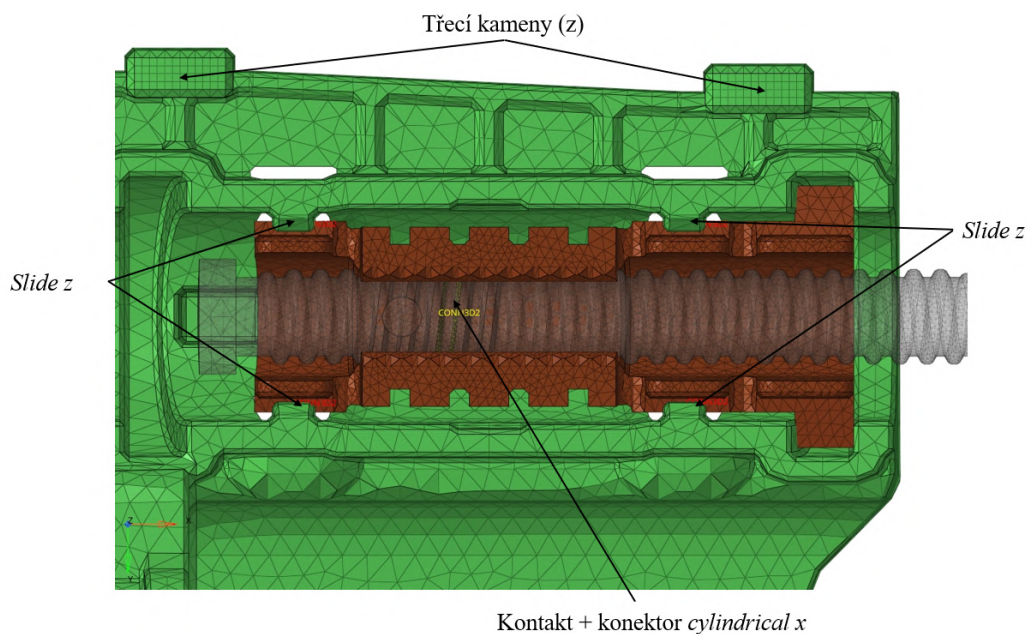
Spojení mezi velkým ozubeným kolem a *transmission element* bylo provedeno pomocí kontaktních vazeb. Jsou zde umístěny kontaktní páry na válcových plochách, který zajišťují zanesení vlivu geometrie dílů, které v realitě na působí tlakovou silou, čímž zvyšují třecí síly při vzájemném otáčení. Druhé kontakty jsou umístěny na drážkách, které slouží k přenosu momentů. Vždy v prvním kroku výpočtu probíhá usazení jednotlivých kontaktních ploch, které je velmi konvergenčně náročné. Tyto kontaktní vazby můžeme vidět na obrázku 5.22 v další části práce.

Nastavovací šroub a *transmission element* jsou mezi sebou pevně spojeny, proto jejich spojení bylo nahrazeno konektorem *beam*. Následně byl šroub zavazben k zemi pomocí okrajové podmínky umožňující rotaci okolo osy x. Guma zde byla nahrazena konektorem, která bylo už popsána v kapitole 3. Všechny tyto díly musely být zavazbeny přesně na ose šroubu.



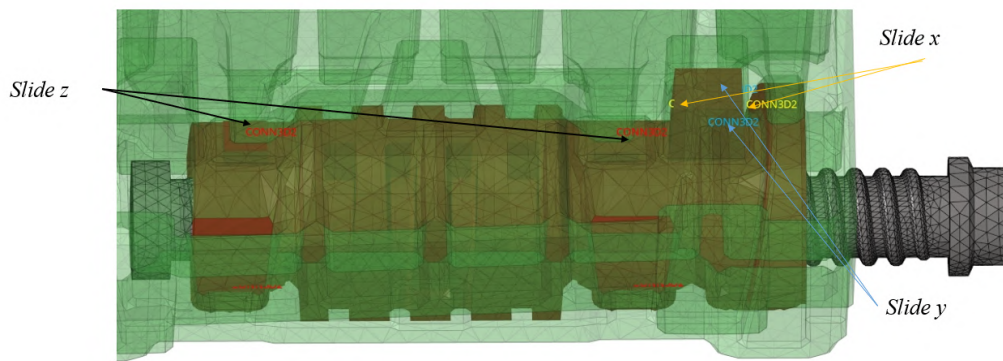
Obrázek 5.16: Výpočtový model A, detail vazby ozubení, *transmission element* a nastavovací šroub

Dále je šroub umístěn do kompenzátoru a jsou zde dva páry kontaktních ploch mezi šroubem a kompenzátozem. Je zde také umístěn konektor, který byl podrobně popsán v kapitole 3. Bylo zde uvažováno tření a šroub byl navržen s přesahem, tudíž se ukázalo výhodné umístit kontaktní plochy pouze na 2 různé závity. Tímto se při výpočtu závit mírně roztáhl a společně s penalizační metodou umožnil konvergenci.



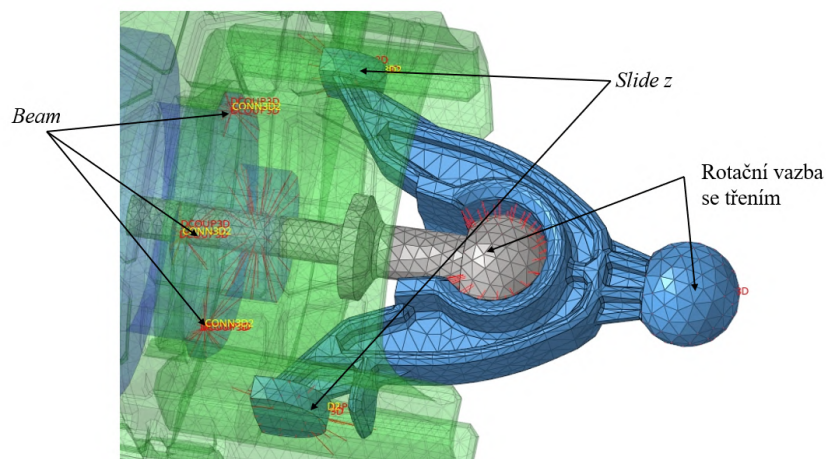
Obrázek 5.17: Výpočtový model A, detail kompenzátoru a *LWR*

Z druhé strany jsou zde umístěny 2 konektory zamezující posuv ve směru y (*slide y*) a 2 zamezující posuv ve směru x (*slide x*). Tyto vazby jsou realizované pomocí výstupku na kompenzátozu.



Obrázek 5.18: Výpočtový model A, detail vazeb kompenzátoru

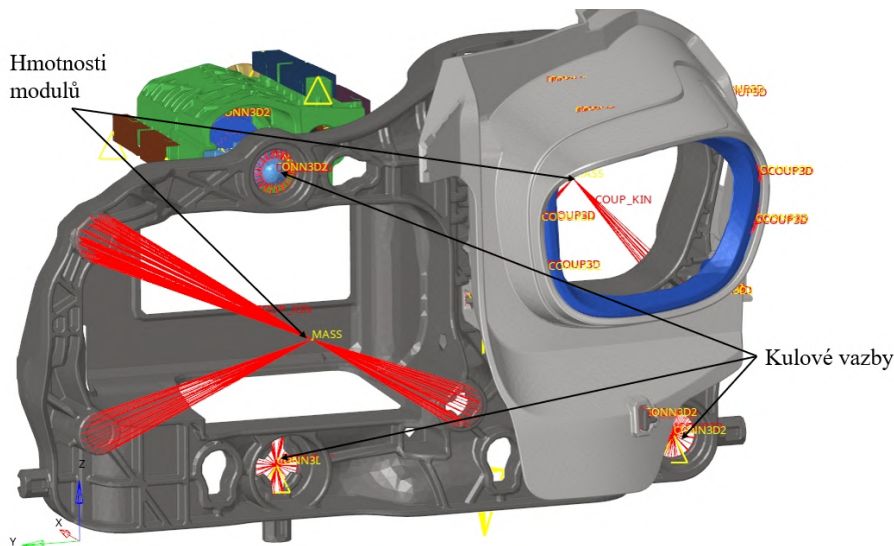
LWR je ukotveno pouze pomocí kontaktů s pouzdra. Z pouzdra byly využity pouze plochy třecích vazeb a tyto vazby byly následně rozděleny, tak aby vůle mohla být nastavena nezávisle. Předepsaná vůle je zde 0,05 mm, ale velmi často jsou vůle výrazně menší (často i záporná vůle), ale i vyšší (až 0,1 mm). Třecí plochy byly vytvořeny pomocí čtyřstěnnů, které byly nastaveny jako tuhé. Celkově má *LWR* dva páry třecích kamenů zamezující posuv ve směru *z* a jeden pár třecích kamenů zamezující posuv ve směru *y*.



Obrázek 5.19: Výpočtový model A, detail vazeb *LWR*, krokový motor

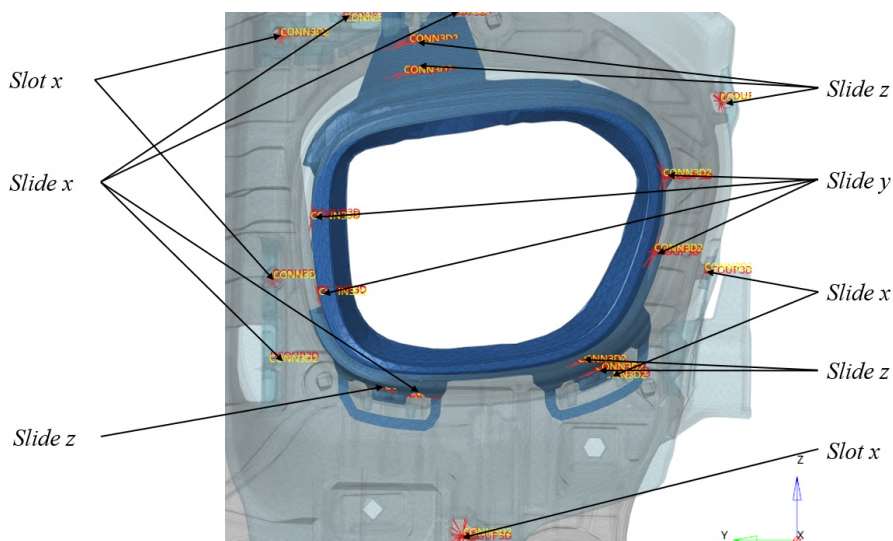
Na *LWR* je také umístěn krokový motor, který je připevněn pomocí 2 šroubů, tyto šrouby byly nahrazeny konektory *beam*. Z motorku vystupuje hřídelka, která je pevně spojena s tímto motorem. Tato hřídelka je umístěna do *omega element*. Spojení mezi nimi je vyřešeno rotačními vazbami popsány v kapitole 3. Dále je zde umístěn kontakt do třecích drážek zamezující posuv ve směru *z*. Při manuálním nastavování je zde vůle při rotaci kolem osy *z*, natolik velká, že by zde nikde nemělo dojít ke kontaktu. Malý pohyb ve směru *Z* by na třecích kamenech mohl nastat, nicméně byl zanedbán, jelikož tato vůle je velmi malá a vysoce konvergenčně náročná. Avšak v případě modelu motorového nastavování by při posunutí hřídelky motorku mohla tato vazba mít výrazně vyšší vliv, a proto by bylo vhodné ji modelovat pomocí třecích vazeb.

Carrier frame obsahuje celkem tři fixační body. Všechny tyto body byly modelovány pomocí rotačních vazeb se třením vytvořenými v kapitole 3. Moduly zde byly nahrazeny pouze hmotnými body. Těžiště a hmotnost byla vypočítána pomocí předešlého modelu, který tyto moduly ještě obsahoval. Hmotné body byly umístěny na RBE2, které jsou tuhé. Jelikož jsou moduly umístěny na třech šroubech, tak RBE2 byly umístěny do míst původních šroubů. Spodní třecí kameny byly zanedbány, jelikož by neměly plnit nosnou funkci, ale pouze vymezovat maximální výchylky.



Obrázek 5.20: Výpočtový model A, umístění modulů a kulové vazby

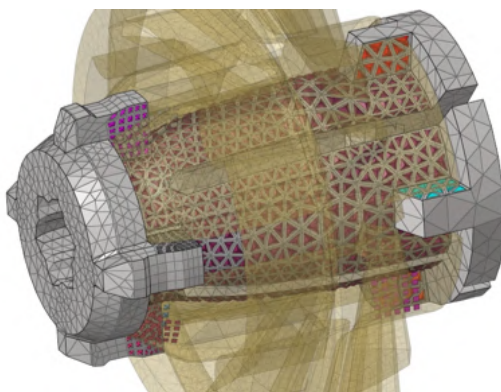
Některé díly byly zavazbeny přímo do *carrier frame* a uložení bylo natolik komplexní, že bylo vhodnější tyto díly do modelu přidat. Jednalo se o dva okrasné rámečky vložené do sebe. Byly zavazbeny pomocí několika druhů konektorů. Vazbení těchto dílů je založeno převážně na zkušenostech, proto zde nelze přesně definovat jakým způsobem díly mezi sebou interagují.



Obrázek 5.21: Výpočtový model A, konektory okrasných rámečků

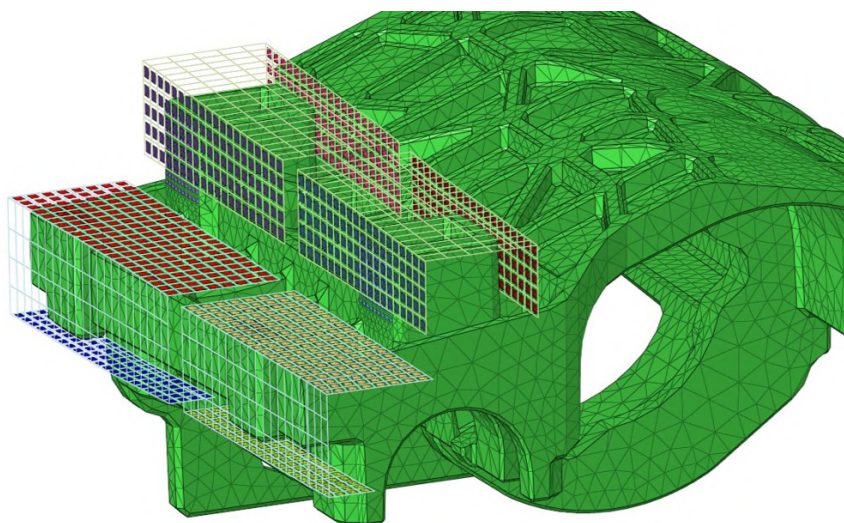
5.2.3 Kontaktní plochy

Výpočtový model obsahoval několik kontaktních ploch. Tyto plochy byly nejprve nastaveny defaultně a poté byly optimalizovány tak, aby dávaly stále stejné výsledky s nižší výpočetní náročností. Model obsahoval kontaktní páry mezi pastorkem a ozubeným kolem (viz obrázek 5.9). Jelikož se jednalo o implicitní analýzu, byly kontakty tvořeny pomocí kontaktních párů. Na pastorku i ozubeném kole byly nejprve definovány kontaktní plochy a celkově 54 kontaktních dvojic (27 pro 3 otáčky na jednu stranu a 27 pro 3 otáčky zpět). Bylo zde uvažováno tření.



Obrázek 5.22: Výpočtový model A, kontakt mezi *transmission element* a ozubeným kolem

Mezi ozubeným kole a *transmission element* byly kontakty na drážkách umožňující přenos momentu a také na dotýkajících se válcových plochách. U válcových ploch byl nastaven pouze jeden kontaktní pár a u drážek zde bylo nastaveno celkem 8 kontaktních párů (pro každou drážku z obou stran). Další kontaktní pár byl nastaven u nastavovacího šroubu a mezi třecími kameny *LWR* a pouzdrem (zde jich bylo celkem 12). Stejně jako u válcové plochy ozubeného kola zde bylo uvažováno tření, u šroubu bylo tření nastaveno pouze velmi malé ($\mu = 0,005$), které bylo nutné ke konvergenci (tření je zde nahrazeno konektorem) a u drážek bylo tření zanedbáno z důvodu nulového tangenciálního pohybu.



Obrázek 5.23: Výpočtový model A, kontakt mezi *LWR* a pouzdrem

Nastavení kontaktních ploch

Při nastavování kontaktních párů bylo vždy nutné určit, který je *master* a *slave*. Obecně jako *master* byly nastaveny všechny tuhé plochy (například drážky pouzdra), kterou jsou tužší a méně pohybující. Oproti tomu *slave* plochy byly například plochy na *transmission element*, ve kterém se pohybuje ozubené kolo nebo plochy nastavovacího šroubu.

U tření bylo nejprve snahou nastavit model v závislosti na rychlosti vzájemného pohybu, ale ukázalo se, že tato varianta je výrazně numericky náročnější než standardní Coulombovo tření, které bylo ve výsledku u kontaktních ploch nastaveno. Velikost tření byla nastavena v závislosti na kombinacích materiálů. Hodnoty tření se v tomto případě pohybovaly okolo $\mu = 0,15$.

Zásadním parametrem bylo nastavení algoritmu řešení. U všech variant byl nastaven vztah mezi tlakem a penetrací (*pressure-overclosure relation*) jako *hard*. Bylo vybíráno mezi různými algoritmy (*direct*, *penalty* a *Augmented Lagrange*) a diskretizací kontaktu (*node-to-surface* nebo *surface-to-surface*). Řešení bylo porovnáváno z hlediska parametrů, které nás ve výsledné výpočtu zajímají. Konkrétně se jednalo o maximální posuv, posunutí modulu na konci výpočtu (hystereze) a maximální moment. Vždy byly tyto varianty porovnávány s nejpřesnějším možným řešením (ideálně kombinace *direct* + *surface-to-surface*). Porovnával se také průběh, který se ve výpočtu nemohl měnit od přesného řešení. Výpočty pro každou kontaktní plochu byly prováděny v odlišných podmínkách a nelze je proto porovnávat mezi sebou. Pastorek byl ve fázi optimalizace již vyřazen, proto se v této části neobjevuje. Výchozím nastavením bylo defaultní nastavení kontaktu.

Nastavení kontaktu *transmission element* x ozubené kolo (drážky)

V případě drážek se kontakt nastavil kombinací *direct* + *node-to-surface*. Celkově bylo vytvořeno 8 variant tohoto kontaktu a jako nejlepší se ukázala varianta *direct* + *node-to-surface*, její výpočetní čas v porovnávacím výpočtu byl 5017 s, varianta *node-to-surface* + *penalty nonlinear* (0,1;0,1) byla rychlejší (4832 s), ale byla nepřesná. První číslo u *nonlinear* značí penetraci před dotykem povrchů a druhé maximální penetraci do povrchu. Přesnost byla porovnávána s nejpřesnějším možným nastavením, což je kombinace *hard* + *direct* + *surface-to-surface*, která trvala 8878 s. V tabulce níže jsou uvedeny pouze relevantní výpočty.

Tabulka 5.2: Porovnání kontaktu, *trans. el.* × *oz. kolo* (drážky)

Metoda	<i>Direct</i>	<i>Nonlin.</i> (0,1;0,1)	<i>Aug. Lagrange</i>	<i>Direct</i> + <i>s-to-s</i>
Čas řešení [s]	5017	4832	5360	8878
Max. posuv modulu [mm]	0,4125	0,4102	0,4123	0,4127
Konečný posuv modulu [mm]	0,102	0,098	1,01	0,102
Max. moment [Nmm]	350,1	350,1	350,1	350,1

Nastavení kontaktu *transmission element* × ozubené kolo (válcové plochy)

U kontaktu na válcové ploše bylo provedeno obdobné porovnání. Nejpřesnější varianta *direct + surface-to-surface* zde však nekonvergovala a nemohla tedy být použita pro porovnání. Z výsledků je však patrné, že mezi jednotlivými metodami nebyl žádný významný rozdíl v žádném z kontrolovaných parametrů a proto lze předpokládat, že jsou všechny přibližně stejně přesné. Byla tedy vybrána nejrychlejší varianta, a to *Augmented Lagrange*. Tento kontakt se ukázal jako velmi problematický, protože díly jsou v základní pozici, tedy v přesahu, a to způsobuje poměrně vysoké kontaktní síly, které se projevují horší konvergencí. Proto je zde maximální hodnota tření, kterou je možné počítat, pouze $\mu = 0,20$.

Tabulka 5.3: Porovnání kontaktu, *trans. el.* × oz. kolo (válcové plochy)

Metoda	<i>Direct</i>	<i>Nonlin. (default)</i>	<i>Aug. Lagrange</i>
Čas řešení [s]	4968	5038	4934
Max. posuv modulu [mm]	0,4123	0,4125	0,4124
Konečný posuv modulu [mm]	0,102	0,100	1,01
Max. moment [Nmm]	350,1	350,1	350,1

Nastavení kontaktu nastavovací šroub × kompenzátor

Kontaktní plocha zde byla nastavena jako penalizační. Toto řešení se ukázalo jako nejlépe konvergující a zároveň velmi přesné. Daný kontakt je velmi konvergenčně náročný z důvodu neustálých změn okrajových podmínek z důvodu rotace šroubu. V tomto kontaktu zanedbáváme vliv tření, které by tvořilo odporový moment a tento moment zde vytváříme konektorem, popsany v předešlé kapitole. Čas nutný k řešení byl 5065 s a u varianty *hard + direct + surface-to-surface* došlo k zvýšení až na 10 600 s.

Tabulka 5.4: Porovnání kontaktu, nastavovací šroub × kompenzátor

Metoda	<i>Direct</i>	<i>Nonlin. (default)</i>	<i>Aug. Lagrange</i>	<i>Direct + s-to-s</i>
Čas řešení [s]	5017	5065	5250	10 600
Max. posuv modulu [mm]	0,4132	0,4130	0,4132	0,4132
Konečný posuv modulu [mm]	0,101	0,101	0,101	0,101
Max. moment [Nmm]	350,1	349,9	350,1	350,1

Nastavení kontaktu *LWR* × pouzdro

Tyto kontaktní páry se ukázaly jako nejméně náchylné na nastavení kontaktu. Všechny výsledky, a to včetně penalizační metody, jsou téměř totožné a časy řešení jsou opět velmi podobné. Toto je pravděpodobně způsobeno tím, že se jedná o geometricky jednoduché plochy a *housing* je tvořen jako tuhý. Na základě času řešení zde byla vybrána metoda *Augmented Lagrange*.

Tabulka 5.5: Porovnání kontaktu, *LWR* × pouzdro

Metoda	<i>Direct</i>	<i>Nonlin.</i> (0;0,05)	Aug. Lagrange	<i>Direct</i> + <i>s-to-s</i>
Čas řešení [s]	4971	5002	4925	5386
Max. posuv modulu [mm]	0,4121	0,4120	0,4121	0,4121
Konečný posuv modulu [mm]	0,102	0,101	0,102	0,102
Max. moment [Nmm]	350,1	350,1	350,1	350,1

Porovnání nastavení

Optimalizací kontaktu jsme se přesvědčili o tom, že námi nastavený kontakt je pravděpodobně přesný. Výpočetní čas se také zrychlil, a to přibližně o 10 %. Tato hodnota na první pohled nepůsobí významně, ale jelikož bude nutné počítat několik stovek výpočtů, tak se již jedná o významné snížení celkového výpočtového času.

Tabulka 5.6: Porovnání kontaktu, původní a nová verze

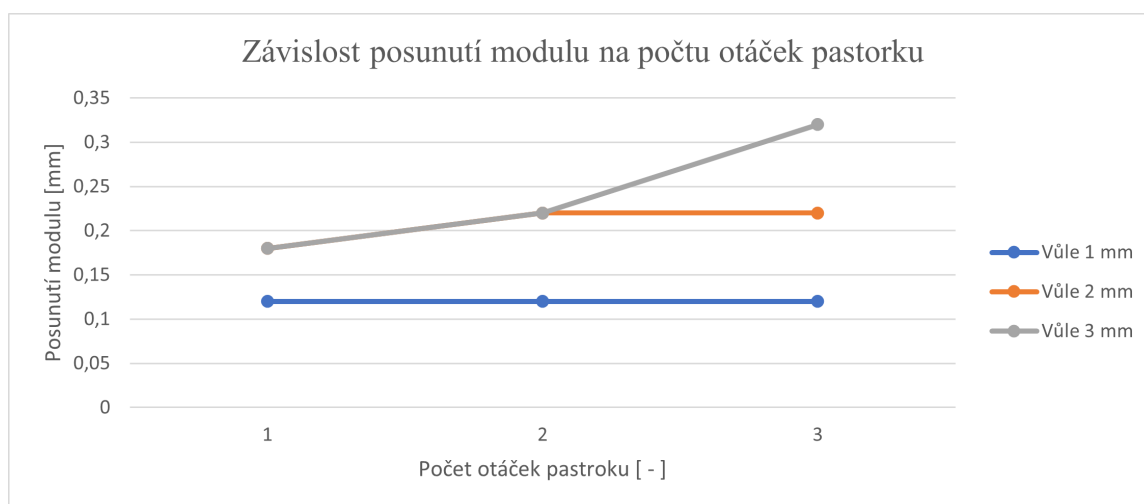
Verze	Původní nastavení (defaultní)	Nové nastavení
Čas řešení [s]	5350	4805
Max. posuv modulu [mm]	0,4125	0,4125
Konečný posuv modulu [mm]	0,102	0,102
Max. moment [Nmm]	350,1	350,1

5.2.4 Kroky řešení

Celý výpočet se zde skládala ze čtyř kroků. První krok sloužil k stanovení nulové polohy. Byla zde aplikována gravitace, u které bylo nutné nastavit postupný náběh pomocí funkce *RAMP*. V dalších krocích už byla gravitace nastavena jako konstantní. Ve druhém kroku zde byla aplikována rotace ve směru dalšího otáčení, jak definuje norma. Tímto se vytěsnilly všechny vůle a jednalo se o rotaci 2 radiány. V tomto prvním kroku se tedy díly ustavily do nulové polohy a tato hodnota byla dále považována jako referenční, ke které se vztahovaly všechny posuvy a další závislosti.

Ve druhém kroku byla předepsána rotace ozubeného kola (v prvních výpočtech pastorku) v záporném směru otáčení osy x. Ze zkušeností testovacího oddělení bylo provedeno ověření, zda je nutné provádět všechny tři otáčky, jak je předepsáno v normě UNECE. Ukázalo se, že postačující je provést přibližně pouze 1 otáčku pastorku. Při přepočtu otáček na ozubené kolo se jedná přibližně o 2,7 rad. Ve výsledku bylo nastaveno otáčení ozubeného kola na 3 radiány s cílem zajistit vyšší míru jistoty a byla zde nastavena také gravitace.

