

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Konstrukční návrh naklápění měřicí hlavy pro změnu polohy vozidlového kola
při měření na dynamickém adhezoru

Bc. Jan Cerman

Diplomová práce

2022

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Cerman**
Osobní číslo: **D20523**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Konstrukční návrh naklápění měřicí hlavy pro změnu polohy vozidlového kola při měření na dynamickém adhezoru**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

1. Dynamický adhezor – konstrukce, funkce, měření, zkoušky, řešení aktuálních provedení adhezorů.
2. Vyhodnocení stávající konstrukce dynamického adhezoru, popis a zdůvodnění nových úprav.
3. Návrh vlastního konstrukčního řešení otočného systému naklápěcí hlavy.
4. Celkové zhodnocení navržené konstrukce.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] KRMELA, J.: *Pláště pneumatik a jejich materiálové charakteristiky pro výpočtové modelování: Pláště pneumatik a ich materiálové charakteristiky pre výpočtové modelovanie: vědecká monografie*. Vydání: první. Záběh: Jan Krmela, 2017. ISBN 978-80-270-2893-1.
[2] Návod k používání Dynamický adhezor DA – 1. VÚB a.s. Ústí nad Orlicí, 2013.
[3] ČSN 63 1536. Zkouška pneumatik pro osobní automobily na bubnovém zkušebním stroji při konstantním zatížení a stupňovitém zvyšování rychlosti. Praha: Vydavatelství norem, 1989.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **16. května 2022**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Konstrukční návrh naklápění měřicí hlavy pro změnu polohy vozidlového kola při měření na dynamickém adhezoru jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 12. 5. 2022

Bc. Jan Cerman v. r.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi byli nápomocni a poskytli mi cenné rady při vypracování této diplomové práce. Především bych chtěl poděkovat svému vedoucímu, panu Ing. Petru Jilkovi, Ph.D., který mi vždy ochotně pomohl a jeho konzultace mi byly velkým přínosem při psaní. Také bych chtěl dále poděkovat paní Ing. Doubravce Středové, Ph.D. a panu doc. Ing. Janu Krmelovi, Ph.D., kteří mi poskytli cenné rady v oblasti výpočtů a dalšího zpracování. V neposlední řadě obrovský dík patří mé rodině za veškerou podporu při studiu na vysoké škole, bez které bych se neobešel.

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem naklápění měřicí hlavy pro změnu polohy vozidlového kola při měření na dynamickém adhezoru. V teoretické části je nejdříve popsáno samotné zařízení s vysvětlením jeho funkce a možnostmi použití. Dále je připojen souhrn informací o aktuálně vyráběných dynamických adhezorech. Následuje vysvětlení a zdůvodnění nových úprav. Praktická část je zaměřena na popis jednotlivých konstrukčních řešení a pevnostní kontrolu exponovaných součástí. V závěrečné části je uvedeno celkové zhodnocení navržené konstrukce.

Klíčová slova

dynamický adhezor, válcová zkušebna, naklápěcí hlava, hydraulický válec, pevnost, metoda konečných prvků

Title

The construction design of tilting measuring head for changing the position of the vehicle wheel on the dynamic adhesion

Annotation

The diploma thesis deals with the construction design of tilting measuring head for changing the position of the vehicle wheel on the dynamic adhesion. In the theoretical part there is the device itself described and accompanied by the explanation of its function and by possibilities of its application. Then the summary of information about the currently produced dynamic adhesioners is connected. The explanation of new modifications follows. The practical part is focused on the description of particular construction solutions and on the strength test of exposed components. In the final part, there is the final evaluation of proposed construction.

Keywords

dynamic adhesion, cylindrical testing room, tilting head, hydraulic cylinder, strength, finite element method

Obsah

SEZNAM OBRÁZKŮ	10
SEZNAM TABULEK.....	14
SEZNAM GRAFŮ	14
SEZNAM SYMBOLŮ	15
ÚVOD.....	19
1 DYNAMICKÝ ADHEZOR – KONSTRUKCE, FUNKCE, MĚŘENÍ, ZKOUŠKY, REŠERŠE AKTUÁLNÍHO PROVEDENÍ ADHEZORŮ	20
1.1 Konstrukce, funkce	20
1.2 Měření, zkoušky	23
1.3 Rešerše aktuální provedení adhezorů.....	23
1.3.1 Společnost Altracon.....	24
1.3.2 Společnost A&D technology	27
1.3.3 Společnost MTS	28
2 VYHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE DYNAMICKÉHO ADHEZORU, POPIS A ZDŮVODNĚNÍ NOVÝCH ÚPRAV	32
2.1 Nové úpravy	34
3 NÁVRH VLASTNÍHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ OTOČNÉHO SYSTÉMU NAKLÁPĚCÍ HLAVY.....	35
3.1 Hlavní rozměry a omezující prvky stávající konstrukce.....	35
3.2 Maximální zatěžující síla od dynamického působení	36
3.2.1 Simulace dynamických účinků – MSC ADAMS	37
3.3 Výsledné zatěžující síly na naklápěcí hlavu.....	40
3.3.1 Výpočet sil – pro ODKLON kola.....	41
3.3.2 Výpočet sil – pro SBÍHAVOST kola	45

3.4	Hydraulický válec	50
3.4.1	Konstrukce hydraulického válce	51
3.5	Rozpad naklápěcí hlavy dynamického adhezoru	54
3.6	Sestava posuvu	55
3.6.1	Centrální čep.....	57
3.6.2	Kontrola centrálního čepu otáčení a kluzného ložiska	58
3.7	Sestava výztuhy „L“	61
3.8	Sestava otočné hlavy	64
3.8.1	Sloup otočné hlavy	65
3.8.2	Sestava otočné desky	65
3.8.3	Kompletace sestavy otočné hlavy	67
3.8.4	Kontrola zajišťovacího čepu otočné hlavy	69
3.9	Boky uchycení „L“ a „P“	71
3.10	Sestava naklápění	73
3.10.1	Kontrola zajišťovacího čepu naklápění	75
3.10.2	Kontrola stávajících čepů naklápění.....	77
3.11	Výsledná sestava naklápěcí hlavy dynamického adhezoru.....	79
3.11.1	Montáž/Demontáž hydraulických válců.....	81
3.12	Pevnostní kontrola exponovaných součástí naklápěcí hlavy	82
3.12.1	Bok uchycení „L“ a „P“, pevnostní analýza.....	83
3.12.2	Úchyt naklápění, pevnostní analýza	91
3.12.3	Vidlice, pevnostní analýza.....	94
3.12.4	Výztuha „L“, pevnostní analýza.....	97

4 CELKOVÉ ZHODNOCENÍ NAVRHNUTÉ KONSTRUKCE.....	105
ZÁVĚR	106
POUŽITÁ LITERATURA.....	107
PŘÍLOHY.....	111

Seznam obrázků

Obr. 1 – <i>Dynamický adhezor DA-1</i> [32]	22
Obr. 2 – <i>Válcová zkušebna Altracon</i> [5].....	24
Obr. 3 – <i>Válcová zkušebna Altracon se šesti pozicemi</i> [5]	25
Obr. 4 – <i>Válcová zkušebna Altracon pro zemědělské stroje</i> [5]	26
Obr. 5 – <i>Lineární zkušebna dynamického zatížení Altracon</i> [6].....	26
Obr. 6 – <i>Pásová zkušebna A&D technology</i> [8]	27
Obr. 7 – <i>Válcová zkušebna valivého odporu A&D technology</i> [9].....	28
Obr. 8 – <i>Systém pro měření sil a momentů Flat-Trac MTS</i> [11]	29
Obr. 9 – <i>Válcová zkušebna valivého odporu MTS</i> [12]	30
Obr. 10 – <i>Válcová zkušebna opotřebování běhounu MTS</i> [13]	31
Obr. 11 – <i>Aktuální konstrukce naklápěcí hlavy s nosným rámem</i>	32
Obr. 12 – <i>Popis aktuální konstrukce naklápěcí hlavy</i>	33
Obr. 13 – <i>Zástavbové rozměry</i>	36
Obr. 14 – <i>Model vozidlového kola s vozovkou</i>	37
Obr. 15 – <i>Vizualizace překážky</i>	38
Obr. 16 – <i>Zatěžující síly</i>	40
Obr. 17 – <i>Schéma ODKLON základní pozice $\varphi = 0^\circ$</i>	41
Obr. 18 – <i>Schéma ODKLON krajní pozice $+10^\circ$</i>	43
Obr. 19 – <i>Schéma ODKLON krajní pozice -10°</i>	44
Obr. 20 – <i>Schéma SBÍHAVOSTI základní pozice $\varphi = 0^\circ$</i>	46
Obr. 21 – <i>Schéma SBÍHAVOST krajní pozice $+10^\circ$</i>	48

Obr. 22 – Schéma SBÍHAVOST krajní pozice -10°	49
Obr. 23 – Popis součástí hydraulického válce.....	52
Obr. 24 – Snímač odměřování polohy [31].....	52
Obr. 25 – Důležité rozměry hydraulického válce	53
Obr. 26 – Upravená naklápěcí hlava rozpad.....	54
Obr. 27 – Sestava nosné desky úprava	55
Obr. 28 – Svařenec sestavy nosné desky.....	56
Obr. 29 – Obrobená sestava nosné desky	56
Obr. 30 – Sestava posuvu.....	57
Obr. 31 – Sestava centrálního čepu	58
Obr. 32 – Schéma centrálního čepu.....	59
Obr. 33 – První verze sestavy výztuhy „L“	61
Obr. 34 – Svařenec výztuhy „L“	62
Obr. 35 – Obrobek výztuhy „L“.....	62
Obr. 36 – Sestava výztuhy „L“	63
Obr. 37 – Výsledné spojení sestavy posuvu a sestavy výztuhy „L“	64
Obr. 38 – Úprava svařence otočné hlavy	65
Obr. 39 – Svařenec otočné desky	66
Obr. 40 – Obrobek otočné desky.....	67
Obr. 41 – Svařenec sestavy otočné hlavy.....	68
Obr. 42 – Obrobek sestavy otočné hlavy	68
Obr. 43 – Sestava otočné hlavy.....	69

Obr. 44 – Schéma zajišťovacího čepu	70
Obr. 45 – Bok uchycení výpalek + obrobek	72
Obr. 46 – Boky uchycení	72
Obr. 47 – Úprava naklápěcí hlavy	73
Obr. 48 – Úchyt naklápění	74
Obr. 49 – Naklápěcí hlava	74
Obr. 50 – Sestava naklápění	75
Obr. 51 – Schéma zajišťovacího čepu naklápění	76
Obr. 52 – Schéma čepu naklápění	78
Obr. 53 – Sestava naklápěcí hlavy dynamického adhezoru	80
Obr. 54 – Montáž/Demontáž kolíků	81
Obr. 55 – Von Misesův bilineární model chování materiálu [27]	82
Obr. 56 – Proces řízený přírůstkem délky oblouku [27]	83
Obr. 57 – Výpočtový model – Bok uchycení	84
Obr. 58 – Zatěžovací charakteristika pro uzel 25671 – Bok uchycení	84
Obr. 59 – Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=11,72$) – Bok uchycení	85
Obr. 60 – Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Bok uchycení	85
Obr. 61 – Kontaktní plochy – Bok uchycení (šrouby)	88
Obr. 62 – Výpočtový model – Bok uchycení (šrouby)	89
Obr. 63 – Výsledné síly ve šroubech – Bok uchycení	89
Obr. 64 – Výpočtový model – Úchyt naklápění	91

Obr. 65 – <i>Zatěžovací charakteristika pro uzel 29116 - Úchyt naklápění</i>	92
Obr. 66 – <i>Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=5,61$) – Úchyt naklápění</i>	92
Obr. 67 – <i>Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Úchyt naklápění</i>	93
Obr. 68 – <i>Kontaktní plochy vidlice a čepu</i>	94
Obr. 69 – <i>Výpočtový model – Vidlice</i>	95
Obr. 70 – <i>Zatěžovací charakteristika pro uzel 19164 - Vidlice</i>	95
Obr. 71 – <i>Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=7,15$) – Vidlice</i>	96
Obr. 72 – <i>Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Vidlice</i>	96
Obr. 73 – <i>Výpočtový model – Výztuha „L“</i>	98
Obr. 74 – <i>Zatěžovací charakteristika pro uzel 1977 – Výztuha „L“</i>	98
Obr. 75 – <i>Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=9,93$) – Výztuha „L“</i>	99
Obr. 76 – <i>Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Výztuha „L“</i>	99
Obr. 77 – <i>Kontaktní plochy – Výztuha „L“ (šrouby)</i>	102
Obr. 78 – <i>Výpočtový model – Výztuha „L“ (šrouby)</i>	103
Obr. 79 – <i>Výsledné síly ve šroubech – Výztuha „L“</i>	103
Obr. 80 – <i>Vizualizace naklápěcí hlavy dynamického adhezoru</i>	105

Seznam tabulek

Tab. 1 – *ODKLON kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_1, β_1*112

Tab. 2 – *SBÍHAVOST kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_2, β_2* 113

Seznam grafů

Graf 1 – *Graf ADAMS přejezd překážky*38

Graf 2 – *Graf ADAMS přejezd dvou překážek*.....39

Graf 3 – *Graf rovnovážných sil ODKLONU kola*.....44

Graf 4 – *Graf rovnovážných sil SBÍHAVOST kola*49

Seznam symbolů

T	[N]	maximální přitlačná síla uvedená výrobcem adhezoru
p_{MAX}	[MPa]	maximální provozní tlak hydraulického agregátu
F_{ZS}	[N]	maximální zatěžující síla dle simulace v MSC ADAMS
F_Z	[N]	maximální zatěžující síla při simulaci odklonu
m	[kg]	hmotnost
a	[mm]	vzdálenost dosedací plochy brzdného kotouče k ose centrálního čepu
b	[mm]	Vzdálenost, na níž působí síla od hydr. válce odklonu
F_{RO}	[N]	rovnovážná síla hydr. válce odklonu v základní pozici
φ	[°]	úhel odklonu
Zk_1	[N]	reakce v hlavním čepu otáčení
α_1	[°]	úhel odklonu síly vyvozené hydr. válcem odklonu při kladných hodnotách úhlu odklonu
β_1	[°]	úhel odklonu síly vyvozené hydr. válcem odklonu při záporných hodnotách úhlu odklonu
F_{R1}	[N]	rovnovážná síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
F_{R2}	[N]	rovnovážná (maximální) síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
F_{Z1}	[N]	zatěžující síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
F_{Rr1}	[N]	reakční síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
F_{Z2}	[N]	zatěžující síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
F_{Rr2}	[N]	reakční síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce odklonu
G	[N]	tíhová síla
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
F_{AD}	[N]	adhezní síla
φ_{AD}	[-]	součinitel adheze
F_f	[N]	odpor valení

α_f	[°]	úhel sklonu vozovky
f	[-]	součinitel odporu valení
F_0	[N]	maximální zatěžující síla při simulaci sbíhavosti vozidlového kola
c	[mm]	vzdálenost dosedací plochy brzdného kotouče k ose čepu naklápění
d	[mm]	vzdálenost na níž působí síla od hydr. válce sbíhavosti
ε	[°]	úhel odklonu hydr. válce sbíhavosti v základní pozici
F_{RS}	[N]	rovnovážná síla hydr. válce sbíhavosti v základní pozici
F_{RrS}	[N]	reakční síla hydr. válce sbíhavosti v základní pozici
Zk_2	[N]	reakce v čepu naklápění
α_2	[°]	úhel odklonu síly vyvozené hydr. válcem sbíhavosti při kladných hodnotách úhlu odklonu
β_2	[°]	úhel odklonu síly vyvozené hydr. válcem sbíhavosti při záporných hodnotách úhlu odklonu
F_{RS1}	[N]	rovnovážná síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{RS2}	[N]	rovnovážná síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{01}	[N]	zatěžující síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{RrS1}	[N]	reakční síla při kladné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{02}	[N]	zatěžující síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{RrS2}	[N]	reakční síla při záporné hodnotě úhlu odklonu v krajní poloze hydr. válce sbíhavosti
F_{RSMAX}	[N]	maximální síla působící od hydr. válce sbíhavosti
l_{hv}	[mm]	zdvih hydr. válce
d_p	[mm]	průměr pístu hydr. válce
d_t	[mm]	průměr pístní tyče hydr. válce
p_v	[MPa]	jmenovitý tlak hydr. válce
p_p	[MPa]	provozní tlak hydr. válce
π	[-]	Ludolfovo číslo
F_{TL}	[N]	tlačná síla hydr. válce

S	[mm ²]	plocha průřezu
k_o	[-]	bezpečnost hydr. válce odklonu
k_S	[-]	bezpečnost hydr. válce sbíhavosti
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_e	[MPa]	mez kluzu
k	[-]	koeficient bezpečnosti
σ	[MPa]	napětí v tahu/ohybu
σ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí v tahu/ohybu
τ	[MPa]	napětí ve střihu
τ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí ve střihu
p_{DOV}	[MPa]	dovolený tlak v otláčení pro materiál plechů
p_{LDOV}	[MPa]	dovolený tlak v otláčení pro kluzné ložisko
$A_{cč}$	[mm ²]	střižná plocha centrálního čepu
$d_{cč}$	[mm]	průměr centrálního čepu
Mo_{MAX}	[N·m]	maximální ohybový moment
Wo	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
t_{od}	[mm]	tloušťka futra
t_{nd}	[mm]	tloušťka spodní desky u centrálního čepu
$t_{hčc}$	[mm]	celková tloušťka materiálů u centrálního čepu
$p_{1,2}$	[MPa]	tlak v otláčení plechů
p_L	[MPa]	tlak v otláčení kluzného ložiska
l_{L1}	[mm]	šířka kluzného ložiska
$A_{zč}$	[mm ²]	střižná plocha zajišťovacího čepu
$d_{zč}$	[mm]	průměr zajišťovacího čepu
$t_{zčc}$	[mm]	celková tloušťka materiálu vidlice
t_v	[mm]	tloušťka boku vidlice
t_k	[mm]	tloušťka mezery vidlice

$Z_{k\check{c}}$	[N]	síla působící na jeden čep naklápění
$d_{\check{c}n}$	[mm]	průměr čepu naklápění
$A_{\check{c}n}$	[mm ²]	střížná plocha čepu naklápění
t_d	[mm]	tloušťka plechu desek pro čep naklápění
l_{L2}	[mm]	šířka kluzného ložiska čepu naklápění
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
E_T	[MPa]	tangenciální modul
LF_L	[-]	limitní faktor zatížení
LF_{LDOV}	[-]	dovolený limitní faktor zatížení
n_b	[-]	koeficient bezpečnosti boku uchycení
F_{RSD}	[N]	dovolená hodnota zatížení
$F_{\check{s}T}$	[N]	únosnost šroubu v tahu
$F_{\check{s}OMAX}$	[N]	maximální osová síla ve šroubu
$F_{\check{s}S}$	[N]	únosnost šroubu ve stříhu
$F_{\check{s}SMAX}$	[N]	maximální smyková síla ve šroubu
A_S	[mm ²]	plocha šroubu účinná v tahu/stříhu
γ_{M2}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{M7}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
F_{PMAX}	[N]	maximální předpínací síla šroubu
F_{PVOL}	[N]	zvolená předpínací síla
M_k	[N·m]	utahovací moment šroubu
K	[-]	součinitel utahovacího momentu pro povrch bez úprav nebo černěný
$d_{\check{s}}$	[mm]	průměr šroubu
$F_{\check{s}MAX}$	[N]	maximální zjištěná osová síla ve šroubu
n_T	[-]	bezpečnost k meznímu stavu plasticity
φ_T	[-]	součinitel typu svarového spoje
F_{R2D}	[N]	dovolená hodnota zatížení

Úvod

Důležitým prvkem osobních, taktéž i nákladních automobilů, jsou bezpochyby vozidlová kola skládající se ze dvou hlavních částí. Těmito částmi rozumíme pneumatiku a samotné kolo složené z ráfku a disku. Právě pneumatika je nesena ráfkem, který je součástí kola a slouží jako spojovací článek mezi vozidlem a vozovkou. Z tohoto důvodu jsou na pneumatiky v dnešní době kladeny vysoké nároky. Proto bylo Dopravní fakultou Univerzity Pardubice v roce 2013 pořízeno speciální zařízení, takzvaný dynamický adhezor, sloužící k testování různých typů pneumatik v kombinaci s různými typy vozidlových kol. Jedná se o výrobek firmy VÚB a.s., Ústí nad Orlicí s označením DA-1.

Jelikož se Univerzita Pardubice snaží neustále vylepšovat a aktualizovat své vybavení, byl vznesen požadavek na úpravu stávajícího dynamického adhezoru z hlediska jednoduššího a přesnějšího ovládání.

Cílem práce je navržení nového konstrukčního řešení, ovládání natáčení a naklápění hlavy adhezoru. Natáčení hlavy zajišťuje simulaci nastavení odklonu, naklápěním pak simulujeme sbíhavost vozidlového kola. V dosavadním řešení bylo nutné mechanické nastavení obou parametrů, které je v této diplomové práci upraveno pro použití hydraulických válců s elektronickým odměřováním polohy zajišťujícím přesné nastavení úhlu odklonu a sbíhavosti.

V první kapitole práce je stručný popis zařízení dynamického adhezoru jeho funkce a využití. Druhá kapitola pojednává o vyhodnocení stávajícího konstrukčního řešení, dále je připojen popis konkrétních úprav a jejich zdůvodnění. Třetí kapitola je již samotný konstrukční návrh naklápění hlavy adhezoru. V první části jsou definovány základní silové poměry, které jsou nutné pro následnou konstrukci a dimenzování jednotlivých součástí. Následuje návrh úpravy stávajících a konstrukce nových součástí. V závěrečné části kapitoly je vyhodnocení pevnosti klíčových prvků v nejnepříznivějších provozních stavech zařízení adhezoru. Poslední kapitola pojednává o celkovém zhodnocení provedených konstrukčních úprav a jejich přínosu při použití dynamického adhezoru.

1 Dynamický adhezor – konstrukce, funkce, měření, zkoušky, řešerše aktuálního provedení adhezorů

Toto zařízení slouží pro zkoušení vlastností automobilových pneumatik pro osobní a lehké nákladní automobily při jejich pohybu, jedná se o takzvanou bubnovou dynamickou zkušebnu. Zjišťujeme zde dynamické vlastnosti hnaných vozidlových kol, pro hnací vozidlová kola není tento dynamický adhezor uzpůsoben. Zkoušky lze provádět na pneumatikách velikosti R13 až R17. [1]

Technické parametry dynamického adhezoru DA-1: [1]

• Rozměry š/v/h [mm]:	3716/2090/2090
• Hmotnost [kg]:	4848
• Příkon [V/A]:	400/63
• Maximální přitlačná síla [kN]:	5
• Průměr rotujícího válce [mm]:	1705
• Rychlostní rozsah [km/h]:	0–50–180
• Odklon pláště [°]:	± 8
• Natočení pláště [°]:	± 10
• Rozsah přísuvu [mm]:	0–633

1.1 Konstrukce, funkce

Celá konstrukce dynamického adhezoru se skládá z několika základních částí. Jsou jimi ochranný kryt stroje, nosný rám, rotující válec s pohonem a nouzovou brzdou, naklápěcí hlava, hydraulický okruh, rozvaděč elektřiny a řídicí panel. [1]

Ochranný kryt stroje

Veškeré pohyblivé části jsou z bezpečnostních důvodů zajištěny v ochranné konstrukci (kleci) vymežující zabezpečený prostor. Do tohoto prostoru je možné se dostat pouze v případě, kdy je zařízení mimo provoz a neprobíhá tak žádné měření. Při provozu je vstup zabezpečen pomocí elektronického zámku. [1; 2]

Nosný rám

Jak již název napovídá, na nosný rám jsou připevněny veškeré komponenty zkušebního zařízení. Tento rám je z hlediska stability stroje ukotven do podlahy přes odpružené segmenty, které pohlcují nežádoucí vibrace a redukuje taktéž hluk při provozu. Dále také zajišťuje přesnou polohu zkušebního zařízení, bezpečnost při provozu a přesnost měření. [1; 2]

Rotující válec s pohonem a nouzovou brzdou

Tento válec slouží jako nekonečná vozovka ubíhající pod zkoušeným kolem. Je poháněn přes ozubený řemen pomocí elektromotoru. Rychlost válce je možné regulovat od 0 do 180 km/h. Brzdění je realizováno pomocí speciální kotoučové brzdy a z maximální rychlosti je dovoleno brzdit jednou za 20 minut z hlediska zahřívání brzdné soustavy. Na obvodu válce se nachází dvě drážky sloužící k uchycení tělíska simulujícího nerovnosti vozovky. [1; 2]

Naklápěcí hlava

Slouží k upnutí a ustavení vozidlového kola do požadované pozice. Pro připevnění různých typů kol jsou součástí redukční podložky s nejčastějšími roztečemi upínacích šroubů. Pomocí této naklápěcí hlavy je realizováno nastavení úhlu odklonu v rozsahu $\pm 8^\circ$ a úhlu sbíhavosti v rozsahu $\pm 10^\circ$. Naklápěcí hlava obsahuje také kotoučovou brzdu sloužící k částečnému přibrzdování kola při zkoumání skluzových charakteristik, ale také k rychlejšímu zastavení kola po ukončení zkoušky. Celek naklápěcí hlavy je pomocí hydraulického válce přitlačován k rotujícímu válci, rozsah přísuvu je v rozmezí 0 až 633 mm. [1; 2]

Hydraulický okruh

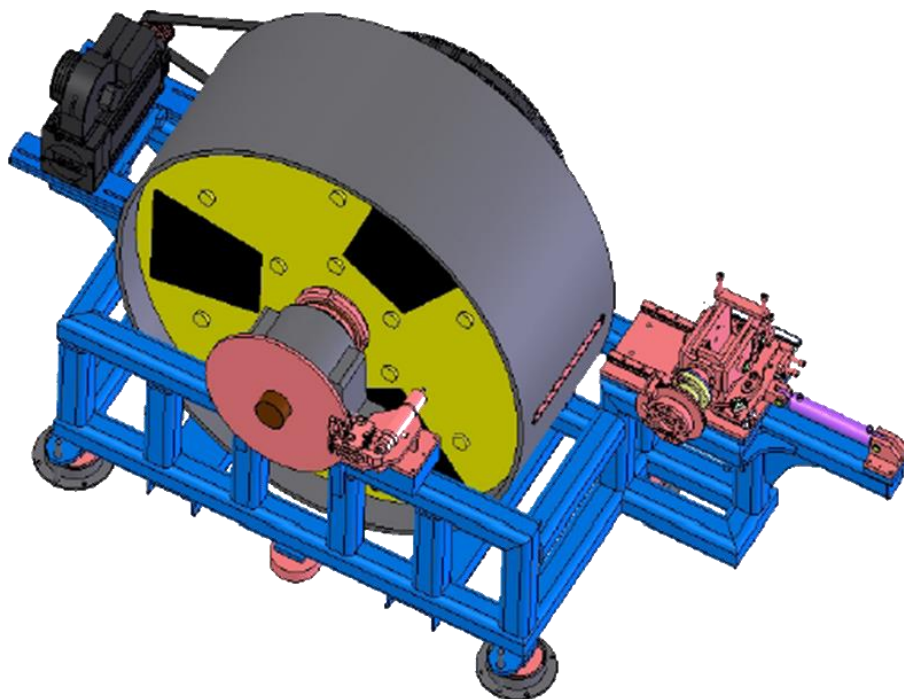
Okruh je složen z hydraulického agregátu umístěného mimo ochranný kryt, a to na jeho stropní části, dále hydraulických hadic vedoucích od tohoto agregátu k poslední části okruhu, kterou je hydraulický válec. Agregát je schopný vyvodit maximální provozní tlak 25 MPa. Hydraulický válec připojený k tomuto agregátu přitlačuje přes měřicí hlavu vozidlové kolo k rotujícímu válci silou až 5 kN. Rychlost přitlačování je možné regulovat v rozmezí 0 až 30 mm/s. Obvyklá rychlost přitlačování je pak u většiny zkoušek 1 mm/s. [1; 2]

Rozvaděč elektřiny

Je skříň umístěná na boku ochranného krytu dynamického adhezoru, sloužící k jištění, měření a ovládání elektrických rozvodů. Z tohoto rozvaděče jsou napájeny elektrickou energií veškeré elektrické prvky zařízení dynamického adhezoru jako je elektrický motor pohonu rotujícího válce a dále různé další snímače, spínače a senzory. [1]