Výpočet byl nastaven na nejvyšší možné hodnoty tření a vnitřních momentů. Maximální uvažovaná vůle ve výpočtech je 0,1 mm a proto s vysokou pravděpodobností stačí pouze 1 otáčka.

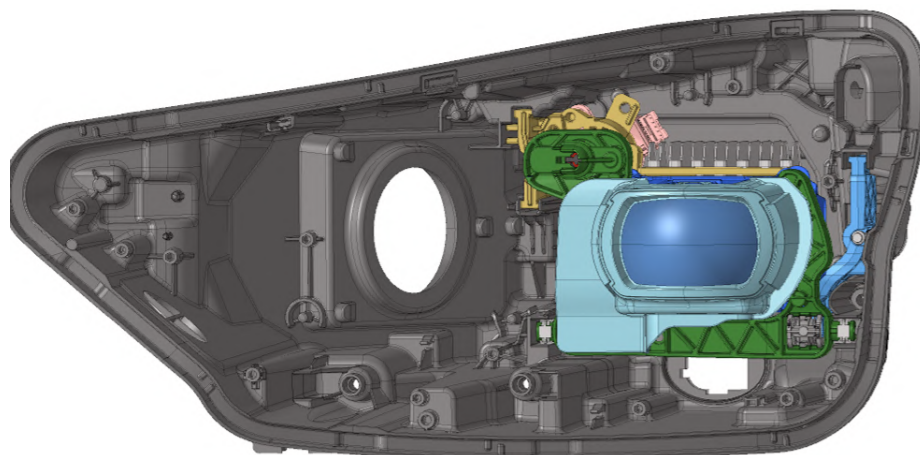


Obrázek 5.24: Závislost na změně počtu otáček

Ve čtvrtém kroku se pouze společně s gravitací předepsalo navrácení ozubeného kola do polohy na konci druhého kroku. Všechny kroky byly řešeny nelineárně s velmi malými kroky. Pokud bylo nastaveno otočení o tři radiány, tak výpočet měl čas 3 sekundy a obdobně. Z počátku byl krok pouze okolo 0,002 s, protože docházelo k častým změnám okrajových podmínek kontaktů, ale v ustálené části otáčení se krok zvýšil až na 0,2 s. Celkově každý krok otáčení obsahoval okolo 100 inkrementů a při výpočtu na 1 jádře výpočet trval okolo 12 ti hodin.

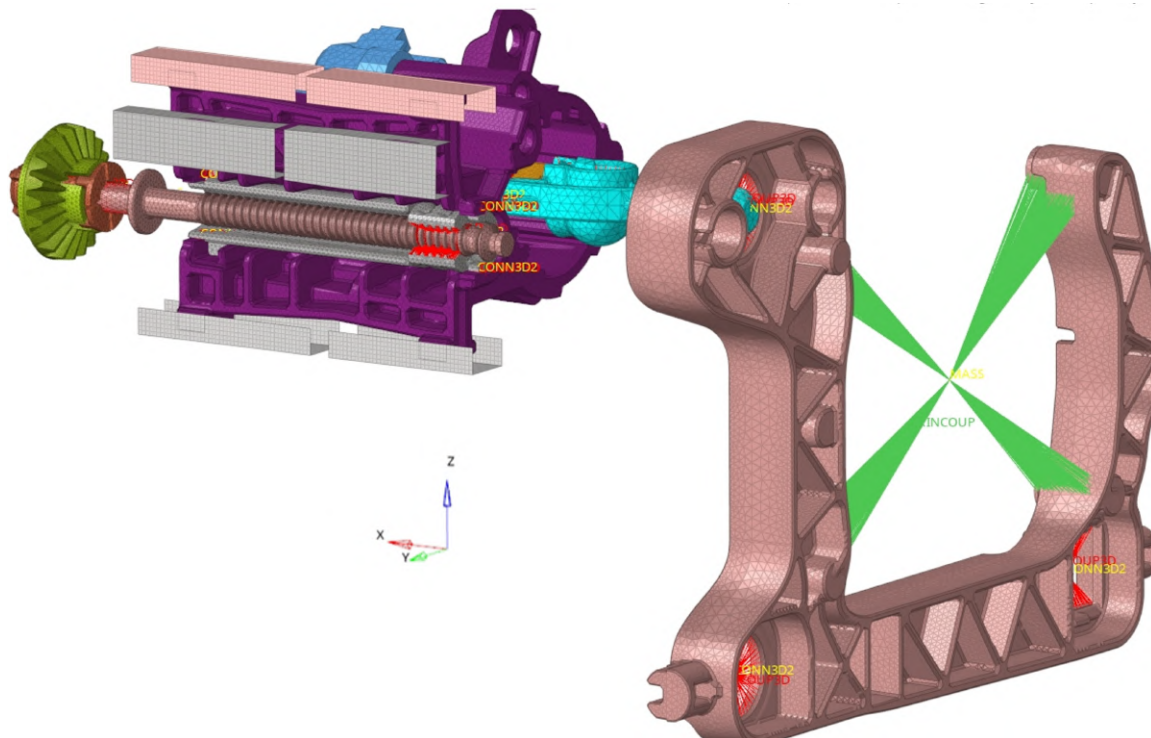
5.3 Model B

Je velmi časté, že světlomet obsahuje pouze jeden modul. Proto byl vytvořen model B, který se od modelu A liší pouze geometrickými rozměry. LWR je zde natočeno o 90 °.



Obrázek 5.25: Model B

Výpočtový model je totožný s modelem A, pouze však s jedním modulem. Jelikož se jedná o podobný koncept nastavování je většina dílů téměř stejná. Díly jako *LWR*, nastavovací šroub, motor a ostatní mají stejný koncept a fixaci jako v případě modelu A, ale mají rozdílné rozměry. Z tohoto důvodu nejsou podrobněji popisovány.



Obrázek 5.26: Výpočtový Model B

Kapitola 6

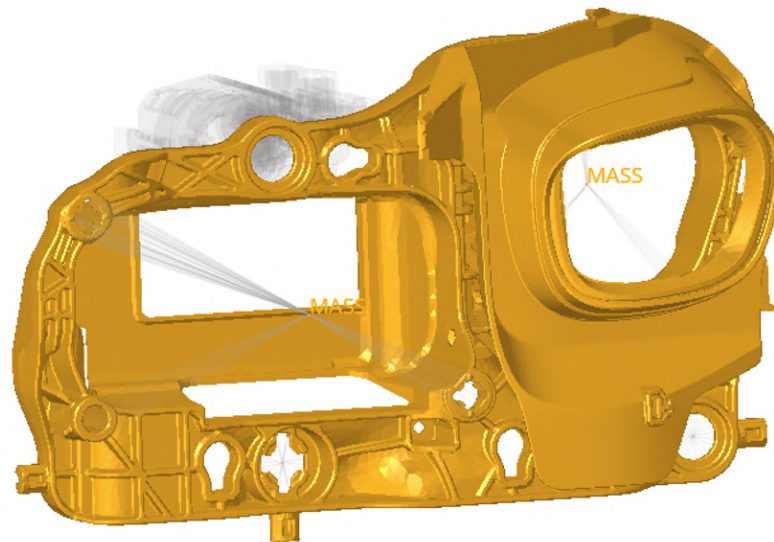
Ověření výpočtového modelu

Při tvorbě výpočtového modelu se ukázalo, že není možné vytvořit model bez určitého zjednodušení. Výrazným zjednodušením je tvorba konektorů a vynechání některých dílů.

6.1 Zjednodušení výpočtového modelu A

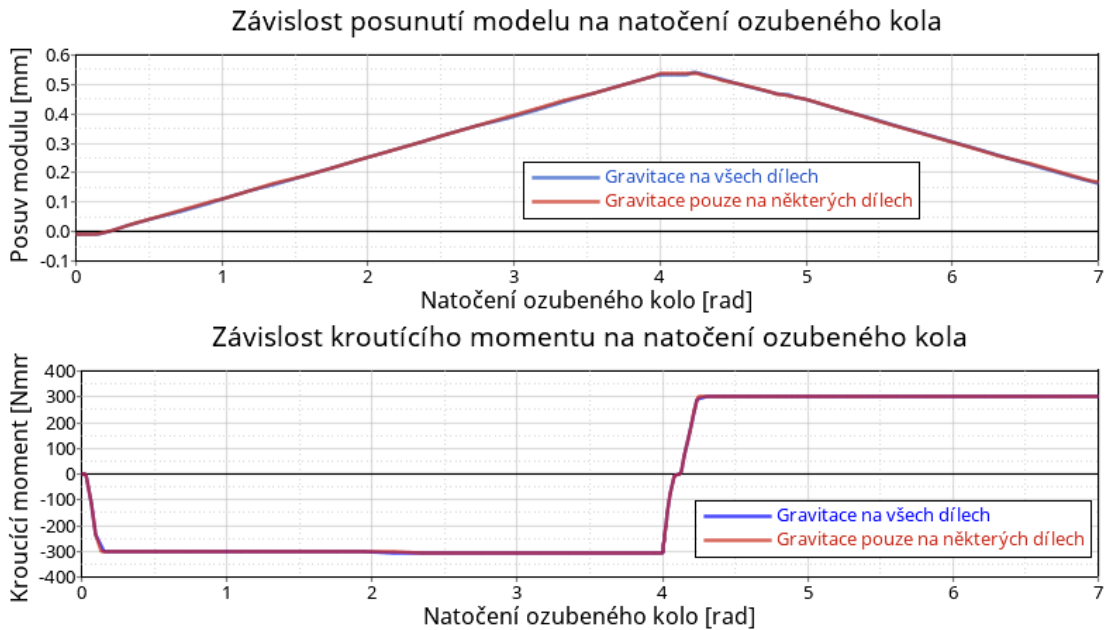
6.1.1 Gravitační zrychlení

Použití gravitačního zrychlení se ukázalo jako zásadní faktor pro dosažení správného výsledku. Pokud však bylo zrychlení použito na celý model, tak se výpočtový čas přibližně ztrojnásobil. Proto bylo toto zrychlení použito pouze na *carrier frame* spolu s modulem a okrasnými rámečky.



Obrázek 6.1: Použití gravitačního zrychlení

Pro porovnání byla provedena analýza, u které bylo gravitační zrychlení použito na všechny díly.

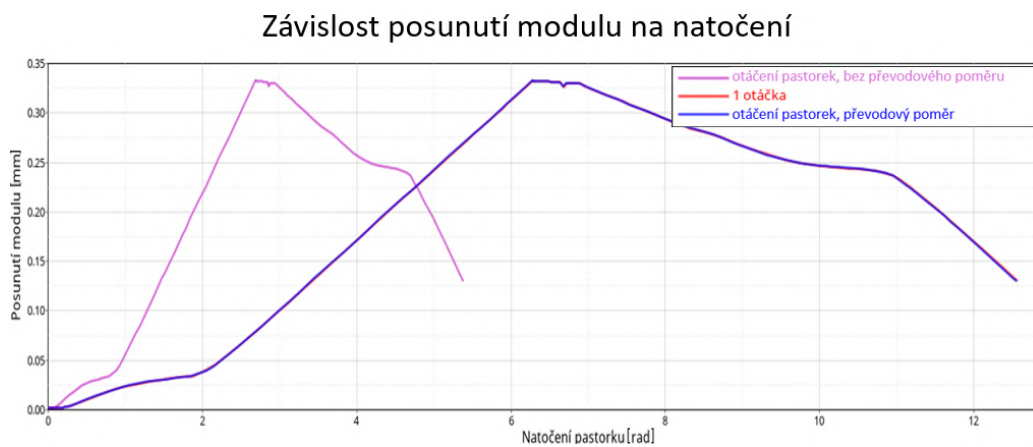


Obrázek 6.2: Porovnání modelů s různě nastavenou gravitací

Výsledky momentů jsou téměř totožné a výsledky posunutí se liší o 0,003 mm což odpovídá přibližně 0,1 mm na 10 metrů vzdálené stěně. Takto malou chybu lze zanedbat, protože je velmi malá a ve výsledku nám jde o porovnatelnost výsledků a ne přesnou hodnotu.

6.1.2 Zanedbání pastorku

Pastorek se také ukázal jako velmi náročný na konvergenci. Pokud byl použit, tak se výpočet přibližně zdvojnásobil. Obsahoval přes 50 kontaktních párů a neustálé změny okrajových podmínek kontaktů zapříčinily složitou konvergenci. Z tohoto důvodu byl v pozdějších výpočtech vynechán. Pro porovnání byl proveden výpočet, který byl nastaven takovým způsobem, aby vliv pastorku byl co největší. U ozubení byl nastaven měkký materiál ($E = 2780$ GPa), vysoké tření ($\mu = 0,3$) a vysoké síly v celém mechanismu (velký odpor těsnící gumy a šroubu).

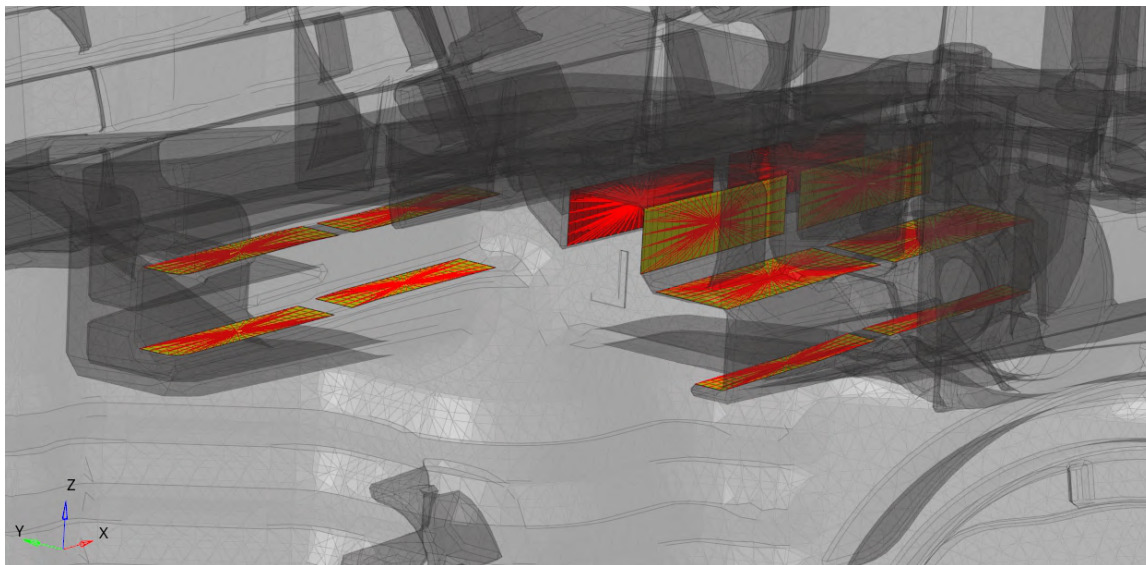


Obrázek 6.3: Porovnání modelů s pastorkem a bez pastorku

Vliv na posunutí modulu byl nulový a moment vykazoval stejné průměrné hodnoty. Je však nutné vše přepočítat pomocí převodového poměru. Celkově lze tedy zhodnotit, že dané zjednodušení vede k téměř stejným výsledkům.

6.1.3 Zanedbání pouzdra

Jednou z hypotéz bylo, že elasticita pouzdra by mohla ovlivňovat hysterezi. Byl proto proveden výpočet, kde byly tuhé plochy spojeny pomocí RBE3 s pouzdrům. A poté byly spuštěny 3 výpočty s různými materiály pouzdra.



Obrázek 6.4: Kontaktní plochy na pouzdře

Tabulka 6.1: Vliv pouzdra na výsledky hystereze

Modul pružnosti pouzdra E [MPa]	Hystereze [vCOL (mm/10 m wall)]
5 000	10,49747
10 000	10,51134
15 000	10,51560

Z výsledků je patrné, že elasticita pouzdra má velmi malý vliv pouze při nízkých hodnotách modulu pružnosti. Při vyšších hodnotách E jsou výsledky jednotlivých výpočtů téměř totožné. Jelikož materiál pouzdra má modul pružnosti vždy vyšší než 10 000 MPa, tak zanedbáním pouzdra nepřicházíme o žádné podstatné informace modelu.

6.2 Porovnání výpočtového modelu A s naměřenými hodnotami

Pro porovnání byly využity hodnoty, které pocházejí z měření nebo z CAD modelu. Je však nutné uvědomit si, že tyto hodnoty mají velký rozptyl a velkou míru hrají také geometrické tolerance. Skoro všechny díly jsou z plastu a není zde možné dodržení přesných rozměrů a tudíž se výsledky mohou lišit. Hodnoty tření byly převzaty z minulých studií a jsou závislé na dotýkajících se materiálech. Porovnával se už upravený model.

Tabulka 6.2: Parametry reálného modelu pro porovnání

Parametr	Hodnota
Koeficient tření <i>trans. el.</i> × ozubené kolo (válcová plocha)	0,15
Odporový třecí moment těsnící gumy	200 Nmm
Odporový třecí moment nastavovacího šroubu	100 Nmm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , levý zadní	0,05 mm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , levý přední	0,05 mm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , pravý zadní	0,05 mm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , pravý přední	0,05 mm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , horní zadní	0,05 mm
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , horní přední	0,05 mm
Koeficient tření pouzdro × <i>LWR</i>	0,3
Odporový třecí moment <i>omega element</i>	50 Nmm
Odporový třecí moment horizontální bod	50 Nmm
Odporový třecí moment vertikální bod	50 Nmm
Odporový třecí moment fixační bod	50 Nmm
Modul pružnosti <i>E</i> nastavovací šroubu	12 GPa
Vůle <i>trans. el.</i> × ozubené kolo (drážky)	0,1 mm

Takto nastavený model vykazuje hysterezi **15,261 mm** na 10 metrů vzdálené stěně (jednotkou je vCOL [mm/10 m wall] - *vertical cutt of line*) a hodnotu ho momentu **301,8 Nmm**. Moment je měřen přímo na ozubeném kole a proto není nutné jej přepočítávat.

Tabulka 6.3: Výsledky z měření reálného modelu

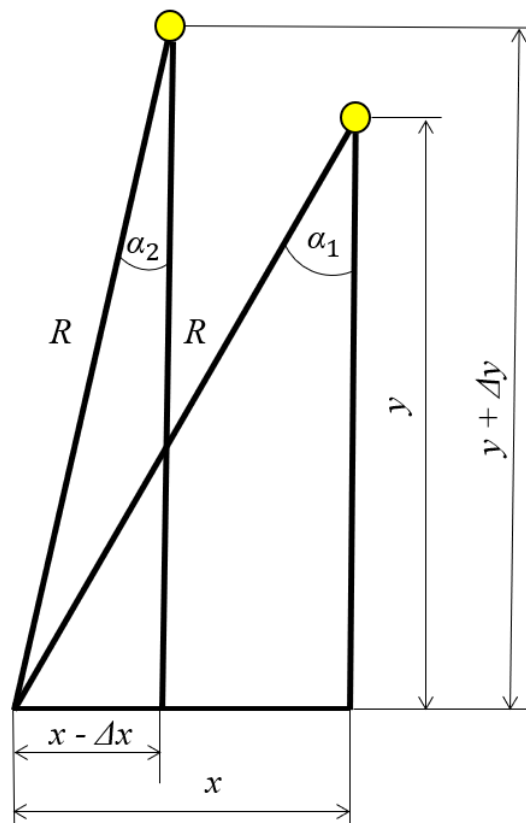
Parametr	Hodnota
Moment [Nmm]	300 až 600
Hystereze [vCOL (mm/10 m wall)]	15 až 20

Pro porovnání byly využity získané výsledky z minulosti. Tento model byl vybrán pro studii hystereze záměrně, protože nesplňuje hodnoty předepsané hystereze (maximálně 10 mm). Výsledky výpočtového modelu odpovídají spodní hranici naměřených hodnot. Z tohoto lze usoudit, že výsledky výpočtového modelu jsou s vysokou pravděpodobností správné, protože výpočtový model je ideálním stavem, který by měl vykazovat nejlepší hodnoty.

Kapitola 7

Výsledky

U všech výpočtových modelech byly zjišťovány 3 základní informace - maximální posunutí modulu, konečné posunutí modulu a moment nutný k otáčení nastavovacího mechanismu. moment byl z modelu získáván pomocí výpisu výsledků z konektoru, na kterém bylo ozubené kolo umístěno. Byla k tomu využívána funkce CTF (*Connector Force*) a CTM (*Connector Moment*). Maximální posunutí i hystereze byly přepočítávané na posunutí světelné stopy na stěně vzdálené 10 metrů stejně jako určuje norma. Od konečné hodnoty bylo nutné odečíst velikost posunutí po prvním kroku (vymezení některých vůlí pomocí zatížení gravitací). Vypočet se řídil následujícím schématem:



Obrázek 7.1: Schématický nákras přepočtu posunutí modulu na posunutí na stěně

Žlutým bodem je označen modul, R je vzdálenost modulu od vertikálního bodu nastavování, Δx a Δy jsou relativní posuvy modulu ve směru x a y . Vzdálenosti x a y jsou původní rozměry polohy těžiště. U výpočtového modelu A je $R = 81,377$ mm, $x = 58,796$ mm a $y = 56,261$ mm. Je nutné získat změnu úhlu:

$$\Delta\alpha = \arcsin\left(\frac{x}{R}\right) - \arcsin\left(\frac{x - \Delta x}{R}\right) \quad (7.1)$$

Pokud známe rozdíl úhlu, můžeme přepočítat jak se změní vzdálenost na 10 metrů vzdálené stěně. Posun modulu je tak malý, že rozdíl vzdálenosti modulu od stěny lze zanedbat.

$$Y = 10000 \cdot \tan(\Delta\alpha) \quad (7.2)$$

Veškeré výsledky jsou dále probírány na výpočtovém modelu A. Další výpočtové modely slouží k verifikaci výsledných vztahů a zjištění, zda je možné přenést závislosti zjištěné na jednom modelu na model jiný, ale s podobnou geometrií.

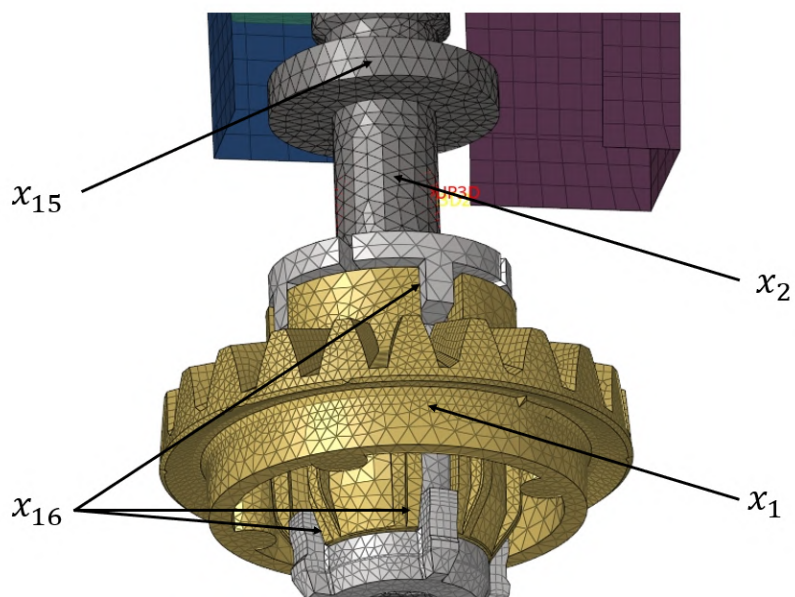
7.1 Parametry s potenciálním vlivem na vysvětlované proměnné

V výpočtového modelu A se objevu velký počet parametrů, které by mohly mít potenciální vliv na vysvětlované proměnné. Jedná se geometrické nebo třecí parametry. Z hlediska geometrie byly zkoumány pouze vůle a rozměry jednotlivých dílů zůstaly neměnné. U výpočtového modelu A je těchto parametrů celkem 16. Tyto parametry byly zapsány do tabulky včetně jejich označení, které bude dále používáno, spolu s maximálními a minimálními hodnotami, které budou dále počítány. Výchozí hodnoty byly určeny dle měření nebo v případě vůlí dle původního CAD modelu světloometu. Maximální a minimální hodnoty vycházejí z možných technických řešení, ale některé jsou poníženy kvůli špatné konvergenci.