Řídicí panel

Průběh spuštění a ovládání zkoušky je realizován z bezpečného prostoru, takzvaného velínu, kde je obsluha chráněna a není tak ani vystavena nežádoucímu hluku při testování pneumatik za vyšších rychlostí. V tomto velínu se nachází hlavní řídicí panel sloužící k ovládání zařízení. Řídicí panel je složen z dotykového displeje, tlačítek, otočných ovladačů a nouzového „STOP“ tlačítka. Na displeji je možné sledovat průběh zkoušky a v případě nutnosti lze měnit jednotlivé parametry, jako je například přítlačná síla, přítlačná rychlost, směr otáčení a tak dále. [1; 2]



Obr. 1 – Dynamický adhezor DA-1 [32]

1.2 Měření, zkoušky

Dynamické zkoušky jsou realizovány za pohybu pneumatiky čili její rotace vůči podložce. Tyto zkoušky mají velkou vypovídací hodnotu, jelikož je lze srovnávat s reálným provozem vozidla. Pro výrobce pneumatik jsou pak data získaná z těchto zkoušek velmi cenná, jelikož na základě zjištěných hodnot mohou upravit materiálové parametry, rozměry nebo konstrukci svých výrobků. Tím je zajištěno neustálé zlepšování vlastností, které je nezbytné pro dosahování lepší bezpečnosti taktéž i komfortu při jízdě vozidla. [2; 3]

Zkoušky lze rozdělit na takzvané destruktivní, kdy pneumatika dosáhne limitního poškození, při kterém již není schopná dále plnit svou funkci, a na nedestruktivní, kdy nedojde k jejímu zničení nebo opotřebení na limitní hodnotu. [2]

Mezi dynamické zkoušky a měření patří:

- zkouška únavové pevnosti
- měření valivého odporu
- měření dynamického poloměru
- zkouška obvodové házivosti
- měření dynamické radiální tuhosti a útlumu
- zkouška destrukční rychlosti
- zkouška hlučnosti
- zkouška zahřívání pneumatiky při valení kola
- zkouška skluzových charakteristik
- zkouška bočního vedení a odolnosti proti vyzutí patky pneumatiky z ráfku
- zkouška životnosti a opotřebení

1.3 Rešerše aktuální provedení adhezorů

Tato zkušební zařízení, takzvané dynamické adhezory, vyrábí mnoho různých společností po celém světě. Zkoušky prováděné na těchto zařízeních jsou nezbytné pro homologaci nových pneumatik, kontrolu současných výrobků a různé vědecké účely. Konstrukce jednotlivých zařízení je různá a přesná specifikace je takzvané „know-how“ výrobců jednotlivých zařízení. Nejpoužívanější jsou ale válcové zkušebny, kdy se zkoušená pneumatika odvaluje uvnitř nebo vně rotujícího válce. Největší nevýhodou těchto válcových

zkušeben je právě ono odvalování po zakřivené stykové ploše, což ovlivňuje výsledné měření. Dalším konstrukčním provedením může být proto pásová zkušebna. V následující kapitole je uveden soupis několika společností s jejich testovacími zařízeními. [3]

1.3.1 Společnost Altracon

Je společnost z Lucemburska zabývající se více jak 30 let výrobou testovacích zařízení v oblasti pneumatik. Vyrábí více druhů zkušebních zařízení, jako jsou válcové zkušebny, zařízení pro testování pneumatik na rovném povrchu nebo stroje pro testování tření. [4]

Válcová zkušebna pneumatik Altracon

Umožňuje zkoušení až čtyř pneumatik naráz, provedení zařízení lze upravit dle specifikace zákazníka. Na výběr je z několika velikostí zatěžujících válců od průměru 1700 až po 5000 mm, dále pak i možnosti pohonu zatěžujících válců jako hydraulické, pneumatické nebo elektrické. Maximální zatížení pneumatik je až 300 kN a maximální rychlost odvalování je až 500 km/h. Zkušebna je určena pro testování motocyklových, automobilových, lehkých nákladních, těžkých nákladních, autobusových a letadlových pneumatik. [5]



Obr. 2 – Válcová zkušebna Altracon [5]

Válcová zkušebna Altracon se šesti pozicemi

Tato zkušebna je určena k testování pneumatik při vysokém zatížení. Umožňuje upnutí až šesti pneumatik v horizontální poloze při použití hydraulických nebo pneumatických zatěžujících válců. Maximální zatížení pneumatik je až 35 kN a maximální rychlost odvalování je až 160 km/h. Určena je pro testování automobilových a lehkých nákladních pneumatik. [5]



Obr. 3 – Válcová zkušebna Altracon se šesti pozicemi [5]

Válcová zkušebna Altracon pro testování zemědělských pneumatik

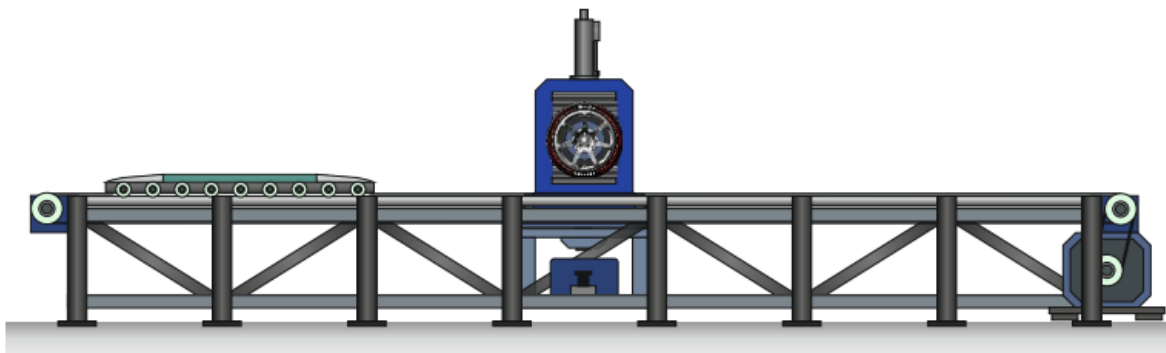
Vysoce výkonná zkušebna pro testování zemědělských pneumatik s maximálním zatížením až 300 kN. Je možné testovat pneumatiky o průměru až 2500 mm, souběžně lze provádět měření na pneumatikách různých velikostí. Průměr zatěžujícího válce je možné volit od 3000 až po 5000 mm. Maximální rychlost odvalování je až 120 km/h. [5]



Obr. 4 – Válcová zkušebna Altracon pro zemědělské stroje [5]

Lineární zkušebna dynamického zatížení Altracon

Zařízení umožňující měření otisku pneumatiky a rozložení vnitřních a vnějších sil působících na běhoun pneumatiky. Dále lze provádět analýzu průhybu boku běhounu, analýzu posunutí boku běhounu a analýzu rozvinuté stopy běhounu. Maximální zatížení pro pneumatiky osobních automobilů je 15 kN, pro nákladní vozidla a autobusy pak 45 kN. Rychlost desky pohybující se pod zkoušeným kolem je až 40 m/s. [6]



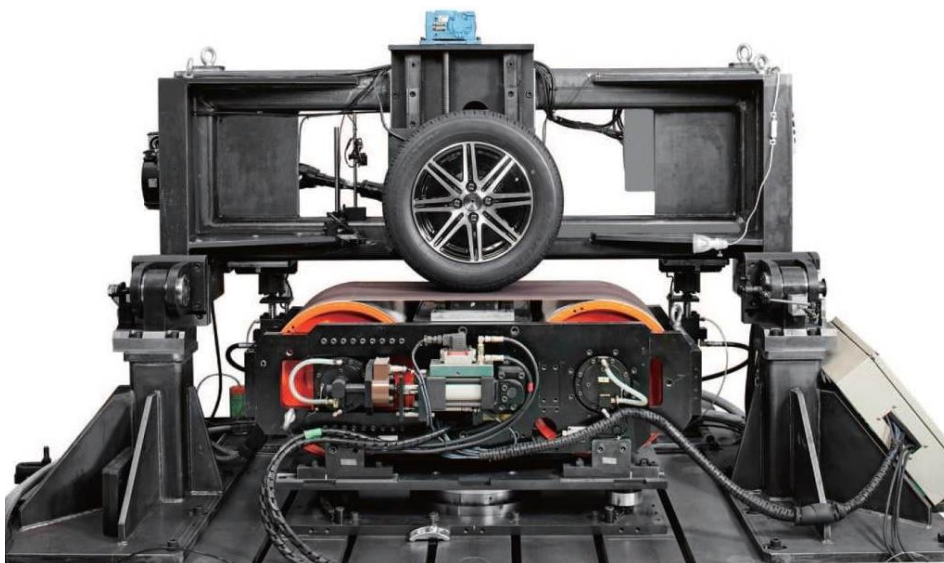
Obr. 5 – Lineární zkušebna dynamického zatížení Altracon [6]

1.3.2 Společnost A&D technology

Tato společnost je americkou pobočkou společnosti A&D Company, Ltd., světového výrobce testovací a měřicí techniky se sídlem v Tokiu. Zabývá se širokou škálou aplikací od vývoje až po samotnou realizaci testovacích zařízení pro automobilový, letecký a elektrotechnický průmysl. [7]

Zařízení pro testování pneumatik s plochým pásem A&D technology

Pásové zkušební zařízení pro testování pneumatik osobních automobilů při zatížení až 12 kN. Pneumatiku je možné polohovat až v šesti osách a dosáhnout tak mnoho různých kombinací při jejím zatěžování. Maximální rychlost pásu je až 200 km/h a otáčky testované pneumatiky jsou omezeny na maximální hodnotu 1750 ot/min. Oproti válcovým zkušebnám již styk pneumatiky s pásem odpovídá reálnému provozu, čímž je zde eliminována nevýhoda při použití odvalujícího se válce s určitým zakřivením. [8]

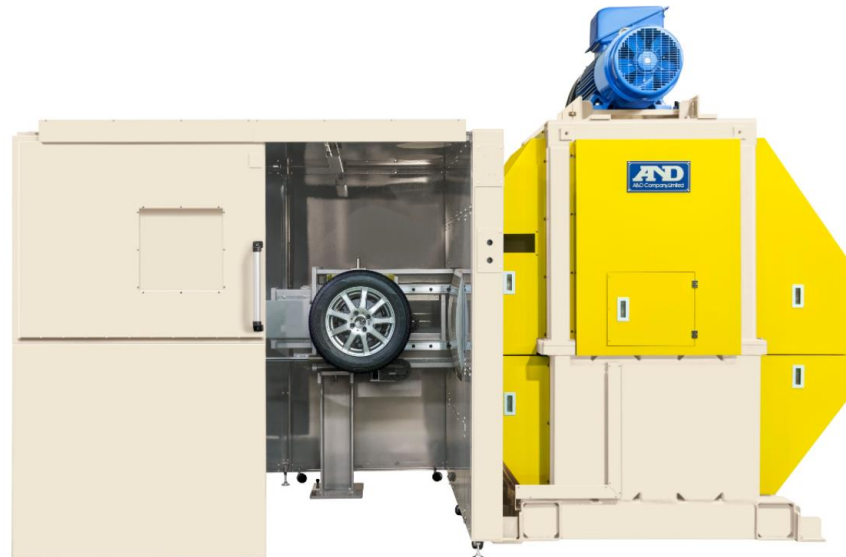


Obr. 6 – Pásová zkušebna A&D technology [8]

Zařízení pro testování valivého odporu pneumatiky A&D technology

Válcová zkušebna pro testování valivého odporu pneumatik osobních a nákladních automobilů taktéž i autobusů. Toto zařízení je schopné fungovat v plně automatizovaném režimu, taktéž i v manuálním za podpory obsluhy. Konstrukce obsahuje hliníkový buben, který je energeticky úspornější v porovnání s ocelovým, a to až o 30 %. Dle specifikace zákazníka může být konstrukce doplněna o teplotní komoru, která rozšiřuje oblast dalšího použití.

Maximální rychlost odvalování je 120 km/h, volitelně až 270 km/h. Velikost testovaných pneumatik je pro osobní automobily v rozmezí 500 až 900 mm, dále pro nákladní automobily a autobusy 700 až 1500 mm. Síla valivého odporu pro osobní automobily je 300 N, pro nákladní automobily a autobusy pak 500 N. [9]



Obr. 7 – Válcová zkušebna valivého odporu A&D technology [9]

1.3.3 Společnost MTS

Jedná se o jednu z předních světových společností sídlících v USA dodávajících výkonné testovací a simulační systémy. Její produkty jsou používány v širokém spektru aplikací v automobilovém, železničním, kosmickém, leteckém, biomedicinském, materiálovém a energetickém průmyslu, ale i v dalších odvětvích, kde zajišťují potřebnou spolehlivost a bezpečnost. [10]

Systém pro měření sil a momentů Flat-Trac MTS

V tomto případě se jedná o pásovou zkušebnu podobné koncepce, jako u zařízení společnosti A&D technology, princip funkce je tudíž stejný. Použití je možné pro osobní, lehké nákladní, těžké nákladní, autobusové, motocyklové a závodní pneumatiky. Tato zkušebna je vyráběna v různých modifikacích dle konkrétních požadavků zákazníka. Maximální zatížení vozidlového kola je až 30 kN při maximální rychlosti až 320 km/h. Umožňuje simulaci

rozličných situací, které mohou při reálném provozu vozidla nastat a je tak velice univerzálním zařízením potřebným k homologaci a vědeckému zkoumání pneumatik. [11]



Obr. 8 – Systém pro měření sil a momentů Flat-Trac MTS [11]

Systém pro měření valivého odporu pneumatiky MTS

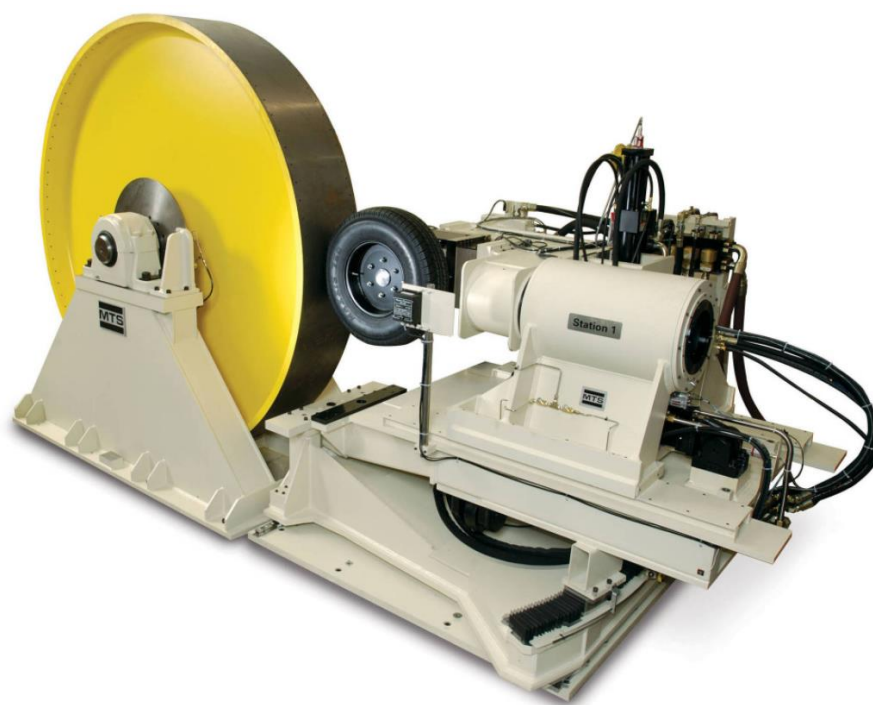
Taktéž jako v případě společnosti A&D technology je toto zařízení uzpůsobeno k testování valivého odporu různých typů pneumatik. Je možné testovat osobní, lehké nákladní, těžké nákladní, motocyklové a autobusové pneumatiky. Obdobně jako v předchozím případě zařízení Flat-Trac je možné zkušebnu modifikovat dle požadavků zákazníka. Na výběr je několik velikostí zatěžujících válců v kombinaci s různými typy nosných rámců a zavěšení vozidlových kol. Průměry zatěžujících válců jsou v rozmezí 1708 až 2000 mm, maximální rychlosti jsou pak v rozmezí 160 až 320 km/h. Maximální zatížení dosahuje v případě koncepce pro nákladní automobily hodnoty 60 kN. [12]



Obr. 9 – Válcová zkušebna valivého odporu MTS [12]

Systém pro měření opotřebování běhounu pneumatiky MTS

Posledním systémem pro testování pneumatiky od společnosti MTS je pak válcová zkušebna pro zkoumání opotřebenění běhounu. Taktéž je možné zkušebnu modifikovat dle přesných požadavků, a to například pro testování jedné nebo dvou na sobě velikostně nezávislých pneumatik. Zařízení je určeno taktéž pro testování osobních, lehkých nákladních, těžkých nákladních, autobusových a motocyklových pneumatik. Na výběr je opět z několika velikostí zatěžujících válců průměru 3048 do 5000 mm. Maximální rychlosti jsou pak do 160 km/h s maximálním zatížením dosahujícím hodnoty 70 kN. [13]



Obr. 10 – Válcová zkušebna opotřebování běhounu MTS [13]

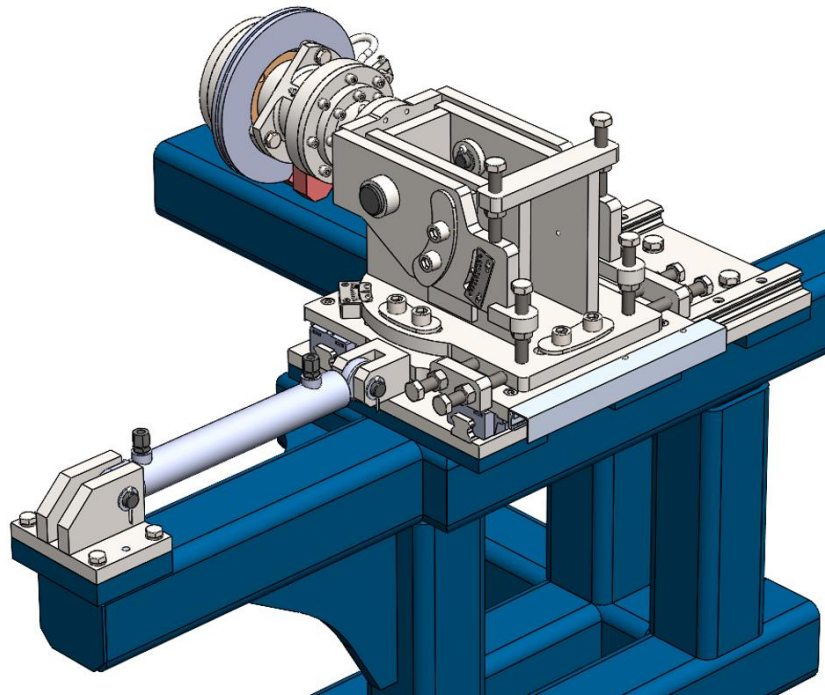
Výše zmíněný výčet zařízení dynamických adhezorů je pouze krátkým orientačním shrnutím, existuje samozřejmě ještě mnoho dalších výrobců zabývajících se problematikou zkoušení pneumatik. Mezi další významné výrobce patří například All Well Industry Co., Ltd., Tianjin Jiurong Industry Tech Co., Ltd. nebo Testing Service GmbH.

Vzhledem k tomu, že tématem této diplomové práce je úprava aktuálního konstrukčního řešení naklápění měřicí hlavy dynamického adhezoru DA-1, Univerzity Pardubice, je tudíž tato teoretická část pojatá tak, aby čtenáři byly poskytnuty nejdůležitější informace a mohl si tak udělat představu o aktuální situaci.

Ohledně tématu dynamických adhezorů bylo již v minulosti zpracováno několik akademických prací, v nichž je možné dohledat další podrobnější informace ohledně této problematiky. Jedná se o akademické práce *Stanovení metodiky pro měření na statickém a dynamickém adhezoru*, *Zkušební zařízení pro testování pneumatik silničních vozidel* a *Návrh úpravy a dovybavení dynamického adhezoru*. [2; 3; 14]

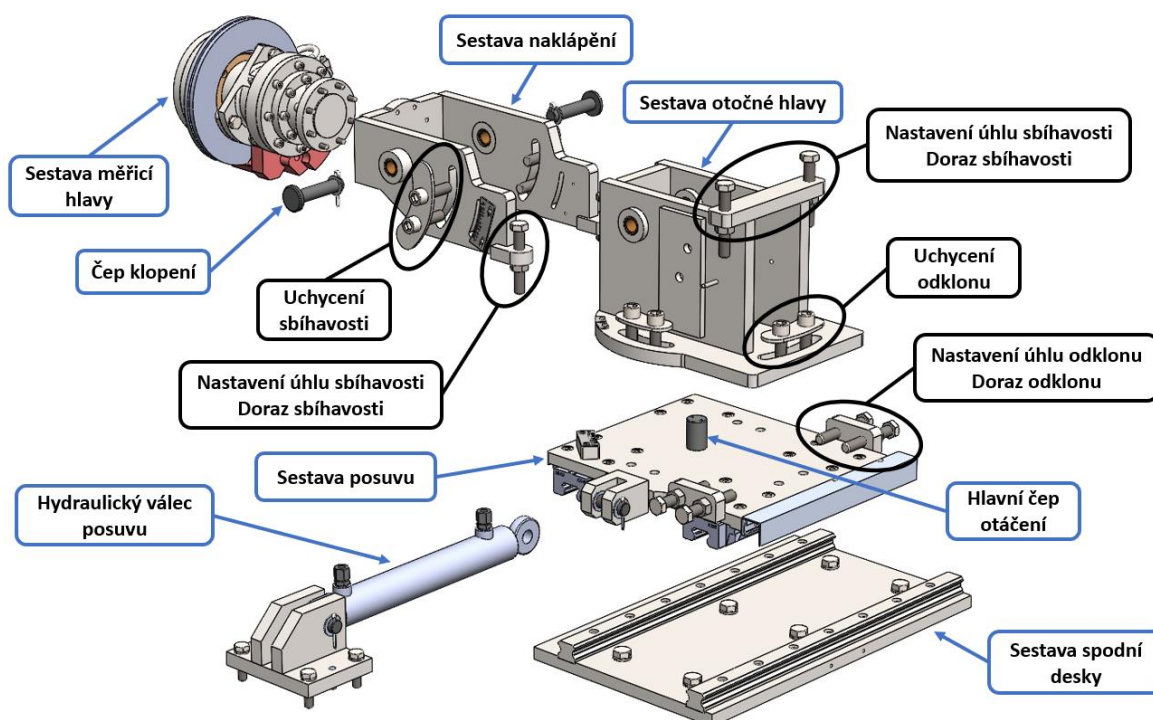
2 Vyhodnocení stávající konstrukce dynamického adhezoru, popis a zdůvodnění nových úprav

Stávající konstrukce dynamického adhezoru *Obr. 11* a jeho naklápečí hlavy je složena z několika hlavních sestav *Obr. 12*. Základem je sestava spodní desky s kolejnicemi lineárního vedení, která je upevněna pomocí šroubů k samotnému rámu celého dynamického adhezoru. Následuje sestava posuvu nesoucí veškeré komponenty naklápečí hlavy. Vzájemný posuvný pohyb těchto dvou sestav je realizován pomocí vozíků kuličkového vedení Hiwin HGW 35 HC, pohybujících se po výše zmíněných kolejnicích, které jsou součástí sestavy spodní desky. Tento pohyb naklápečí hlavy zajišťuje síla vyvozená hydraulickým válcem HM-40/22-250-R. Přes hlavní čep otáčení uložený v kluzném ložisku je k sestavě posuvu připojena sestava otočné hlavy, zajišťující simulaci odklonu vozidlového kola. Přes čepy klopení uložené taktéž v kluzných ložiscích je dále k sestavě otočné hlavy připojena sestava naklápění. Tato sestava slouží k simulaci sbíhavosti a je k ní dále připojena sestava měřicí hlavy sloužící jako upínací prvek zkoušeného vozidlového kola.



Obr. 11 – Aktuální konstrukce naklápečí hlavy s nosným rámem

Nastavení požadovaného úhlu odklonu vozidlového kola je realizováno pomocí šroubů umístěných ve dvou dorazech na krajích sestavy posuvu. Tyto dorazy jsou pomocí svarů připojeny k sestavě nosné desky, jež je součástí sestavy posuvu. Mechanickým otáčením těchto šroubů dochází k jejich vysouvání nebo zasouvání a tím ke změně úhlu natočení sestavy otočné hlavy. Šrouby jsou doplněny maticemi, které se po dosažení požadované polohy dotáhnou proti dorazu a ustaví tak konečnou polohu. Sestava otočné hlavy je dále doplněna třemi uchyceními odklonu, které vytvářejí přídavné třecí spoje a zajišťují tak hlavu proti pootočení v průběhu zkoušení vozidlového kola.



Obr. 12 – Popis aktuální konstrukce naklápěcí hlavy

Mechanismus nastavení sbíhavosti je řešen obdobným způsobem. Šrouby nastavení úhlu jsou v tomto případě umístěny ve třech dorazech, a to v horní části otočné hlavy a na spodní části boků sestavy naklápění. Jako v případě nastavení odklonu vozidlového kola, dochází při jejich otáčení k vysouvání nebo zasouvání a tím tíženě změně úhlu natočení sestavy naklápění. Taktéž jsou tyto šrouby doplněny maticemi pro ustavení v konečné poloze. Celou sestavu naklápění doplňuje dvojice uchycení sbíhavosti s totožnou funkcí jako v případě odklonu vozidlového kola.

Právě aktuální řešení nastavování úhlu odklonu a sbíhavosti je předmětem nových úprav. Z hlediska obsluhy musí technik opustit řídicí stanoviště, takzvaný velín, kde je umístěn hlavní ovládací panel dynamického adhezoru. Poté musí za použití ručního náradí všechny upínací a nastavovací prvky jednotlivě povolit a pomocí mechanických ukazatelů zdlouhavě přestavit do nové výchozí polohy. Navíc pomocí těchto ukazatelů není zajištěno přesné nastavení požadovaného úhlu odklonu či sbíhavosti. Toto aktuální řešení je z hlediska ergonomie obsluhy časově náročné.

Výsledkem nového konstrukčního řešení má být dosaženo ulehčení práce technické obsluhy a hlavně zkrácení času pro realizaci nového nastavení. Další výhodou bude ovládání veškerého nastavení pomocí hlavního ovládacího panelu za stanoviště velínu. Nebude tak už nutné pro změnu jednotlivých parametrů opouštět toto stanoviště.

Na základě splnění hlavního cíle diplomové práce bude do budoucna dynamický adhezor připraven pro ovládání úhlu natočení odklonu i sbíhavosti přímo v průběhu zkoušky vozidlového kola. Tato funkce značně rozšíří možnosti jeho využití. Bude tak možné simulovat mnohem více situací, které v reálném prostředí na vozidlové kolo působí.

2.1 Nové úpravy

Z hlediska nových úprav je základním předpokladem odstranění stávajících dorazů, které se v nové konstrukci již nebudou dále využívat. Dalšími kroky jsou přepracování sestavy posuvu, sestavy otočné hlavy a sestavy naklápění. K těmto sestavám je nutné připojit hydraulické válce nově zajišťující odklon a sbíhavost vozidlového kola. Aktuálně využívaná čepová spojení je nutné zkontrolovat a případně upravit, aby vyhověly pevnostním požadavkům. Prvky pro uchycení odklonu a sbíhavosti pomocí třecího spojení je možné zachovat pro případ dlouhodobého zajištění nastavených úhlů a odlehčit tak namáhání hydraulických válců.

3 Návrh vlastního konstrukčního řešení otočného systému naklápěcí hlavy

Prvním krokem návrhu nové konstrukce systému naklápěcí hlavy bylo zjištění hlavních rozměrů aktuálního uspořádání, zástavbových rozměrů a dalších vstupních parametrů, které jsou hlavními omezujícími prvky při konstrukci nových a úpravě stávajících součástí.

Dále bylo nutné zjistit zatěžující síly působící na exponované části konstrukce. Dle těchto sil bylo poté možné dimenzovat nové součásti a také ověřit funkčnost již použitých součástí. Předpokladem byla maximální přitlačná síla, kterou udává výrobce dynamického adhezoru. Tato síla je vyvozena přitlačným účinkem hydraulického válce HM-40/22-250-R, který přitlačuje celek naklápěcí hlavy na rotující zatěžovací válec dynamického adhezoru a činí $T = 5000 \text{ N}$. [1]

Při realizaci konstrukčního řešení jsem se snažil co nejvíce využít aktuální konstrukce s co možná nejmenšími zásahy do již vyrobených součástí. Tímto bych chtěl poděkovat firmě VÚB a.s., Ústí nad Orlicí, která mi poskytla referenční model měřicí hlavy, díky kterému bylo možné realizovat novou konstrukci v podstatně kratším časovém intervalu.

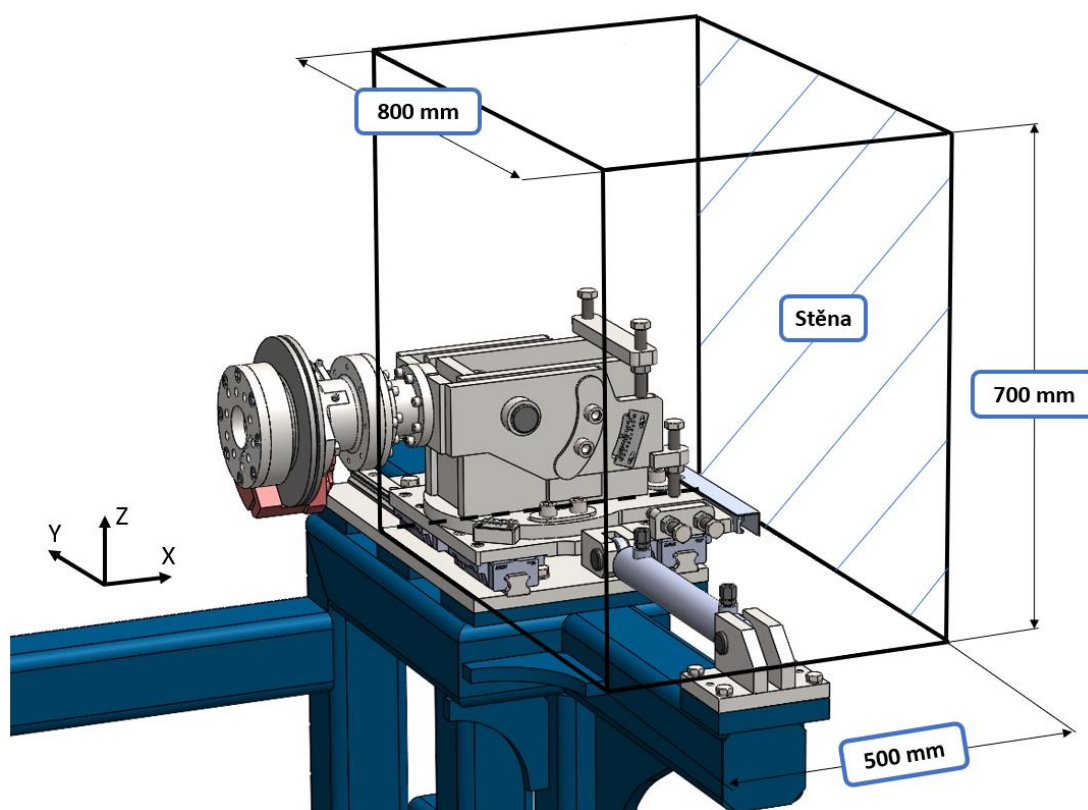
3.1 Hlavní rozměry a omezující prvky stávající konstrukce

Jak již bylo řečeno, hlavními omezujícími prvky konstrukce byly stávající rozměry naklápěcí hlavy a zástavbové rozměry, které jsou dány samotným umístěním zařízení v laboratoři. Do těchto rozměrů bylo nutné novou konstrukci zasadit.

Jedná se o pomyslný kvádr o rozměrech délky 800 mm, šířky 500 mm a výšky 700 mm, zobrazen na *Obr. 13*. Konstrukce naklápěcí hlavy je vzdálena od stěny místnosti pouhých 70 mm, což výrazně omezuje umístění hydraulických válců a dalších součástí. Při nedodržení těchto rozměrů by mohlo, při provozu zařízení, dojít ke kolizím nebo znemožnění funkčnosti celé konstrukce dynamického adhezoru.

Následujícím omezujícím údajem byl z hlediska návrhu hydraulických válců taktéž maximální provozní tlak použitého hydraulického agregátu, který činí $p_{MAX} = 25 \text{ MPa}$. S tímto maximálním tlakem bylo následně počítáno při návrhu hydraulických válců.

Dle referenčních hodnot bylo přistoupeno k samotnému konstrukčnímu řešení otočného systému naklápěcí hlavy.



Obr. 13 – Zástavbové rozměry

3.2 Maximální zatěžující síla od dynamického působení

Maximální přítláčná síla udávaná výrobcem je pouze statickým zatížením působícím na naklápěcí hlavu. Jelikož je možné simulování přejezdu nerovností pomocí překážek, které se umisťují na poháněný válec, bylo nutné uvažovat zatížení naklápěcí hlavy dynamickými účinky a to zejména, aby hydraulické válce byly schopny staticky vyvozený tlak udržet a tím nedošlo k nežádoucí změně odklonu či sbíhavosti vozidlového kola.

Pro zjištění těchto dynamických účinků byl použit výpočtový software pro analýzu pohybu více těles MSC ADAMS. V tomto prostředí byl vytvořen výpočtový model, ze kterého byl získán graf průběhu zatěžující síly v čase působící na naklápěcí hlavu při provozu zařízení. Z výsledného grafu byla následně odečtena maximální zatěžující síla $F_{ZS} = 13104 \text{ N}$, která

byla pro potřeby výpočtů a zvýšení bezpečnosti zaokrouhlena na $F_z = 13500$ N, viz následující kapitola 3.2.1 *Simulace dynamických účinků – MSC ADAMS*.

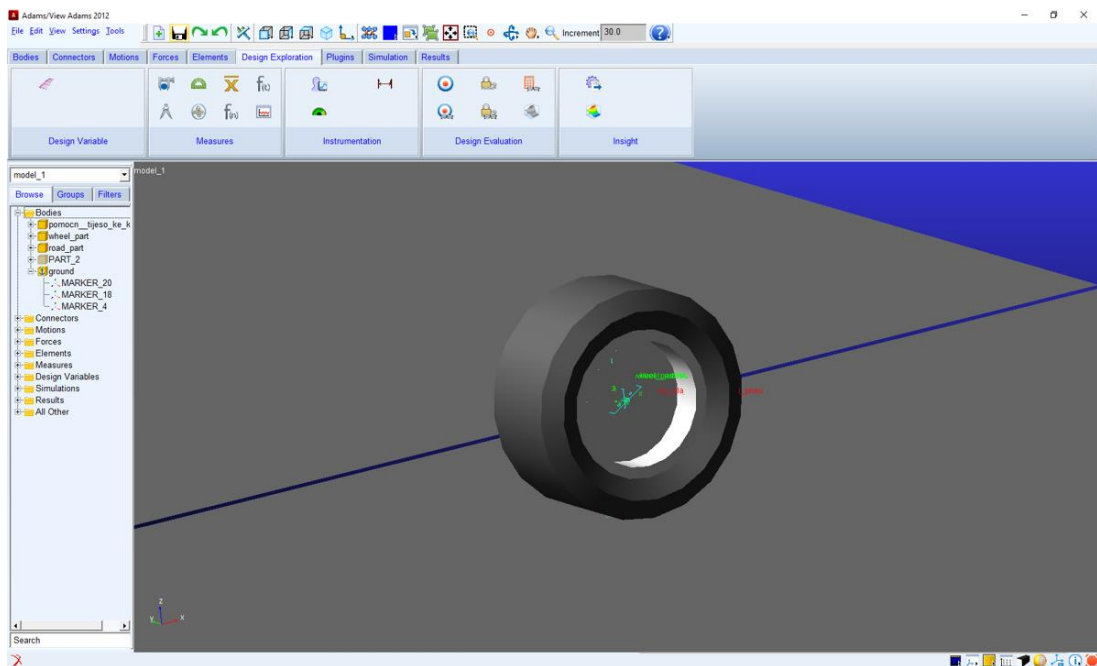
Tuto sílu uvažuji jako reálnou maximální zatěžující sílu, která zohledňuje dynamické účinky působící na naklápěcí hlavu a z ní vycházím v následujících výpočtech a dimenzování nových součástí.

3.2.1 Simulace dynamických účinků – MSC ADAMS

V prvním kroku jsem vytvořil model vozidlového kola s vozovkou (*Obr. 14*). Parametry tohoto kola jsem zvolil dle vnitřní databáze programu a odpovídají maximální možné velikosti, kterou lze na dynamickém adhezoru testovat, tedy R17 s hmotností $m = 25$ kg. Tato hmotnost byla zvolena a je dále vysvětlena v kapitole 3.3.2 *Výpočet sil – pro SBÍHAVOST kola*.

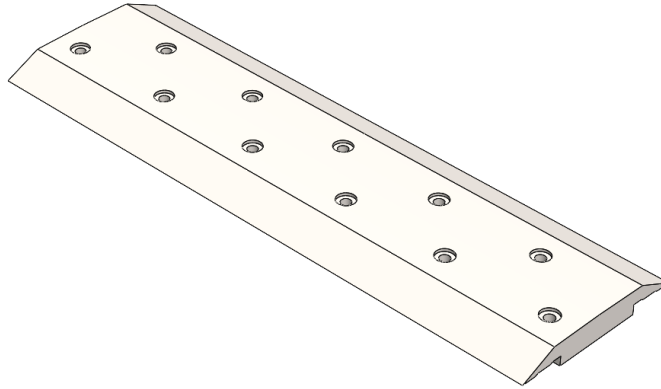
Parametry vozidlového kola:

- Nezatížený rádius: 298,9 mm
- Šířka: 235 mm
- Poměr stran: 0,45
- Vertikální tuhost: 810
- Vertikální tlumení: 3,1



Obr. 14 – Model vozidlového kola s vozovkou

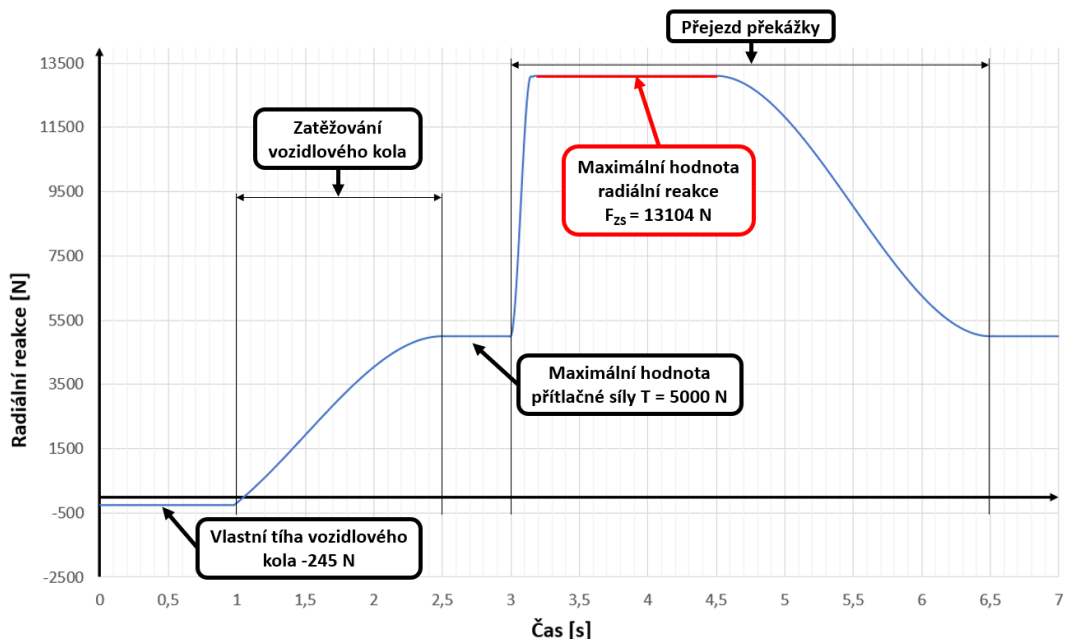
Dále bylo nutné definovat velikost tělíska simulujícího nerovnost vozovky. Jedná se o překážku tvaru lichoběžníku s délkou základny 100 mm, délkou horní hrany 60 mm a výškou 10 mm (*Obr. 15*).



Obr. 15 – Vizualizace překážky

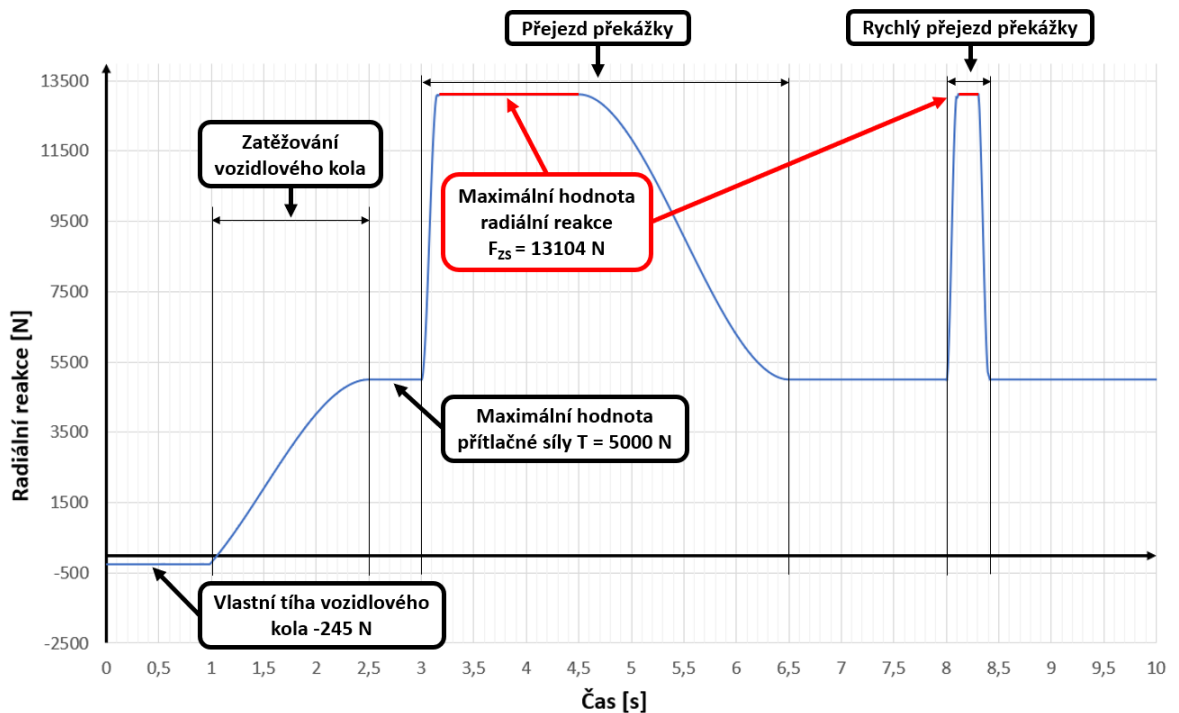
Pro samotné simulování dynamického působení jsem využil tzv. STEP funkci rozdělenou do několika částí. Tato funkce je kroková a její velikost plynule přechází z jedné hodnoty do druhé. V první části je vozidlové kolo zatíženo postupně od nuly až do maximální hodnoty radiální síly $T = 5000$ N, toto zatěžování odpovídá přitlačování kola k rotujícímu válci. Druhá část je pak již samotný přejezd kola přes překážku. Celkový průběh je dán součtem těchto dvou STEP funkcí. Na následujícím grafu je zobrazen průběh zatěžování s najetím kola na překážku a sjetím zpět na vozovku (*Graf 1*).

Graf 1 – Graf ADAMS přejezd překážky



Dále jsem ještě provedl kombinaci předešlého průběhu s dalším rychlým přejezdem překážky. V obou případech byla maximální hodnota radiální reakce (respektive maximální zatěžující síla) stejná a činí, jak již bylo zmíněno výše v kapitole 3.2 *Maximální zatěžující síla od dynamického působení*, $F_{ZS} = 13104$ N. Finální průběh radiální reakce při přejezdu překážek je zobrazen na následujícím grafu (*Graf 2*).

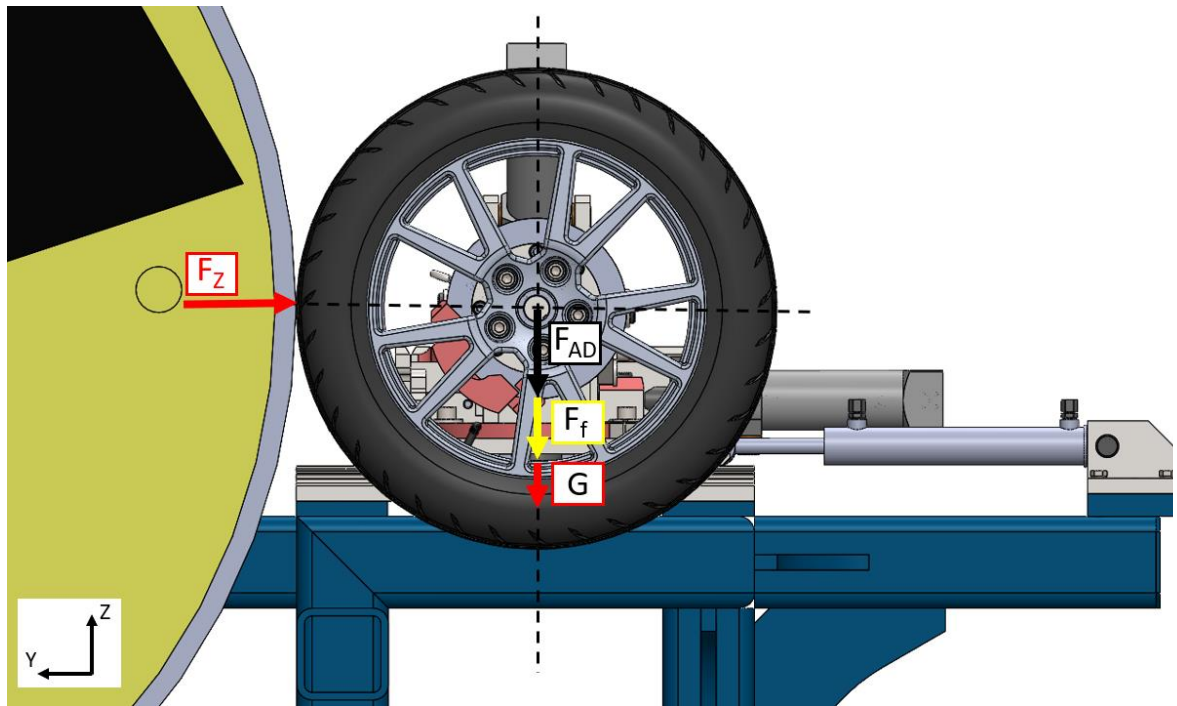
Graf 2 – Graf ADAMS přejezd dvou překážek



V obou výše uvedených případech je taktéž patrná záporná hodnota radiální reakce -245 N na začátku simulace, což je dáno vlastní tíhou vozidlového kola. Výsledkem této simulace bylo zjištění maximální zatěžující síly F_Z .

3.3 Výsledné zatěžující síly na naklápěcí hlavu

Síly působící na naklápěcí hlavu jsou pro potřeby výpočtů pro analytické řešení zjednodušeny a převedeny do 2D prostoru. Tyto výsledné zatěžující síly (*Obr. 16*) jsem použil pro následný návrh hydraulických válců a 3D model konstrukčního řešení naklápěcí hlavy.



Obr. 16 – Zatěžující síly

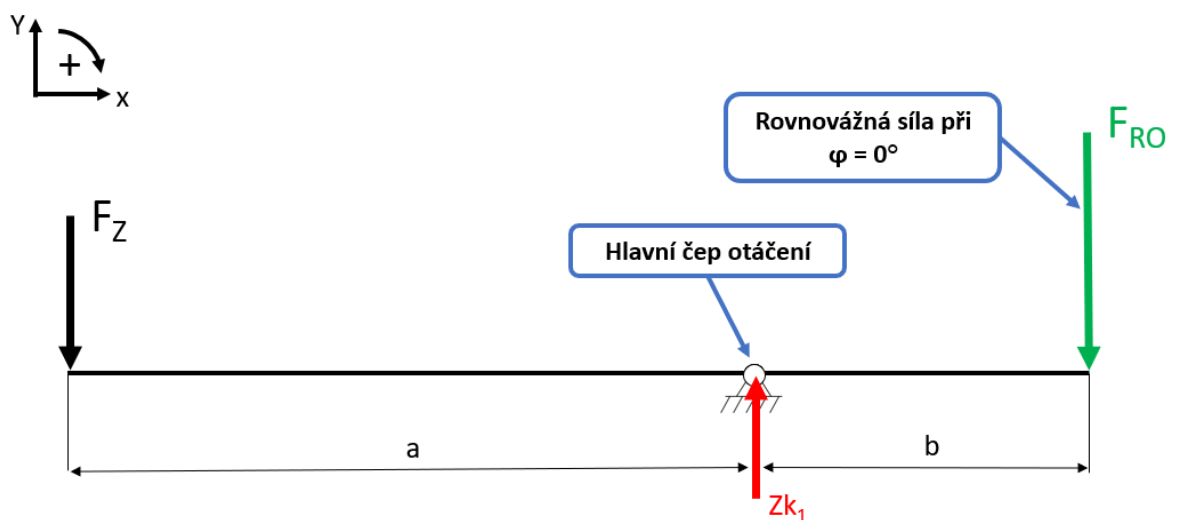
Konstrukční řešení naklápěcí hlavy vede na obecný problém dvojzvrtné páky a je rozděleno na dvě části. V horizontální rovině X-Y na řešení odklonu kola a ve vertikální rovině X-Z na řešení sbíhavosti kola (*Obr. 13*).

3.3.1 Výpočet sil – pro ODKLON kola

Při výpočtu sil působících při odklonu kola vycházím ze zjištěné maximální zatěžující síly $F_Z = 13500$ N, která působí na rameni $a = 394$ mm. Oproti ní je pro vytvoření rovnovážného stavu nutné vyvodit na rameni $b = 190$ mm hledanou sílu F_{RO} .

Rameno a je dáno konstrukcí naklápěcí hlavy a je to vzdálenost od dosedací plochy brzdného kotouče k rotační ose hlavního čepu otáčení. Tuto vzdálenost jsem zvolil jako referenční, jelikož je možné použít mnoho kombinací kol a pneumatik, přičemž každé kolo má dále rozdílnou šířku a hodnotu zálisu, tzv. parametru ET.

Rameno b bylo zvoleno s ohledem na zástavbové rozměry a co nejefektivnější účinek hydraulického válce. Schéma uspořádání odpovídající základní pozici tedy $\varphi = 0^\circ$ odklonu kola je zobrazeno na *Obr. 17*.



Obr. 17 – Schéma ODKLON základní pozice $\varphi = 0^\circ$

Pákový poměr pro výchozí hodnotu odklonu $\varphi = 0^\circ$:

$$F_Z \cdot a = F_{RO} \cdot b \quad (1)$$

$$F_{RO} = \frac{F_Z \cdot a}{b} = \frac{13500 \cdot 394}{190} = 27995 \text{ N} \quad (2)$$

Výpočet reakce v hlavním čepu otáčení:

$$\sum F_y = 0; -F_Z + Z_{k1} - F_{RO} = 0 \quad (3)$$

$$Z_{k1} = F_Z + F_{RO} = 13500 + 27995 = \mathbf{41495 \text{ N}} \quad (4)$$

Zjištěnou hodnotu reakce v hlavním čepu jsem dále použil pro výpočet únosnosti čepu.

Výpočet sil pro krajní polohy naklápěcí hlavy pro $\varphi = \pm 10^\circ$:

Jelikož hydraulický válec při přestavení na požadovanou hodnotu odklonu $\varphi = \pm 10^\circ$ taktéž mění svou polohu, mění se i úhel α_1, β_1 , pod kterým působí hledaná síla F_{RO} na rameno b . Konkrétní hodnoty uvádím v *Příloha A – ODKLON kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_1, β_1* . Dále jsem dopočetl rovnovážné síly pro krajní polohy F_{R1} (*Obr. 18*) a F_{R2} (*Obr. 19*), následně pak i rovnovážné síly pro ostatní hodnoty odklonu φ zobrazené v *Graf 3*. Z těchto sil jsem zjistil maximální rovnovážnou sílu, která je určující pro návrh hydraulického válce. Úhly α_1, β_1 jsem zjistil z navržené 3D sestavy v CAD programu SolidWorks.

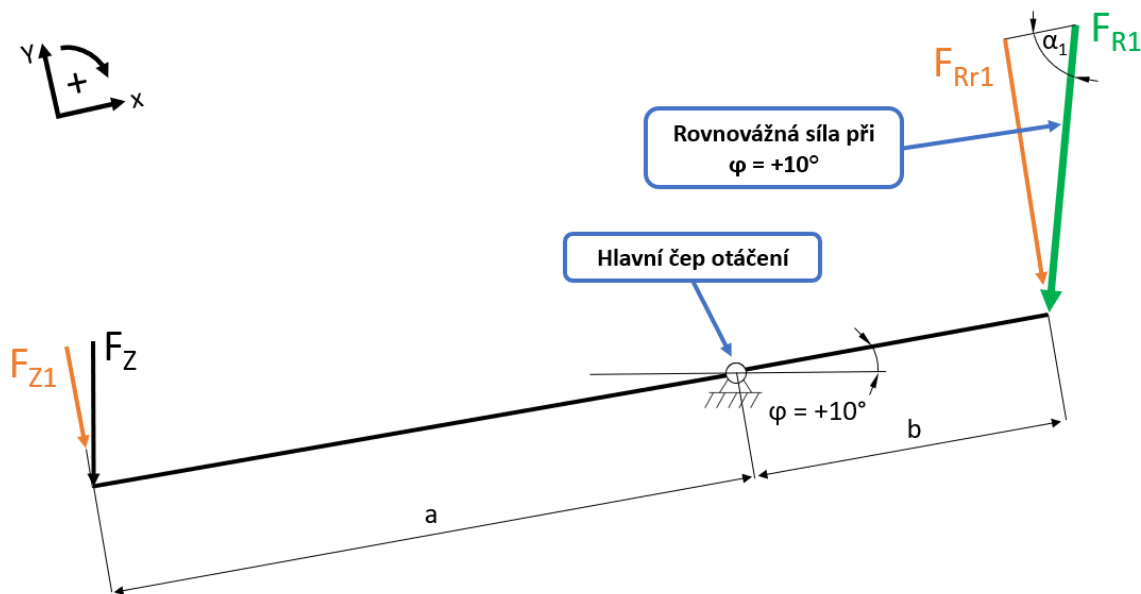
Pro krajní polohu $\varphi = +10^\circ$:

$$F_{Z1} \cdot a = F_{Rr1} \cdot b \quad (5)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{F_{Z1}}{F_Z} \rightarrow F_{Z1} = F_Z \cdot \cos(\varphi) = 13500 \cdot \cos(10^\circ) = 13295 \text{ N} \quad (6)$$

$$F_{Rr1} = \frac{F_{Z1} \cdot a}{b} = \frac{13295 \cdot 394}{190} = 27570 \text{ N} \quad (7)$$

$$\sin(\alpha_1) = \frac{F_{Rr1}}{F_{R1}} \rightarrow F_{R1} = \frac{F_{Rr1}}{\sin(\alpha_1)} = \frac{27570}{\sin(75,61^\circ)} = \mathbf{28463 \text{ N}} \quad (8)$$



Obr. 18 – Schéma ODKLON krajní pozice +10°

Pro krajní polohu -10°:

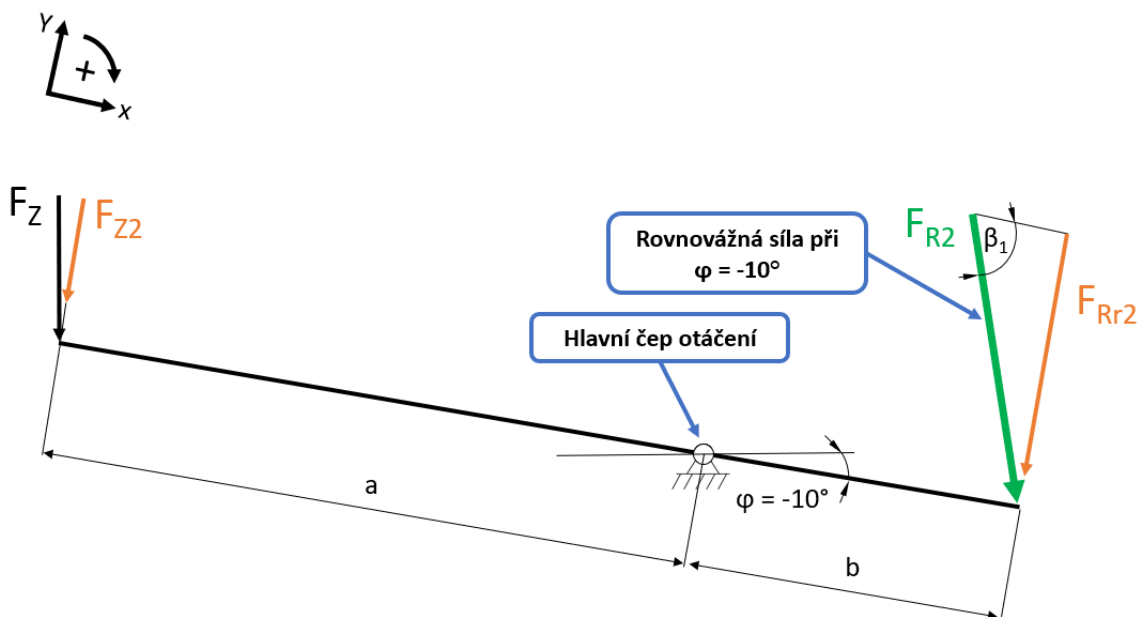
$$F_{Z2} \cdot a = F_{Rr2} \cdot b \quad (9)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{F_{Z2}}{F_Z} \rightarrow F_{Z2} = F_Z \cdot \cos(\varphi) = 13500 \cdot \cos(10^\circ) = 13295 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{Rr2} = \frac{F_{Z2} \cdot a}{b} = \frac{13295 \cdot 394}{190} = 27570 \text{ N} \quad (11)$$

$$\sin(\beta_1) = \frac{F_{Rr2}}{F_{R2}} \rightarrow F_{R2} = \frac{F_{Rr2}}{\sin(\beta_1)} = \frac{27570}{\sin(71,2^\circ)} = 29124 \text{ N} \quad (12)$$