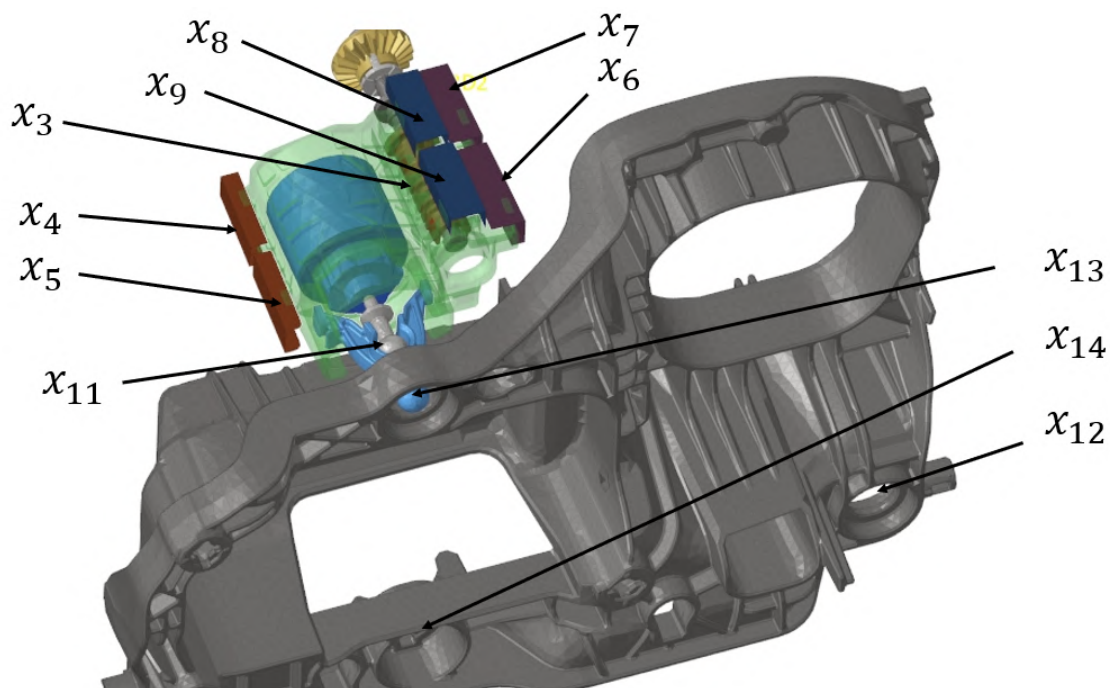
Tabulka 7.1: Jednotlivé parametry včetně rozsahu

Parametr	Min	Výchozí hodnota	Max	Označení
Koeficient tření <i>trans. el.</i> × ozubené kolo (válcová plocha)	0	0,15	0,3	x_1
Odporový třecí moment těsnící guny	10 Nmm	200 Nmm	400 Nmm	x_2
Odporový třecí moment nastavovacího šroubu	10 Nmm	100 Nmm	200 Nmm	x_3
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , levý zadní	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_4
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , levý přední	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_5
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , pravý zadní	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_6
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , pravý přední	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_7
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , horní zadní	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_8
Vůle pouzdro × <i>LWR</i> , horní přední	0 mm	0,05 mm	0,1 mm	x_9
Koeficient tření pouzdro × <i>LWR</i>	0	0,3	0,4	x_{10}
Odporový třecí moment <i>omega element</i>	10 Nmm	50 Nmm	200 Nmm	x_{11}
Odporový třecí moment horizontální bod	10 Nmm	50 Nmm	200 Nmm	x_{12}
Odporový třecí moment vertikální bod	10 Nmm	50 Nmm	200 Nmm	x_{13}
Odporový třecí moment fixační bod	10 Nmm	50 Nmm	200 Nmm	x_{14}
Modul pružnosti E nastavovací šroubu	5 000 MPa	12 000 MPa	200 000 MPa	x_{15}
Vůle <i>trans. el.</i> × ozubené kolo (drážky)	0 mm	0,1 mm	0,2 mm	x_{16}

V případě vůle mezi pouzdem a *LWR* popisujeme levá/pravá při čelním pohledu na světlo. Vůle je definována na obou stranách třecích kamenů a pokud máme vůli 0,1 mm, tak je tato vůle na obou stranách, celková vůle je tedy 0,2 mm. Jednotlivé parametry jsou vyznačeny na následujících obrázcích:



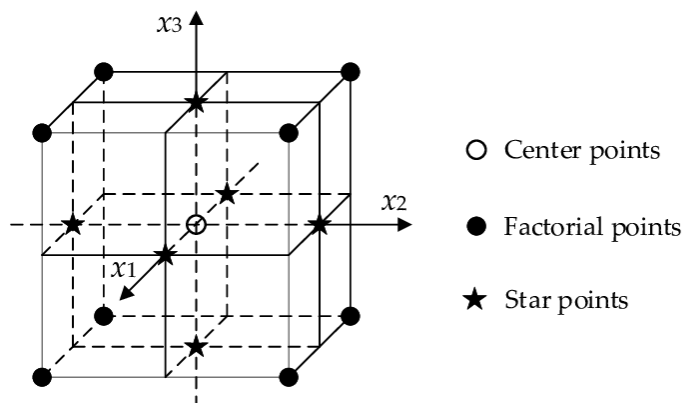
Obrázek 7.2: Vyznačení parametrů



Obrázek 7.3: Vyznačení parametrů

7.2 DOE (Design of Experiment)

Jedním z cílů bylo zjistit vliv jednotlivých parametrů na hysterezi a další parametry (maximální posuv modulu a moment nutný k otáčení soustavy). Proto bylo provedeno přibližně 300 výpočtů s různými hodnotami parametry. Celkový počet parametrů, které by mohly mít potenciální vliv na hysterezi je momentálně okolo 18ti. Prvních přibližně 100 výpočtů bylo navrženo tak, že se pouze měnila hodnota jednoho parametru a ostatních 17 bylo, až na výjimky (x_1), nastaveno na výchozí hodnotu, která vycházela z předepsané geometrie nebo z měření.



Obrázek 7.4: *Design Of Experiment* [13]

Protože však bylo nutné zjistit, zda nedochází k interakci mezi jednotlivými parametry, byl navrhnut DOE (*Design of Experiment*), který měl za úkol vyšetřit, jaké jsou závislosti mezi jednotlivými parametry. Jelikož byl však počet parametrů poměrně vysoký, byly parametry rozděleny do tří skupin, u kterých lze předpokládat určitá interakce. Jednalo se o proměnné umístěné na jednom díle nebo ve vzájemné blízkosti. Největší počet parametrů ve skupině bylo sedm a při tomto počtu je nutné provést minimálně 128 výpočtů (při 2 úrovních), aby byly prověřeny všechny možné varianty. Navíc byl vždy proveden výpočet centrálního bodu a hybridních bodů (na obr 7.3 označeny jako *start points*).

Tabulka 7.2: Rozřazení parametrů do DOE

Skupina	parametry
A	x_1, x_2, x_3, x_{15}
B	$x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}$
C	$x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}$

K DOE byly ručně přidány některé kombinace, které přicházely v úvahu a původně se v něm nenacházely. V těchto výpočtech byla zkoumána interakce až deseti proměnných a vycházela z autorovy reálné znalosti této problematiky.

Pro příklad je níže ukázka, jak byl DOE proveden u skupiny C, které obsahuje čtyři kulové vazby. Všechny vazby mají rozsah od 10 Nmm do 200 Nmm. Střední bod zde nevychází z naměřené hodnoty, ale je to střední hodnota vycházející z minimální a maximální hodnoty. V tomto případě je tedy 105 Nmm. DOE je zde následující:

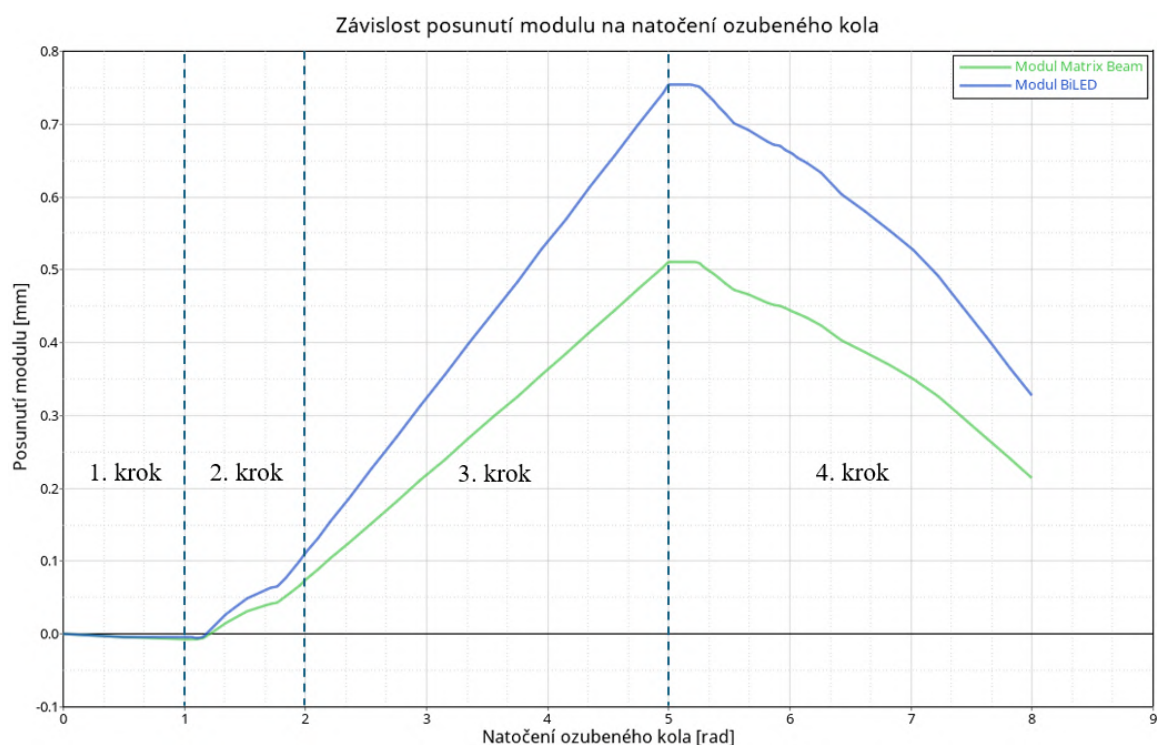
Tabulka 7.3: DOE u skupiny C

x_{11} [Nmm]	x_{12} [Nmm]	x_{13} [Nmm]	x_{14} [Nmm]
10	10	10	10
10	10	10	200
10	10	200	10
10	10	200	200
10	200	10	10
10	200	10	200
10	200	200	10
10	200	200	200
200	10	10	10
200	10	10	200
200	10	200	10
200	10	200	200
200	200	10	10
200	200	10	200
200	200	200	10
200	200	200	200
10	105	105	105
200	105	105	105
105	10	105	105
105	200	10	105
105	105	200	105
105	105	105	10
105	105	105	200
105	105	105	105

DOE bylo provedeno v programu Matlab pomocí funkce *ccdesign*. Celkově bylo provedeno 400 výpočtů.

7.3 Popis nastavovacího procesu

Výsledný nastavovací proces je popsán na variantě s vysokou hysterezí (cca. 15 mm), obsahuje tedy velké vůle i velké třecí momenty. Jednotlivé kroky jsou popsány na základě námi vyšetřované proměnné – hystereze. Jelikož nelze z výpočtového modelu přímo získat hysterezi, musíme ji vypočítat z posunutí modulu. Z tohoto důvodu je nastavovací mechanismus vysvětlen na posunutí modulu. Veškeré posunutí modulu v této práci je chápáno ve směru x.



Obrázek 7.5: Posunutí modulu a rozdělení jednotlivých kroků

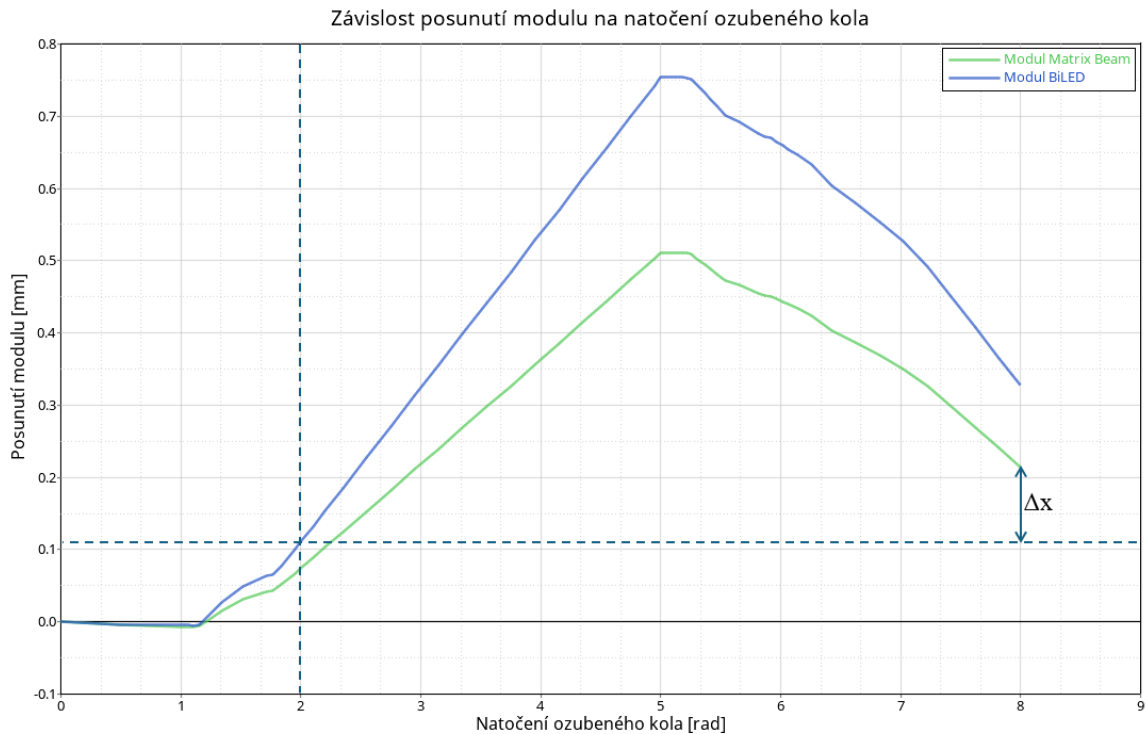
V první kroku, který slouží k vymezení části vůlí pomocí gravitace se nastavovací mechanismus mírně skloní směrem dolů. Jedná se však o minimální posunutí modulu (0,007 mm), tudíž se tento krok se neukázal zásadní z hlediska posunutí.

Druhý krok, který slouží k vymezení všech ostatních vůlí, se nastavovací mechanismus zvedá směrem nahoru. Při tomto kroku se vymezi všechny vůle, napnou se jednotlivé díly a *LWR* i *omega element* se natočí. *LWR* se, v závislosti na jeho vůlích, natáčí okolo všech os. Nejprve je na grafu patrná rovná část, která souvisí s vymezením vůlí a elasticitou dílů a následně se v další části vymezují vůle v *LWR* a na konci začíná lineární část posunutí. Ukázalo se, že je nutné, aby předeprnutí bylo alespoň 1 radián, aby byly všechny vůle vymezeny. Tento krok, ačkoliv je poměrně krátký, trvá téměř třetinu času celého výpočtu.

Třetí krok má převážně lineární posun modulu, protože se zde nevymezují žádné vůle. Obecně není tento krok z hlediska hystereze důležitý a jeho délka už nemá na výsledek žádný vliv. Konvergence v tomto kroku je velmi dobrá.

Ve čtvrtém kroku nejprve dochází k vymezení vřlí na druhou stranu. Díly jsou v tomto bodě velmi napnuté, tudíž se část vřlí vytěsňuje kvůli tomu, že se díly vrátí do původní polohy. Po vymezení vřlí se začínají vymezovat vřlí mezi *LWR* a pouzdrem. Vždy dochází k vymezení v jednom směru a jakmile kameny dosednou na třecí plochy v pouzdře, tak se *LWR* začne vymezovat v dalším směru. Postupně se *LWR* vymezí ve všech třech směrech. Tento proces natáčení trvá při této variantě přibližně 2 radiány a poté zde nastává lineární část, která je však velmi krátká.

Tyto procesy, zejména z hlediska hystereze, jsou probrány v 7.6 včetně důvodu jejich vzniku. Popsání jejich vlivu je zásadní pro pochopení hystereze a možnému zabránění jejího vzniku.



Obrázek 7.6: Výpočet výsledného posunutí modulu

Výsledné posunutí modulu bylo dopočítáno vždy pouze z posuvu jednoho z modulů. Posunutí těchto modulů je odlišné, ale pouze z důvodu, že jsou umístěny v odlišné vzdálenosti od vertikální osy nastavování. Výsledek vyhodnocujeme v bodě těžiště a ne v bodě vzniku světelného paprsku. To by však na výsledek nemělo mít žádný vliv, jelikož posunutí vždy přepočítáme na úhel, který je ve všech případech stejný.

7.4 Moment

7.4.1 Regresní analýza - Moment

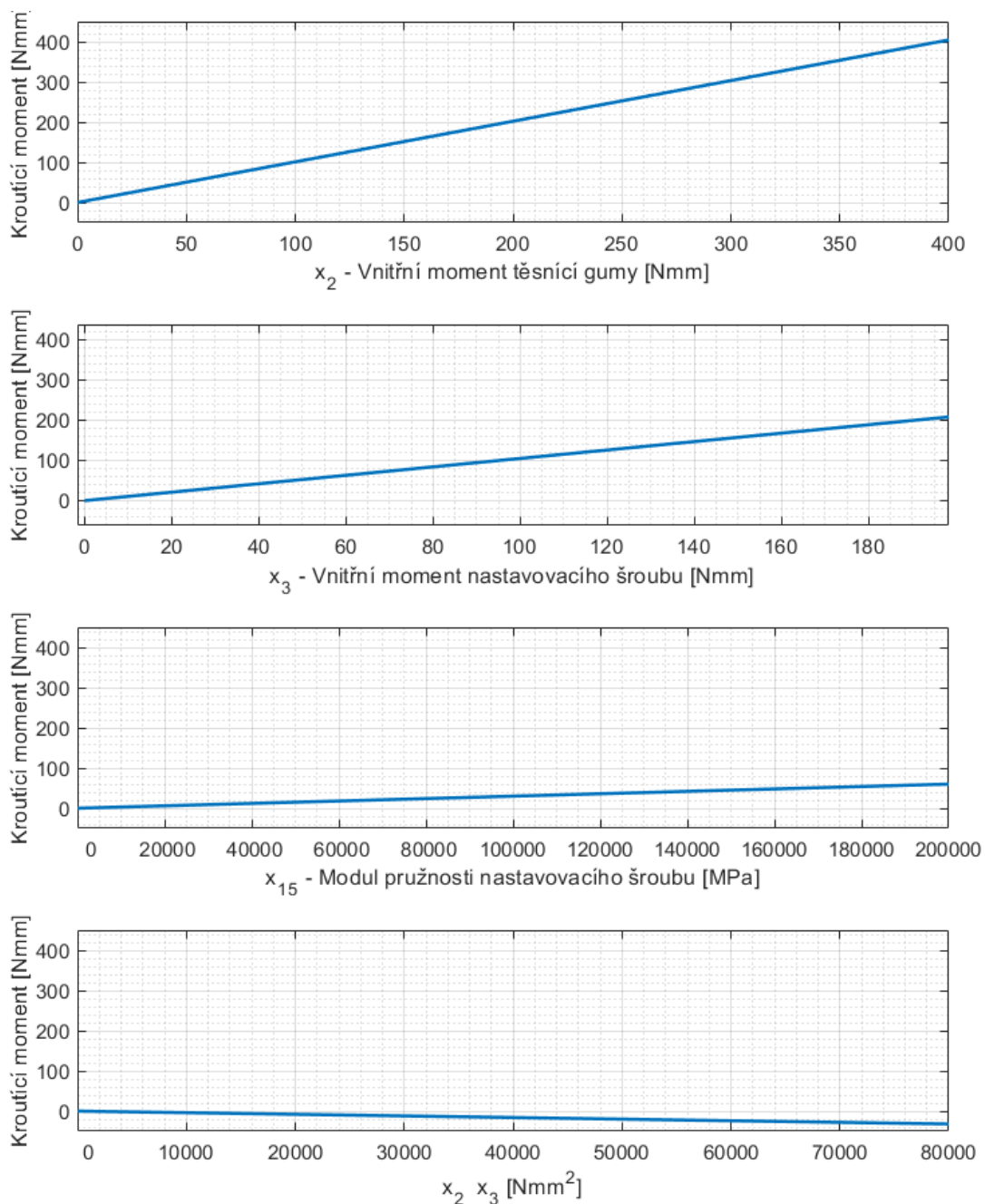
Nejlépe popsateľný parametr nastavovacího mechanismu byl moment. Při regresní analýze se ukázalo, že moment závisí pravděpodobně pouze na třech parametrech. Regresní analýza byla provedena v programu Rstudio. Moment je zde vyjádřen pro ozubené kolo a pro výsledky v pastorku je nutné přepočítat jej pomocí převodového poměru. Velké ozubené kolo má 21 zubů a pastorek 9 zubů.

Tabulka 7.4: Regresní analýza momentu

	<i>Závislá proměnná:</i>
	moment [Nmm]
x_2	1,013e+00*** (1,090e-02)
x_3	1,032e+00*** (2,342e-02)
x_{15}	3,171e-04*** (2,247e-05)
x_2x_3	-4,114e-04*** (9,720e-05)
Konstanta	2,796e+00 (2,454e+00)
Pozorování	323
R ²	0,987
Adjusted R ²	0,987
Residual Std, Error	10,9101 (df = 318)
F Statistic	6 013,989*** (df = 4; 318)
<i>Poznámka:</i>	*p<0,05; **p<0,01; ***p<0,001

Jako algoritmus vyhledávání interakčních členů byl zvolen *Brute - Force*, který hledá všechny potenciální interakční členy. Hledány byly interakční členy obsahující až 4 parametry. Aby algoritmus nemusel hledat veškeré interakčních členy, tak byl použit pouze u členů, u kterých bylo z výpočtů patrné, že výrazně ovlivňují moment. Jedná se především o parametry x_2 , x_3 a mírně i x_{15} . Pomocí přístupu *stepwise* byly postupně odebrány členy, které nejsou statisticky významné. Byl použit přístup *backward*, tedy zpětné eliminace, který odebírá postupně členy s nejvyšší p-hodnotou, dokud se nesníží koeficient determinace nebo jiné kritérium kvality modelu. [14]

Na grafech níže byl popsán vliv jednotlivých parametrů na moment za předpokladu, že ostatní parametry jsou nulové.



Obrázek 7.7: Samostatný vliv jednotlivých členů na moment

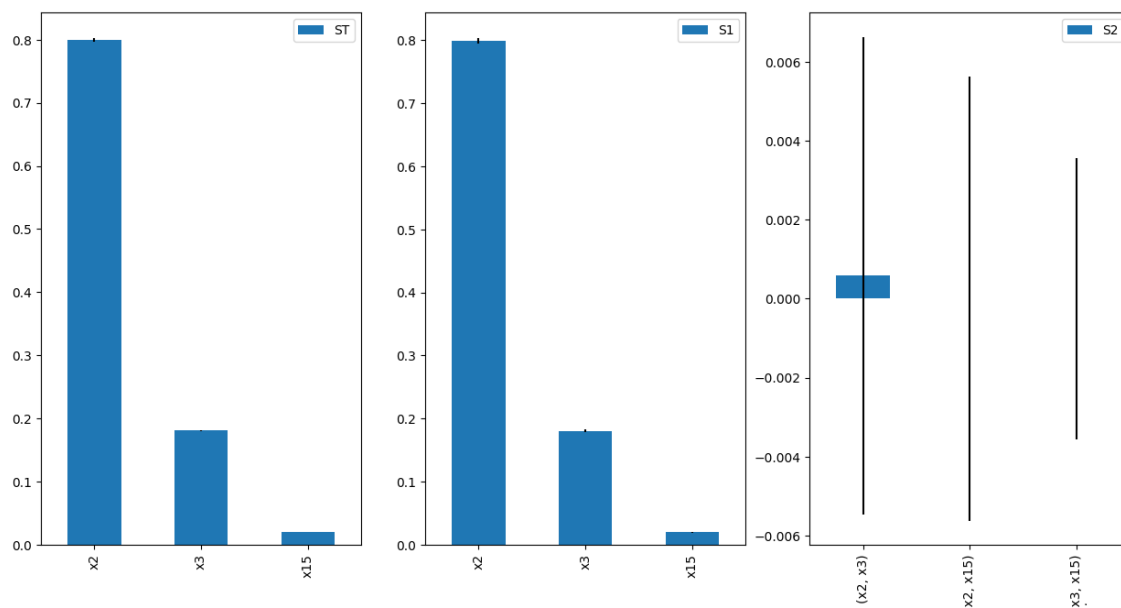
Parametr x_2 má pravděpodobně nejvyšší potenciální vliv z důvodu jeho velmi velkého rozsahu. Je schopný zvýšit moment až o 400 Nmm. Parametr x_3 je samostatně schopný zvýšit moment o 200 Nmm. Oproti tomu, nastavovací šroub zvyšuje moment maximálně o 60 Nmm. Interakční člen x_2x_3 naopak moment snižuje o maximálně o 50 Nmm. Veškeré průběhy jsou zde lineární.

7.4.2 Citlivostní analýza - Moment

Pro zjištění citlivosti byly vybrány Sobolovy koeficienty. Tyto koeficienty mají rozsah od 0 do 1 a čím vyšší číslo, tím vyšší má jednotlivá vstupní proměnná pravděpodobně vliv. Celkově byly vyšetřovány všechny tři druhy Sobolových koeficientů:

- ST (*Total-Order Sobol Index*) měří celkový vliv každé vstupní proměnné na výstup modelu, a to bez ohledu na interakci s jinými proměnnými. ST indexy vyjadřují celkový podíl variability výstupní proměnné, která je způsobena danou vstupní proměnnou.
- S1 (*First-Order Sobol Index*) měří individuální vliv každé vstupní proměnné na výstup modelu, nezávisle na ostatních vstupních proměnných. Ostatní proměnné jsou tedy konstantní a měníme pouze jeden parametr.
- S2 (*Second-Order Sobol Index*) měří interakční vliv mezi dvojicemi vstupních proměnných na výstup modelu. Slouží ke stanovení vlivu interakčních členů. [15]

Pro výpočet byla použita knihovna SALib v softwaru Python. Proměnné byly zadány s rovnoměrným rozdělením včetně jejich rozsahu dle tabulky 7.1.



Obrázek 7.8: Sobolovy koeficienty pro moment

Celkové Sobolovy koeficienty a Sobolovy koeficienty 1. řádu vycházejí téměř totožně. Pro x_2 je hodnota koeficientů **0,80**, pro x_3 je hodnota **0,19** a pro x_{15} vychází Sobolovy koeficienty přibližně **0,01**. Při pohledu na výsledky regrese v tabulce 7.4 je patrné, že při jednotkové změně parametru x_2 i x_3 se moment zvýší přibližně o 1 Nmm. Jelikož má x_3 výrazně vyšší rozsah hodnot než x_2 , tak je jeho vliv bude znatelnější. Parametr x_{15} , tedy modul pružnosti nastavovacího šroubu, nemá výrazný vliv na moment a proto je hodnota jeho Sobolovo indexu velmi nízká. Interakční člen má velmi malou hodnotu Sobolova indexu druhého řádu (0,0006).

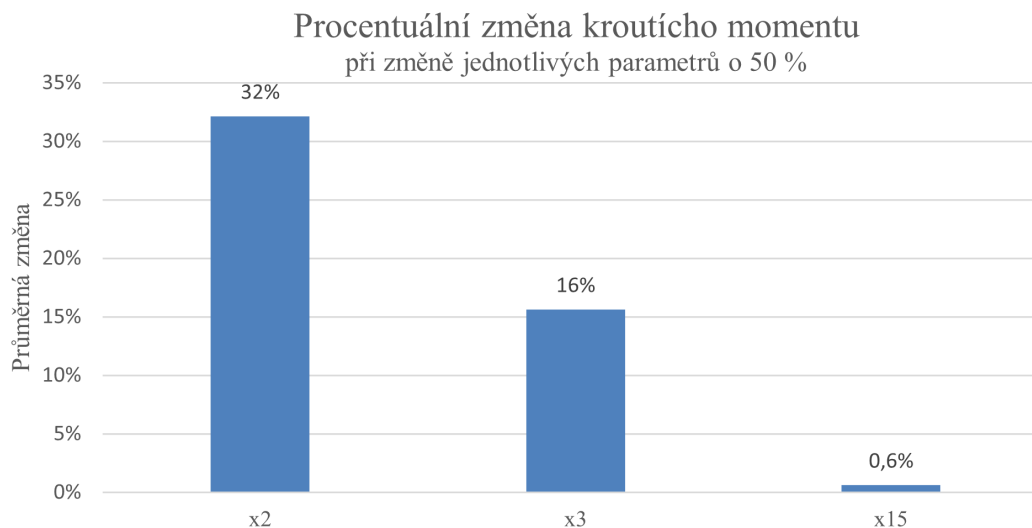
Pro bližší pochopení byla provedena inženýrská citlivostní analýza, která probíhala tak, že se nastavily výchozí hodnoty vycházející z měření nebo z geometrie (dle tabulky 7.1). Hodnota jednotlivých parametrů se nejprve zvýšila a následně snížila o 50 %. V tabulce 7.5 je zobrazen procentuální rozdíl.