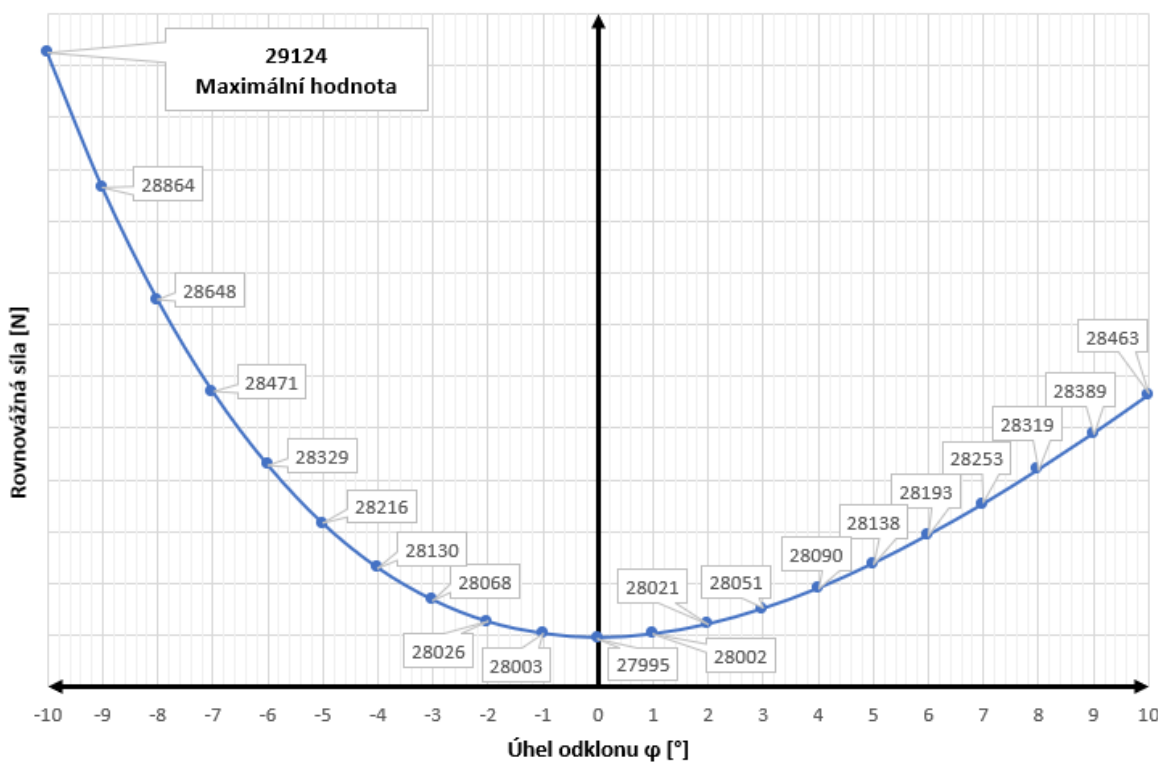
Z uvedených výpočtů je zřejmé, že síla $F_{Z1} = F_{Z2}$ a $F_{Rr1} = F_{Rr2}$.



Obr. 19 – Schéma ODKLON krajní pozice -10°

V následujícím Graf 3 je patrný průběh rovnovážné síly při jednotlivých hodnotách úhlu φ , kde maximální hodnota je v krajní poloze při natočení $\varphi = -10^\circ$ a činí $F_{R2} = 29124$ N.

Graf 3 – Graf rovnovážných sil ODKLONU kola



3.3.2 Výpočet sil – pro SBÍHAVOST kola

Pro výpočet rovnovážných sil při nastavení sbíhavosti kola, vycházím taktéž ze zjištěné zatěžující síly $F_z = 13500$ N. V tomto případě ale na zkoušené kolo s pneumatikou působí ještě další zatěžující síly (*Obr. 16*) dané umístěním v horizontální rovině X-Z.

První přídatnou silou je tíhová síla, pro jejíž výpočet bylo nutné zjistit hmotnost vozidlového kola. Ta byla zjištěna vážením různých typů kol a následně byla zvolena nejvyšší změřená hmotnost vozidlového kola $m = 25$ kg. Následným výpočtem jsem získal hodnotu tíhy G , přičemž uvažuji normální tíhové zrychlení $g = 9,81$ m · s⁻².

Další přídatnou silou je adhezní síla F_{AD} , kde uvažuji součinitel adheze $\varphi_{AD} = 1$, pro nejprůzračnější adhezní podmínky, kdy je pneumatika schopna přenést maximální adhezní sílu. [15]

Poslední přídatnou silou je odpor valení F_f . Při výpočtu tohoto odporu uvažuji jízdu po rovině $\alpha_f = 0^\circ$, součinitel odporu valení $f = 0,03$ odpovídající betonu, asfaltobetonu nebo asfaltu při tlaku huštění pneumatik > 150 kPa. Tato hodnota součinitele odporu valení nejlépe odpovídá povrchu válce, ke kterému je zkoušené vozidlové kolo při měření přitlačováno. [15]

Sečtením všech těchto sil získám výslednou zatěžující sílu F_0 působící při simulaci sbíhavosti kola na rameni $c = 334$ mm.

Rameno c uvažuji obdobně jako v případě simulace odklonu kola, a to jako vzdálenost od dosedací plochy brzdného kotouče k rotační ose čepu naklápění hlavy.

Rameno d jsem zvolil stejně jako v případě odklonu kola s ohledem na zástavbové rozměry a efektivní účinek hydraulického válce. Hodnota byla zvolena jako $d = 260$ mm. V tomto případě již nebylo možné z konstrukčních důvodů umístit hydraulický válec kolmo k rameni d , a proto jsem již v základní pozici zvolil úhel odklonu $\varepsilon = 52,82^\circ$. Schéma uspořádání odpovídající základní pozici $\varphi = 0^\circ$ sbíhavosti kola je zobrazeno na *Obr. 20*.

Výpočet tíhové síly:

$$G = m \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 246 \text{ N} \quad (13)$$

Výpočet adhezní síly:

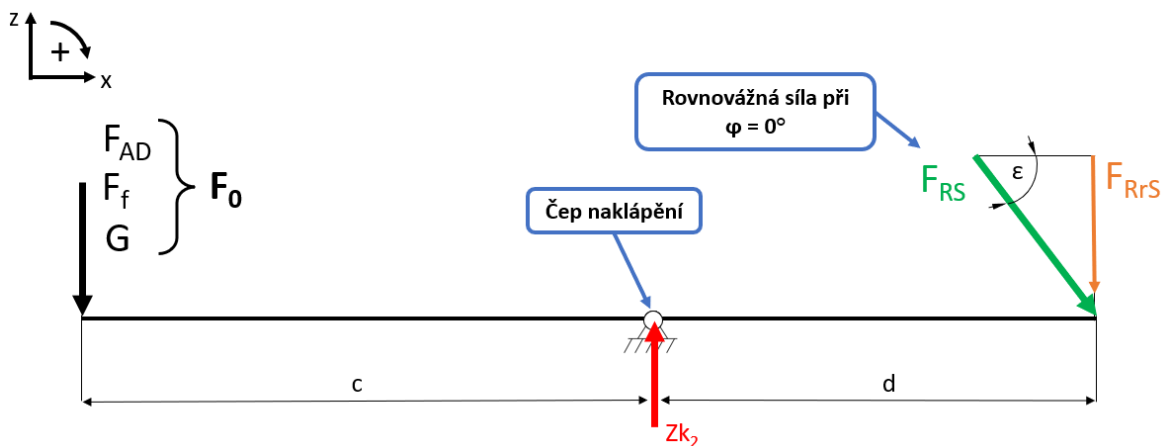
$$F_{AD} = F_Z \cdot \varphi_{AD} = 13500 \cdot 1 = 13500 \text{ N} \quad (14)$$

Výpočet valivého odporu:

$$F_f = F_Z \cdot \cos(\alpha_f) \cdot f = 13500 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,03 = 405 \text{ N} \quad (15)$$

Výsledná zatěžující síla pro sbíhavost kola:

$$F_0 = G + F_{AD} + F_f = 246 + 13500 + 405 = \mathbf{14151 \text{ N}} \quad (16)$$



Obr. 20 – Schéma SBÍHAVOSTI základní pozice $\varphi = 0^\circ$

Pákový poměr pro výchozí hodnotu sbíhavosti $\varphi = 0^\circ$:

$$F_0 \cdot c = F_{RrS} \cdot d \quad (17)$$

$$F_{RrS} = \frac{F_0 \cdot c}{d} = \frac{14151 \cdot 334}{260} = 18179 \text{ N} \quad (18)$$

$$\sin(\varepsilon) = \frac{F_{RrS}}{F_{RS}} \rightarrow F_{RS} = \frac{F_{RrS}}{\sin(\varepsilon)} = \frac{18179}{\sin(52,82^\circ)} = \mathbf{22817 \text{ N}} \quad (19)$$

Výpočet reakce v čepu naklápění:

$$\sum F_z = 0; -F_0 + Z_{k2} - F_{RrS} = 0 \quad (20)$$

$$Z_{k2} = F_0 + F_{RrS} = 14151 + 18179 = \mathbf{32330 \text{ N}} \quad (21)$$

Zjištěnou hodnotu reakce v čepu naklápění jsem dále použil pro výpočet únosnosti čepu.

Výpočet sil pro krajní polohy sbíhavosti hlavy pro $\varphi = \pm 10^\circ$:

Postup výpočtu je analogický jako v případě odklonu kola, pouze s rozdílnými hodnotami velikostí ramen c, d , taktéž i velikosti úhlů α_2, β_2 , které jsou uvedeny v Příloha B – SBÍHAVOST kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_2, β_2 a byli zjištěny z 3D sestavy. Výsledkem výpočtů jsou taktéž hodnoty rovnovážných sil v krajních polohách F_{RS1} (Obr. 21), F_{RS2} (Obr. 22) a zbylých sil pro jednotlivé úhly odklonu φ uvedených v Graf 4.

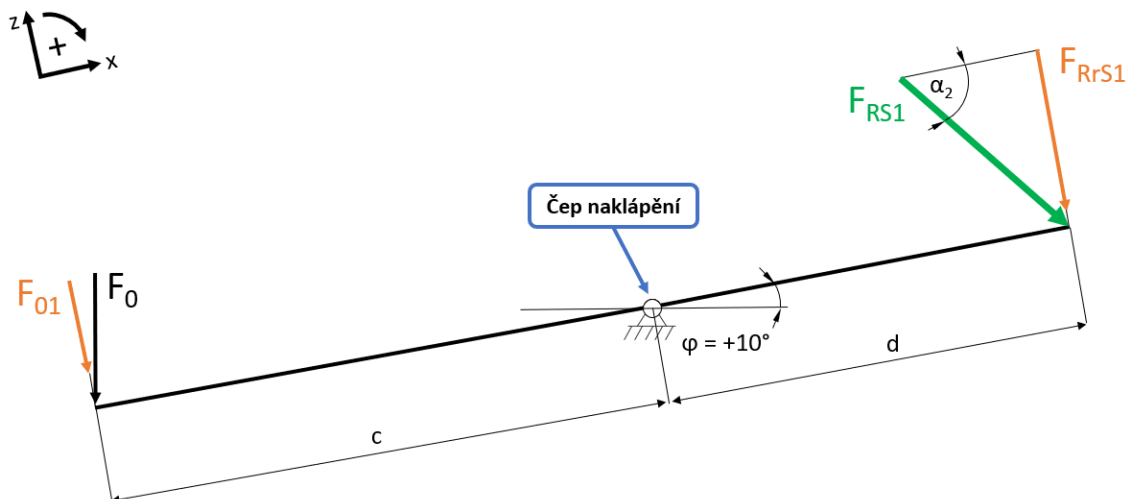
Pro krajní polohu $\varphi = +10^\circ$:

$$F_{01} \cdot c = F_{RrS1} \cdot d \quad (22)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{F_{01}}{F_0} \rightarrow F_{01} = F_0 \cdot \cos(\varphi) = 14151 \cdot \cos(10^\circ) = 13937 \text{ N} \quad (23)$$

$$F_{RrS1} = \frac{F_{01} \cdot c}{d} = \frac{13937 \cdot 334}{260} = 17904 \text{ N} \quad (24)$$

$$\sin(\alpha_2) = \frac{F_{RrS1}}{F_{RS1}} \rightarrow F_{RS1} = \frac{F_{RrS1}}{\sin(\alpha_2)} = \frac{17904}{\sin(52,02^\circ)} = \mathbf{22715 \text{ N}} \quad (25)$$



Obr. 21 – Schéma SBÍHAVOST krajní pozice $+10^\circ$

Pro krajní polohu $\varphi = -10^\circ$:

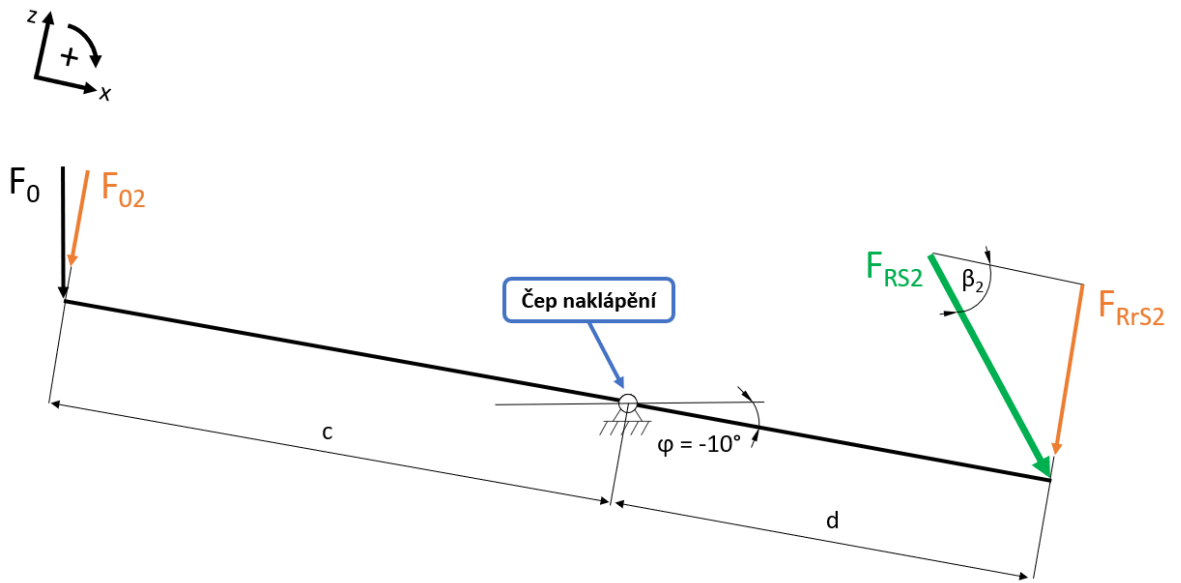
$$F_{02} \cdot c = F_{RrS2} \cdot d \quad (26)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{F_{02}}{F_0} \rightarrow F_{02} = F_0 \cdot \cos(\varphi) = 14151 \cdot \cos(10^\circ) = 13937 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{RrS2} = \frac{F_{02} \cdot c}{d} = \frac{13937 \cdot 334}{260} = 17904 \text{ N} \quad (28)$$

$$\sin(\beta_2) = \frac{F_{RrS2}}{F_{RS2}} \rightarrow F_{RS2} = \frac{F_{RrS2}}{\sin(\beta_2)} = \frac{17904}{\sin(51,81^\circ)} = \mathbf{22780 \text{ N}} \quad (29)$$

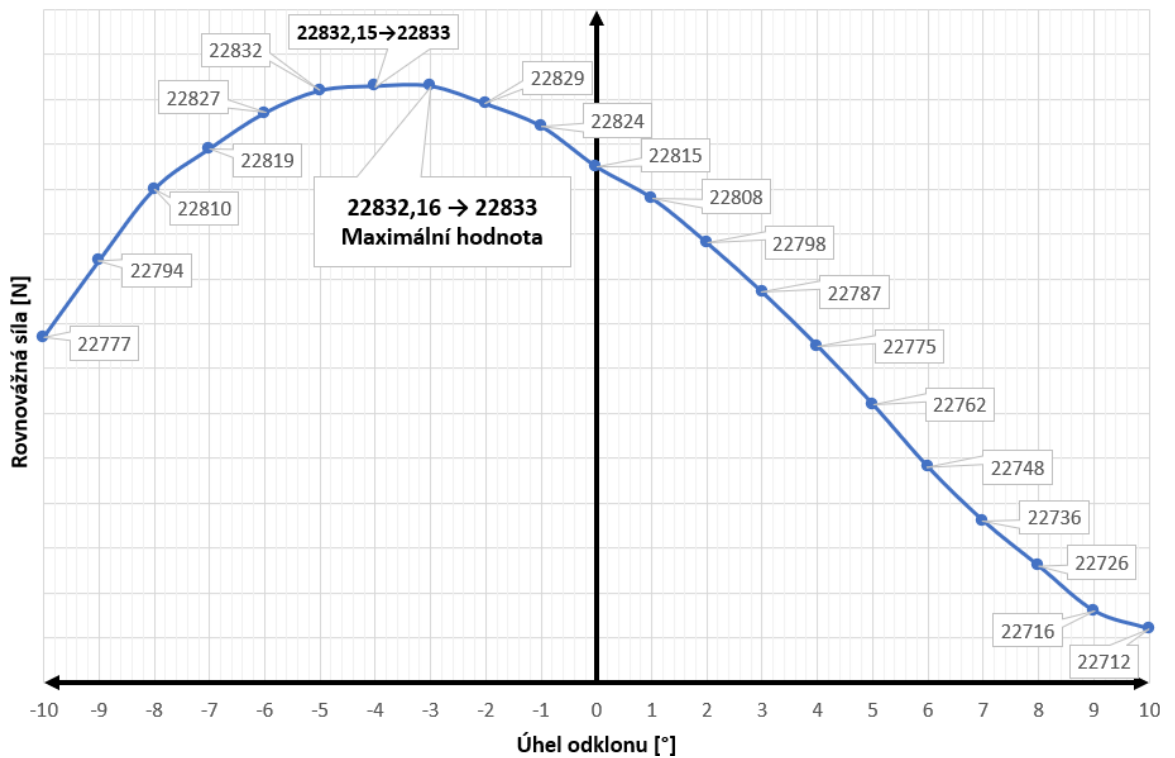
Z uvedených výpočtů je taktéž, jako u odklonu kola, zřejmé, že síla $F_{01} = F_{02}$ a $F_{RrS1} = F_{RrS2}$.



Obr. 22 – Schéma SBÍHAVOST krajní pozice -10°

V následujícím Graf 4 je patrný průběh rovnovážné síly při jednotlivých hodnotách úhlu φ , kde maximální hodnota $F_{RSMAX} = 22833 \text{ N}$ je při natočení $\varphi = -3^\circ$.

Graf 4 – Graf rovnovážných sil SBÍHAVOST kola



3.4 Hydraulický válec

U návrhu konstrukce hydraulických válců vycházím z maximální požadované síly, kterou je válec schopný vyvinout za maximálního možného provozního tlaku dodávaného hydraulickým agregátem $p_{MAX} = 25$ MPa. Z výše uvedených výpočtů je maximální silou, síla $F_{R2} = 29124$ N, která je dosažena při odklonu kola v jeho krajní poloze $\varphi = -10^\circ$. Na tuto velikost síly jsem navrhnul oba hydraulické válce jak pro odklon, tak pro sbíhavost kola.

S ohledem na maximální rovnovážnou sílu by bylo možné navrhnout hydraulický válec pro sbíhavost kola s menší pracovní silou a tím i kompaktnějších rozměrů. Avšak vzhledem k tomu, že se hydraulické válce vyrábějí pro danou konstrukci na zakázku, tak je z hlediska finanční náročnosti výhodnější volit oba válce stejné.

Parametry hydraulického válce:

- Zdvih [l_{hv}]: 100 mm
- Průměr pístu [d_p]: \varnothing 63 mm
- Průměr pístní tyče [d_t]: \varnothing 36 mm
- Typ válce [–]: dvojčinný
- Uchycení [–]: kyvné čepy / kloubová hlavice
- Jmenovitý tlak [p_v]: 22 MPa
- Provozní tlak [p_p]: 19,8 MPa

Tlačná síla hydraulického válce: výpočet dle Pascalova zákona

$$F_{TL} = S \cdot p_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot p_p = \frac{\pi \cdot 63^2}{4} \cdot 19,8 = \mathbf{61722\ N} \quad (30)$$

Tažná síla hydraulického válce: výpočet dle Pascalova zákona

$$F_{TA} = S \cdot p_p = \left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \right) \cdot p_p = \left(\frac{\pi \cdot 63^2}{4} - \frac{\pi \cdot 36^2}{4} \right) \cdot 19,8 = \mathbf{41568\ N} \quad (31)$$

Z hlediska konstrukčního umístění je hydraulický válec zajišťující odklon kola zatěžován pouze v tažném směru. Toto namáhání není ideální vzhledem k mnohem větší síle F_{TL} , kterou je válec schopen dosáhnout v tlačném směru. Nicméně konstrukční uspořádání dynamického adhezoru nedovoluje umístění tohoto válce tak, aby byl zatěžován ve směru tlačném. Rozhodující hodnotou je v tomto případě tedy tažná síla F_{TA} , vůči které je položena požadovaná maximální rovnovážná síla F_{R2} .

Bezpečnost hydraulického válce pro ODKLON kola:

$$k_o = \frac{F_{TA}}{F_{R2}} = \frac{41568}{29124} = \mathbf{1,43} \quad (32)$$

V případě sbíhavosti kola je hydraulický válec zatěžován již ve směru tlačném, navíc maximální rovnovážná síla F_{RSMAX} nedosahuje tak vysoké hodnoty jako u odklonu.

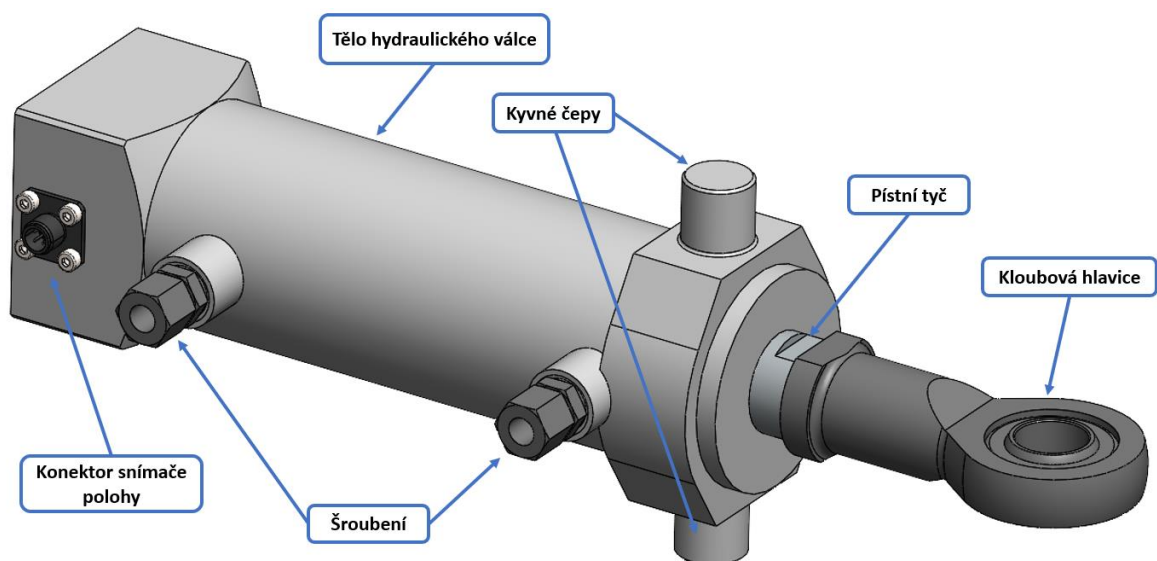
Bezpečnost hydraulického válce pro SBÍHAVOST kola:

$$k_s = \frac{F_{TL}}{F_{RSMAX}} = \frac{61722}{22833} = \mathbf{2,70} \quad (33)$$

3.4.1 Konstrukce hydraulického válce

Hydraulický válec se skládá z několika základních součástí *Obr. 23*. Pro připojení pístní tyče jsem použil kloubové hlavice SKF SI 25 ES s vnitřním průměrem díry 25 mm, šířkou vnitřního kroužku 20 mm, vzdáleností osy díry od spodní hrany hlavice 94 mm, celkovou délkou max. 128 mm, vnitřním pravotočivým závitem M24x2 a maximálním úhlem naklonění 7°. Tato kloubová hlavice má základní statickou únosnost 90 kN a základní dynamickou únosnost 48 kN, což jsou v případě tohoto použití dostačující hodnoty. Tělo hydraulického válce je uchyceno do konstrukce naklápěcí hlavy pomocí kyvných čepů průměru 25 mm, které zajišťují otočný pohyb válce při nastavení požadovaného úhlu odklonu nebo sbíhavosti kola. Hydraulické hadice mají přímé koncovky se závitem M18x1,5 a jsou připojeny pomocí šroubení P-GEV10L pro trubku průměru 10 mm. Pro přesné nastavení vysunutí pístní tyče a tím pádem i přesného nastavení úhlu jsem hydraulický válec uzpůsobil k použití snímače odměřování polohy Temposonic MH F (*Obr. 24*). Z důvodu použití tohoto snímače musí být

pístní tyč s vývrtem, a tedy i většího průměru 36 mm, taktéž je zvětšena i celková délka hydraulického válce. [16]

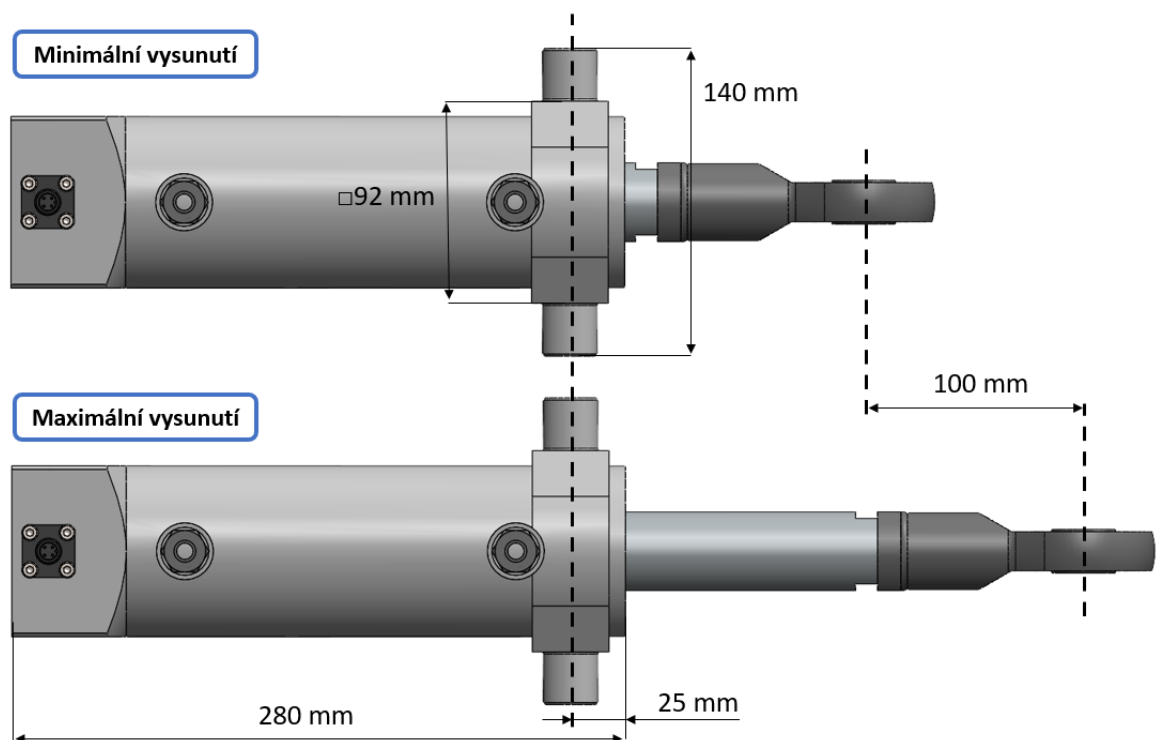


Obr. 23 – Popis součástí hydraulického válce



Obr. 24 – Snímač odměřování polohy [31]

Při realizaci návrhu hydraulického válce jsem musel ctít rozměry, které byly důležité z hlediska umístění na aktuální konstrukci (Obr. 25). Rozměry minimální a maximální šířky 92 mm a 140 mm mezi kyvnými čepy byly důležité pro umístění hydraulického válce pro sbíhavost mezi boční desky naklápěcí hlavy. Vzdálenost osy kyvných čepů 25 mm od vrchní plochy válce byla důležitá z hlediska omezených rozměrů pro umístění na nosnou desku a namáhání této desky ohybovým momentem při odklonu kola. Celková délka pak byla důležitá z hlediska omezení zástavbovými rozměry.



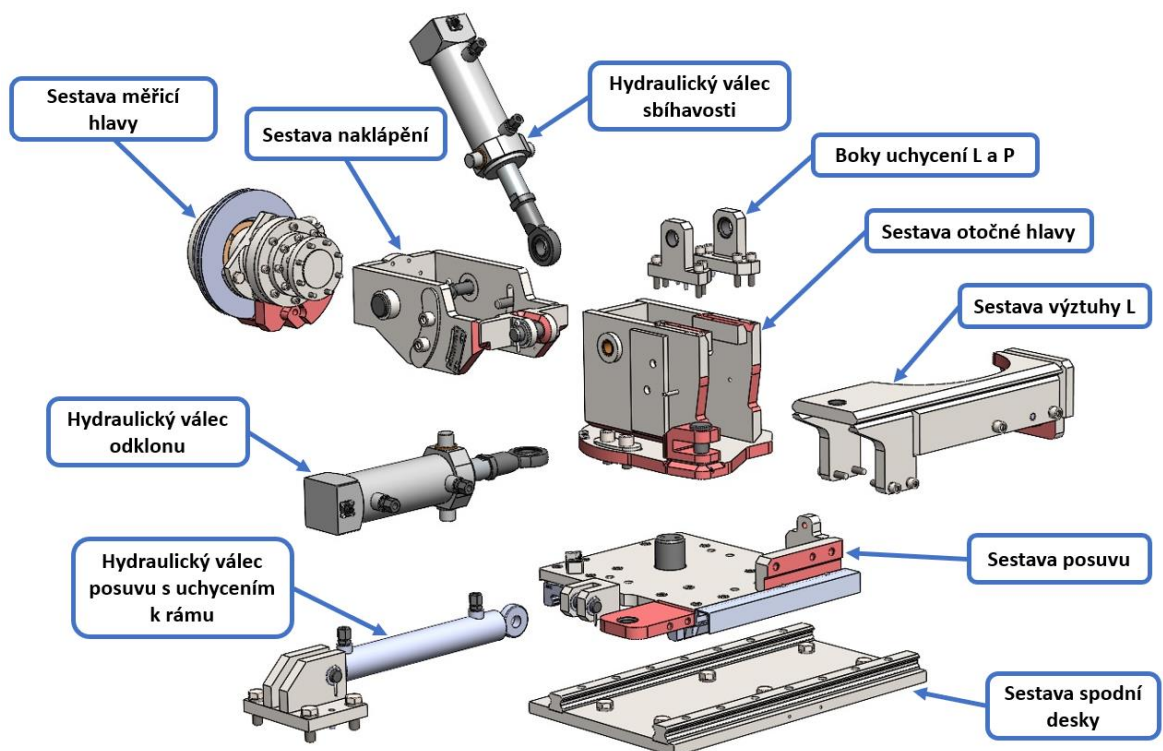
Obr. 25 – Důležité rozměry hydraulického válce

Kompletní návrh hydraulických válců jsem konzultoval s firmou ARKOV, spol. s r.o., která je jejich výrobcem.

3.5 Rozpad naklápěcí hlavy dynamického adhezoru

Upravená konstrukce naklápěcí hlavy dynamického adhezoru je složena z nových, případně upravených stávajících sestav či součástí. Hlavním konstrukčním krokem bylo umístění jednotlivých hydraulických válců a zajištění jejich připojení k odpovídajícím místům jednotlivých dílů, od kterých se odvíjel další postup návrhu nových součástí. Jak již bylo zmíněno v kapitole 3 *Návrh vlastního konstrukčního řešení otočného systému naklápěcí hlavy*, při novém návrhu jsem kladl důraz na co nejjednodušší provedení s maximálním využitím stávající konstrukce naklápěcí hlavy adhezoru.

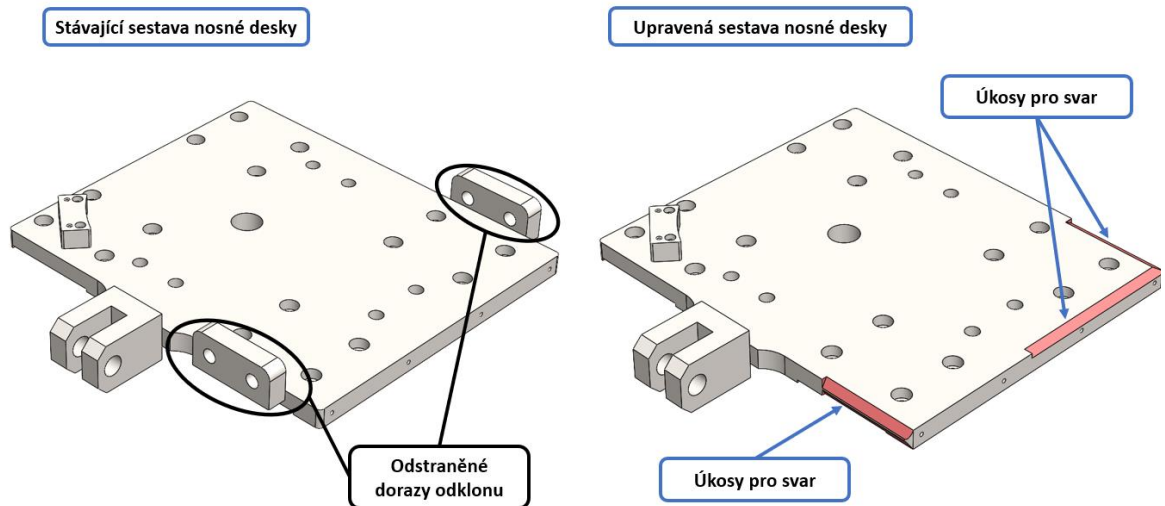
Pro realizaci nových úprav je nutné aktuální konstrukci kompletně rozebrat a v některých případech i odbrousit či odřezat jednotlivé díly, které již nebudou dále využity nebo je nutná jejich následná úprava. Posléze se pomocí svarových nebo šroubových spojů připojí nové funkční díly. Na *Obr. 26* je znázorněn rozpad naklápěcí hlavy s dílčími sestavami celé konstrukce. Popis úprav jsem rozdělil do jednotlivých sestav případně dílů a je uveden v následujících kapitolách diplomové práce.



Obr. 26 – Upravená naklápěcí hlava rozpad

3.6 Sestava posuvu

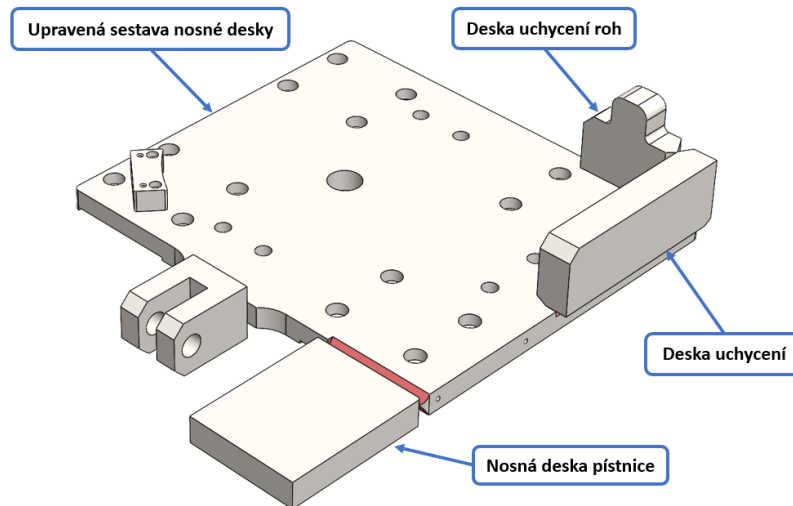
Prvním krokem úpravy bylo odstranění dorazů sloužících k nastavení odklonu vozidlového kola na stávající sestavě nosné desky. Dále bylo nutné v místech připojení nových součástí vytvořit úkosy pro následné provedení svarů (*Obr. 27*).



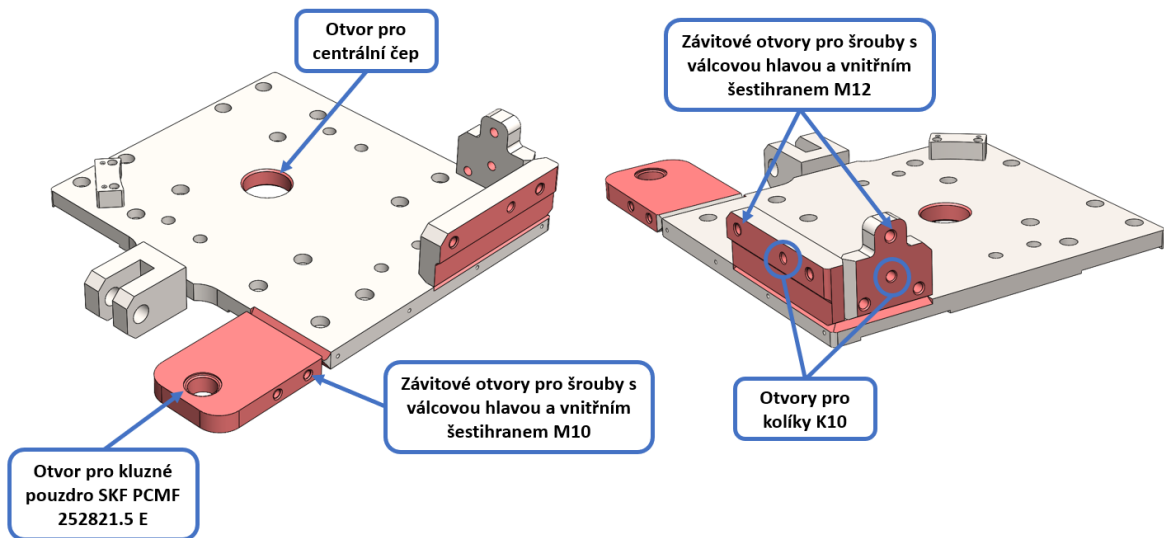
Obr. 27 – Sestava nosné desky úprava

V přední části je nosná deska rozšířena o nosnou desku písnice a v protější části jsem přidal ve vertikální pozici dvě desky uchycení. Polotovary pro nové součásti jsou vypáleny z plechu odpovídajícího aktuální sestavě nosné desky, a to z materiálu S355J2 (11 523), dále jsou na nich vytvořeny úkosy pro následné svařování. Rozměry jsou s přídavkem na obrábění dle normy ČSN EN ISO 9013. Nosná deska písnice a deska uchycení rohu jsou z plechu tloušťky 25 mm. Polotovaz desky uchycení je ze silnějšího plechu tloušťky 30 mm. Z těchto součástí je vytvořen takzvaný svařenec sestavy nosné desky (*Obr. 28*).

Následně jsou obrobena všechny rovinné funkční plochy. Poté jsou vytvořeny otvory pro kolíky a šrouby sloužící ke spojení se sestavou výztuhy „L“, která bude později popsána v další kapitole této diplomové práce. Pro zajištění přesné polohy jsem zde navrhnul kolíkové spojení. Ze sestavy svařence je tak vytvořena obrobená sestava nosné desky (*Obr. 29*).



Obr. 28 – Svařenec sestavy nosné desky

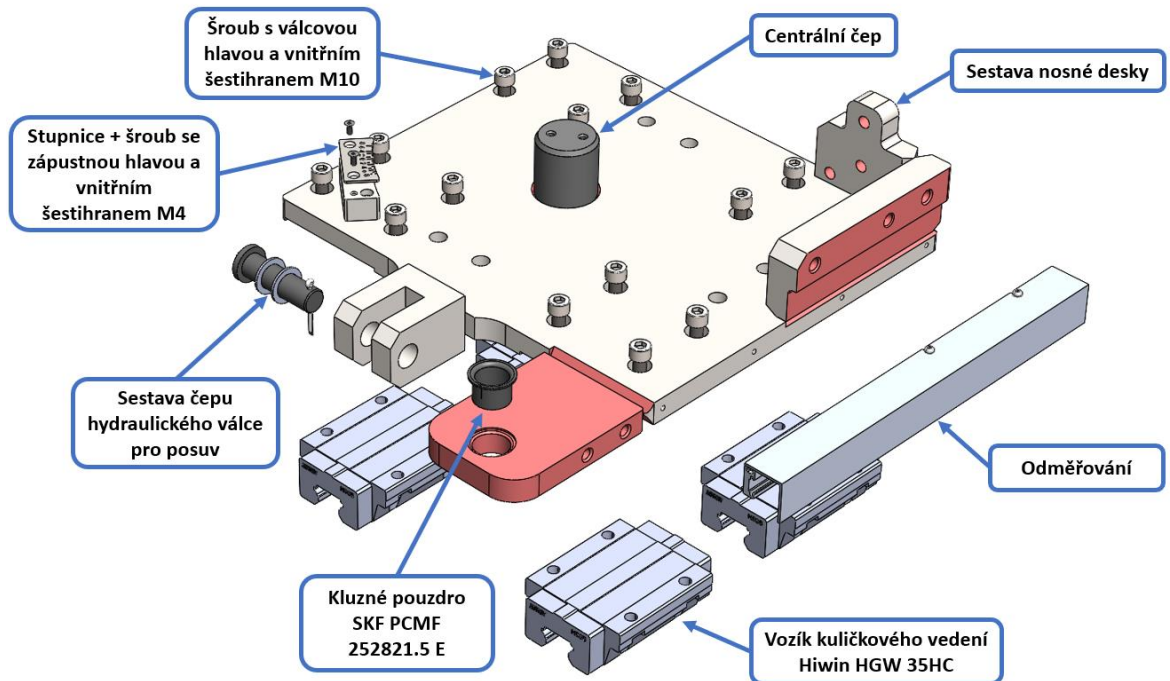


Obr. 29 – Obrobená sestava nosné desky

Pro otočné uložení hydraulického válce jsem využil kluzného pouzdra SKF PCMF 252821.5 E se statickými parametry únosnosti v radiálním směru 116 kN a axiálním směru 64 kN, dále s dynamickými parametry únosnosti v radiálním směru 37.5 kN a axiálním směru 20.4 kN. [17]

Funkční otvor pro toto kluzné pouzdro sloužící pro uložení hydraulického válce není obráběn v této sestavě, ale až při přesném spojení se sestavou výztuhy „L“, pomocí výše zmíněných kolíků a šroubů. Je tomu tak z důvodu zajištění maximální souososti daných otvorů.

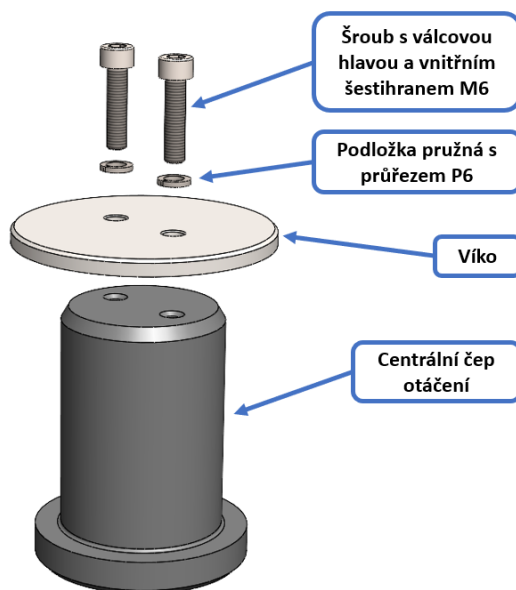
Dále jsem z hlediska vyššího namáhání zvětšil otvor pro centrální čep otáčení z průměru 30 mm na konečnou hodnotu 50 mm. Celková sestava posuvu je složena z referenčních součástí zobrazených na následujícím *Obr. 30*.



Obr. 30 – Sestava posuvu

3.6.1 Centrální čep

Rozměry centrálního čepu jsem přepracoval úměrně k nové velikosti průměru otvoru. Nový centrální čep má zvětšeny závitové otvory pro zajišťovací šrouby velikosti M6 doplněné o pružné podložky s průřezem P6, aktuální řešení využívalo šrouby velikosti M5. Rotační uložení čepu je realizováno stejným způsobem jako v případě aktuálního řešení s tím rozdílem, že je použito větší kluzné ložisko SKF PSM 506050 A51, které je součástí sestavy otočné hlavy, jejíž konstrukce je popsána v kapitole 3.8 *Sestava otočné hlavy*. Víko zajišťující čep proti axiálnímu pohybu jsem taktéž zvětšil úměrně k nové velikosti centrálního čepu. Sestava tohoto čepu je zobrazena na následujícím *Obr. 31*. [18]

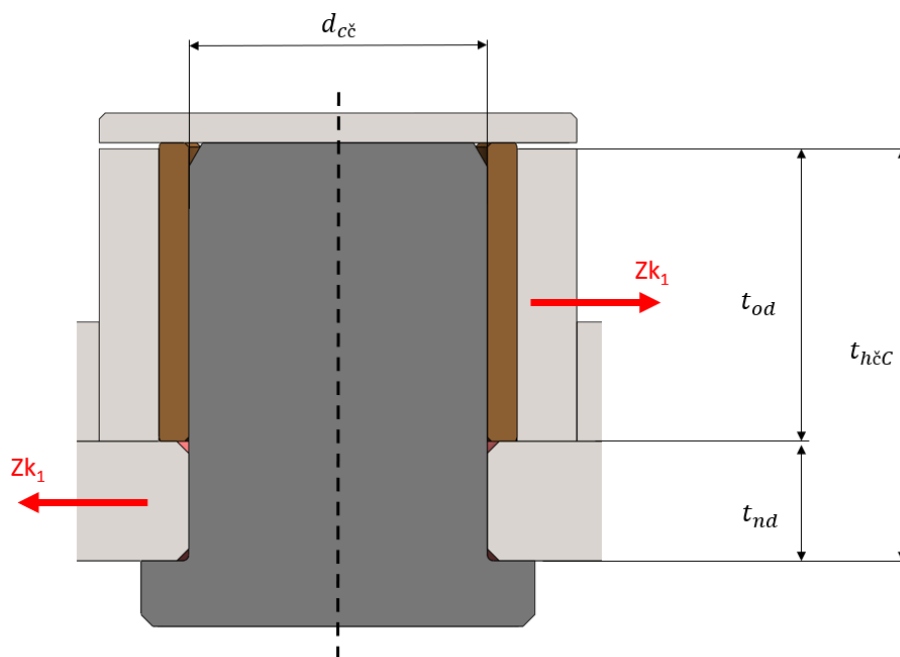


Obr. 31 – Sestava centrálního čepu

3.6.2 Kontrola centrálního čepu otáčení a kluzného ložiska

Jelikož se při tomto konstrukčním řešení nevyužívá již žádných prvků uchycení odklonu pomocí třecího spojení, přenáší se výsledné zatížení přímo na centrální čep. Reakce byla vypočtena v kapitole 3.3.1 *Výpočet sil – pro ODKLON kola* a její hodnota je $Z_{k1} = 41495 \text{ N}$. Vůči této hodnotě je provedena následující kontrola centrálního čepu zobrazeného na *Obr. 32*.

Materiál centrálního čepu je ocel 42CrMoS4+QT (15 142.6) s mezí pevnosti $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 539 \text{ MPa}$. Materiál spojovaných plechů je S355J2 (11 523) s mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$. Koeficient bezpečnosti odpovídá hodnotě $k = 1,8$. [19; 20; 21]



Obr. 32 – Schéma centrálního čepu

Dovolené napětí v tahu/ohybu pro materiál čepu: [20]

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{539}{1,8} = 299,44 \text{ MPa} \quad (34)$$

Dovolené napětí ve střihu pro materiál čepu: [20]

$$\tau_{DOV} = 0,4 \cdot R_e = 0,4 \cdot 539 = 215,6 \text{ MPa} \quad (35)$$

Dovolený tlak v otláčení pro míjivé zatížení materiálu plechů: [20; 22]

$$p_{DOV} = 65 \text{ MPa} \quad (36)$$

Dovolený tlak v otláčení pro kluzné ložisko SKF PSM 506050 A51: [18; 20]

$$p_{LDOV} = 20 \text{ MPa} \quad (37)$$

a) Kontrola čepu na střih:

$$\tau = \frac{Z_{k1}}{A_{cč}} = \frac{Z_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_{cč}^2}{4}} = \frac{41495}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 21,13 \text{ MPa} \quad (38)$$

$A_{cč} [mm^2]$ střižná plocha čepu

$d_{c\check{c}}$ [mm] průměr čepu

$$\tau \leq \tau_{DOV} \rightarrow 21,13 \leq 215,6 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (39)$$

b) **Kontrola čepu na ohyb:**

$$\sigma = \frac{M_{O_{MAX}}}{W_o} = \frac{Z_{k1} \cdot t_{h\check{c}C}}{\frac{\pi \cdot d_{c\check{c}}^3}{32}} = \frac{41495 \cdot 64}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 216,40 \text{ MPa} \quad (40)$$

$M_{O_{MAX}}$ [N · mm] maximální ohybový moment působící na čep

W_o [mm³] modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

$$\sigma \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 216,40 \leq 299,44 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (41)$$

c) **Kontrola materiálu plechu na otláčení**

$$p_1 = \frac{Z_{k1}}{t_{nd} \cdot d_{c\check{c}}} = \frac{41495}{20 \cdot 50} = 41,50 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$p_2 = \frac{Z_{k1}}{t_{od} \cdot d_{c\check{c}}} = \frac{41495}{44 \cdot 50} = 18,86 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$p_1 \leq p_{DOV} \rightarrow 41,50 \leq 65 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (44)$$

$$p_2 \leq p_{DOV} \rightarrow 18,86 \leq 65 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (45)$$

d) **Kontrola kluzného ložiska na otláčení:**

$$p_L = \frac{Z_{k1}}{d_{c\check{c}} \cdot l_{L1}} = \frac{41495}{50 \cdot 50} = 16,60 \text{ MPa} \quad (46)$$

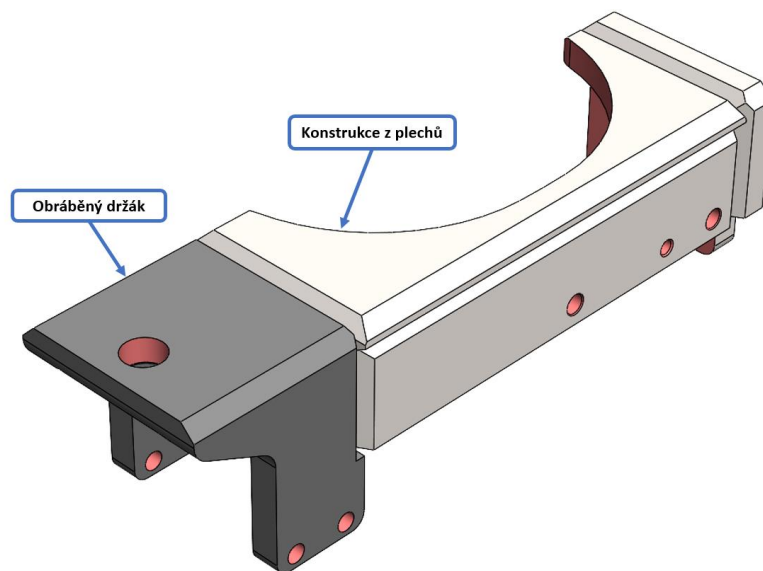
l_{L1} [mm] šířka kluzného ložiska

$$p_L \leq p_{LDOV} \rightarrow 16,60 \leq 20 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (47)$$

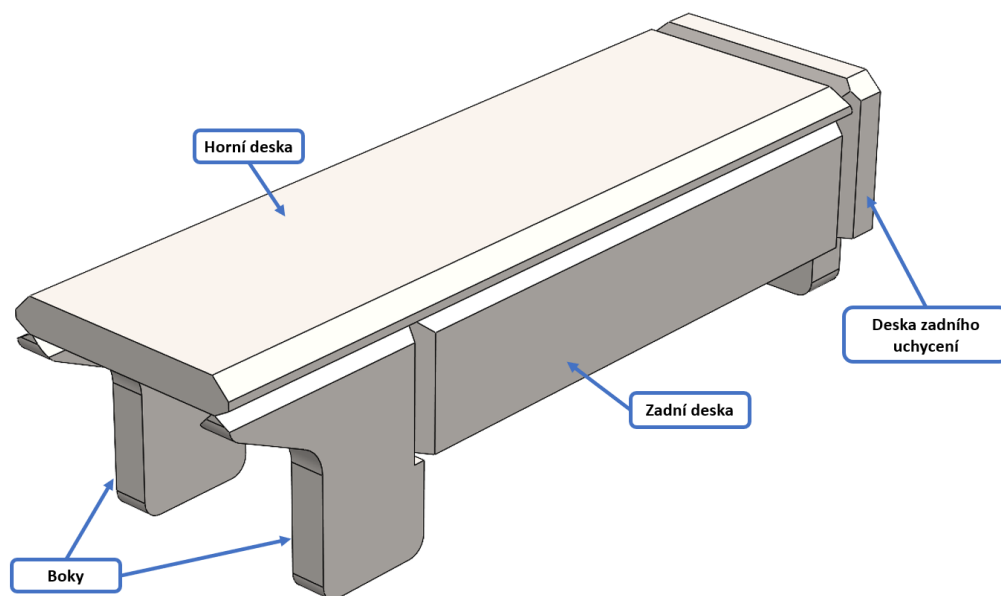
3.7 Sestava výztuhy „L“

Pro uložení hydraulického válce pro odklon vozidlového kola je k sestavě nosné desky připojena sestava výztuhy „L“. Přesné spojení a zajištění těchto dvou sestav je realizováno pomocí kolíkových a šroubových spojů, jak již bylo vysvětleno v předcházející kapitole 3.6 *Sestava posuvu*. Samotná sestava výztuhy „L“ je pak svařencem, následně obrobeným a doplněným o kluzné pouzdro SKF PCMF 252821.5 E pro uložení kyvného čepu a spojovací materiál. [17]

Prvním návrhem této sestavy byl třískově obráběný držák hydraulického válce, doplněný o podpůrnou konstrukci svařenou z plechů (*Obr. 33*). Toto řešení se ukázalo jako velmi nevhodné z hlediska využití materiálu polotovaru, vzhledem k velikosti výsledného držáku. Od této varianty bylo tedy upuštěno a celá sestava výztuhy „L“ je svařencem složeným z jednotlivých plechů (*Obr. 34*).