Tabulka 7.5: Citlivostní analýza momentu

Změněný parametr	Moment [Nmm]	Změna
Výchozí hodnoty	299,2	-
x_2 max	395,3	32 %
x_2 min	203,1	-32 %
x_3 max	345,9	16 %
x_3 min	252,5	-16 %
x_{15} max	301,0	0,5 %
x_{15} min	297,4	-0,5 %

Výsledek této citlivostní analýzy se částečně shoduje se Sobolovými koeficienty a stále je zde nejdůležitějším parametrem x_2 . Parametr x_3 je méně významný a x_{15} nemá prakticky žádný význam pro výsledný moment. Rozdíl mezi x_2 a x_3 zde není tak velký jako v 7.8.

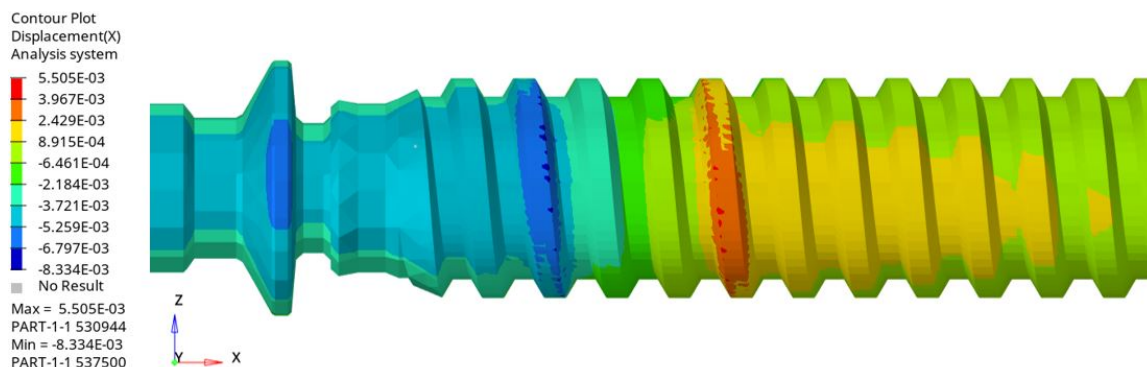
Výsledky jsou pro lepší přehlednost zapsány do sloupcovitého grafu. Jelikož změna vysvětlované proměnné při snížení i zvýšení hodnot jednotlivých proměnných stejná, tak je zakreslena pouze jedna z nich.



Obrázek 7.9: Samostatný vliv jednotlivých proměnných na moment

7.4.3 Odůvodnění působících parametrů - moment

U momentu je cílem zjistit jaké parametry mají vliv na výsledný moment. Těmito parametry pravděpodobně jsou především vnitřní moment těsnící gumy a nastavovacího šroubu. Oba tyto členy přidávají odpor proti rotaci. Materiál šroubu zde má také určitý vliv, který je však velmi malý. Je způsoben pravděpodobně kontaktem ve šroubu. V případě šroubu s vyšším E modulem klade šroub vyšší odpor proti otáčení. Je to způsobeno tím, že při otáčení se zuby šroubu musí mírně deformovat. Tento vliv tedy souvisí spíše s parametrem x_3 , ale z důvodu zjednodušení pomocí konektoru, se zde projevu samostatně. Proto lze říci, že moment je ovlivňován pouze parametry x_2 a x_3 .



Obrázek 7.10: Posun v místě kontaktního páru (směr x), milimetry

Nejlepší cestou jakou nastavovat moment je pravděpodobně pomocí gumového těsnění. Teoreticky by bylo možné nastavovat moment také pomocí nastavovacího šroubu, ale z praktického hlediska není toto řešení možné. Závislosti jsou zde lineární, tudíž výsledný vztah je velmi jednoduchý a dobře použitelný.

Obecně se moment u světlometů nastavuje právě pomocí gumového těsnění, proto lze předpokládat, že tento výsledek je správný.

7.5 Maximální posunutí modulu

7.5.1 Regresní analýza - Maximální posunutí modulu

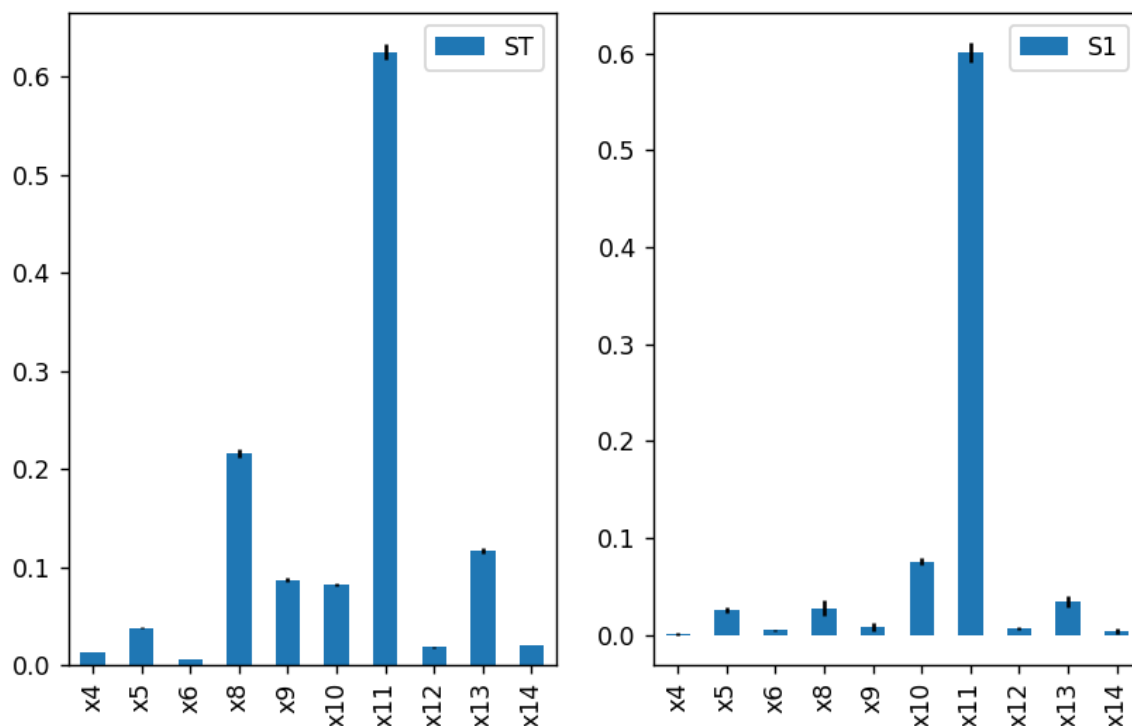
Tabulka 7.6: Regresní analýza maximálního posunutí modulu

<i>Závislá proměnná:</i>			
Maximální posunutí modulu [vCOL (mm/10m wall)]			
x_8	-3,111e+01*** (3,128e+00)	x_9	-2,867e+01*** (2,918e+00)
x_{10}	-3,734e+00*** (5,521e-01)	x_{11}	8,233e-03*** (1,993e-03)
x_{13}	-6,033e-03*** (1,197e-03)	x_4x_5	-5,564e+01** (1,717e+01)
x_4x_6	4,656e+01** (1,441e+01)	x_4x_8	-6,267e+01* (3,242e+01)
x_4x_9	9,175e+01** (3,196e+01)	x_5x_9	8,411e+01*** (2,472e+01)
x_5x_{10}	2,066e+01*** (6,028e+00)	x_8x_9	3,074e+02*** (2,872e+01)
x_8x_{11}	1,037e-01*** (2,446e-02)	x_8x_{12}	-7,527e-022*** (1,523e-02)
x_8x_{13}	1,520e-01*** (1,957e-02)	x_8x_{14}	-7,824e-02*** (1,511e-02)
x_9x_{10}	-1,176e+01* (7,013e+00)	$x_{11}x_{13}$	-5,080e-05*** (1,251e-05)
$x_{12}x_{14}$	1,530e-05* (6,054e-06)	$x_8x_{12}x_{13}x_{14}$	2,115e-06*** (6,266e-07)
Konstanta	7,842e+01*** (1,466e-01)		
	Pozorování		386
	R ²		0,747
	Adjusted R ²		0,734
	Residual Std. Error		0,801 (df = 365)
	F Statistic		54,020*** (df = 20; 365)

Poznámka: *p<0,05; **p<0,01; ***p<0,001

Regresní analýza probíhala stejně jako regrese momentu. Hodnota R^2 je zde poměrně vysoká, což značí, že je model schopen dobře popsat variabilitu dat. Zásadní zde je pravděpodobně konstanta, která je velmi vysoká (78,42 mm).

7.5.2 Citlivostní analýza - Maximální posunutí modulu



Obrázek 7.11: Sobolovy koeficienty pro maximální posunutí modulu

Nejvyšší totální Sobolův index má parametr x_{11} (vnitřní moment omega elementu), který má velikost **0,61** a druhý nejvyšší, **0,25**, má parametr x_8 (vůle mezi *LWR* a pouzdrem, horní zadní). Další citlivými parametry jsou x_{13} (**0,12**), x_9 (**0,09**) a x_{10} (**0,09**). Sobolův koeficient prvního řádu má stále nejvyšší parametr x_{11} , ostatní jsou velmi nízké.

Sobolovy koeficientu druhého řádu dosahuje proměnná x_8x_{13} s velikostí **0,09** a x_8x_9 o velikosti **0,07**. Koeficienty s velikostí okolo **0,02** mají interakční členy obsahující x_8 , x_9 , x_{10} , x_{11} , x_{12} , x_{13} a x_{14} .

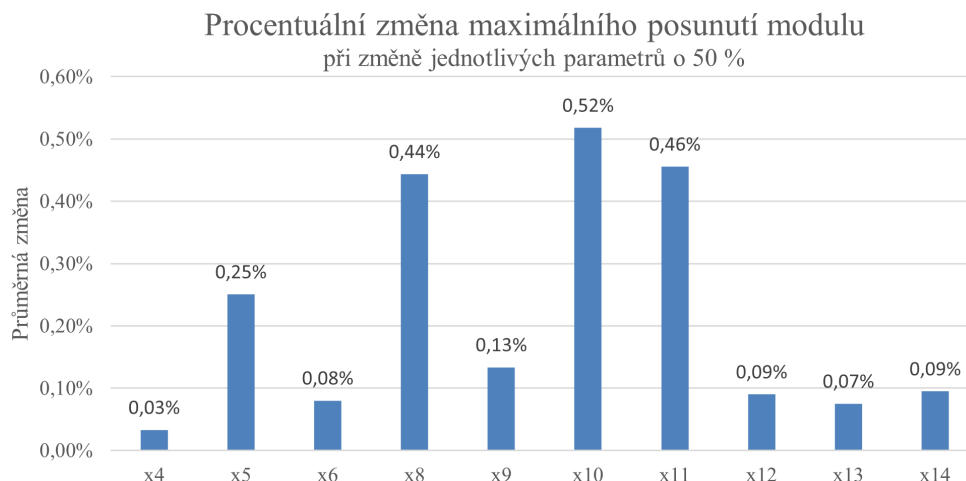
Byla provedena také inženýrská citlivostní analýza, u které se jednotlivé parametry nejprve zvýšily a poté snížily o 50 %.

Tabulka 7.7: Citlivostní analýza maximální posunutí modulu

Změněný parametr	Maximální posunutí modulu [vCOL(mm/10 m wall)]	Změna
Výchozí hodnoty	75,7851	-
x_4 max	76,114	0,03 %
x_4 min	76,064	-0,03 %
x_5 max	76,279	0,25 %
x_5 min	75,898	-0,25 %
x_6 max	76,147	0,08 %
x_6 min	76,031	-0,08 %
x_8 max	75,751	-0,44 %
x_8 min	76,426	0,44 %
x_9 max	75,987	-0,13 %
x_9 min	76,190	0,13 %
x_{10} max	75,695	-0,52 %
x_{10} min	76,483	0,52 %
x_{11} max	76,742	0,86 %
x_{11} min	75,742	-0,46 %
x_{12} max	76,021	- 0,09 %
x_{12} min	76,157	0,09 %
x_{13} max	76,146	0,07 %
x_{13} min	76,032	-0,07 %
x_{14} max	76,017	-0,09 %
x_{14} min	76,161	0,09 %

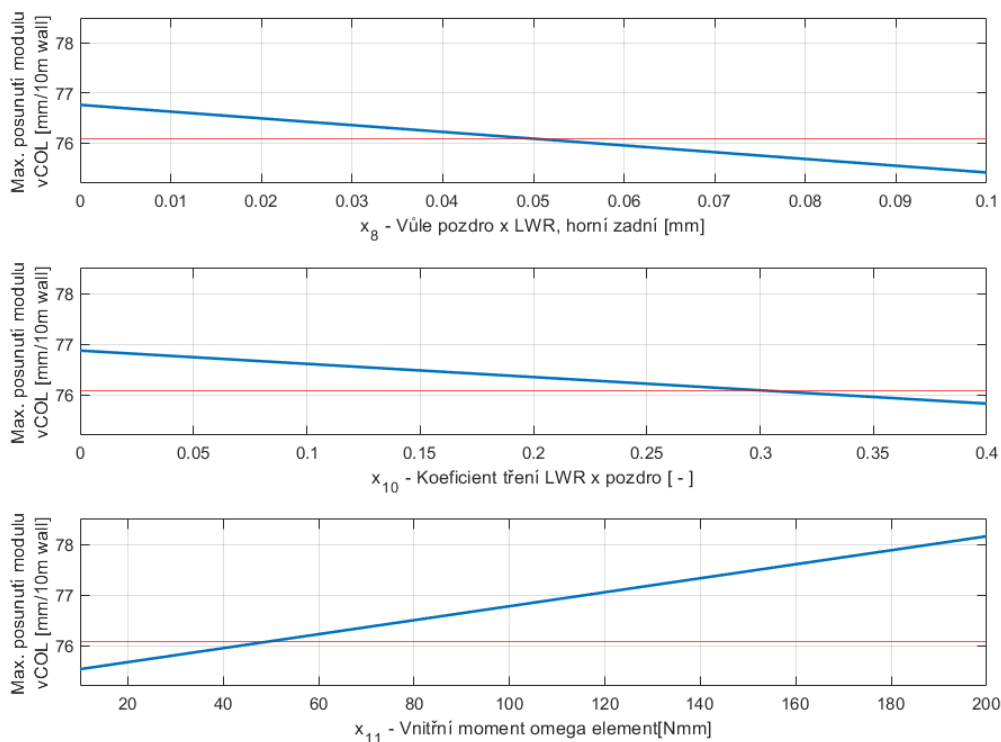
Z výsledků je patrné, že největší citlivost mají podle analýzy parametry x_5 , x_8 , x_9 a x_{10} , x_{11} a veškeré ostatní téměř neovlivňují výslednou hodnotu. U všech parametrů je změna menší než 1 %, tudíž lze usoudit, že tyto parametry výrazně neovlivňují výsledné posunutí modulu.

Z tohoto důvodu není nastavení parametrů tak zásadní a výsledné posunutí modulu bude vždy velmi podobné.



Obrázek 7.12: Samostatný vliv jednotlivých parametrů na max. posunutí modulu

Pro lepší interpretaci byly vlivy parametrů, které z citlivostní analýzy vyšly jako důležité, vykresleny v celém jejich definovaném rozsahu. Ostatní parametry byly nastaveny na výchozí hodnotu a měnil se pouze jeden konkrétní parametr. Hodnoty daného parametru byly měněny jak v případě samostatného členu, tak i interakčního členu. Například u závislosti parametru x_{11} se měnil samotný člen x_{11} , ale i jeho hodnota v interakčním členu x_8x_{11} i $x_{11}x_{13}$, parametry x_8 a x_{13} byly nastaveny na výchozí hodnoty.



Obrázek 7.13: Vliv vybraných parametrů na maximální posunutí modulu

Veškeré parametry lineárně snižují maximální posunutí modulu, protože se jedná o třecí parametry a vůle, které obecně brání pohybu modulu. Jejich vliv je však velmi malý.

7.6 Hystereze

7.6.1 Regresní analýza - Hystereze

Tabulka 7.8: Regresní analýza hystereze

<i>Závislá proměnná:</i>			
Hystereze [vCOL (mm/10m wall)]			
x_2^2	1,071e-044*** (1,954e-05)	x_2^3	-1,863e-07*** (4,845e-08)
x_3	2,772e-02*** (4,264e-03)	x_9	-2,781e+01*** (5,282e+00)
x_{10}	4,014e+00** (1,243e+00)	x_{12}	1,840e-02*** (4,483e-03)
x_{14}	1,900e-02*** (4,508e-03)	x_{15}	-7,709e-06* (4,119e-06)
x_{16}	1,021e+01* (9,800e+00)	$(x_2x_3)^3$	-9,880e-15*** (2,961e-15)
x_3x_8	1,168e-01* (4,749e-02)	x_5x_8	-1,024e+02* (3,970e+01)
x_5x_{10}	-2,527e+01* (1,302e+01)	x_6x_8	8,727e+01* (4,147e+01)
x_6x_{10}	3,059e+01* (1,384e+01)	x_6x_{13}	-6,172e-02* (2,665e-02)
x_8x_9	4,467e+02* (1,816e+02)	$(x_8x_9)^3$	-2,146e+07* (1,084e+07)
$(x_8x_9)^5$	1,897e+11* (9,717e+10)	x_8x_{12}	2,580e-01*** (4,434e-02)
x_8x_{13}	-9,270e-02** (3,236e-02)	x_8x_{14}	2,561e-01*** (4,433e-02)
$x_{11}x_{12}$	-7,598e-05** (2,704e-05)	$x_{11}x_{13}$	4,825e-05* (2,716e-05)
$x_{11}x_{14}$	-7,260e-05** (2,698e-05)	$x_{12}x_{14}$	-3,986e-04*** (1,001e-04)
$(x_{12}x_{14})^3$	2,729e-13*** (4,703e-14)	$(x_{12}x_{13}x_{14})^3$	-1,371e-20*** (1,577e-21)
Konstanta	1,175e+00 (1,104e+00)		
	Pozorování		386
	R ²		0,802
	Adjusted R ²		0,786
	Residual Std, Error		1,898 (df = 369)
	F Statistic		53,230*** (df = 28; 369)

Poznámka: *p<0,05; **p<0,01; ***p<0,001

Regresní analýza probíhala obdobně jako v předešlých případech. Z regresní analýzy vyplývá, že poměrně velké množství proměnných má vliv na hysterezi. Parametry x_1 , x_4 a x_7 vycházejí jako statisticky nevýznamné, stejně jako konstanta. Koeficient determinace je 0,802, což naznačuje, že jsme poměrně dobře schopni popsat variabilitu obsaženou v datech. Parametry x_{15} a x_{16} mají p-hodnotu okolo 0,05, což značí, že jsou na hranici statistické významnosti, ale jelikož víme, že mají určitý fyzikální význam, byly v této regresi ponechány.

Parametry x_2 a x_3 oba samostatně zvyšují hysterezi, ale interakční člen x_2x_3 při vysokých hodnotách těchto parametrů hysterezi snižuje. Oba tyto parametry jsou samostatně schopné zvýšit hysterezi až o 5 mm. Tyto parametry dle citlivostních analýz vykazují vysokou citlivost a lze u nich tedy předpokládat vysoký vliv na hysterezi.

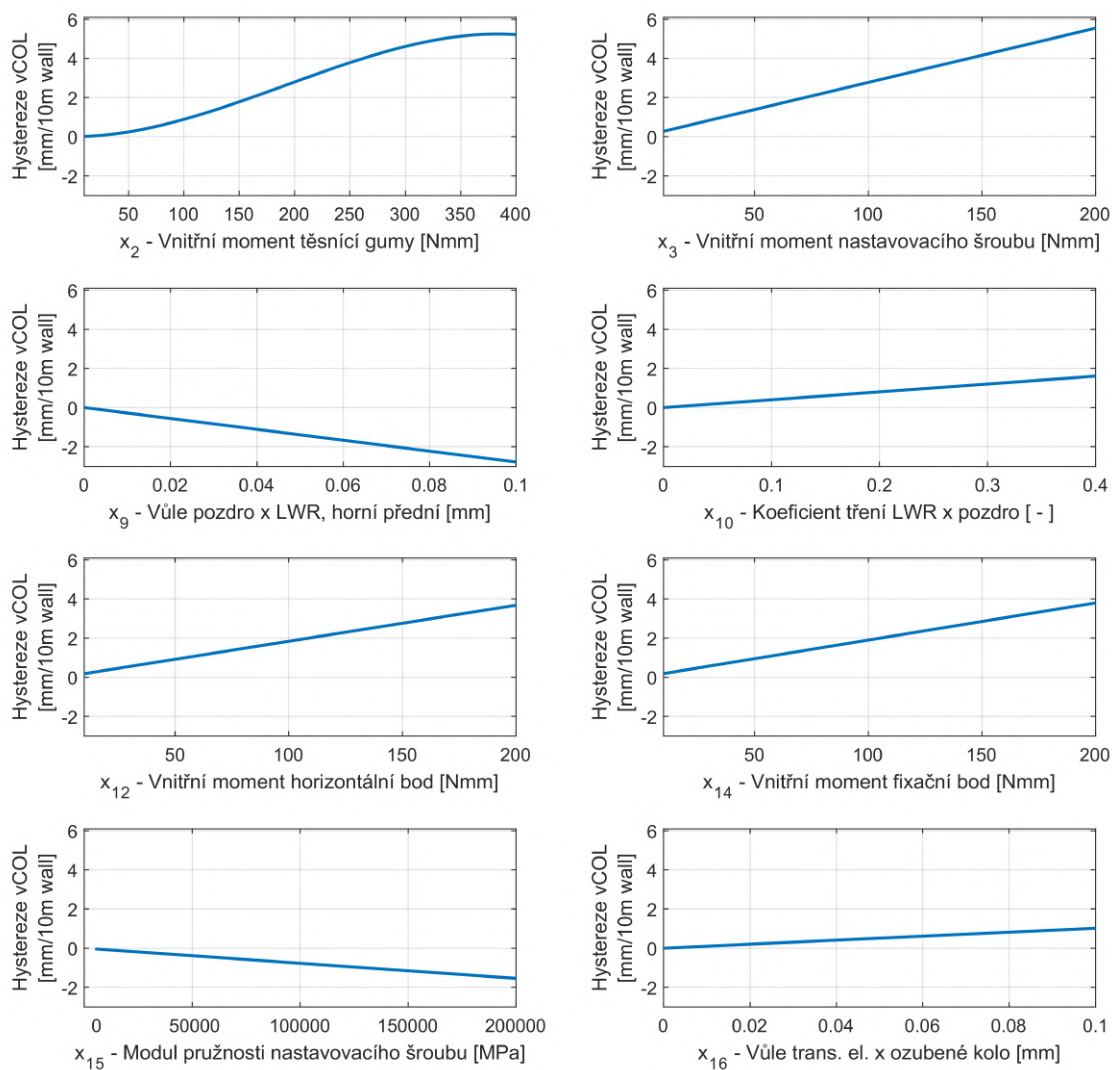
Obecně vůle na zadních kamenech *LWR*, tedy x_6 a x_8 , hysterezi zvyšují a vůle na předních kamenech, tedy x_8 a x_9 , hysterezi zvyšují. Z výsledků citlivostní analýzy nejsou parametry x_5 a x_6 zásadní pro výslednou hysterezi. Samotný parametr x_{10} , tedy koeficient tření mezi třecími kameny a pouzdem, zvyšuje hysterezi. Se zvyšujícími se vůlemi je toto tření důležitější.

Kulové vazby umístěné na *carrier frame*, tedy fixační, vertikální a horizontální bod (parametry x_{12} , x_{13} a x_{14}), brání natáčení světlometu a tím zvyšují hysterezi. Zásadní jsou nejvíce body umístěné na vertikální ose nastavování (x_{12} a x_{14}). Od určitého momentu však dochází k výraznému natáčení *LWR*. Toto je také patrné na interakčním členu $x_{12}x_{14}$, který přibližně do poloviny svého rozsahu hysterezi snižuje a poté jí při velmi vysokých hodnotách i zvyšuje. Tomuto natáčení brání vysoké momenty v omega elementu a ve vertikálním bodě, proto interakční členy $x_{11}x_{12}$, $x_{11}x_{14}$ a hlavně $x_{12}x_{13}x_{14}$ snižují hysterezi.

Se zvyšující se velikostí vnitřních momentů se více natáčí *LWR* kolem osy z. Pro toto otáčení je nutná vůle na horních kamenech *LWR*, převážně však horních zadních (parametr x_8), proto zde jsou významné interakční členy x_8x_{12} a x_8x_{14} , které hysterezi výrazně zvyšují.