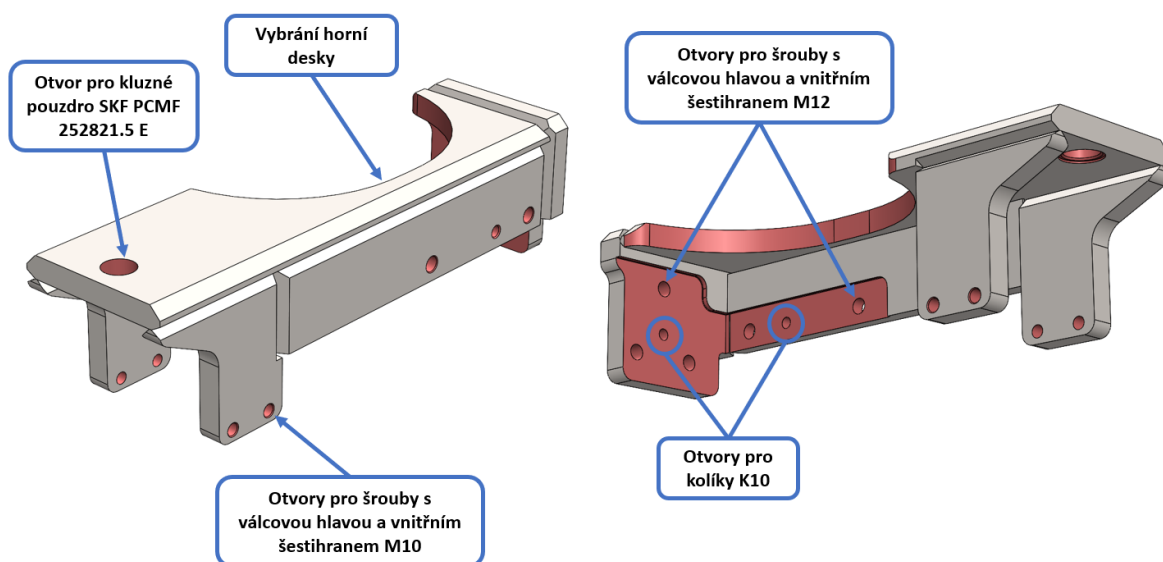


Obr. 33 – První verze sestavy výztuhy „L“



Obr. 34 – Svařenec výztuhy „L“

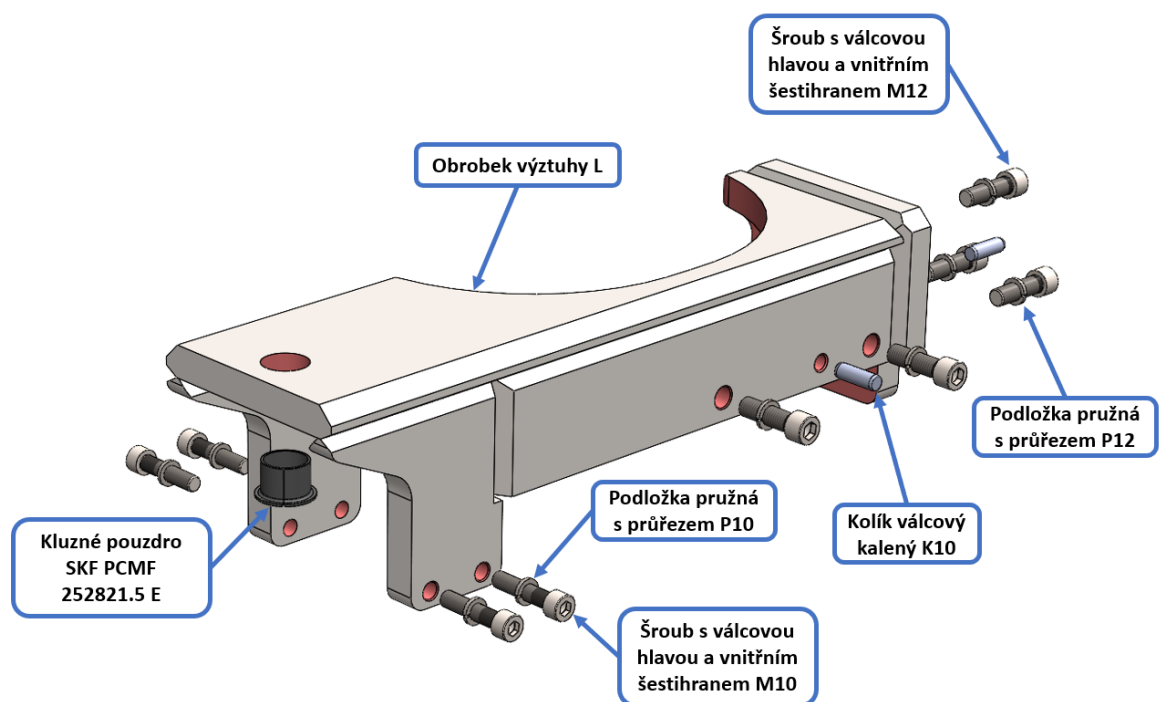
Horní deska současně s dvojicí boků je z plechů tloušťky 20 mm, zadní deska je z plechu tloušťky 15 mm a deska zadního uchycení je z plechu tloušťky 25 mm. Materiál všech těchto desek je shodný s materiálem nosné desky a to S355J2 (11 523). U všech těchto plechů jsou před samotným svařováním obrobena příslušné úkosity.



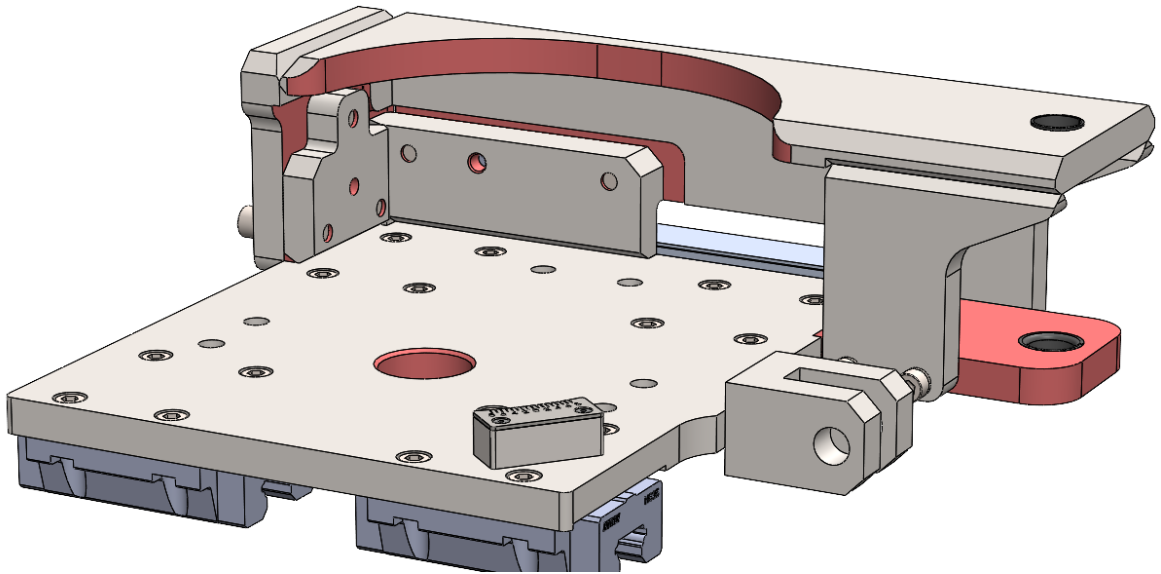
Obr. 35 – Obrobek výztuhy „L“

Svařenec výsledné výztuhy „L“ je následně obroben, čímž jsou na něm vytvořeny funkční plochy dosedající na sebe při spojení se sestavou nosné desky. Dále je obrobena vybrání horní desky, které je nutné pro zajištění volného prostoru, v němž se pohybuje rameno naklápění hydraulického válce pro sbíhavost. Jako poslední jsou pak obrobena otvory pro šrouby M10, M12 a kolíky K10. Výsledný obrobek výztuhy „L“ je na výše uvedeném *Obr. 35*.

Spojením sestavy výztuhy „L“ (*Obr. 36*) spolu se sestavou posuvu (*Obr. 30*) vznikne výsledná konstrukce (*Obr. 37*) držící hydraulický válec pro odklon vozidlového kola ve vodorovné pozici. Toto řešení bylo zvoleno z hlediska pevnosti celého uchycení a vzhledem k omezeným zástavbovým rozměrům. Jelikož při provozu dynamického adhezoru působí na hydraulický válec značná síla, nebylo možné vytvořit kompaktnější řešení, které by využilo uchycení pouze z jedné strany k sestavě nosné desky. Proto jsem musel přemostit celou šířku nosné desky a vytvořit tak zpevňující rám, který kompaktně drží hydraulický válec v požadované pozici bez toho, aniž by došlo k nepovolenému průhybu nosné desky nebo jiných komponent konstrukce.



Obr. 36 – Sestava výztuhy „L“



Obr. 37 – Výsledné spojení sestavy posuvu a sestavy výztuhy „L“

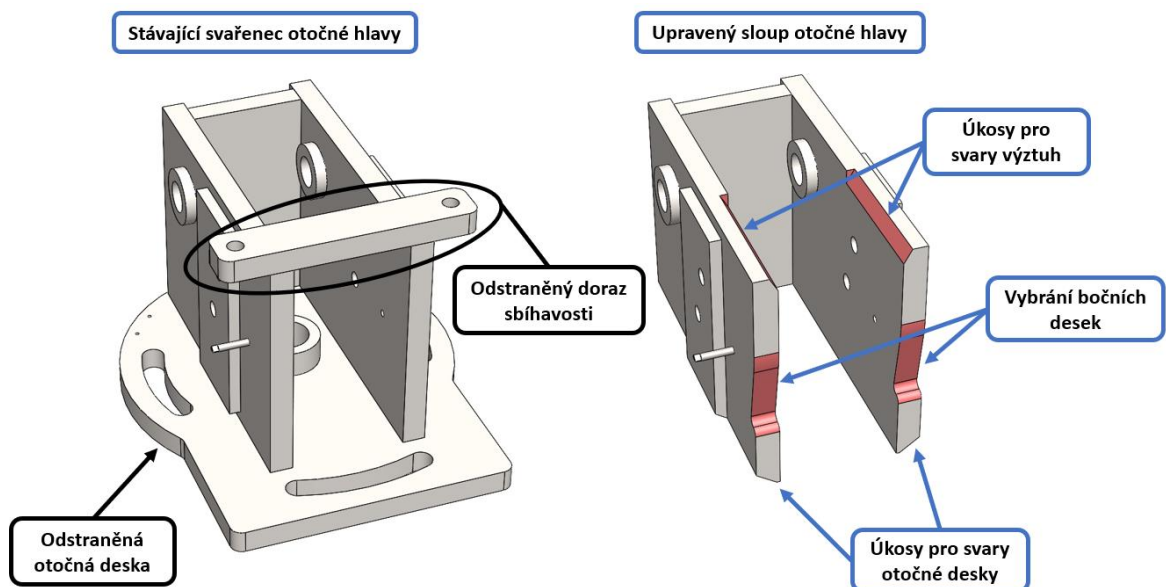
3.8 Sestava otočné hlavy

Největší úpravy navrhuji u sestavy otočné hlavy skládající se z podsestavy sloupu otočné hlavy, sestavy otočné desky a dvou dílů výztuh bočních desek.

Vzhledem k umístění hydraulického válce pro odklon byla nutná kompletní výměna a konstrukční přepracování spodní otočné desky, jež je součástí sestavy otočné desky. K této desce je nyní přichycena přes kloubovou hlavici pístní tyč hydraulického válce. Vzhledem k požadovaným úpravám je jednodušší vyrobít otočnou desku znovu v upravené verzi a následně ji pomocí svařování znovu připevnit, než složitě upravovat současnou konstrukci. Dále jsem odstranil z horní části sloupu otočné hlavy doraz, sloužící k nastavení požadované hodnoty úhlu sbíhavosti. Tento doraz stejně jako v případě nosné desky již nebude dále využíván a v místě jeho umístění jsou nově připojeny prvky pro uchycení hydraulického válce pro sbíhavost pospané dále v kapitole 3.9 *Boky uchycení „L“ a „P“*.

3.8.1 Sloup otočné hlavy

V prvním kroku jsem odstranil stávající otočné desky a doraz sbíhavosti ze svařence otočné hlavy. Na nově vzniklém sloupu otočné hlavy jsou provedeny úkosity pro připevnění nové sestavy otočné desky. Dále jsou zde provedeny úkosity pro svary výztuh sloužících k připevnění prvků pro připojení hydraulického válce sbíhavosti. Poslední úpravou tohoto sloupu je pak vybrání bočních desek v místech, kde se pohybuje sestava naklápění uvedená v kapitole 3.10 *Sestava naklápění*, aby nedošlo při provozu zařízení ke vzájemnému kontaktu. Ačkoliv je toto vybrání umístěno do stávajících desek boků konstrukce sloupu, má na celkovou pevnost zanedbatelný vliv. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny předúpravy stávajícího svařence otočné hlavy (Obr. 38).



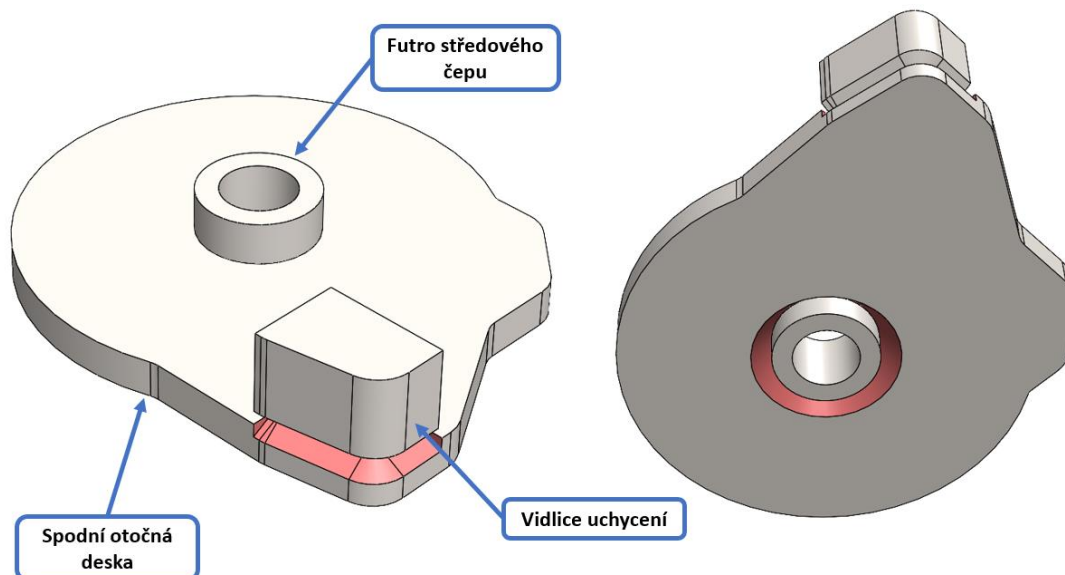
Obr. 38 – Úprava svařence otočné hlavy

3.8.2 Sestava otočné desky

Jak jsem již zmínil, spodní otočná deska byla v rámci nové konstrukce kompletně přepracována. Složena je z polotovaru plechu otočné desky, futra středového čepu a vidlice uchycení. Futro středového čepu je určeno pro uložení vnitřního kluzného ložiska uvedeného v kapitole 3.6.1 *Centrální čep*, je vyrobeno z polotovaru tyče průměru 80 mm. Vidlice sloužící k následnému upnutí hydraulického válce pro odklon přes kloubovou hlavici a je vyrobena z plechu tloušťky 60 mm. Základem této sestavy je výpalek otočné desky z plechu tloušťky 25 mm. Materiálem všech tří součástí je ocel odpovídající stávajícímu svařenci otočné hlavy

tedy S355J2 (11 523), přídavek na obrábění desky a vidlice je dle již výše zmíněné normy ČSN EN ISO 9013. [23]

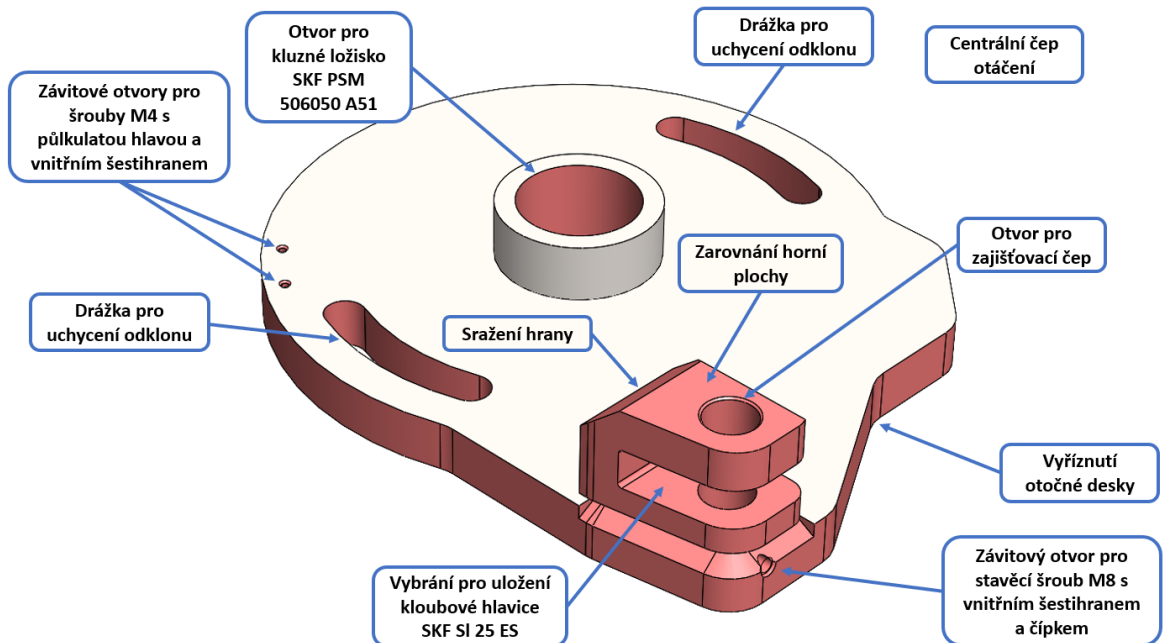
Prvním krokem je vytvoření úkosu pro připojení vidlice uchycení a středového otvoru taktéž s úkosem pro futro centrálního čepu. Výpalek vidlice je taktéž upraven vytvořením odpovídajících úkosů. Z těchto součástí je následně vytvořen svařenec otočné desky (*Obr. 39*).



Obr. 39 – Svařenec otočné desky

Následujícím krokem je obrábění vzniklého svařence. Po celém obvodu je kontura přesně zarovnána do požadovaného tvaru. V pravé části je oproti původnímu řešení spodní otočná deska více vyříznutá. Toto řešení je důležité vzhledem k nové konstrukci sestavy nosné desky, na které jsou nyní umístěny desky uchycení sestavy výztuhy L. Tyto desky jsou omezujícím prvkem prostoru, ve kterém se otočná deska pohybuje. Následuje obrobení vidlice, kde je vytvořeno vybrání pro uložení kloubové hlavice a dále je zarovnána horní plocha z hlediska přesného dosednutí hlavy zajišťovacího čepu. Aby nedošlo při pohybu sestavy naklápění do krajní polohy -10° , (popsané v kapitole 3.10 *Sestava naklápění*) k jejich vzájemnému kontaktu je zadní hrana vidlice sražena pod úhlem 40° . Futro středového čepu je obrobeno na přesný rozměr pro vložení kluzného ložiska SKF PSM 506050 A51 centrálního čepu otáčení. Dále na stranách spodní otočné desky zůstaly zachovány dvě drážky, aktuálně využívané pro třecí spojení uchycení odklonu. Nebyl důvod je odstraňovat, protože mohou dále sloužit k dlouhodobému zajištění nastaveného úhlu, jak již bylo zmíněno v kapitole 2.1 *Nové úpravy*. Dalšími prvky jsou závitové otvory pro šrouby M4 s půlkulatou hlavou

a vnitřním šestihranem sloužící k uchycení ukazatele nastaveného úhlu, dále pak otvor pro zajišťovací čep. Pro zajištění tohoto čepu je využito stavěcího šroubu s vnitřním šestihranem a čípkem, pro který je ve spodní otočné desce vytvořen závitový otvor M8. Schéma jednotlivých uprav je znázorněno na následujícím *Obr. 40*. [18]

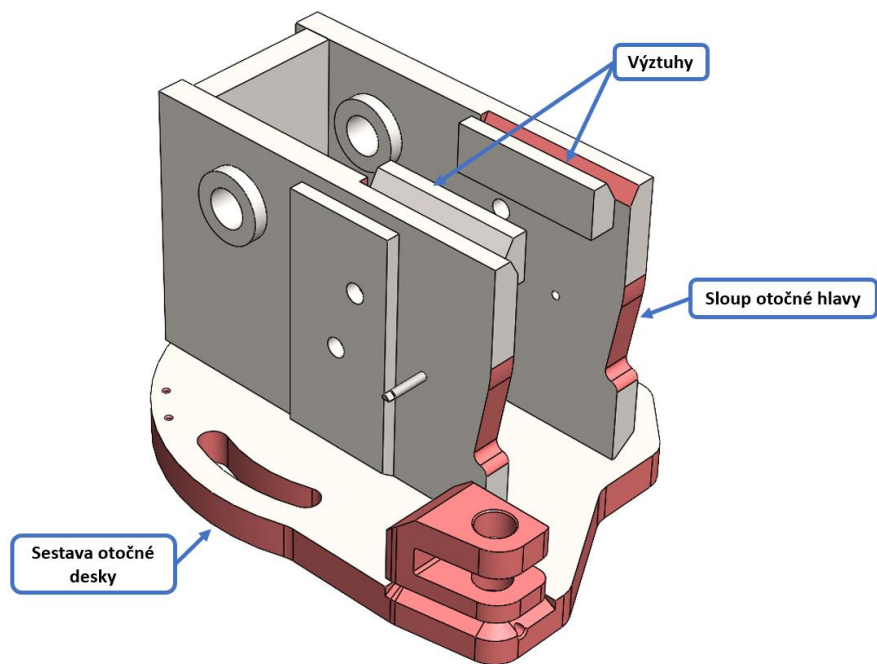


Obr. 40 – Obrobek otočné desky

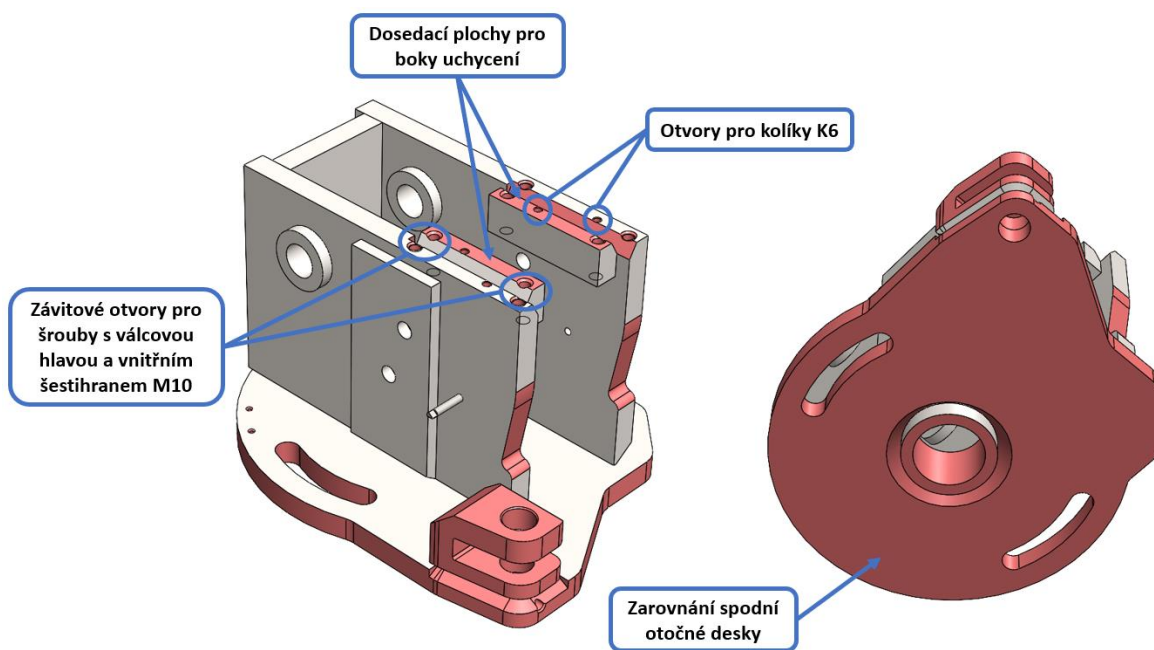
3.8.3 Kompletace sestavy otočné hlavy

Výše zmíněný sloup otočné hlavy a sestava otočné desky se svařováním opět spojí dohromady. Následně jsou ještě ve vrchní části sloupu přivařeny dvě výztuhy. Ty mají tvar kvádrů z materiálu S355J2 (11 523) z plechu tloušťky 20 mm a je na nich předem taktéž vytvořen úkos pro provedení svaru. Tímto spojením vznikne svařenec celkové sestavy otáčení (*Obr. 41*).

Následuje konečné obrábění, kde na svařenci jsou vytvořeny dosedací plochy pro nové boky uchycení hydraulického válce pro sbíhavost popsané v 3.9 *Boky uchycení „L“ a „P“*. Dále je zarovnána celá spodní otočná deska, aby bylo zajištěno požadované rovinnosti nutné pro dokonalé otáčení vůči sestavě posuvu. Posledními úpravami jsou otvory pro kolíky K6 soužící k zajištění správné polohy boků uchycení a závitové otvory pro šrouby M10 sloužící pro jejich zajištění. Výsledný obrobek je znázorněn na *Obr. 42*.

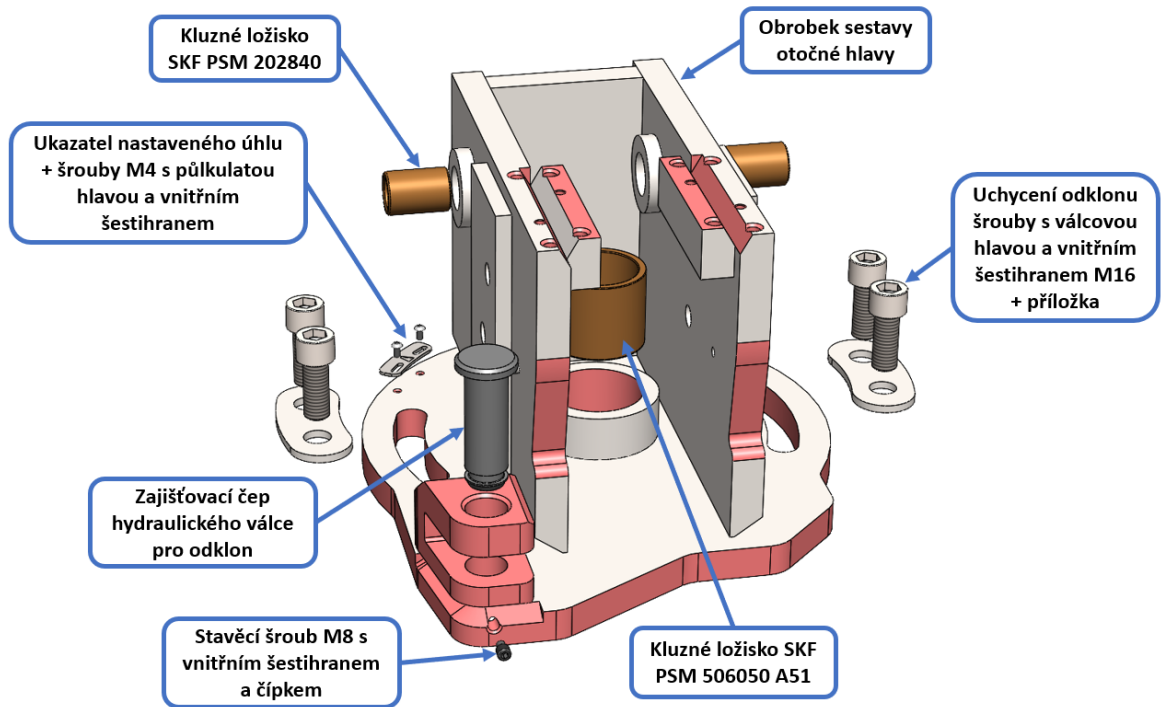


Obr. 41 – Svařenec sestavy otočné hlavy



Obr. 42 – Obrobek sestavy otočné hlavy

Tento obrobek je následně osazen všemi potřebnými díly, které jsou zobrazeny na následujícím *Obr. 43*. Kluzná ložiska pro zajištění naklápění SKF PSM 202840, nebylo nutné měnit, jelikož aktuálně použité čepy naklápění z hlediska namáhání vyhovují. Kontrola těchto čepů je uvedena v kapitole 3.10.2 *Kontrola stávajících čepů naklápění*. Jak jsem již uvedl v kapitole 2.1 *Nové úpravy*, boční uchycení odklonu zůstalo i nadále zachováno. [24]

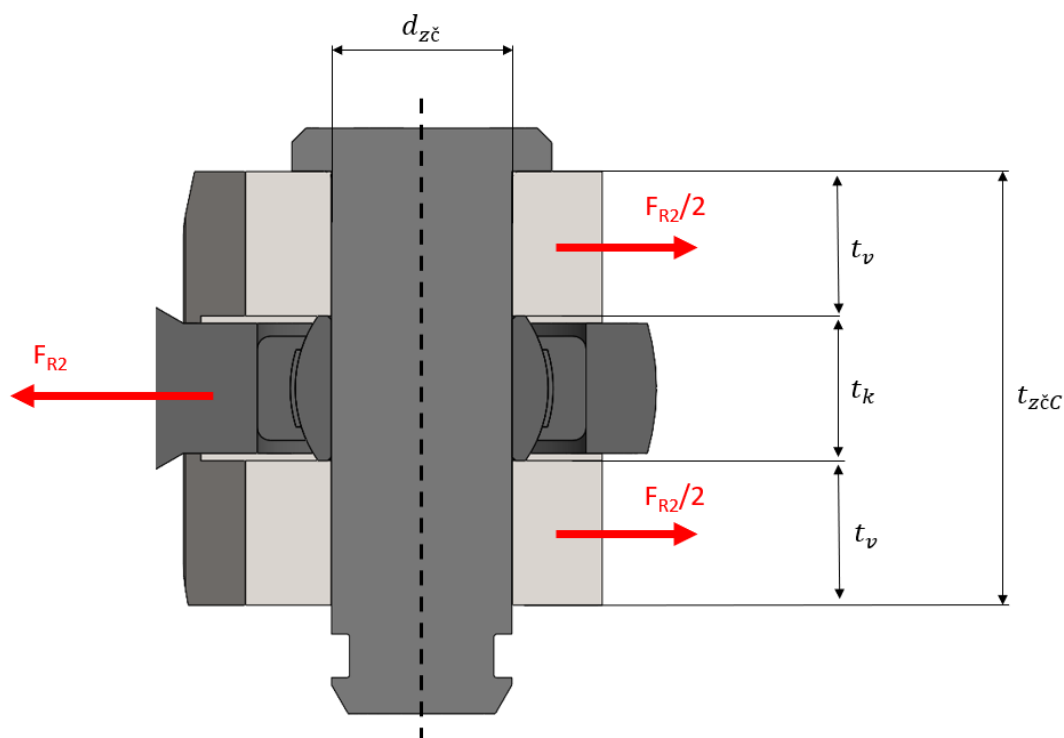


Obr. 43 – Sestava otočné hlavy

3.8.4 Kontrola zajišťovacího čepu otočné hlavy

Tento čep slouží pro připojení hydraulického válce pro odklon vozidlového kola a přenáší tak maximální rovnovážnou sílu zjištěnou v kapitole 3.3.1 *Výpočet sil – pro ODKLON* kola. Jedná se o sílu $F_{R2} = 29124 \text{ N}$, vůči které jsem provedl následující výpočet.

Materiál zajišťovacího čepu je ocel 42CrMoS4+QT (15 142.6) s mezí pevnosti $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 539 \text{ MPa}$. Materiál vidlice je S355J2 (11 523) s mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$. Koeficient bezpečnosti odpovídá hodnotě $k = 1,8$. [19; 20; 21]



Obr. 44 – Schéma zajišťovacího čepu

Dovolené napětí v tahu/ohybu pro materiál čepu: [20]

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{539}{1,8} = 299,44 \text{ MPa} \quad (48)$$

Dovolené napětí ve střihu pro materiál čepu: [20]

$$\tau_{DOV} = 0,4 \cdot R_e = 0,4 \cdot 539 = 215,6 \text{ MPa} \quad (49)$$

Dovolený tlak v otláčení pro mýjivé zatížení materiálu plechů: [20; 22]

$$p_{DOV} = 65 \text{ MPa} \quad (50)$$

a) Kontrola čepu na střih:

$$\tau = \frac{F_{R2}}{2 \cdot A_{zč}} = \frac{F_{R2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{zč}^2}{4}} = \frac{29124}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = \mathbf{29,67 \text{ MPa}} \quad (51)$$

$A_{zč} [mm^2]$ střížná plocha čepu

$d_{zč} [mm]$ průměr čepu

$$\tau \leq \tau_{DOV} \rightarrow 29,67 \leq 215,6 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (52)$$

b) **Kontrola čepu na ohyb:**

$$\sigma = \frac{M_{O_{MAX}}}{W_o} = \frac{\frac{F_{R2} \cdot t_{z\check{c}C}}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{z\check{c}}^3}{32}} = \frac{\frac{29124 \cdot 60}{4}}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 284,79 \text{ MPa} \quad (53)$$

$M_{O_{MAX}} [N \cdot mm]$ maximální ohybový moment působící na čep

$W_o [mm^3]$ modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

$$\sigma \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 284,79 \leq 299,44 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (54)$$

c) **Kontrola materiálu vidlice na otlačení**

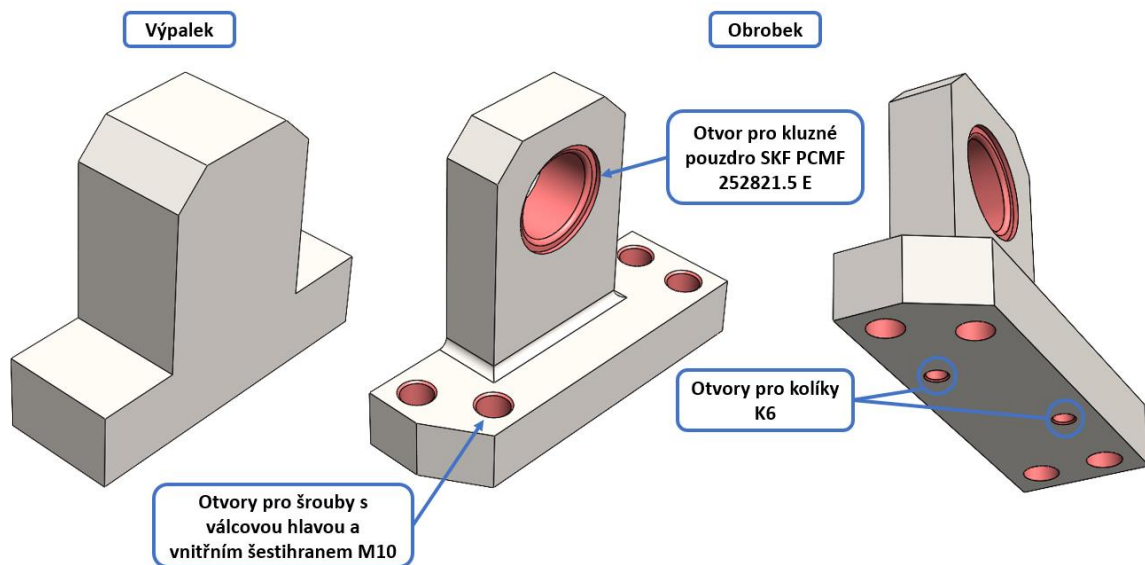
$$p = \frac{F_{R2}}{2 \cdot t_v \cdot d_{z\check{c}}} = \frac{29124}{2 \cdot 20 \cdot 25} = 29,12 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$p \leq p_{DOV} \rightarrow 29,12 \leq 65 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (56)$$

3.9 Boky uchycení „L“ a „P“

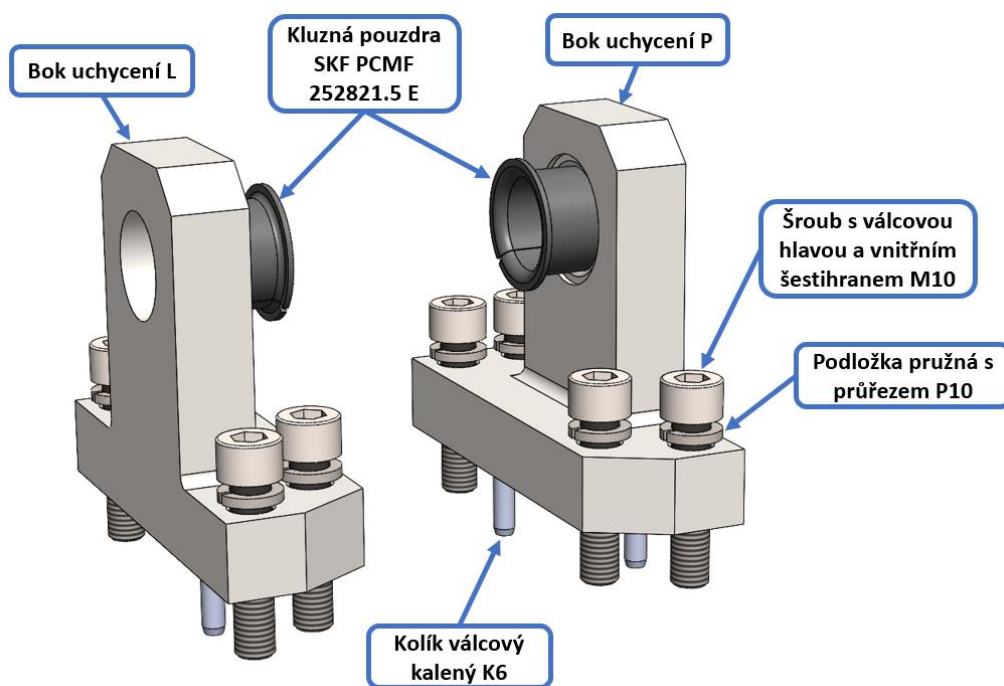
Boky uchycení „L“ a „P“, jak již název napovídá, slouží pro uchycení hydraulického válce pro sbíhavost k sestavě otočné hlavy, respektive k připevnění na horní část sloupu otočné hlavy. Jedná se o dva obráběné díly z polotvaru plechu tloušťky 45 mm a materiálu S355J2 (11 523), velikosti přídavků jsou opět dle normy ČSN EN ISO 9013. [23]

Boky jsou vyráběny pro pravou a levou stranu zvlášť, jelikož se ale jedná o symetrické uspořádání, jsou to zrcadlové kopie ze stejného počátečního polotvaru. Na každém boku jsou vytvořeny otvory pro šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10, sloužící pro připevnění k sestavě otočné hlavy. Dále jsou zde otvory pro kolíky K6, již zmíněné u sestavy otočné hlavy, sloužící pro přesné ustavení do požadované polohy. Následuje otvor pro stejné kluzné pouzdro SKF PCMF 252821.5 E, jako v případě sestavy nosné desky a sestavy výztuhy „L“ sloužící pro uložení hydraulického válce přes jeho kyvné čepy. Na následujícím *Obr. 45* je znázorněn polotvar v porovnání s výsledným obrobkem. [17]



Obr. 45 – Bok uchycení výpalek + obrobek

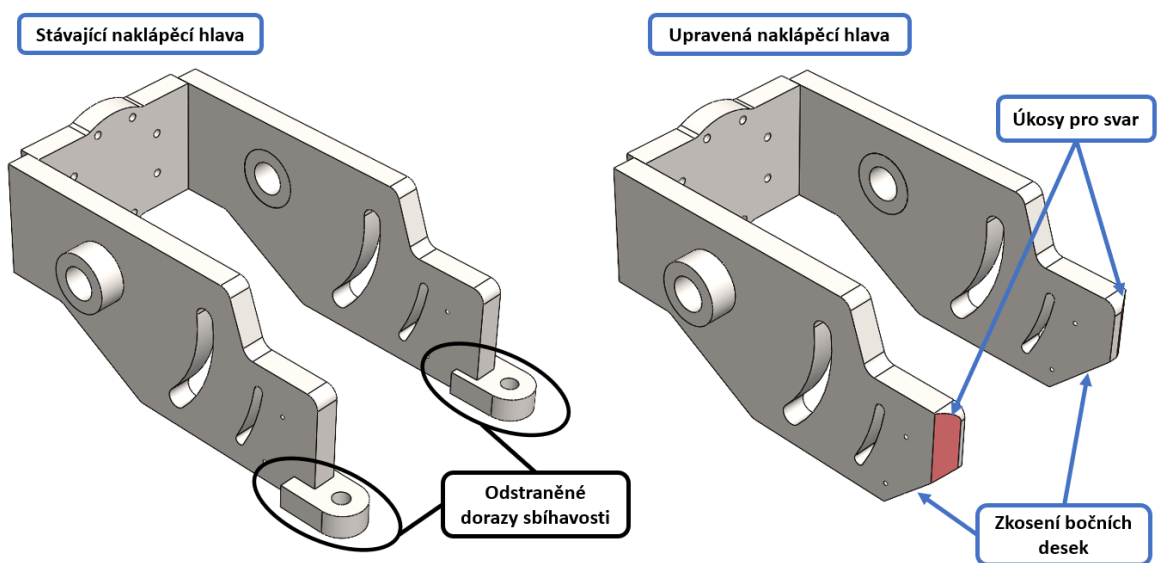
Tento obrobek je následně doplněn o příslušné kluzné pouzdro a spojovací materiál, čímž vznikne výsledný bok uchycení „L“, případně bok uchycení „P“. Výsledná podoba je zobrazena na Obr. 46.



Obr. 46 – Boky uchycení

3.10 Sestava naklápění

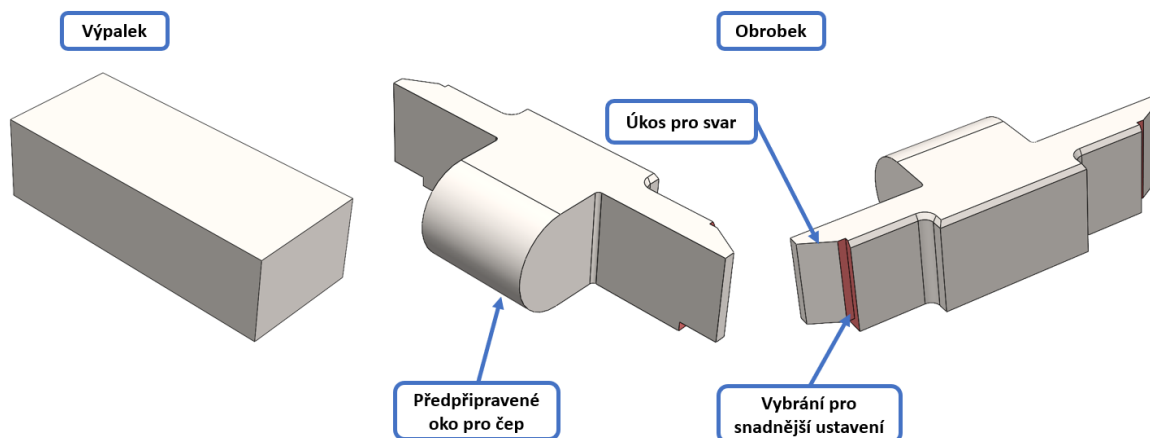
Stejně jako v případě nosné desky u sestavy posuvu je prvním krokem odstranění stávajících dorazů ze svařence naklápěcí hlavy, aktuálně sloužících k nastavení sbíhavosti vozidlového kola. Dále jsou boční desky ve své zadní části zkoseny pod úhlem 45° a je zde také vytvořen úkos pro přivaření nového úchytu naklápění (*Obr. 47*). Zkosení desek je zde z důvodu úpravy otočné desky, kde je nyní přidána vidlice, s kterou nesmí při nastavení úhlu sbíhavosti dojít ke vzájemnému kontaktu. Tuto úpravu jsem již zmiňoval u zkosení vidlice v kapitole 3.8.2 *Sestava otočné desky*.



Obr. 47 – Úprava naklápěcí hlavy

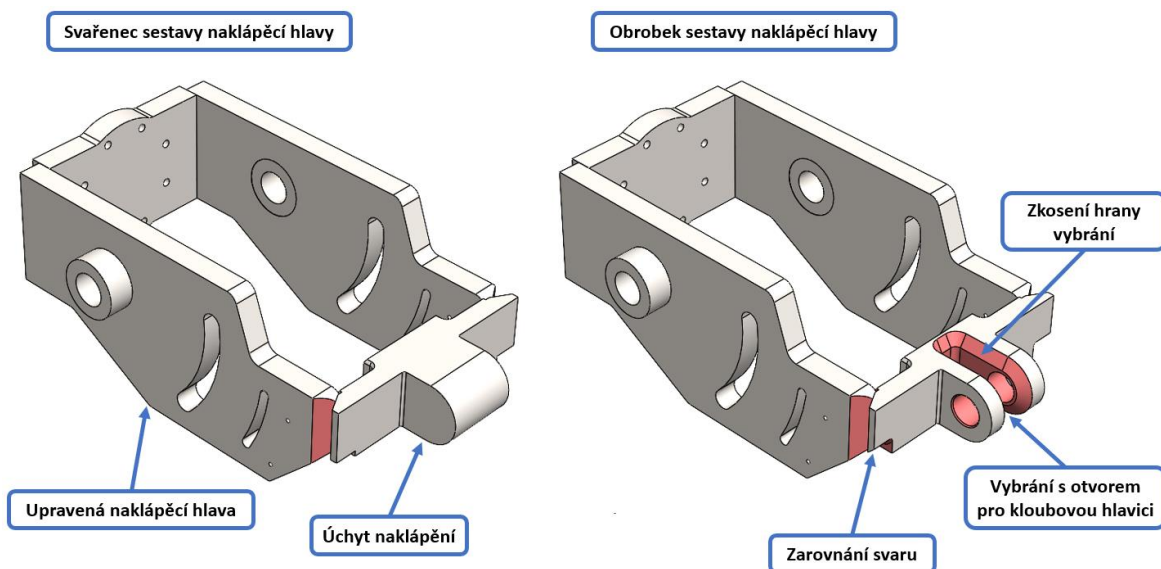
Pro připevnění hydraulického válce přes kloubovou hlavici k této naklápěcí hlavě jsem vytvořil nový díl, takzvaný úchyt naklápění. Tento díl je vyroben z polotovaru plechu tloušťky 60 mm, materiál odpovídá stávající sestavě naklápění, což je S355J2 (11 523), přídavek na obrábění je jako u všech výše zmiňovaných dílů dle normy ČSN EN ISO 9013. [23]

Polotovar je po vypálení následně obroben do výchozího tvaru (*Obr. 48*). Jsou na něm vytvořeny úkosy pro přivaření k upravené naklápěcí hlavě. Dále je předpřipraveno oko pro čep sloužící k přichycení kloubové hlavice. Pro snadnější ustavení do požadované polohy před svařováním jsou na zadní straně vytvořena vybrání, která přesně zapadnou mezi boční desky naklápěcí hlavy.



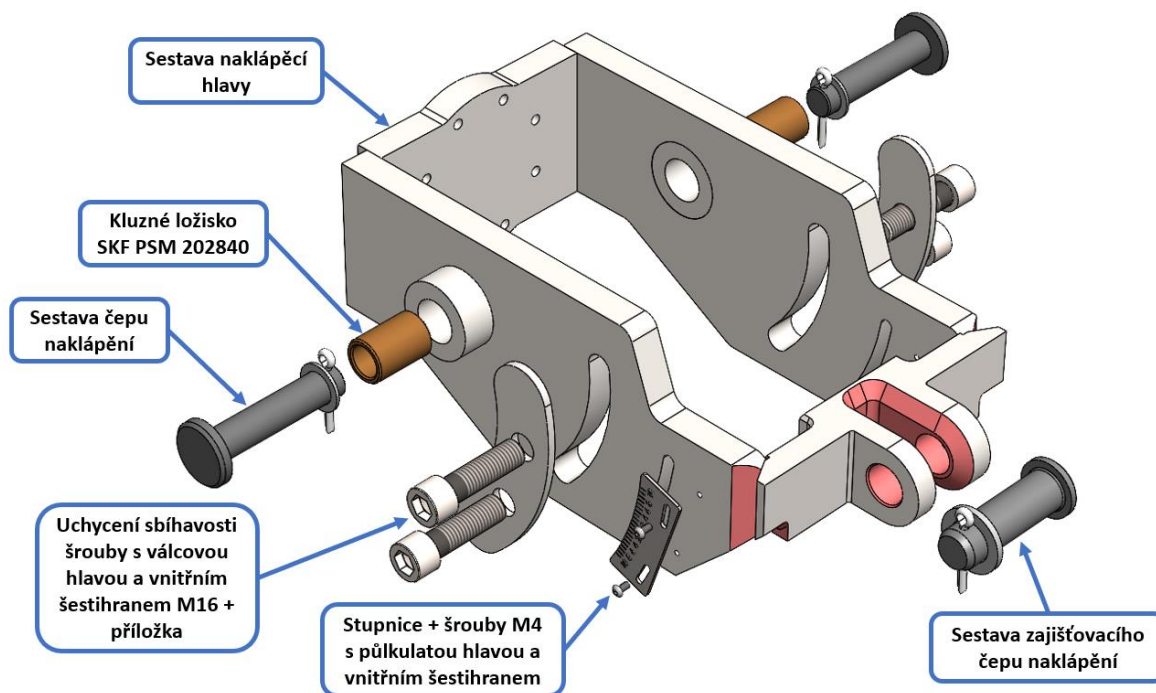
Obr. 48 – Úchyt naklápění

Následně je úchyt přivařen k upravené naklápěcí hlavě. Po přivaření je na úchytu vytvořeno vybrání s otvorem pro kloubovou hlavici a zajišťovací čep. Aby byl zajištěn volný pohyb kloubové hlavice a nedošlo tak při nastavení požadovaného úhlu ke vzájemnému kontaktu obou součástí, je hrana tohoto vybrání zkosena. Posledním krokem je zarovnání svaru, který byl vytvořen pro připevnění úchytu k bočním deskám a mohl by tak přijít do kontaktu s vidlicí umístěnou na sestavě otočné desky. Popis úprav je zobrazen na následujícím Obr. 49.



Obr. 49 – Naklápěcí hlava

Výsledná sestava naklápění je složena z dílů zobrazených na *Obr. 50*. Čepy naklápění i ložiska, v nichž se otáčejí, zůstaly zachovány, taktéž i uchycení sbíhavosti jako v případě sestavy otočné hlavy. Nový zajišťovací čep je doplněn podložkou a závlačkou Z5 pro zajištění.

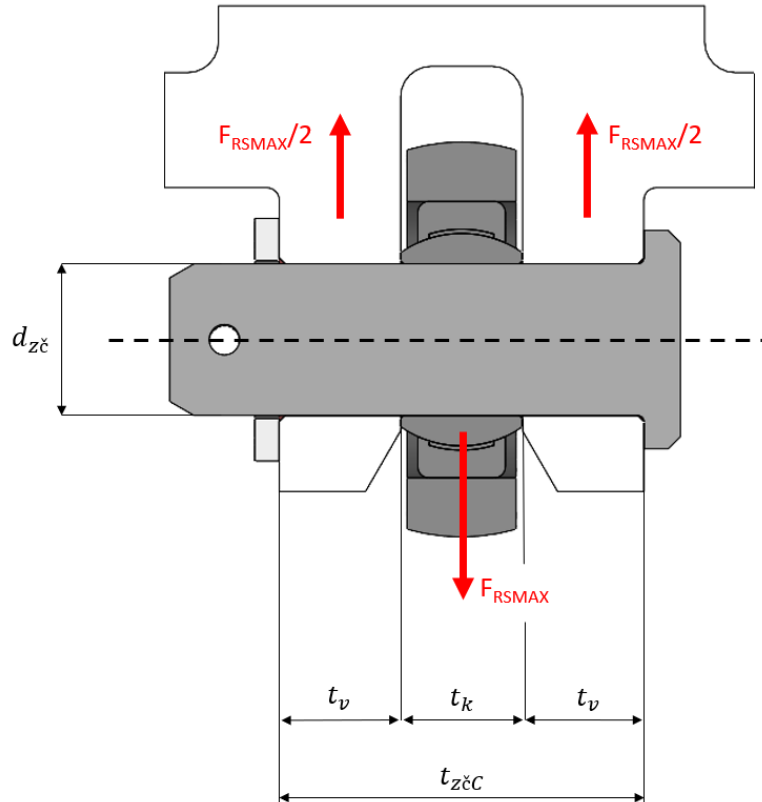


Obr. 50 – Sestava naklápění

3.10.1 Kontrola zajišťovacího čepu naklápění

Tento čep slouží pro připojení hydraulického válce pro sbíhavost vozidlového kola a přenáší tak maximální rovnovážnou sílu zjištěnou v kapitole 3.3.2 *Výpočet sil – pro SBÍHAVOST kola*. Jedná se o sílu $F_{RSMAX} = 22833 \text{ N}$, vůči které jsem provedl následující výpočet.

Materiál zajišťovacího čepu je ocel 42CrMoS4+QT (15 142.6) s mezí pevnosti $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 539 \text{ MPa}$. Materiál úchyty naklápění je S355J2 (11 523) s mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$. Koeficient bezpečnosti odpovídá hodnotě $k = 1,8$. [19; 20; 21]



Obr. 51 – Schéma zajišťovacího čepu nakládění

Dovolené napětí v tahu/ohybu pro materiál čepu: [20]

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{539}{1,8} = 299,44 \text{ MPa} \quad (57)$$

Dovolené napětí ve stříhu pro materiál čepu: [20]

$$\tau_{DOV} = 0,4 \cdot R_e = 0,4 \cdot 539 = 215,6 \text{ MPa} \quad (58)$$

Dovolený tlak v otlacení pro mĳivĳe zatĳžení materiĳlu ųchytu nakládění: [20; 22]

$$p_{DOV} = 65 \text{ MPa} \quad (59)$$

a) Kontrola čepu na stříh:

$$\tau = \frac{F_{RSMAX}}{2 \cdot A_{z\check{c}}} = \frac{F_{RSMAX}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{z\check{c}}^2}{4}} = \frac{22833}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 23,26 \text{ MPa} \quad (60)$$

$A_{z\check{c}}$ [mm²] střížná plocha čepu

$d_{z\check{c}}$ [mm] průměr čepu

$$\tau \leq \tau_{DOV} \rightarrow 23,26 \leq 215,6 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (61)$$

b) **Kontrola čepu na ohyb:**

$$\sigma = \frac{M_{O_{MAX}}}{W_o} = \frac{\frac{F_{RS_{MAX}} \cdot t_{z\check{c}c}}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{z\check{c}}^3}{32}} = \frac{\frac{22833 \cdot 60}{4}}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 223,28 \text{ MPa} \quad (62)$$

$M_{O_{MAX}}$ [N · mm] maximální ohybový moment působící na čep

W_o [mm³] modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

$$\sigma \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 223,28 \leq 299,44 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (63)$$

c) **Kontrola materiálu úchyty naklápění na otláčení**

$$p = \frac{F_{RS_{MAX}}}{2 \cdot t_v \cdot d_{z\check{c}}} = \frac{22833}{2 \cdot 20 \cdot 25} = 22,83 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$p \leq p_{DOV} \rightarrow 22,83 \leq 65 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (65)$$

3.10.2 Kontrola stávajících čepů naklápění

Tyto čepy slouží jako otočný bod pro sestavu naklápění. Hodnota síly působící na čepy byla vypočtena v kapitole 3.3.2 *Výpočet sil – pro SBÍHAVOST kola*. Jedná se o výslednou reakci $Z_{k2} = 32330$ N, tedy na jeden čep připadá výsledná reakce $Z_{k\check{c}} = 16165$ N.