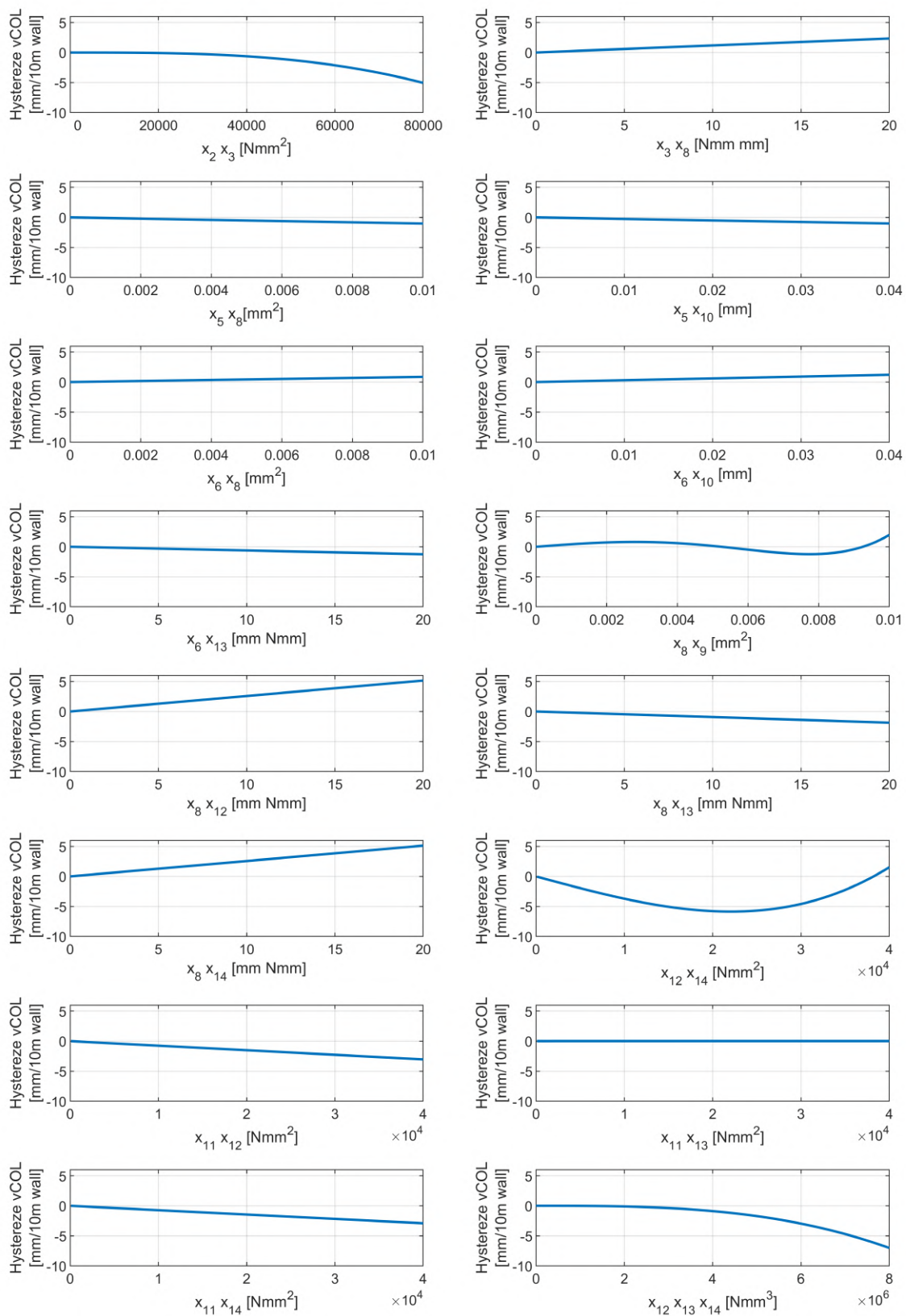
Modul pružnosti šroubu (parametr x_{15}) hysterezi snižuje a vůle mezi *transmission element* a ozubeným kolem (parametr x_{16}) hysterezi zvyšuje.

Níže je vykreslen průběh jednotlivých členů vycházející z regrese. Cílem je vykreslit jaký mají jednotlivé členy samostatný vliv za předpokladu nulových ostatních parametrů. Tyto grafy byly vytvořeny pro všechny členy vycházející z regrese, tedy i pro interakční členy. U členů, které byly stejné, ale byly umocněny na jinou mocninu (například x_2 a x_2^2) byl průběh zobrazen dohromady.



Obrázek 7.14: Samostatný vliv jednotlivých samostatných členů na hysterezi

Největší vliv mají pravděpodobně parametry x_2 a x_3 , které jsou schopné zvýšit hysterezi až o přibližně 6 mm, přičemž parametr x_2 jako jediný nemá lineární průběh, ale jedná se o polynom třetího řádu. Parametr x_9 hysterezi snižuje až o 2,5 mm. Zvýšení hystereze o 2 mm může způsobit parametr x_{10} . Kulové vazby na vertikální ose nastavování (x_{12} a x_{14}) mají téměř totožný průběh a jsou schopné zvýšit hysterezi až o 4 mm. Modul pružnosti nastavovacího šroubu je schopný snížit hysterezi o 1,8 mm.

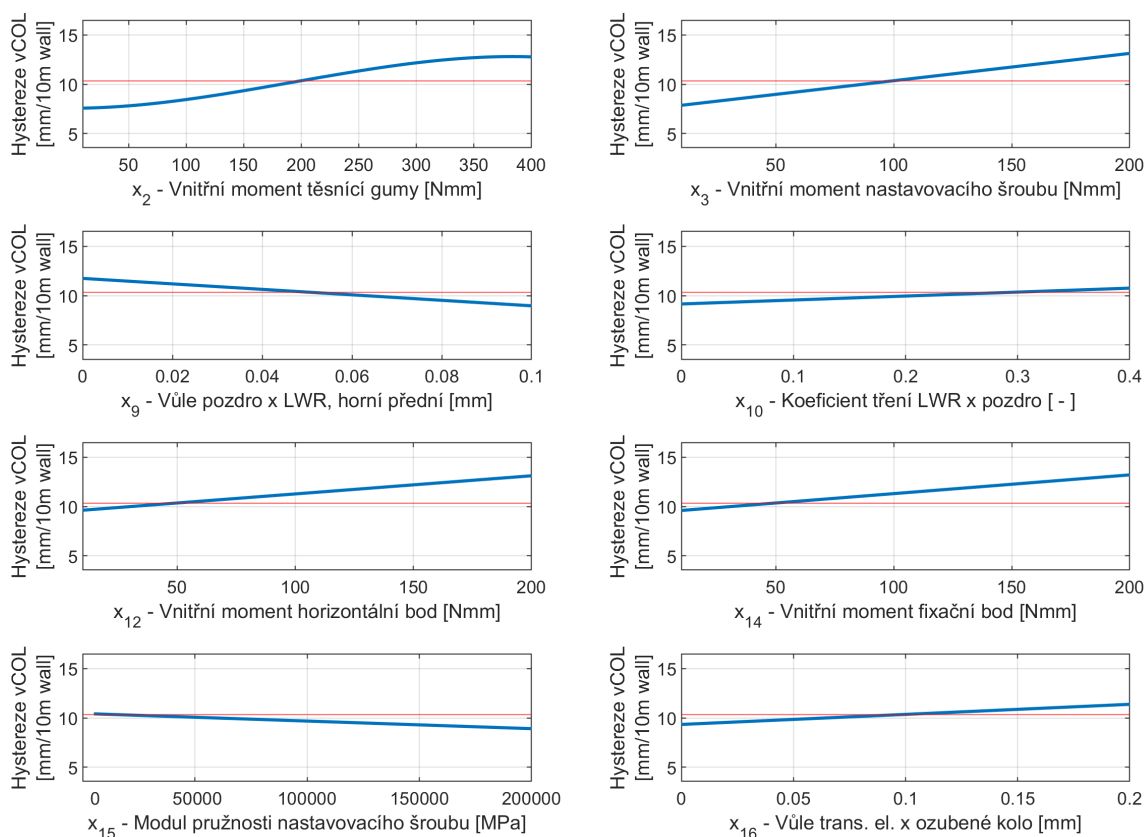


Obrázek 7.15: Samostatný vliv jednotlivých interakčních členů na hysterezi

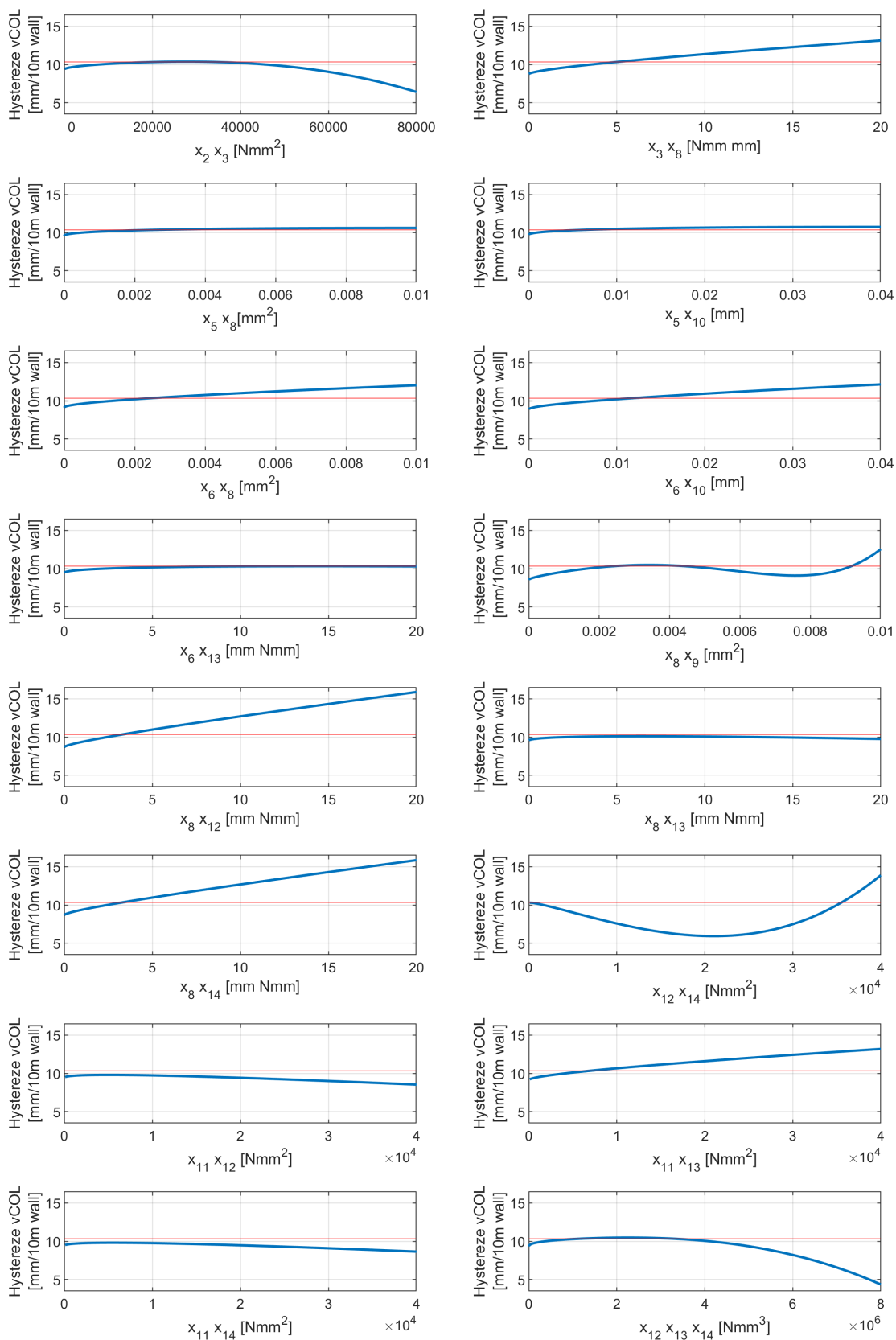
7.6.2 Vliv jednotlivých členů na střední hodnotu - Hystereze

Aby bylo lépe viditelné, jak změna členů mění výslednou střední hodnotu hystereze, byly výsledky zaznamenány do grafu, u kterého měníme hodnotu jednotlivých členů okolo jejich výchozí hodnoty. Také ostatní členy zde nejsou nulové, ale mají nastaveny jejich výchozí hodnoty.

U členy, které byly v regresi samostatně i v rámci interakční členů, byl průběh vykreslen zvlášť pro samostatný člen i interakční člen. Pokud bychom zjišťovali například závislost hystereze na členu x_2 , tak měníme pouze rozsah členu x_2 a interakční člen x_2x_3 je nastaven na výchozí hodnoty. Naopak pokud bychom zjišťovali závislost interakčního členu na hysterezi, tak bychom měnili pouze člen x_2x_3 a x_2 a x_3 by byly nastaveny na výchozí hodnotu. Tímto způsobem jsem schopni vykreslit zvlášť samostatné vlivy jednotlivých členů.

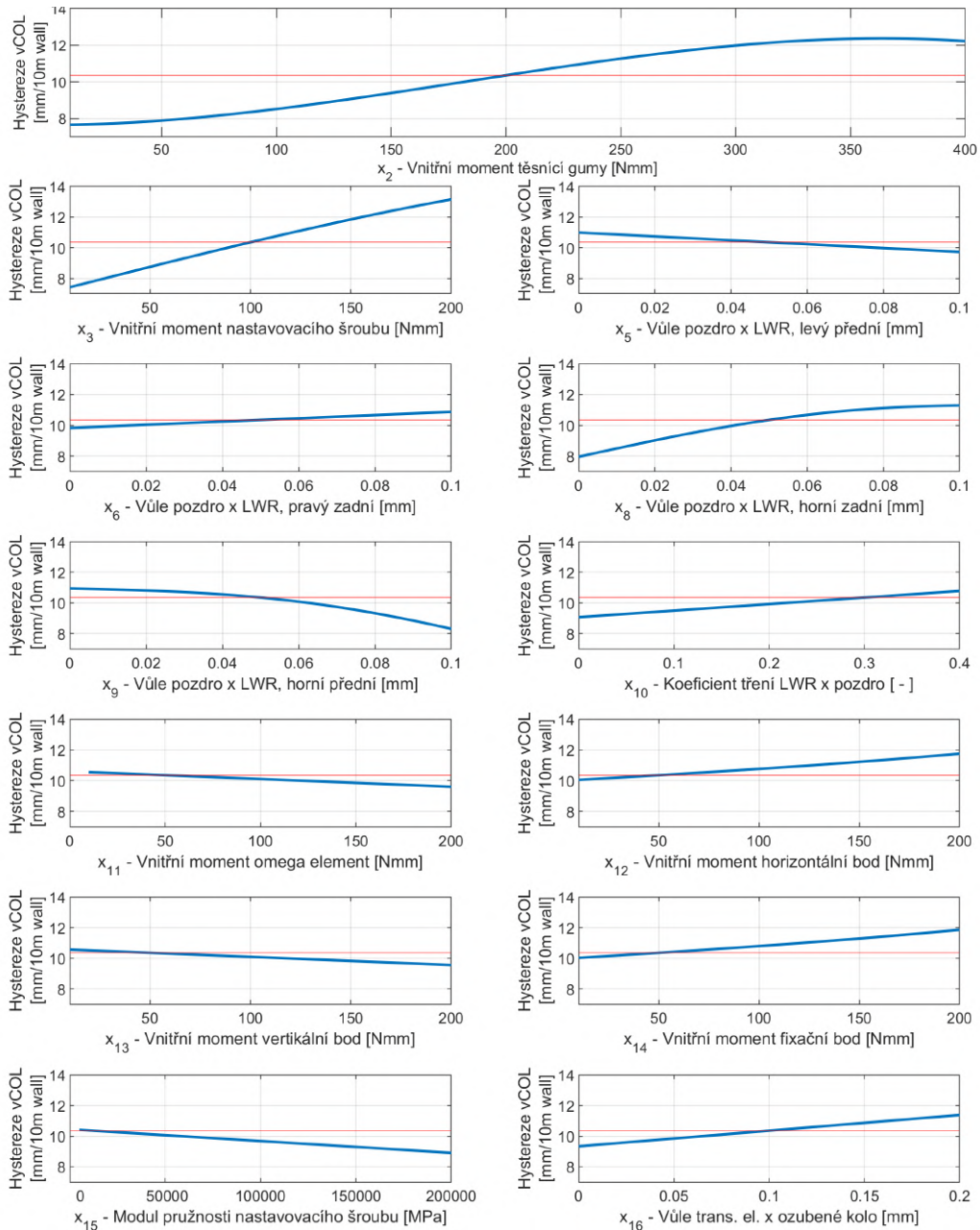


Obrázek 7.16: Vliv jednotlivých samostatných členů na střední hodnotu hysterezi



Obrázek 7.17: Vliv jednotlivých interakčních členů na střední hodnotu hystereze

Na závěr byly vykresleny grafy závislosti změny jednotlivých parametrů na hysteresezi. Na rozdíl od předešlých grafů se měnily postupně veškeré parametry včetně jejich interakčních členů. Proto například při změně parametru x_2 měníme samostatný člen x_2 , ale také hodnotu parametru x_2 v interakčním členu x_2x_3 . Parametr x_3 v interakčním členu zůstává nastavený na výchozí hodnotě.

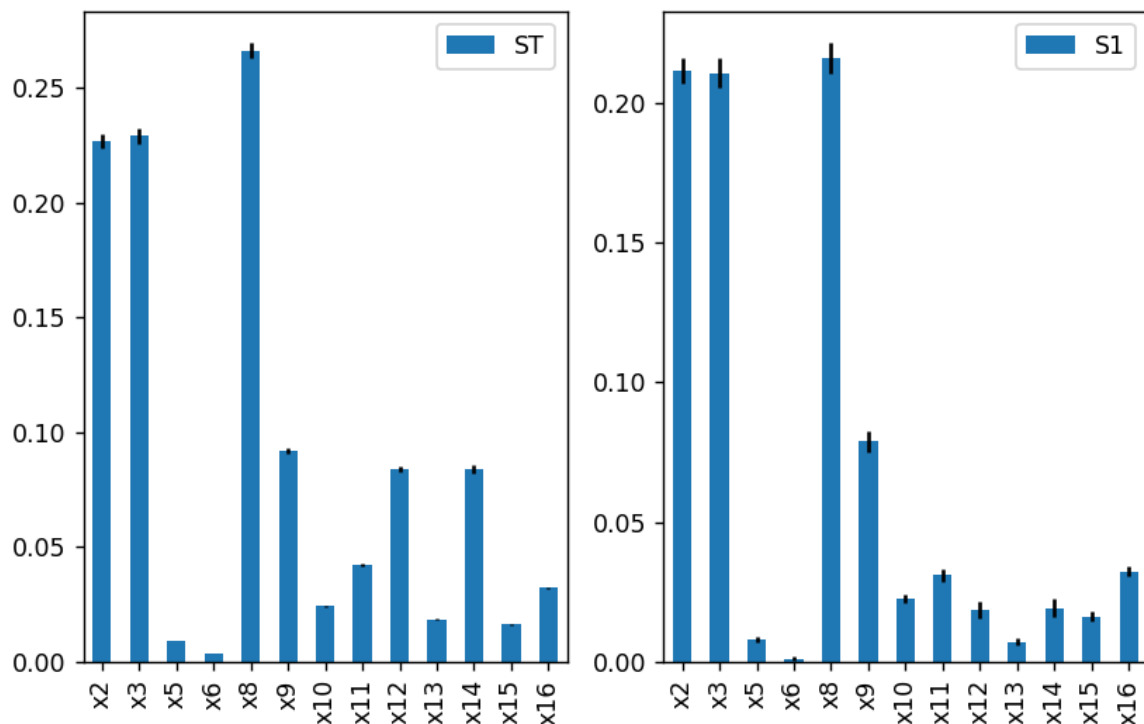


Obrázek 7.18: Vliv jednotlivých parametrů na hysteresezi

Tímto získáme kompletní závislost jednotlivých parametrů, ale je velmi ponížen vliv interakčních členů. Ale například pokud bychom chtěli vědět co udělá změna jednoho parametru, při zachování ostatních parametrů na výchozí hodnotě, tak k tomuto můžou být tyto grafy velmi vhodné.

7.6.3 Citlivostní analýza - Hystereze

Citlivostní analýza probíhala také pomocí Sobolových koeficientů. Nejvyšší totální koeficienty (ST) má parametr x_8 (vůle $LWR \times$ pouzdro, horní zadní) s hodnotou **0,27** a dále pak parametry x_2, x_3 s velikostí okolo **0,23**. Tyto parametry mají vysoký i Sobolův koeficient 1. řádu. Další významné koeficienty mají parametry x_9 (vůle $LWR \times$ pouzdro, horní přední), x_{12} a x_{14} (vnitřní moment u horizontálního a fixačního bodu), ty mají hodnoty přibližně **0,09**.



Obrázek 7.19: Sobolovy koeficienty pro hysterezi

U koeficientů x_{12} a x_{14} je patrné, že mají vysoký totální koeficient (ST), ale koeficienty prvního řádu (S1) jsou výrazně menší. Toto zjištění naznačuje, že daná proměnná je samostatně méně významná, nicméně její důležitost je spíše v případě interakcí.

Jelikož koeficientů druhého řádu (S2) je velké množství, tak není možné zobrazit graf. Nejvyšší hodnoty má interakční člen $x_{12}x_{14}$ (**0,06**), x_2x_3 , x_8x_9 , x_8x_{12} a x_8x_{14} (všechny **0,03**). Další nenulové hodnoty Sobolových koeficientů (okolo 0,015) mají interakční členy obsahující proměnné x_2 , x_3 , x_8 , x_{12} a x_{14} , kterých je velké množství. Pro ostatní interakční členy jsou Sobolovy koeficienty druhého řádu téměř nulové.

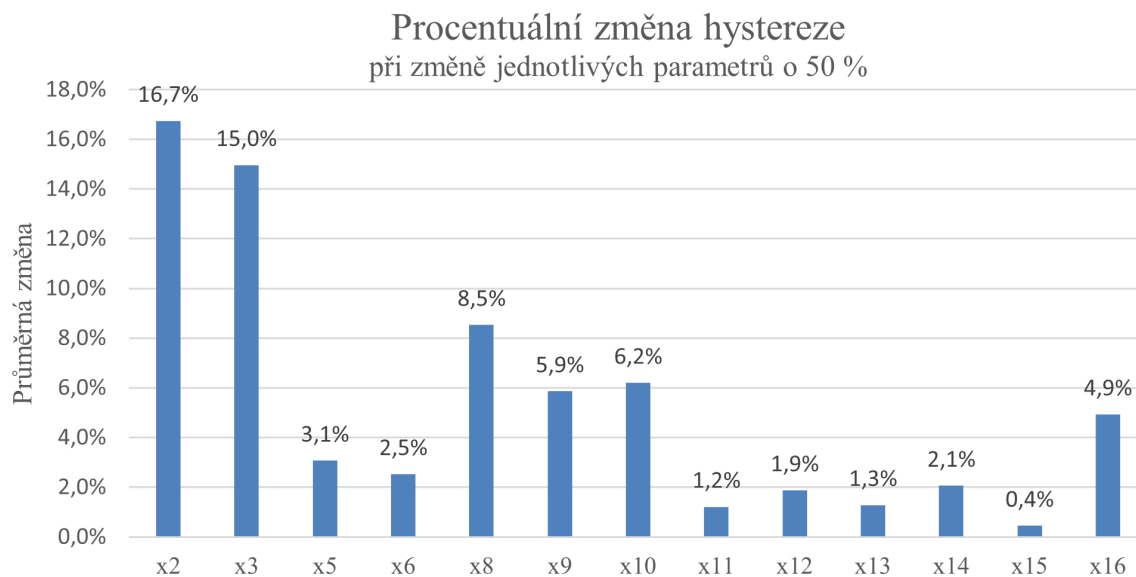
Následně byla provedena inženýrská citlivostní analýza. Rozsah všech proměnných byl zvýšen a následně snížen o 50 %.

Tabulka 7.9: Citlivostní analýza hystereze

Změněný parametr	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]	Změna
Výchozí hodnota	10,356	-
x_2 max	11,983	15,7%
x_2 min	8,5161	-17,8%
x_3 max	11,846	14,4%
x_3 min	8,747	-15,5%
x_5 max	10,038	-3,07%
x_5 min	10,673	3,07%
x_6 max	10,617	2,52%
x_6 min	10,094	-2,52%
x_8 max	11,038	6,60%
x_8 min	9,273	-10,5%
x_9 max	9,5547	-7,74%
x_9 min	10,768	3,98%
x_{10} max	10,997	6,20%
x_{10} min	9,7138	-6,20%
x_{11} max	10,230	-1,21%
x_{11} min	10,481	1,21%
x_{12} max	10,551	1,88%
x_{12} min	10,162	-1,86%
x_{13} max	10,223	-1,28%
x_{13} min	10,488	1,28%
x_{14} max	10,572	2,09%
x_{14} min	10,146	-2,03%
x_{15} max	10,309	-0,45%
x_{15} min	10,402	0,45%
x_{16} max	10,866	4,93%
x_{16} min	9,8453	-4,93%

Z této citlivostní analýzy vychází stále nejdůležitějšími parametry x_2 , x_3 a x_8 . Mezi ostatními parametry nejsou tak velké rozdíly jako u citlivostní analýzy pomocí Sobolových koeficientů. Parametry x_5 a x_9 vykazují zápornou změnu hystereze při nárůstu jejich hodnoty. Některé parametry se v tomto případě, narozdíl od citlivostní analýzy momentu, chovají nesymetricky.

Velikost absolutní hodnoty procentuální změny byla zprůměrována v kladném a záporném směru.



Obrázek 7.20: Samostatný vliv jednotlivých parametrů na hysterezi

Z této citlivostní analýzy nevychází tolik významné parametry x_{12} , x_{13} a x_{14} , avšak některé parametry se jeví jako více citlivé (například parametr x_{10}). Ostatní parametry vycházejí podobné. Obecně by Sobolovy koeficienty měly být schopné lépe popsat citlivost jednotlivých parametrů, jelikož berou v potaz celý rozsah proměnných a lépe se zde tak projeví interakce. Na rozdíl od toho inženýrská citlivostní analýza by mohla být vhodnější pro identifikaci vlivu na hysterezi při změně jednotlivých parametrů.

7.7 Principy vzniku hystereze u jednotlivých parametrů

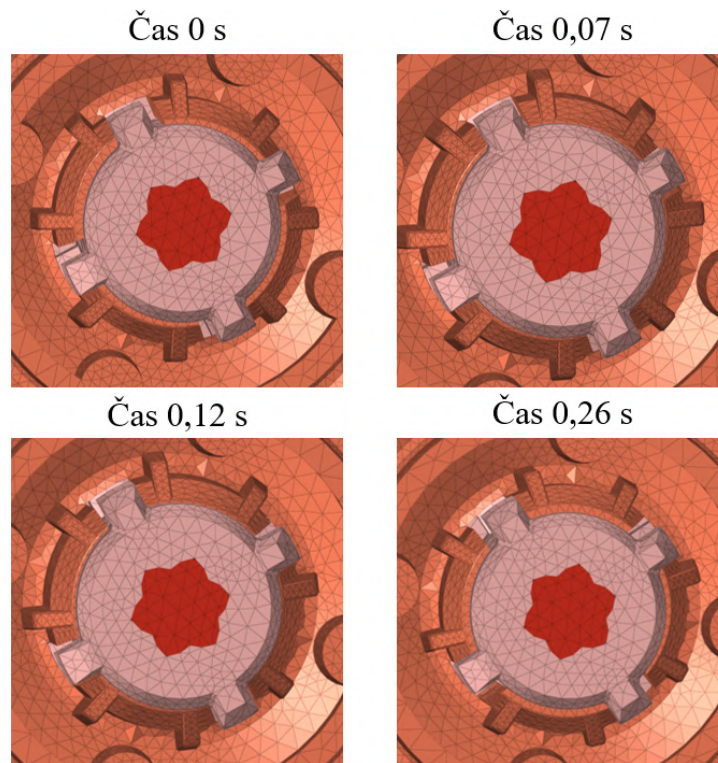
V této části práce je popsáno, z jakého důvodu mají jednotlivé parametry pravděpodobně vliv na hysterezi. Jsou zmíněny parametry a interakční členy, které mohou ovlivnit hodnoty hystereze. Při srovnání parametrů, pokud není uvedeno jinak, byly u parametrů nastaveny výchozí hodnoty.

7.7.1 Vliv vůle mezi *transmission el.* a ozubeným kolem

Vůle mezi *transmission element* a ozubeným kolem je z důvodu výrobních tolerancí a jednoduší smontovatelnosti, má však samostatný vliv na hysterezi vyjádřený v parametru x_{16} . Hypotéza byla, že tato vůle souvisí i se třením na válcových plochách (parametr x_1), nicméně se ukázalo, že síly jsou zde natolik vysoké, že se vůle vždy vymeze. Vliv této vůle je jednoduše kvantifikovatelný, jelikož má lineární průběh.

Tabulka 7.10: Výsledky jednotlivých výpočtů, vliv vůle

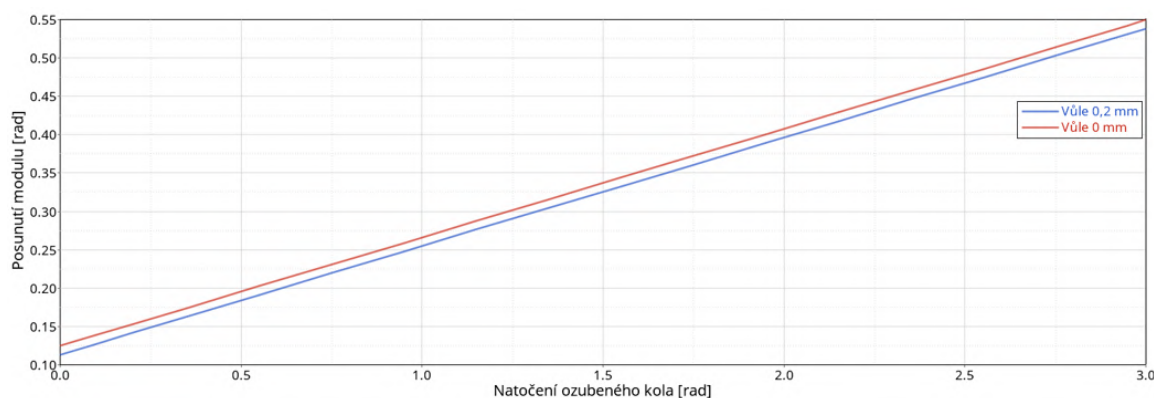
Velikost vůle [mm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
0	8,1673
0,05	8,67769
0,1	9,1881
0,2	10,2089



Obrázek 7.21: Vliv vůle, čtvrtý krok

Na obrázku 7.21 je zobrazen průběh vůle ve 4. kroku, tedy kroku, kdy točíme zpět. V první kroku je vůle plně vymezena a *transmission element* i ozubené kolo obsahují poměrně vysokou napjatost. Následně v přibližně 0,07 s (což odpovídá otáčce ozubeného kola o 0,07 rad) se uvolní veškerá elastická energie uložená v součástech, jelikož je napnut i šroub, tudíž se mírně pootočí ve směru současného otáčení. Tímto jevem se mírně snižuje hystereze. Po uvolnění veškeré elastické energie se díly začínají otáčet na druhou stranu do té doby, dokud ozubené kolo opět vymeze veškeré vůle. Poté přibližně 0,14 rad se v dílech zvyšuje elasticita až do natočení přibližně 0,26 rad. V tento moment překonal veškerý odpor, který je mu kladen, a následuje lineární část.

Průběh byl popsán na korektní variantě, ale obecně může být odlišný a závisí na velikosti vůle, ale i třecích momentech.



Obrázek 7.22: Vliv vůle na posunutí modulu

Na grafu se tato závislost projeví jako posunutí grafu ve směru y, protože dojde k rychlejšímu vymezení vůlí.

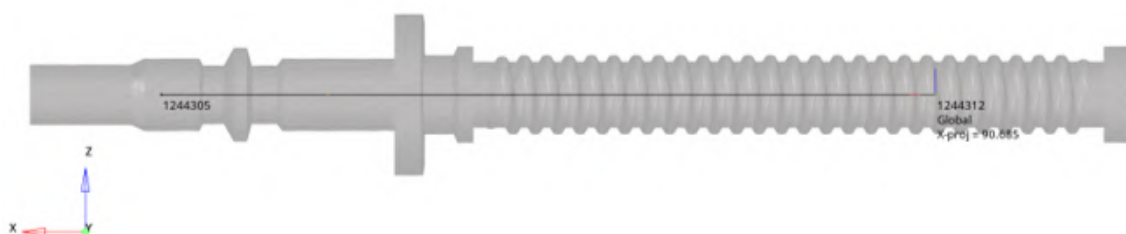
Předepsanou hodnotou vůle je 0,1 mm, pokud bychom tedy snížili vůle na 0 mm, znamenalo by to snížení hystereze o přibližně 1,02 mm, což je poměrně výrazná hodnota. Jelikož se však jedná o tzv. standardizovaný díl, který je vyráběný v mnoha výrobních lokacích a ve vysokém množství, bylo by toto řešení pravděpodobně velmi finančně náročné.

7.7.2 Vliv materiálu šroubu

Materiál šroubu je parametr, který je odlišný napříč světlometech. Dříve se používaly hlavně šrouby z oceli, ale nyní jsou běžné i plastové šrouby s modulem pružnosti až 12 000 MPa. Elastická deformace tohoto šroubu se z výpočtů jeví jako důležitá, protože šroub s vyšším modulem pružnosti je tužší a šroub se tolik nekrotí a tím se snižuje i výsledná hystereze. Výpočty probíhaly v rozsahu 12 000 MPa až 200 000 MPa. Má označení x_{15} .

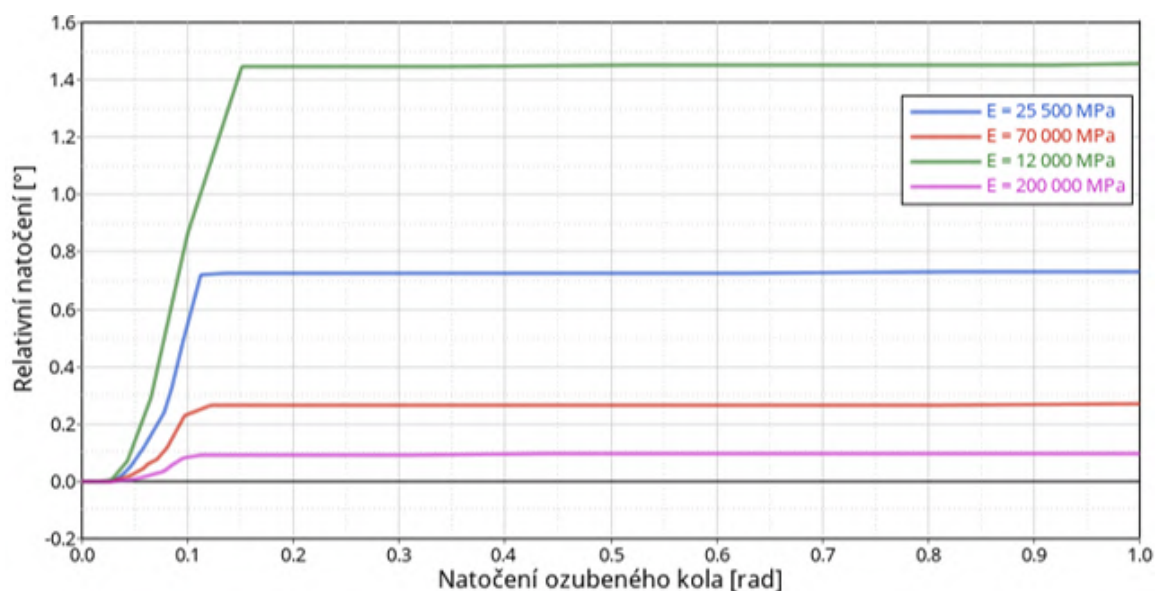
Tabulka 7.11: Výsledky jednotlivých výpočtů, vliv materiálu šroubu	
Modul pružnosti šroubu E [MPa]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
12 000	9,6839
25 500	8,9915
70 000	8,7731
100 000	8,7627
200 000	8,7543

Z výsledků v tabulce se ukazuje, že hystereze se zde snižuje nelineárně, protože od 70 000 MPa se už hystereze téměř nemění. Největší rozdíl je mezi 12 000 MPa a 25 500 MPa, kde se hystereze sníží o přibližně 0,7 mm. Pro lepší vykreslení výsledků by bylo vhodné provést více výpočtů s různými materiály šroubů.



Obrázek 7.23: Výpočet relativního natočení nastavovacího šroubu

Se zvyšujícím se modulem pružnosti se snižuje relativní natočení šroubu, které bylo měřeno v místě umístění vazeb. Varianta šroubu s $E = 200\,000$ MPa, se natáčí pouze o $0,09^\circ$. Oproti tomu varianta $E = 12\,000$ MPa se natáčí až o $1,45^\circ$, což výrazně zvyšuje hysterezi.



Obrázek 7.24: Porovnání variant nastavovacího šroubu, různý materiál

Vliv na posunutí modulu je obdobný jako na obrázku 7.22, při tužším šroubu je konstantní část kratší a graf se poté mírně posunutí více ve směru y . Výsledky výpočtů naznačují, že by bylo vhodné používat šroubu s $E > 25\,500$ MPa. Rozdíl mezi šroubem z oceli a hliníku ($E = 70\,000$ MPa) není znatelný, tudíž by bylo postačující, z hlediska hystereze, používat obecně levnější hliníkový šroub.

7.7.3 Vliv vnitřního momentu těsnící gumy a nastavovacího šroubu

Tyto parametry mají označení x_2 a x_3 . Z počátku se u nich nepředpokládalo, že by zvyšovaly hysterezi, ale ukázalo se, že jejich vliv je poměrně velký. Jejich vliv je velmi podobný s tím, že parametr x_3 má navíc vysoký vliv na natáčení LWR , které bude popsáno samostatně později. V nastavovacím mechanismu výrazně zvyšují napjatost. Toto ovlivňuje zejména natočení šroubu, které je zobrazeno na obrázku 7.25. Měření probíhalo stejně jako je zobrazeno na obrázku 7.23.

Tabulka 7.12: Výsledky jednotlivých výpočtů, vliv těsnící gumy

Vnitřní moment těsnící gumy [Nmm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
40	7,8436
200	9,6839
300	10,7704
400	11,7482

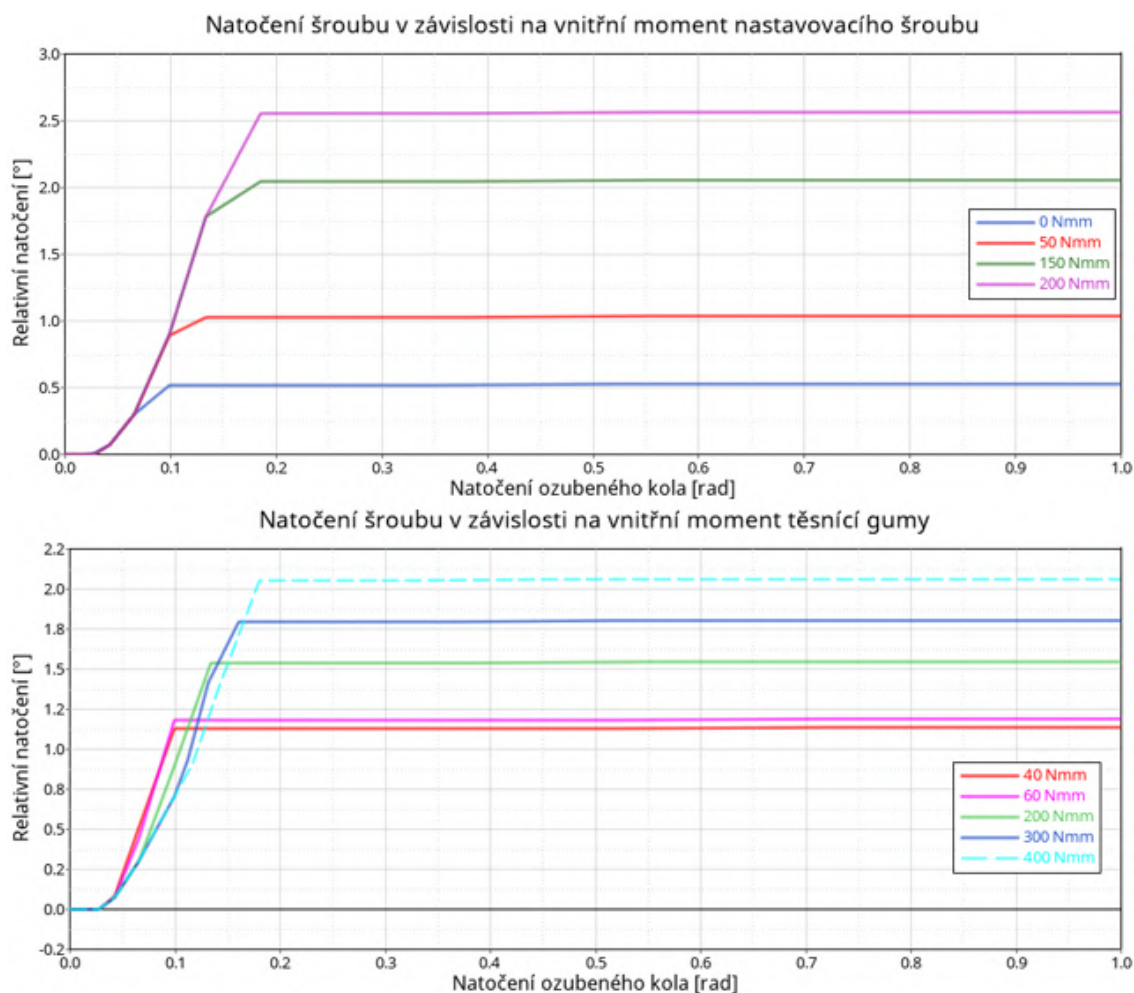
Tabulka 7.13: Výsledky jednotlivých výpočtů, vliv nastavovacího šroubu

Vnitřní moment nastavovacího šroubu [Nmm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
0	6,6555
50	7,9892
150	10,7634
200	11,8128

Tabulka 7.14: Výsledky jednotlivých výpočtů, vliv interakce šroubu a těsnící gumy

Vnitřní moment těsnící gumy [Nmm]	Vnitřní moment šroubu [Nmm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
10	10	4,6586
10	200	9,7502
400	10	9,4132
400	200	9,4152

Ve výpočtech byly nastaveny výchozí hodnoty jednotlivých parametrů. Proměnné nezávisle na sobě mají přibližně lineární průběh, ale je při kombinaci těchto parametrů se hystereze nijak výrazně nezvyšuje. To pravděpodobně znamená, že natočení šroubu není dominantním důvodem vzniku hystereze, pokud se hodnoty daných parametrů zvyšují. Hystereze by se měla zvyšovat při zvyšování odporového momentu.



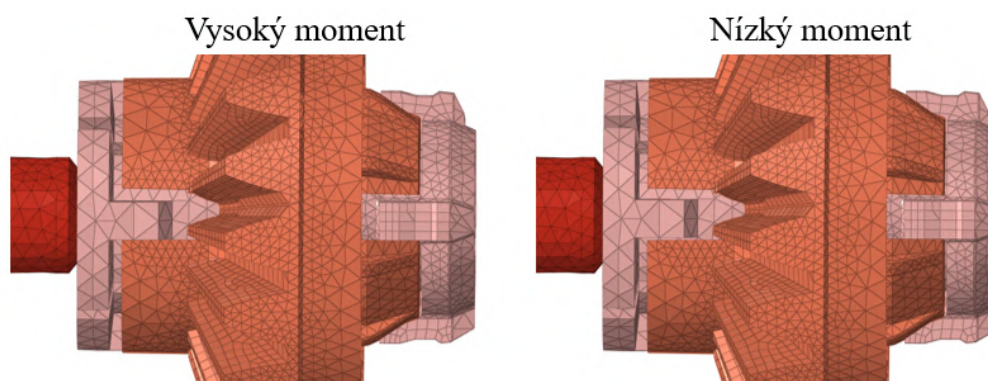
Obrázek 7.25: Porovnání variant vnitřních momentů gumy a šroubu na natočení šroubu

Při těchto výpočtech je použit nastavovací šroub s $E = 12\,000$ MPa. Pokud bychom využili šroub s vyšší tuhostí, tak by tento vliv byl menší. Proto se při vysokých odporových momentech zvyšuje důležitost materiálu nastavovacího šroubu. V regresi se však tato interakce neprojevila jako významná.

Tabulka 7.15: Vliv interakce šroubu, těsnící gumy a modulem pružnosti šroubu

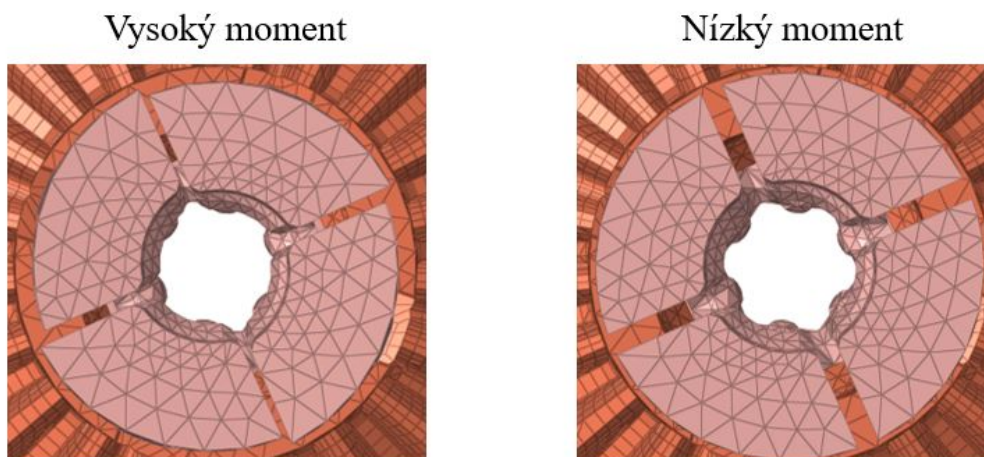
x_2 [Nmm]	x_3 [Nmm]	x_{15} [MPa]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
10	200	12 000	9,7502
10	200	200 000	8,6498
400	10	12 000	9,4132
400	10	200 000	7,5562

Materiál ozubeného kola i *transmission element* jsou velmi málo tuhé. Modul pružnosti šroubu je přibližně 12 700 MPa a *transmission element* 6 000 MPa. Z tohoto důvodu dochází k poměrně velké elastické deformaci těchto dílů při vysokém momentu. Při vysokém momentu se ozubené kolo natolik zkroutí, že se vymezí i vůle na zadních drážkách. Proto pravděpodobně při velmi vysokých momentech (kombinace parametrů x_2 a x_3) nedochází k takovému zvýšení hystereze, jelikož je zde deformace omezena.



Obrázek 7.26: Vliv momentu na natáčení ozubeného kola

Po vymezení těchto vůlí dochází, při vysokých momentech, také k elastické deformaci *transmission element*. Tento díl se mírně zkroutí a to způsobí vyšší hysterezi. Jednoduchým řešením by bylo použití materiálu s vyšším modulem pružnosti. Tyto materiály však mají velmi nízký koeficient tření, což je u ozubení žádoucí.



Obrázek 7.27: Deformace *transmission element*, 5 × zvětšené posuvy

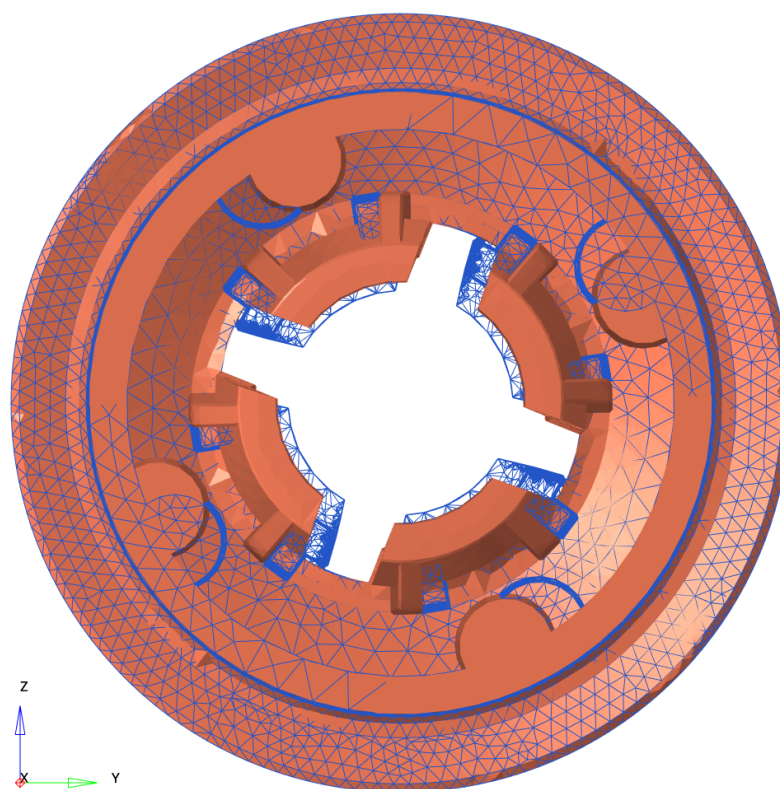
Deformace tohoto dílu není natolik velká, aby byla vymezena nastavovacím šroubem. V reálném světlometu je tady však umístěno gumové těsnění, které je ve výpočtech nahrazeno konektorem. Je možné, že by gumové těsnění bránilo této deformaci a vliv parametrů x_3 , a hlavně x_2 , by byl menší.

Vysoké momenty jsou také schopny také výrazně deformovat ozubené kolo v oblasti drážek, čímž se zde zvyšuje vůle. Tato vůle se poté projevuje stejně jako parametr x_{16} zvyšováním hystereze.

Tabulka 7.16: Vliv materiálu ozubeného kola

Modul pružnosti materiálu ozubeného kola	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
$E = 2\,560\text{ MPa}$	9,1888
$E = 5\,000\text{ MPa}$	8,3593

Z tabulky je patrné, že pokud použijeme materiál, který je více tuhý a nedochází k tak velké deformaci, tak se také výrazně sníží hystereze. Při těchto výpočtech byl vstupní moment přibližně 300 Nmm, což je poměrně standardní hodnota. Deformace v oblasti drážek probíhá tak, že se zvýší průměr *transmission element*. Se zvýšením průměru dojde k oddálení jednotlivých ploch od sebe a tímto se také zvýší vůle. Vyšší vůle způsobí vyšší hysterezi.

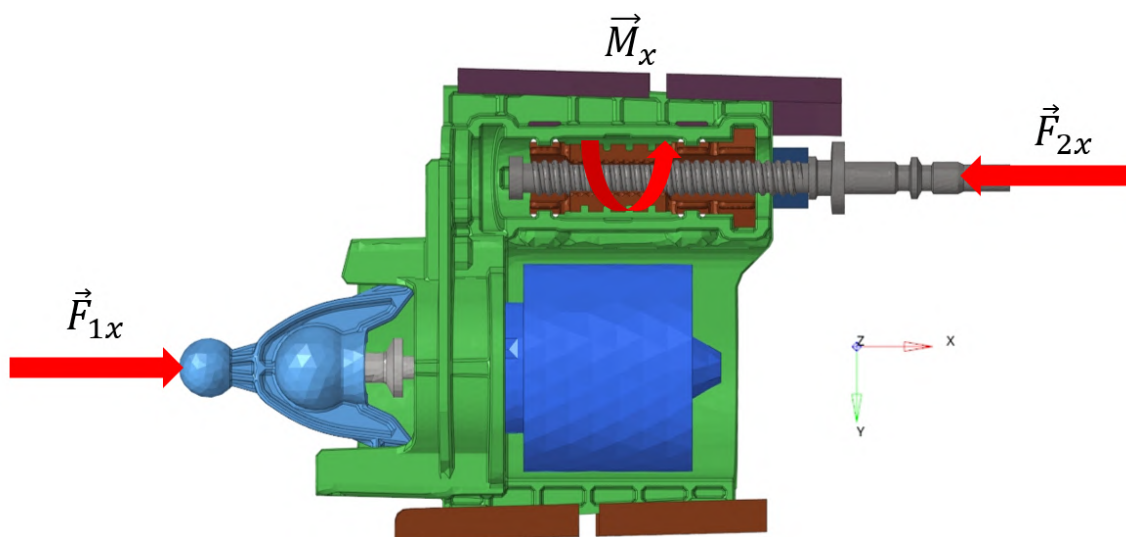


Obrázek 7.28: Deformace *transmission element*

Obecně se dá předpokládat, že výrazná část hystereze vzniká deformací šroubu, *transmission elementu* a nastavovacího šroubu. Tyto vysoké deformace jsou způsobeny vysokými momenty ve spojení s materiály s nízkým modulem pružnosti.

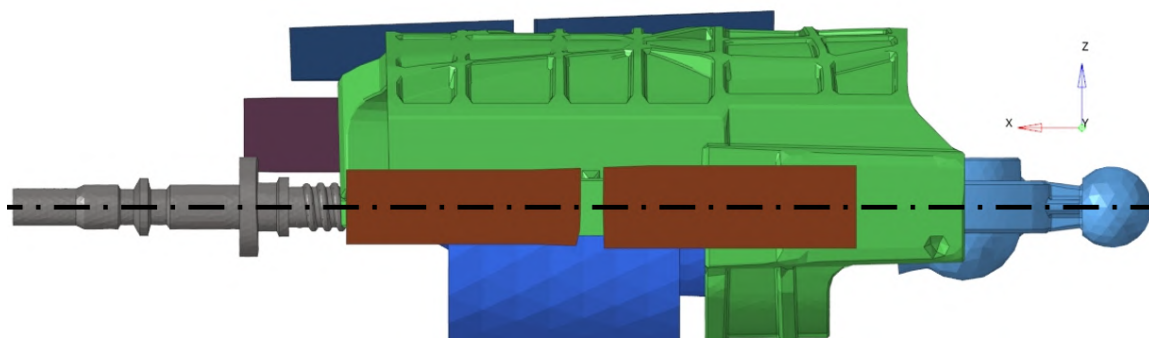
7.7.4 Vliv natáčení *LWR*

Z výpočtů vyplývá, že největší vliv na výslednou hysterezi mají odporové momenty a natáčení *LWR*. Tento díl by se teoreticky mohl otáčet okolo všech os. Nejzásadnější je zde vliv vůle a působícího zatížení. Pokud máme velké vůle a nízké zatížení, tak se *LWR* nebude natáčet a vůle nejsou důležité. Je nutné, aby zatížení bylo vysoké, aby docházelo k natáčení *LWR*. Další nutnou podmínkou je nižší vnitřní moment v *omega element*, aby se *LWR* natáčelo i kolem osy z.



Obrázek 7.29: Působící síly na *LWR*

Zásadní zatížení působící na *LWR* jsou síly \vec{F}_1 a \vec{F}_2 . Tyto síly mají dominantní složku síly ve směru x. Na obrázku 7.29 je patrné, že tyto síly nepůsobí na stejné ose, ale jsou od sebe vzdáleny o určitou vzdálenost ve směru y. Tímto zde vzniká silová dvojice, která vytváří moment okolo osy z, který otáčí celým *LWR*. Nastavovací šroub způsobí moment \vec{M}_x . Momenty mohou také vznikat v rotačních vazbách a jakmile se některý z *LWR* kamenů dotkne některé z drážek pouzdra, do mechanismu přibudou další síly, čímž se může změnit smysl otáčet. Obecně se po dosednutí některých z kamenů začíná *LWR* otáčet okolo nich.

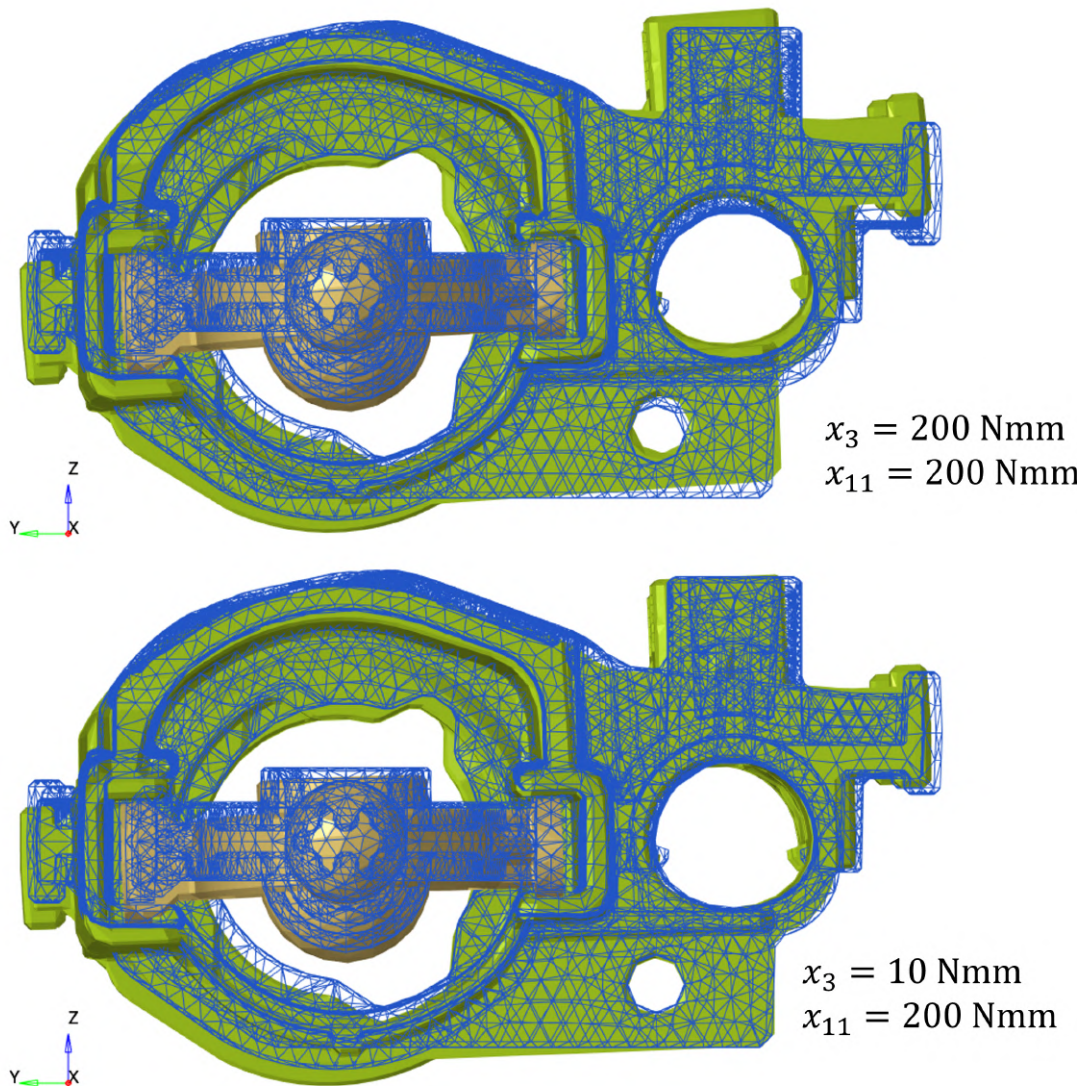


Obrázek 7.30: Působící síly na *LWR*

Protože má nastavovací šroub a *omega element* stejnou souřadnici ve směru osy z, tak zde x-ová složka sil \vec{F}_1 a \vec{F}_2 nezpůsobí žádný moment okolo osy y.

Otáčení okolo osy x

Otáčení okolo osy x je podmíněno vůlemi mezi *LWR* a pouzdem. Zatížení je zde kvůli šroubu téměř vždy dostatečně vysoké na to, aby docházelo k otáčení. K otáčení nedochází tedy pouze v případě, že je vnitřní moment v *omega element* výrazně vyšší než odporový moment nastavovacího šroubu. Odporové momenty šroubu jsou však obecně řádově vyšší, proto pravděpodobně vždy dojde k otáčení okolo osy x, pokud jsou vůle dostatečně vysoké.



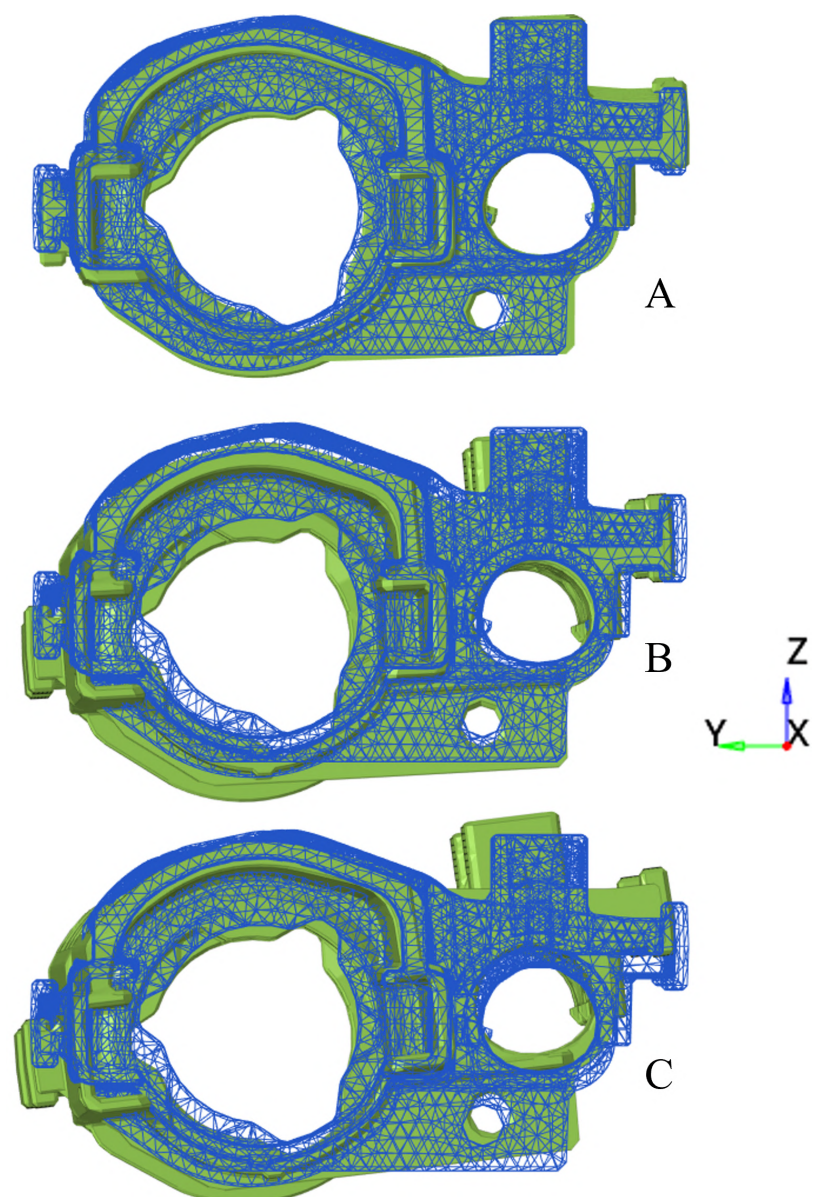
Obrázek 7.31: Porovnání vnitřních momentů *omega element* a šroubu, 50 × zvětšené posuvy

Na obrázku 7.31 je viditelné snížení velikosti natočení kvůli změně poměru vnitřního momentu šroubu a *omega element*. Vysoký vnitřní moment v *omega elementu* obecně zamezuje natáčení *LWR* ve všech směrech. Tento moment je však téměř vždy nižší, než ostatní zatížení, které vynucuje rotaci *LWR*. Obecně je nutné, aby alespoň vertikální bod nebo *omega element* měl nízký vnitřní moment, aby došlo k natáčení *LWR*. Pokud mají oba vysoké vnitřní momenty, tak hodnota hystereze je velmi nízká a naopak.

Byly porovnány 3 varianty kombinací vůlí. Varianta A má vůli na *LWR* 0,1 mm pouze v případě levých z-tových třecích kamenech. Varianta B má vůli i na horních třecích kamenech a varianta C má vůli na všech třecích kamenech.

Tabulka 7.17: Vliv interakce šroubu, těsnící gumy a modulem pružnosti šroubu

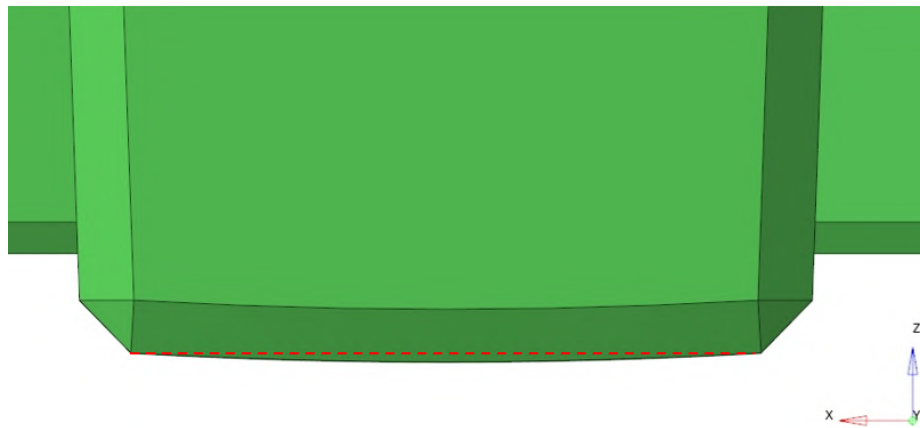
varianta	x_4 [mm]	x_5 [mm]	x_6 [mm]	x_7 [mm]	x_8 [mm]	x_9 [mm]
A	0,1	0,1	0	0	0	0
B	0,1	0,1	0	0	0,1	0,1
C	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1



Obrázek 7.32: Porovnání variant, modrou barvou původní pozice, $50 \times$ zvětšené posuvy

U varianty A je patrné, že se levá část mírně posune dolů, přičemž vůle v pravých a v horních kamenech jsou stále vymezeny a *LWR* má v těchto místech nulové posuvy. Tyto kameny jsou však kvůli svému konkávnímu povrchu schopné mírného natočení, který dovolí nepatrné natočení levé strany.

U varianty B se *LWR* nejprve posune v ose y a následně se začne natáčet obdobně jako u varianty A a protože zde brání rotaci pouze jedna dvojice kamenů, natočí se více než v případě varianty A. V případě volných horních vůlí dochází také k rotaci okolo osy z , která je patrná u variant B i C. Pokud se *LWR* natočí i mírně okolo osy z , tak je rotace kolem osy x výraznější, jelikož třecí kameny jsou více zakulaceny ve směru x .



Obrázek 7.33: Zakulacená geometrie třecích kamenů

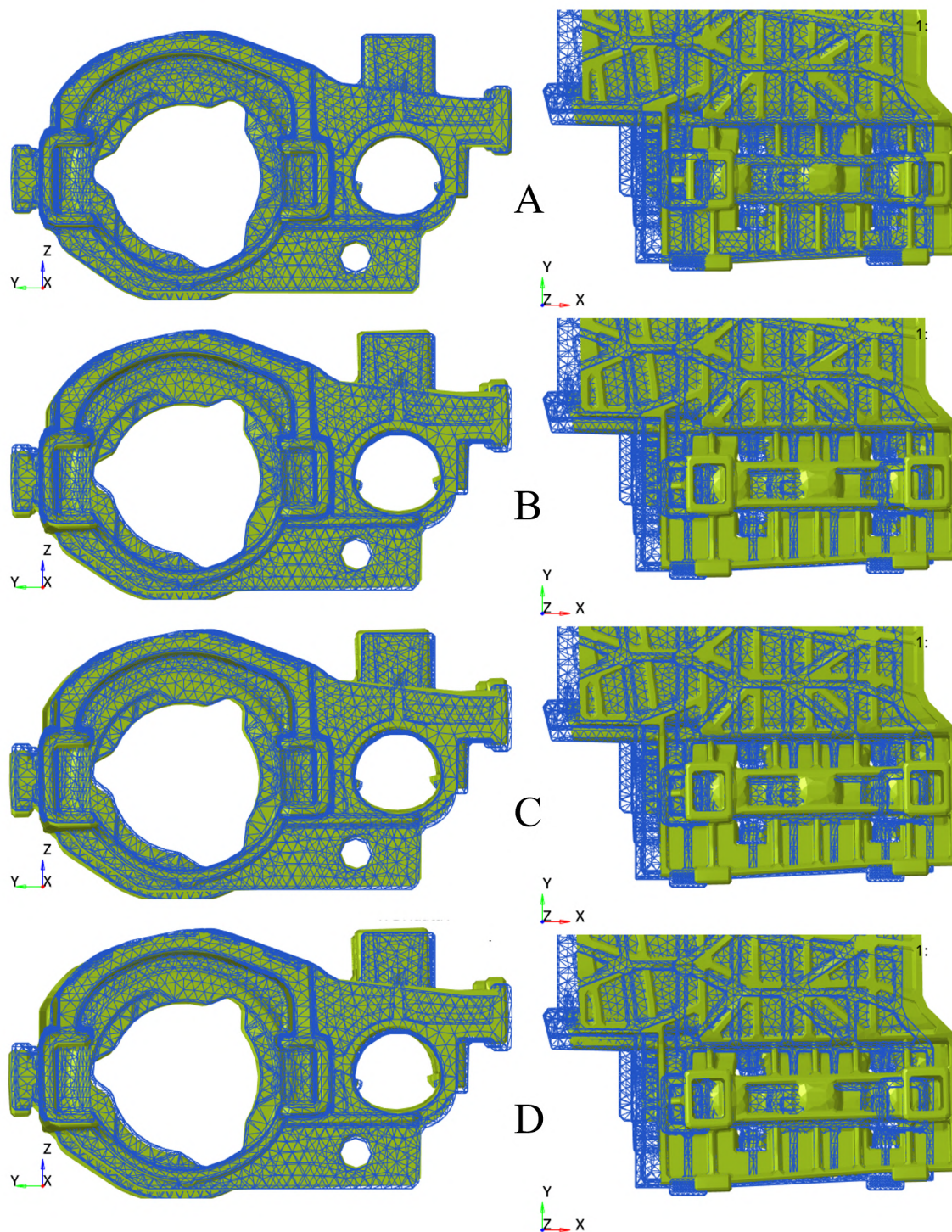
U varianty C dochází k výraznému natočení okolo osy z a především okolo osy x . *LWR* se natáčí okolo osy x než se vymezí všechny vůle, poté se natáčí okolo osy z a na závěr dojde i k posuvu ve směru y , stejně jako u varianty B. Navíc zde dochází k posuvu ve směru z .

Aby byly výsledky pozorovatelné, tak musely být posuvy až $50 \times$ zvětšené. Jelikož jsou v reálném světlometu tyto posuvy velmi malé.

Z výpočtů vyplývá, že jedny z nejzásadnějších parametrů jsou parametry x_3 (vnitřní moment nastavovacího šroubu) a x_8 (vůle mezi *LWR* a pouzdrem, horní zadní). Tyto parametry zřejmě výrazně zvyšují výslednou hysterezi.

Tabulka 7.18: Vliv interakce šroubu a vůle mezi *LWR* a pouzdrem, horní zadní

Varianta	x_3 [Nmm]	x_8 [mm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
A	0	0	4,9093
B	100	0,05	9,6839
C	150	0,075	13,352
D	200	0,1	17,282



Obrázek 7.34: Natáčení *LWR* při různých parametrech, 20 × zvětšené posuvy

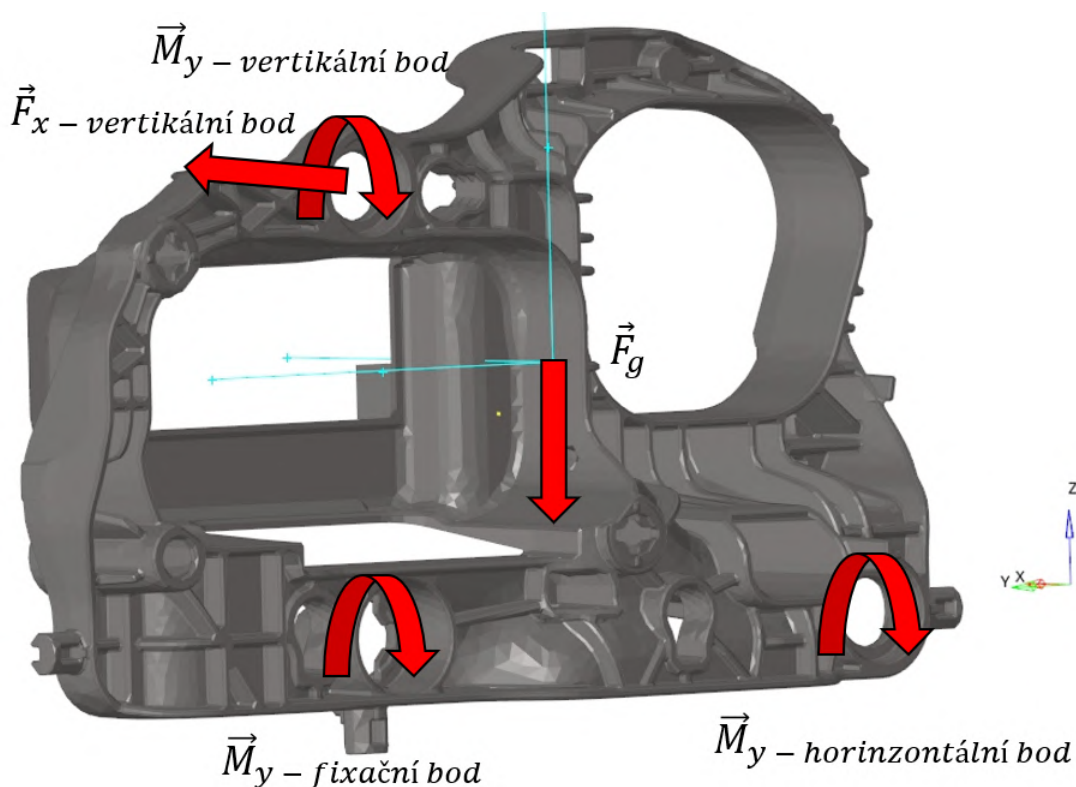
Se zvyšující se vůlí a velikostí vnitřního momentu se zvyšuje natáčení kolem osy x i z . Tímto natáčením se výrazně zvyšuje hysterese. Pokud by byl vysoký vnitřní moment *omega element* a vertikálního bodu, tak by hysterese nebyla natolik vysoká. Na obrázku 7.34 je vlevo pohled zepředu a vpravo pohled shora a modrou konturou je vyznačena původní pozice.

Otáčení okolo osy y

K výraznému otáčení okolo osy y v tomto případě nedochází. Je to způsobeno tím, že x-ové síly působí na stejné ose a nevzniká zde žádný moment, tudíž *LWR* nemá důvod k tomu, aby se natáčelo.

Otáčení okolo osy z

Jak už bylo popsáno dříve, tak na *LWR* působí dvojice sil působící ve směru x. Protože nepůsobí ve stejné ose, tak zde vzniká silová dvojice způsobující moment v ose z. Velikost síly zde převážně závisí na parametrech x_{12} a x_{14} . Jedná se o fixační bod a horizontální bod, tedy body na spodní straně *carrier frame*. Také určitou sílu způsobuje samotná hmotnost *LWR*, která má svoje těžiště 5 mm před osou vertikálního nastavování. Hmotnost těžiště se však projevuje rozdílně v závislosti na smyslu pohybu. Pokud světlo zvedáme, tak přidává odpor, což zvyšuje natáčení *LWR*, ale při natáčení světloometu směrem dolů, tak pomáhá natáčení a natáčení *LWR* nemusí být tolik dominantní. Vše závisí na poměru sil v kulových vazbách na *carrier frame*.



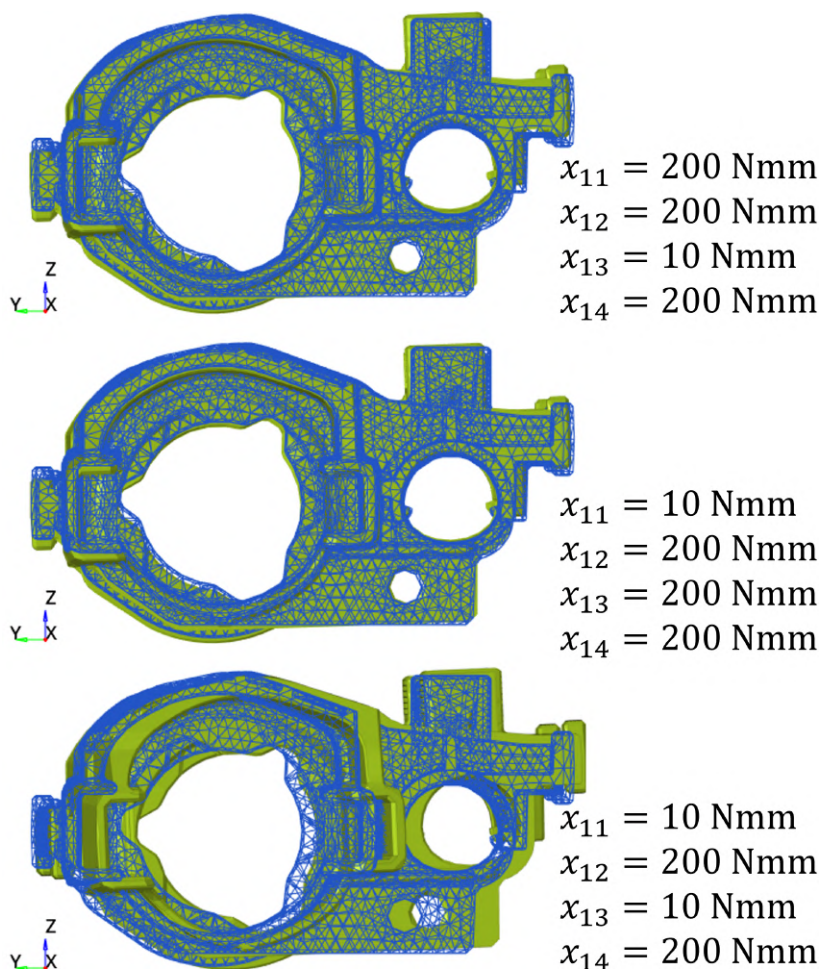
Obrázek 7.35: Schématické znázornění významných sil působících na *carrier frame*

Obecně tedy parametry x_{12} a x_{14} zvyšují hysterezi a x_{13} ji naopak snižuje. Na obrázku 7.35 je schématické znázornění sil a momentu. Síla $\vec{F}_{x\text{-vertikalni-bod}}$ působí na rameni 104,5 mm a síla \vec{F}_g působí na rameni 5,2 mm. Obrázek zobrazuje stav, kdy se modul natáčí směrem nahoru. Při sklápění světloometu je směr sil i momentů opačný (kromě síly \vec{F}_g , která je způsobena gravitací).

Síla $\vec{F}_{x\text{-vertikalni-bod}}$ je klíčová pro natáčení *LWR*. Její velikost závisí především na velikosti vnitřního momentu horizontálního a fixačního bodu a je zcela zásadní proto, aby byly překonány vnitřní momenty *omega element* a *LWR* se začalo otáčet. Parametr x_{13} není natolik významný, protože vždy nedochází k rotaci tohoto bodu.

Tabulka 7.19: Vliv vnitřního momentu v kulových vazbách na x-ovou sílu vertikálního bodu

x_{11} [Nmm]	x_{12} [Nmm]	x_{13} [Nmm]	x_{14} [Nmm]	$F_{x\text{-vertikalni-bod}}$ [N]
10	10	10	10	1,07
200	10	10	10	1,11
10	200	10	10	2,94
10	10	200	10	1,42
10	10	10	200	2,94
10	200	10	200	4,76



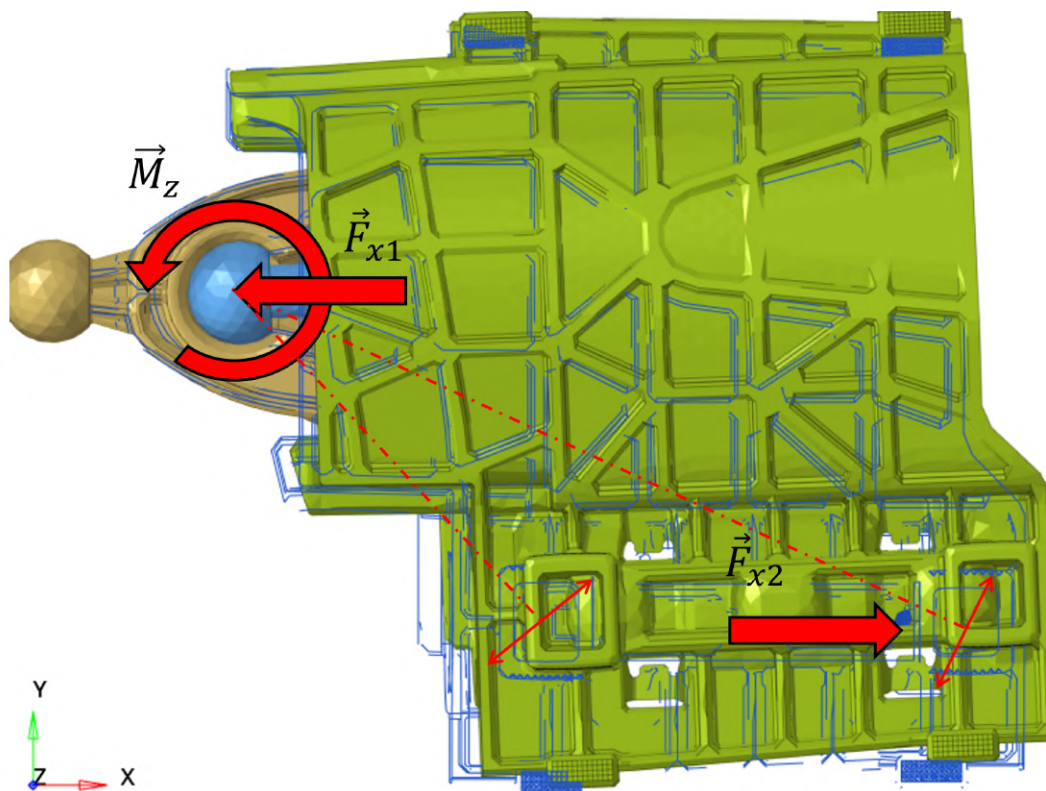
Obrázek 7.36: Rozdílné vnitřní momente kulových vazeb, $30 \times$ zvětšené posuvy

Obdobně jako u otáčení okolo osy x je nutné, aby byl vnitřní moment v *omega element* a vertikálním bodě dostatečně malý a vysoký vnitřní moment zamezí rotaci.

Z výpočtů také vyplývá, že parametr x_8 (vůle $LWR \times$ pouzdra, horní zadní) je pravděpodobně více důležitý, než parametr x_9 (vůle $LWR \times$ pouzdra, horní přední), tento parametr hysterezi narozdíl od x_8 v některých případech snižuje. Je to tím, že umožňuje mírné natočení LWR , které v tomto případě může snížit hysterezi.

Tabulka 7.20: Vliv vůli mezi LWR a pouzdem na horní straně

x_8 [mm]	x_9 [mm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
0	0	8,5513
0	0,1	7,0209
0,1	0	11,831
0,1	0,1	10,929

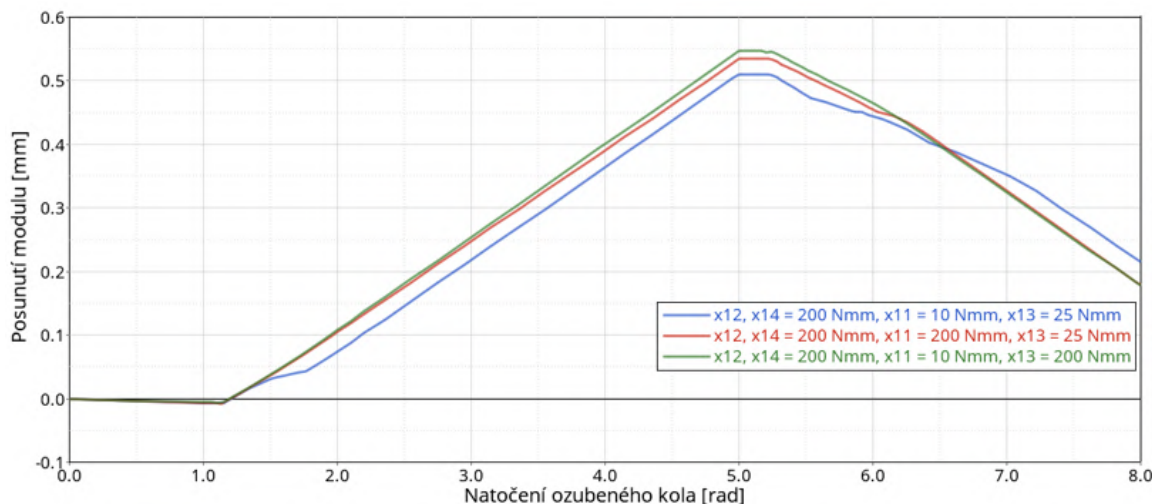


Obrázek 7.37: Natačení okolo osy z , $50 \times$ zvětšené posuvy

V blízkosti zadního horního třecího kamenu (parametr x_8) má působit síla \vec{F}_2 , která vzniká jako reakce síly \vec{F}_1 vyplývající z velikost vnitřních momentů kulových vazeb. Tato síla otáčí LWR okolo osy z s osou otáčení v kulové části *omega element*. Protože je parametr x_8 poměrně daleko od osy otáčení, je zde nutná vysoká vůle, aby bylo možné velké natočení. U předního horního kamene (x_9) je postačující menší vůle, jelikož je blíže ose otáčení – posun je zde menší. Také se oproti zadnímu kameni (x_8) při natačení posouvá více ve směru x a méně ve směru y , tudíž mu stačí menší vůle, která je ve směru y .

7.8 Kritické varianty hystereze

Z výpočtů vyplynulo mnoho variant, kde nastala vysoká hystereze. Jednalo se obecně o kombinaci vysokých vůlí a vysokých vnitřních momentů. Jedna varianta však vynikala nad všemi ostatními. Byla to kombinace vyšších momentů v horizontálním a fixačním bodu a malých momentů ve vertikálním bodě a nutnou podmínkou je také nízký vnitřní moment v *omega element*. Při této kombinaci parametrů dochází k výraznému natáčení *LWR*.

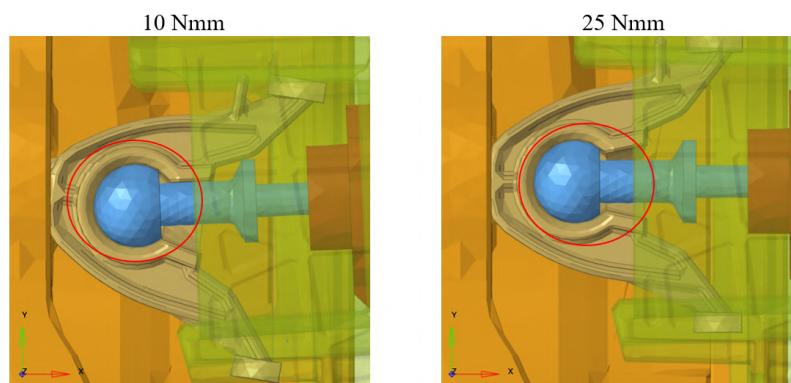


Obrázek 7.38: Závislost posunutí modulu na natočení ozubeného kola, kritická varianta

Tabulka 7.21: Kritické varianty

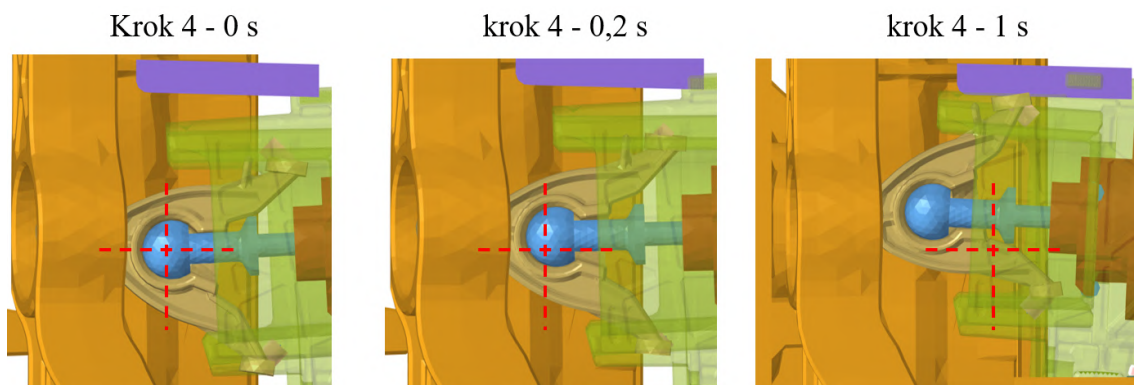
x_{11} [Nmm]	x_{12} [Nmm]	x_{13} [Nmm]	x_{14} [Nmm]	Hystereze [vCOL(mm/10m wall)]
10	50	10	50	32,81
10	50	25	50	10,58
10	10	10	10	25,62
10	10	25	10	13,36
10	200	25	200	26,67
10	200	200	200	14,01
10	200	25	200	26,67
200	200	25	200	12,47
10	105	25	105	13,41
10	105	200	105	12,69

Z tabulky 7.21 je patrné, že není zásadní absolutní hodnota vnitřního momentu ve vertikálním bodě a *omega element*, ale pouze jejich poměr ke x_{12} a x_{14} .



Obrázek 7.39: Chování *omega element*, první krok - gravitace, 30 × zvětšené posuvy

Už v prvním kroku, kde je aplikovaná gravitace, je zřejmé, že se *omega element* velmi natáčí. *LWR* se v tomto kroku nehýbe a proto se při daném natáčení *carrier frame* sklápí směrem dolů (posun v záporném směru *x*). V druhém kroku pokračuje natáčení *LWR* a *omega element* a třetí krok probíhá standardně a není zde žádný významný rozdíl.



Obrázek 7.40: Posun *omega element*, 30 × zvětšené posuvy

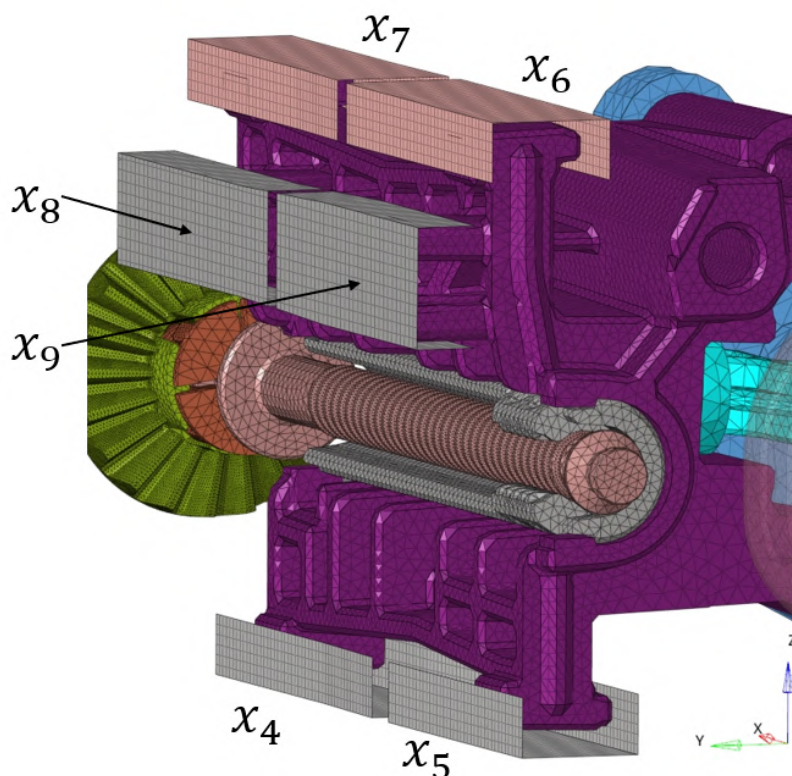
Ve čtvrtém kroku dochází k tomu, že se *omega element* natáčí na druhou stranu, což způsobuje nelineární chování grafu. Natáčení probíhá v několika krocích, jelikož je zapotřebí určité otočení, než je síla natolik vysoká, aby *LWR* a *omega element* rozpochovala.

Vysokou hysterezi tedy pravděpodobně způsobuje velké natáčení *omega element* a *LWR*. Aby se mohl natáčet *omega element*, musí se natáčet i *LWR* a proto jsou také nutné poměrně vysoké vůle na třecích kamenech.

Tyto hodnoty hystereze byly až trojnásobně vysoké oproti variantě s vyššími vnitřními momenty. Nejnebezpečnější z hlediska hystereze se jeví varianta zapsaná v tabulce 7.21 na prvních dvou řádcích. Tato varianta je o to více nebezpečná, protože se jedná o reálné hodnoty, které by se zde mohly vyskytovat. Střední hodnota vnitřního momentu má z měření velikost 50 Nmm a nejmenší změřená hodnota byla přibližně 27 Nmm. Je však velmi pravděpodobné, že z důvodu nepřesnosti výroby by vertikální kulová vazba a *omega element* mohly mít i nulovou hodnotu vnitřního momentu. Pokud by tento stav nastal, tak by hodnoty hystereze trojnásobně překračovaly stanovený limit.

7.9 Využití výsledků na dalších výpočtových modelech

Aby bylo možné předpovědět, zda jsou výsledky z jednoho modelu aplikovatelné na model jiný, proběhla série výpočtů na výpočtovém modelu B. Tento výpočtový model je rozdílný v tom, že na *LWR* obsahuje 2 páry kamenů ve směru y a pouze jeden pár ve směru z. Výpočtový model A má tento poměr opačný. Celé *LWR* je totiž otočené o 90°. Parametry jsou rozděleny stejně jako u varianty A, ale je bráno v potaz otočení *LWR*.



Obrázek 7.41: Rozdělení parametrů u výpočtového modelu varianta B

Jelikož princip nastavování je zde stejný, tak by výsledky mohly být alespoň podobné. Nebylo jisté, zda rozdílné rozměry budou mít velký vliv na výsledky. Také je zde na *carrier frame* pouze jeden modul, který má výrazně menší hmotnost. Jelikož díly, které byly v rámci této práce měřeny, byly obecně tzv. standardní díly, které se používají stejně v různých modelech, tak lze předpokládat, že hodnoty tření a vnitřních momentů jsou zde totožné. Bylo provedeno 5 výpočtů, u kterých byly náhodně zvoleny parametry ve stejném rozsahu jako u výpočtového modelu A. Parametr x_{14} je zde uváděn v GPa, ale v regresní analýze je v MPa. Proto je nutné do výsledné rovnice přímky nejlepšího vyrovnaní (rovnice vycházející z regrese) počítat s výsledky v MPa. Hodnoty byly následně zaokrouhleny.

Zásadní geometrickým rozměrem zřejmě je výška *carrier frame*. Čím větší je, tím větší posunutí je nutné pro stejné natočení. Aby byly výsledky porovnatelné, tak byly posuvy přepočítány a posunutí byly vynásobeny poměrem výšek:

$$\frac{H_{MKP-A}}{H_{MKP-B}} = \frac{86}{104,5} = 0,823 \quad (7.3)$$

Tabulka 7.22: Hodnoty do srovnávací výpočtů, výpočtový model B

Varianta	1	2	3	4	5
x_1 [-]	0,19	0,19	0,15	0,24	0,16
x_2 [Nmm]	295	239	120	50,6	48,2
x_3 [Nmm]	133	49,5	145	44,7	165
x_4 [mm]	0,04	0,03	0,09	0,02	0,08
x_5 [mm]	0,05	0,04	0,08	0,08	0,07
x_6 [mm]	0,03	0,02	0,03	0,00	0,01
x_7 [mm]	0,07	0,08	0,07	0,05	0,06
x_8 [mm]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,09
x_9 [mm]	0,06	0,02	0,00	0,09	0,05
x_{10} [-]	0,07	0,07	0,29	0,28	0,10
x_{11} [Nmm]	80,3	53,5	105	105	162
x_{12} [Nmm]	128	92,6	101	99,5	96,3
x_{13} [Nmm]	158	69,2	181	21,3	92,1
x_{14} [Nmm]	25,8	185	125	139	166
x_{15} [GPa]	186	92,3	128	20,2	28,1
x_{16} [mm]	0,08	0,02	0,09	0,01	0,01

Okrajové podmínky a celkové nastavení byly totožné s výpočtovým modelem A.

Tabulka 7.23: Výsledky srovnávacích výpočtů, hystereze

Výpočet	Hystereze z výpočtu	Hystereze z regrese
	[vCOL(mm/10 m wall)]	[vCOL(mm/10 m wall)]
1	13,1246	11,8621
2	14,5595	8,50225
3	13,1477	7,60512
4	10,0112	6,20124
5	15,5414	8,17812

Tabulka 7.24: Výsledky srovnávacích výpočtů, maximální posuv

Výpočet	Max posuv modulu z výpočtu	Max posuv modulu z regrese
	[vCOL(mm/10 m wall)]	[vCOL(mm/10 m wall)]
1	76,53	76,66
2	76,84	77,72
3	75,46	77,39
4	76,01	76,84
5	76,45	77,58

Tabulka 7.25: Výsledky srovnávacích výpočtů, moment

Výpočet	Moment z výpočtu [Nmm]	Moment z regrese [Nmm]
1	441	416
2	299	271
3	276	262
4	100	96,2
5	218	215

Výsledky momentu a maximálního posunutí modulu jsou téměř totožné.

moment vychází téměř stejný, jelikož je jeho velikost závislá na malém množství parametrů a nezávisí na geometrii jednotlivých částí. Z tohoto zjištění plyne, že regresní analýza momentu je použitelná i u jiných modelů.

Maximální posunutí modulu vykazuje opět téměř totožné hodnoty z výpočtů a regrese. Toto je způsobeno tím, že nejvyšší vliv má v regresi konstanta. Bylo však nutné přepočítat výsledky pomocí poměru výšek *carrier frame*.

Hodnoty hystereze vypočítané z výpočtů a z regrese je velmi odlišná. Výsledky se natolik liší, že pravděpodobně není možné použít regresní vztahy získané z jednoho modelu a použít je na jiný.

Může to být způsobeno odlišnou orientací *LWR*, rozměry nebo geometrií jednotlivých součástí. Z důvodu rozlišených rozměrů působí síly na jiných ramenech vliv parametrů může být odlišný.

Principy (např. natáčení *LWR*), které byly prozkoumány na výpočtovém modelu A jsou však totožné s principy na výpočtovém modelu B. Velikost jejich vlivu je však úměrná jednotlivým rozměrům.

Závěr

Diplomová práce se zaměřuje na identifikaci vlivu vybraných parametrů na hysterezi ve vertikálním nastavovacím mechanismu světloometu. Porozumění tomu, jak tyto parametry ovlivňují hysterezi, je klíčové pro vytvoření přesného nastavovacího mechanismu, který bude zajišťovat bezpečný provoz na silnicích. Splnění limitů maximální hystereze je také jedním z požadavků zákazníků, a při jejich nesplnění hrozí vysoké finanční postihy.

Závislosti vyplývající z regresních analýz jsou poměrně komplexní a silně závisí na interakci jednotlivých parametrů. Obecně se však se zvyšujícím se momentem, nutným k otáčení nastavovacího mechanismu, zvyšuje hystereze. Toto je způsobeno pravděpodobně vysokou elastickou deformací jednotlivých dílů, převážně však dílu *transmission element* a nastavovacího šroubu. Vůle na třecích kamenech mezi dílem *LWR* a pouzdem hysterezi spíše zvyšují, vysoké vnitřní momenty v kulových vazbách umístěné na ose vertikálního nastavování (fixační bod a horizontální bod) hysterezi také zvyšují a naopak vysoké vnitřní momenty ve vertikálním bodě a v omega elementu hysterezi snižují. Tento vliv souvisí s natáčením dílu *LWR*, které je podmíněno vysokými vnitřními momenty horizontálního a fixačního bodu, nízkými vnitřními momenty v dílu *omega element* a ve vertikálním bodě, a vysokými vůlemi mezi dílem *LWR* a pouzdem. Vnitřními momenty se zde rozumí odpor součásti proti otáčení, vznikající například předpětím dílů nebo uložením dílů s přesahem. V případě kulových vazeb však velmi záleží na konkrétních kombinacích. Při kombinaci vysokých vnitřních momentů horizontálního a fixačního bodu s malými vnitřními momenty ve vertikálním bodě a omega elementu, která je velmi reálná, byla vypočítaná hystereze až 32 mm, což představuje více než trojnásobek limitu, který je 10 mm.

Díky regresní analýze jsme schopni, při změně jednotlivých parametrů, odhadnout hodnoty hystereze, momentu a maximálního posunutí modulu a také zjistit potenciální vliv jednotlivých parametrů. Citlivostní analýzy jsou důležitým základem pro konstrukční oddělení, které se díky nim může vyhnout návrhu světel s vysokou hysterezí.

Problémem je vysoký rozptyl mechanických vlastností, který se projevil během měření. S takovým rozptylem není možné přesně předpovědět hodnoty hystereze. Pro zlepšení přesnosti by bylo vhodné provést více měření jednotlivých komponent a statisticky zpracovat výsledky.

Další otázkou bylo, zda jsou výsledky získané z jednoho modelu aplikovatelné na jiný, ale podobný, model světloometu. Srovnání ukázalo, že výsledky získané na jednom modelu nelze přímo použít pro odlišný model. Toto je pravděpodobně způsobeno vysokým vlivem rozměrů jednotlivých dílů, převážně však rozměrů dílu *LWR* a dílu *carrier frame*. Určitá část hystereze, například ta vznikající deformací dílu *transmission element* nebo nastavovacího šroubu, by měla být u všech modelů totožná a tudíž aplikovatelná při výpočtu dalších modelů. Výsledky získané pomocí tohoto modelu jsou zcela aplikovatelné do modelu v Dymole, který následně pracuje s jednotlivými rozměry tělesa a může být následně použit

i na další modely. Dané výsledky tento model zpřesní a částečně i verifikují. Alternativně by bylo vhodné vytvořit výpočtový model, který by pracoval i s jednotlivými rozměry dílů, což by však výrazně zvýšilo počet parametrů.

Bylo by také vhodné ověřit jednotlivé díly nastavovacího mechanismu vůči meznímu stavu porušení, protože při vysokých momentech je napětí v dílech velmi vysoké.

Literatura

- [1] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. Uniform provisions concerning the approval of road illumination devices (lamps) and systems for power-driven vehicles. 2023. Dostupné z: <https://unece.org/sites/default/files/2024-02/R149am6e.pdf>. [cit. 8. 12. 2023].
- [2] NOVOSAD, Lukáš. Návrh seřizovacího konceptu přední lampy automobilu. Vedoucí Staněk, Michal. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Fakulta technologická, Ústav výrobního inženýrství, 2020. Dostupné také z: <http://hdl.handle.net/10563/48722>.
- [3] SMÉKAL, J. Hystereze v nastavovacím systému světlometu. Ostrava, 2018. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. Vedoucí práce: KALÁB, K. [cit. 14. 12. 2023].
- [4] WRIGGERS, Peter. Computational Contact Mechanics. 1. vyd. WILEY, 2002. ISBN 0471496804. [cit. 15. 10. 2023].
- [5] KONYUKHOV, Alexander a RIDVAN, Izi. Introduction to Computational Contact Mechanics: A Geometrical Approach. 1. vyd. WILEY, 2015. ISBN 2015005384. [cit. 10. 10. 2023].
- [6] DASSAULT SYSTÈMES. ABAQUS User's Manual. Version 6.6. DASSAULT SYSTÈMES, 2006. Chapter 12: Contact. Dostupné z: <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.5/books/gsa/default.htm?startat=ch12s04.html>. [cit. 20. 12. 2023].
- [7] DASSAULT SYSTÈMES. ABAQUS User's Manual. Version 6.6. DASSAULT SYSTÈMES, 2006. Chapter 30.1.5: Frictional behavior. Dostupné z: <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/key/default.htm?startat=ch06abk34.html#usb-kws-hfriction>. [cit. 20. 12. 2023].
- [8] GRASP ENGINEERING. How to decide Master and Slave surface or Contact and Target surface? [online]. 2021. Dostupné z: <https://www.graspengineering.com/how-to-decide-master-and-slave-surface-or-contact-and-target-surface/>. [cit. 28. 10. 2023].
- [9] DASSAULT SYSTÈMES. ABAQUS User's Manual. Version 6.6. DASSAULT SYSTÈMES, 2006. Chapter 25: Connector Elements. Dostupné z: <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/usb/default.htm?startat=pt06ch25s01alm24.html>. [cit. 20. 12. 2023].

- [10] SAGE, R. M. The mathematical modelling of ball-joints with friction. 1987. Doktorská práce. University of Leicester. Dostupné z: <https://hdl.handle.net/2381/34822>. [cit. 23. 11. 2023].
- [11] DASSAULT SYSTÈMES. ABAQUS User's Manual. Version 6.6. DASSAULT SYSTÈMES, 2006. Chapter 22: Continuum Elements. Dostupné z: <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/key/default.htm?startat=ch06abk34.html#usb-kws-hfriction>. [cit. 20. 12. 2023].
- [12] ALTAIR ENGINEERING GMBH. CAMPUSplastics. Online. Dostupné z: <https://www.campusplastics.com/>. [cit. 30. 2. 2024].
- [13] WANG, W., CHENG, Y. a TAN, G. Design Optimization of SBS-Modified Asphalt Mixture Reinforced with Eco-Friendly Basalt Fiber Based on Response Surface Methodology. 2018. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/326709267_Design_Optimization_of_SBSModified_Asphalt_Mixture_Reinforced_with_EcoFriendly_Basalt_Fiber_Based_on_Response_Surface_Methodology/figures?lo=1&utm_source=google&utm_medium=organic. [cit. 21. 4. 2024].
- [14] HASTIE, T., TIBSHIRANI, R., & FRIEDMAN, J. The Elements of Statistical Learning: Data Mining, Inference, and Prediction. 2. vyd. SPRINGER, 2009. ISBN 978-0387848570. [cit. 17. 1. 2024].
- [15] SOBOL, I. Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and jejich Monte Carlo estimates. Mathematics and Computers in Simulation. 2001. ISSN 0378-4754. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378475400002706>. [cit. 25. 4. 2024].