Materiál čepů naklápění je ocel E295 (11 500) s mezí pevnosti $R_m = 470$ MPa a mezí kluzu $R_e = 275$ MPa. Materiál spojovaných součástí je S355J2 (11 523) s mezí pevnosti $R_m = 470$ MPa a mezí kluzu $R_e = 355$ MPa. [1; 20; 22]

Dovolené napětí ve střihu pro materiál čepu: [20]

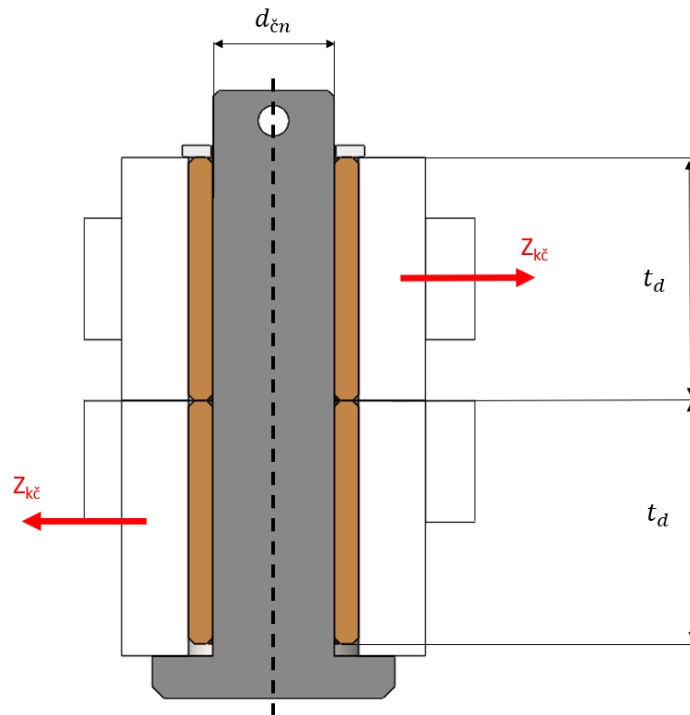
$$\tau_{DOV} = 0,4 \cdot R_e = 0,4 \cdot 275 = 110 \text{ MPa} \quad (66)$$

Dovolený tlak v otláčení pro míjivé zatížení mat. spojovaných součástí: [20; 22]

$$p_{DOV} = 35 \text{ MPa} \quad (67)$$

Dovolený tlak v otláčení pro kluzné ložisko SKF PSM 202840 A51: [20; 24]

$$p_{LDOV} = 20 \text{ MPa} \quad (68)$$



Obr. 52 – Schéma čepu naklápění

a) Kontrola čepu na stříh:

$$\tau = \frac{Z_{kč}}{A_{čn}} = \frac{Z_{kč}}{\frac{\pi \cdot d_{čn}^2}{4}} = \frac{16165}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 51,45 \text{ MPa} \quad (69)$$

$A_{čn} [mm^2]$ střížná plocha čepu

$d_{čn} [mm]$ průměr čepu

$$\tau \leq \tau_{DOV} \rightarrow 51,45 \leq 110 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (70)$$

b) Kontrola materiálu úchyty naklápění na otláčení

$$p = \frac{Z_{kč}}{t_d \cdot d_{čn}} = \frac{16165}{40 \cdot 20} = \mathbf{20,21 \text{ MPa}} \quad (71)$$

$$p \leq p_{DOV} \rightarrow \mathbf{20,21 \leq 35 \rightarrow VYHOVUJE} \quad (72)$$

c) Kontrola kluzného ložiska na otláčení:

$$p_L = \frac{Z_{kč}}{d_{čn} \cdot l_{L2}} = \frac{16165}{20 \cdot 40} = \mathbf{20,21 \text{ MPa}} \quad (73)$$

l_{L2} [mm] šířka kluzného ložiska

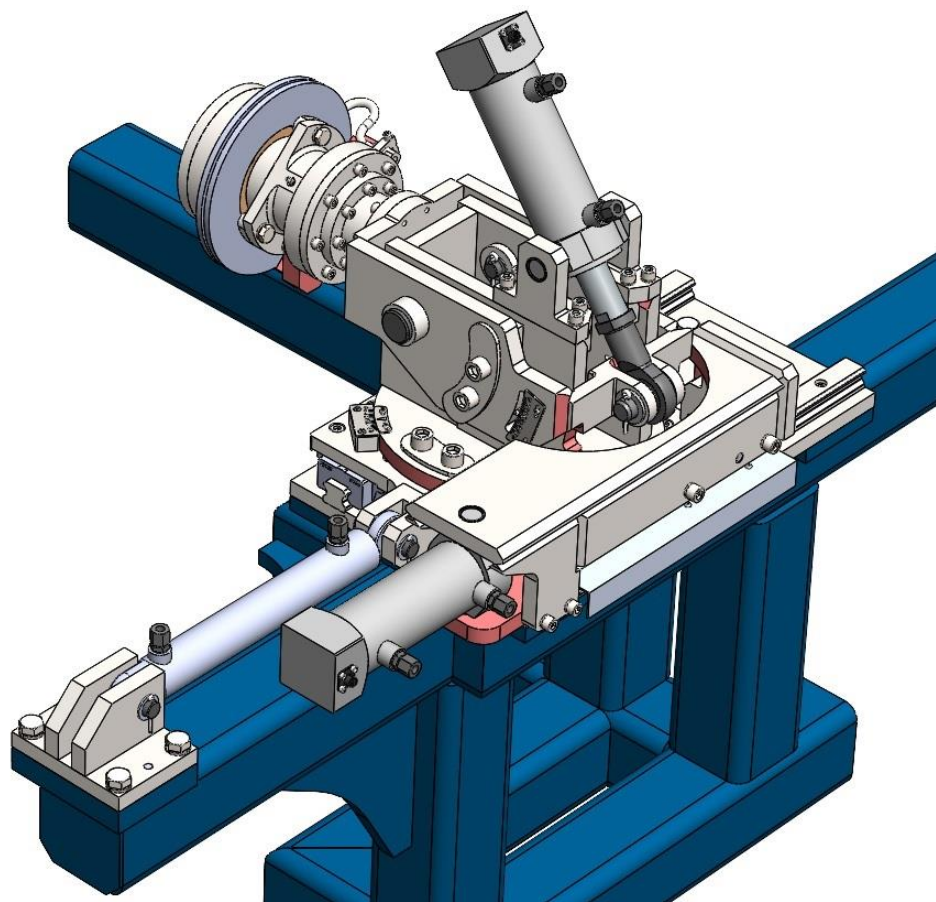
$$p_L \leq p_{LDOV} \rightarrow \mathbf{20,21 \leq 20 \rightarrow NEVYHOVUJE} \quad (74)$$

Z výše uvedeného výpočtu je zřejmé, že tlak dosažený v exponované ploše kluzného ložiska je mírně vyšší, a tudíž nesplňuje podmínku dovoleného tlaku. Nicméně úpravy provedené na měřicí hlavě nemají zásadní vliv na zatěžující sílu na tato ložiska, a tudíž byla konstrukce i v aktuálním provedení touto silou namáhána. Vzhledem k tomu, že dynamický adhezor nebyl doposud často provozován při maximálním konstrukčním zatížení, které při testování standardních kol osobních automobilů není nutné dosahovat a zatím nevykazuje opotřebení těchto exponovaných ložisek. Rozhodl jsem proto tyto ložiska i přes nevyhovující kontrolu na otláčení zatím ponechat. Pokud se v budoucnu objeví otláčení těchto ložisek navrhuji výměnu za kluzná ložiska s kluznou vrstvou z PTFE kompozitního materiálu, a to například SKF PCM 202330 E při zachování aktuálních čepů, anebo SKF PCM 252840 E v kombinaci s novými čepy průměru 25 mm, která dosahují mnohem vyšší odolnosti. [25; 26]

3.11 Výsledná sestava naklápěcí hlavy dynamického adhezoru

Všechny výše zmíněné sestavy a komponenty se nyní spojí do jednoho celku. Sestava otočné hlavy se spojí pomocí centrálního čepu se sestavou posuvu. Tento celek je dále přes vozíky kuličkového vedení spojen s kolejnicemi umístěnými na sestavě spodní desky. Následně je připojen hydraulický válec posuvu přes sestavu stávajícího čepu k vidlici umístěné na sestavě posuvu. Dále je k tomuto celku přes čepy naklápění připojena sestava naklápění. Před připojením hydraulického válce pro sbíhavost jsou na jeho kyvné čepy nasazeny bronzové podložky a dále boky uchycení „L“ a „P“. Podložky mají za úkol vymezit případné vůle

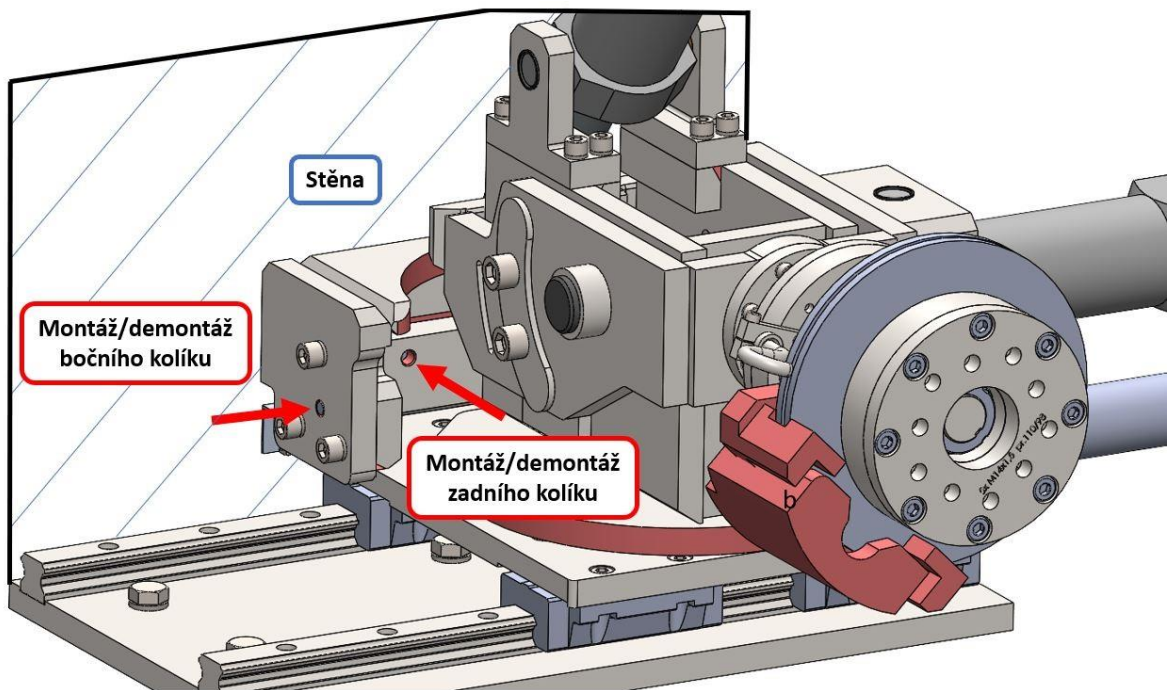
a zajistit tak hladký chod při pohybu hydraulického válce tím, že nedojde k otěru těla válce o boky uchycení. Dále se boky pomocí kolíků ustaví do přesné polohy a pomocí šroubů se spojí se sestavou otočné hlavy. Kloubová hlavice tohoto hydraulického válce se zajistí přes zajišťovací čep do úchyty naklápění, který je součástí sestavy naklápění. Před umístěním hydraulického válce pro odklon jsou taktéž na jeho kyvné čepy nasazeny bronzové podložky, dále se válec přes jeden tento čep vloží do příslušného otvoru v nosné desce na sestavě posuvu. Pomocí zajišťovacího čepu se kloubová hlavice tohoto válce spojí s vidlicí, která je součástí sestavy otočné hlavy. Z vrchní strany je pak na druhý kyvný čep nasazena sestava výztuhy „L“, která je následně ustavena kolíky k nosné desce a poté šrouby zajištěna. Posledním krokem je připojení sestavy hlavového složení k čelní desce sestavy naklápění, a tím je naklápěcí hlava dokončena. Výsledná sestava naklápěcí hlavy dynamického adhezoru je zobrazena na následujícím *Obr. 53*.



Obr. 53 – Sestava naklápěcí hlavy dynamického adhezoru

3.11.1 Montáž/Demontáž hydraulických válců

Z hlediska montáže a případné demontáže jednotlivých hydraulických válců v případě jejich kontroly nebo oprav je zřejmé omezení zástavbovým prostorem. Z tohoto důvodu bylo nutné zajistit jejich snadnou montáž/demontáž bez nutnosti složitého rozebrání celé konstrukce naklápěcí hlavy. U hydraulického válce pro sbíhavost není s jeho montáží/demontáží žádný problém. V případě hydraulického válce pro odklon je přístup složitější, jelikož je rám celku dynamického adhezoru v blízkosti stěny místnosti. Z tohoto důvodu je při jeho montáží/demontáží možné zarazit/vyrazit kolík umístěný v zadní desce z přední strany, což je z hlediska obsluhy mnohem výhodnější. Ke kolíku umístěnému z boku není přístup nikterak omezen. K veškerým šroubům je pak prostor pro jejich montáž/demontáž za pomoci ručního nářadí dostatečný. Schéma montáže/demontáže kolíků je naznačeno na *Obr. 54*.



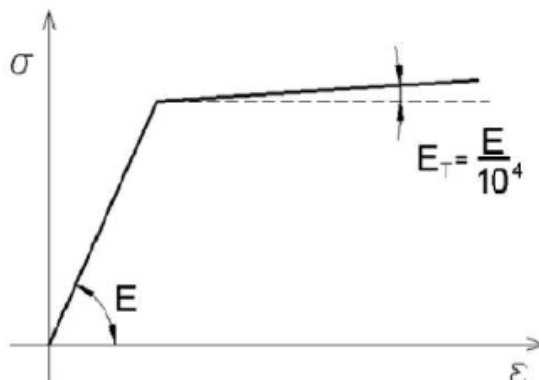
Obr. 54 – Montáž/Demontáž kolíků

3.12 Pevnostní kontrola exponovaných součástí naklápěcí hlavy

Základní pevnostní kontrola exponovaných součástí byla provedena metodou konečných prvků, tzv. MKP v 3D CAD programu SolidWorks 2020. Jako exponované součásti nové konstrukce rozumíme boky uchycení „L“ a „P“, dále úchyt naklápění, jenž je součástí svařence naklápěcí hlavy, uchycení kloubové hlavice hydraulického válce odklonu, tzv. vidlice a výztuhu „L“. Tyto součásti byly podrobeny jednotlivým analýzám při nejnepříznivějším provozním stavu, kdy jsou vystaveny maximální zatěžující síle. Pro boky uchycení „L“ a „P“ a úchyt naklápění je maximální zatěžující síla F_{RSMAX} zobrazena v *Graf 4*, jež je dosažena při úhlu $\varphi = -3^\circ$ hydraulického válce odklonu. V případě vidlice a výztuhu „L“ je maximální zatěžující síla F_{R2} zobrazena v *Graf 3*, jež je dosažena při úhlu $\varphi = -10^\circ$ hydraulického válce sbíhavosti.

Výše zmíněné součásti byly uvažovány jako ideální, a tedy bez počátečních imperfekcí, které jsou dále zohledněny při vyhodnocení v součinitelích bezpečnosti. Na veškeré tyto součásti byla použita materiálová nelineární analýza (MNA), jelikož nemají sklon ke ztrátě stability. V případě vidlice byl k zajištění odpovídajícího chování přidán ještě tzv. kontakt. [27]

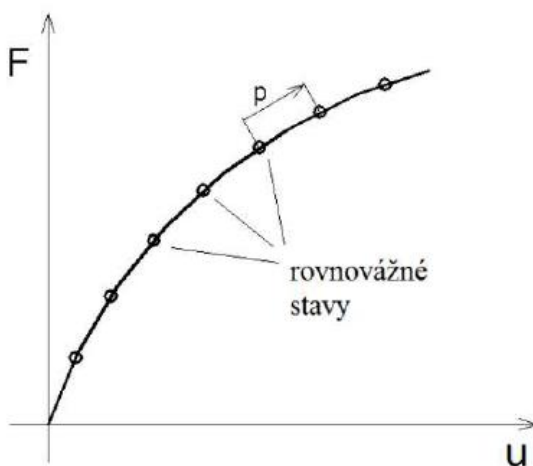
Materiálová nelineární analýza (MNA) souvisí s nelineárním, pružně-plastickým chováním materiálu zohledňujícím malé posuvy dané konstrukce. V konstrukční praxi je možné použít různé výpočtové nelineární modely chování materiálu nebo zadat výsledky přímo z trhací zkoušky. Při numerickém řešení je však v odpovídajících normách doporučeno použití von Misesova bilineárního modelu chování materiálu s tangenciálním modulem E_T zajišťujícím lineární chování v plastické oblasti (*Obr. 55*). Tento model byl taktéž použit pro potřeby této diplomové práce. [27]



Obr. 55 – Von Misesův bilineární model chování materiálu [27]

Pomocí kontaktu je dále zajištěno vzájemné chování součástí, které k sobě nejsou pevně svázány a netvoří tak jeden kompaktní celek. Mezi jednotlivé modely součástí jsou před spuštěním výpočtové analýzy vloženy prvky umožňující tuhý, pružný ale i třecí styk těles. [27]

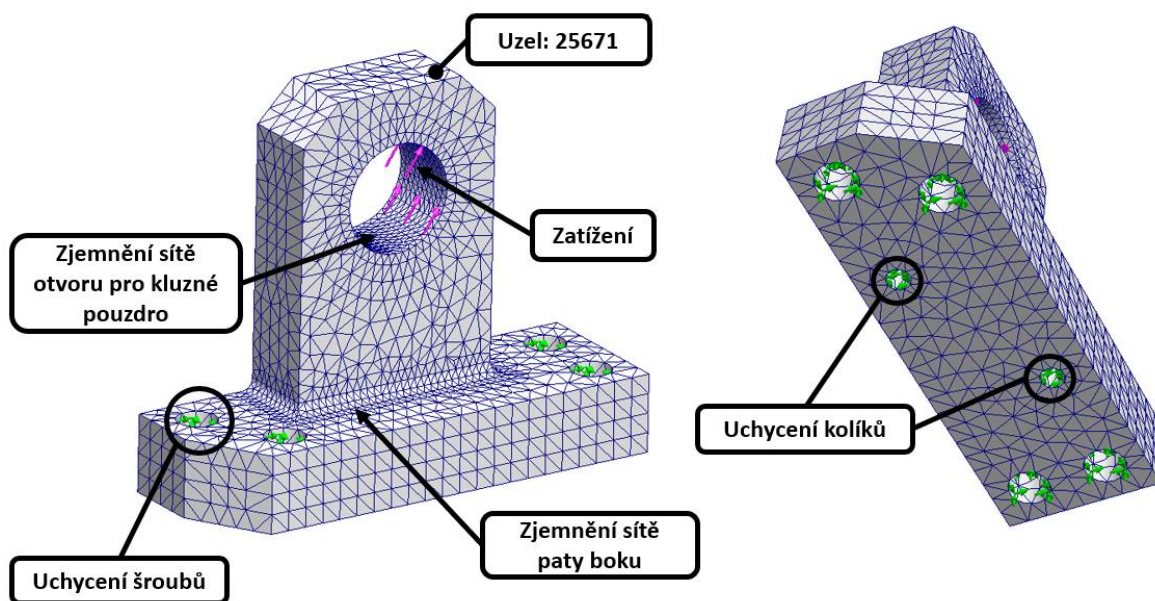
Pro veškeré nelineární analýzy provedené pro výše zmíněné součásti byla zvolena strategie řízení výpočtu pomocí přírůstku délky oblouku zatěžovací (rovnovážné) křivky. Zatížení je proporcionálně zvyšováno tak, aby bylo v každém kroku dosaženo rovnováhy (Obr. 56). [27]



Obr. 56 – Proces řízený přírůstkem délky oblouku [27]

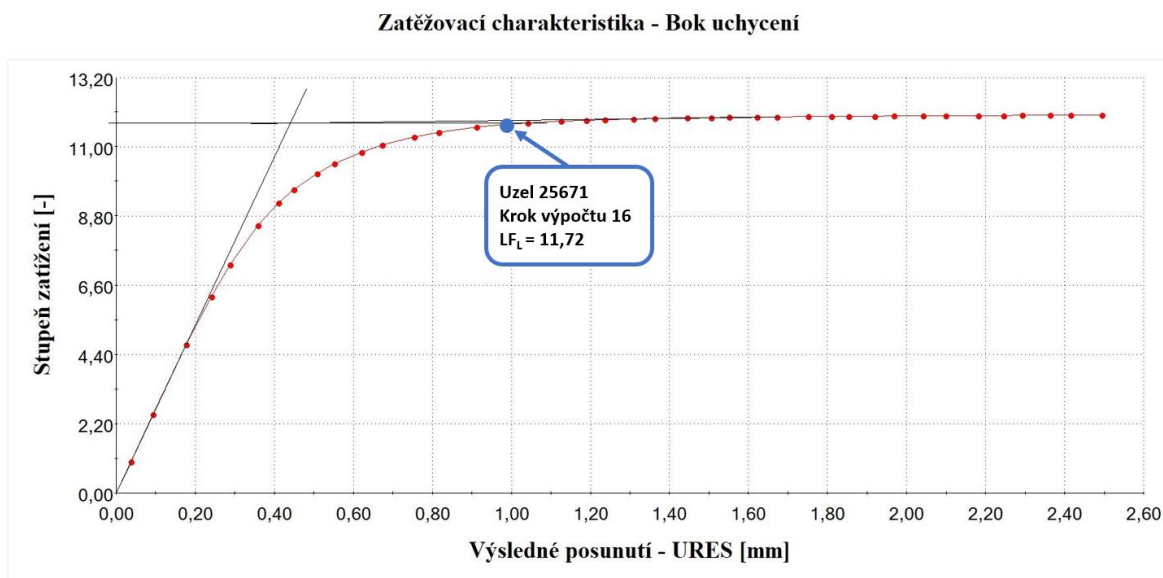
3.12.1 Bok uchycení „L“ a „P“, pevnostní analýza

Jelikož jsou oba boky symetricky uspořádané nebylo nutné provádět analýzu jejich sestavy. Pevnostní analýze byl tedy podroben pouze jeden bok zatížený poloviční silou $F_{RSMAX}/2$, která odpovídá provoznímu zatížení součásti. Prvním krokem bylo definování materiálu S355J2 (11 523) s pružně-plastickým chováním dle plasticity von Mises. Následně bylo nutné zajistit správné uchycení modelu, a tím definovat okrajové podmínky. V otvorech pro šrouby je zamezeno všem posuvům, v případě otvorů pro kolíky je posuv v axiálním směru umožněn. Zatížení je umístěno na poloviční plochu otvoru kluzného pouzdra, která odpovídá naklonění hydraulického válce sbíhavosti při nastavení hodnoty úhlu $\varphi = -3^\circ$. Parametry sítě modelu byly nastaveny na hodnotu velikosti strany hlavních elementů odpovídající 5 mm se zjemněním v oblasti otvoru kluzného pouzdra a paty boku s velikostí 2 mm. Veškeré přípravy výpočtového modelu před samotným spuštěním analýzy jsou zobrazeny na následujícím Obr. 57.



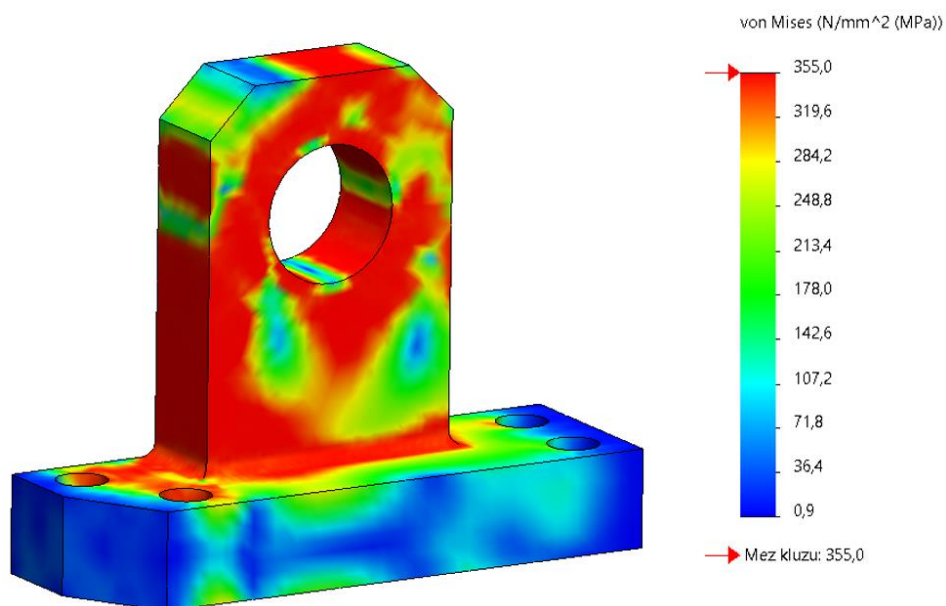
Obr. 57 – Výpočtový model – Bok uchycení

Po provedení nelineární analýzy byla zjištěna zatěžovací křivka pro definovaný uzel 25671, který je taktéž zobrazen na Obr. 57. V tomto uzlu dochází při limitním stavu zatížení k největšímu posunutí. Výsledná zatěžovací křivka se skládá z elastické, elasticko-plastické a plastické části a je zobrazena v tzv. zatěžovací charakteristice (Obr. 58), kde na ose X vidíme výsledné posunutí a na ose Y je zobrazen stupeň zatížení tzv. limitní faktor zatížení LF_L .

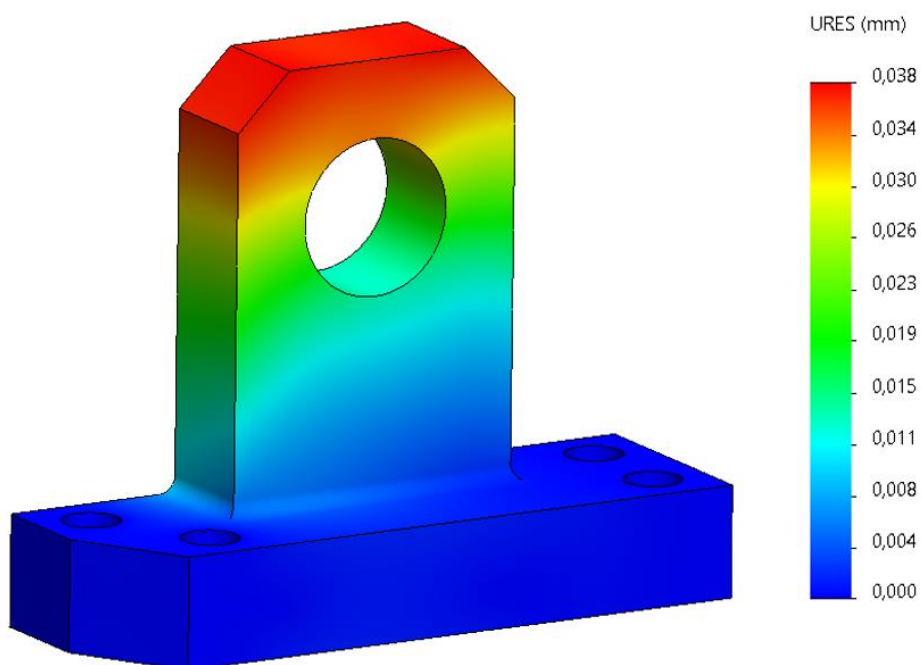


Obr. 58 – Zatěžovací charakteristika pro uzel 25671 – Bok uchycení

Dále bylo zjištěno rozložení redukovaného napětí von Mises (*Obr. 59*) při limitním stavu zatížení a výsledné posunutí (*Obr. 60*) při provozním stavu zatížení výpočtového modelu.



Obr. 59 – Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=11,72$) – Bok uchycení



Obr. 60 – Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Bok uchycení

K zatěžovací křivce byly v elastické a plastické části přiloženy tečny, jejichž průsečíkem byl zjištěn krok výpočtu a jemu odpovídající hodnota limitního faktoru zatížení, tzn. v materiálu dojde k plnému proplastizování a vytvoření plastického kloubu. Pro uzel 25671 odpovídá v kroku výpočtu 16 limitní faktor zatížení $LF_L = 11,72$. Pomocí tohoto limitního faktoru zatížení byla dále vypočtena dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} vzhledem ke koeficientu bezpečnosti $n_b = 2,5$ a výsledná hodnota dovoleného zatížení F_{RSD} . Koeficient bezpečnosti pro model boku uchycení byl zvolen dle normy ČSN EN 13001 v součinnosti s informacemi poskytnutými od společnosti zabývající se technickými výpočty. [28]

Výpočet dovolené hodnoty limitního faktoru zatížení:

$$LF_{LDOV} = \frac{LF_L}{n_b} = \frac{11,72}{2,5} = 4,69 \quad (75)$$

$$LF_{LDOV} > 1 \rightarrow 4,69 > 1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (76)$$

Výpočet dovolené hodnoty zatížení:

$$F_{RSD} = \frac{F_{RSMAX}}{2} \cdot LF_{LDOV} = \frac{22833}{2} \cdot 4,69 = 53543 \text{ N} \quad (77)$$

Dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} musí být vždy větší než 1, v tomto případě je tato podmínka splněna, a proto bok uchycení **VYHOVUJE**. Dle této hodnoty byla následně vypočtena i výsledná dovolená hodnota zatížení F_{RSD} .

Kontrola šroubů boku uchycení:

Bok uchycení je k sestavě otočné hlavy připevněn pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10 pevnostní třídy 10.9 s mezí pevnosti $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 900 \text{ MPa}$. Následující kontrola těchto šroubů byla provedena dle normy ČSN EN 1993. [29]

a) **Únosnost šroubů v tahu:**

$$F_{\dot{s}T} = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 58}{1,25} = 41760 \text{ N} \quad (78)$$

A_s [mm^2] plocha šroubu účinná v tahu/stříhu

γ_{M2} [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

b) **Únosnost šroubů ve stříhu:**

$$F_{\dot{s}S} = \frac{0,5 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,5 \cdot 1000 \cdot 58}{1,25} = 23200 \text{ N} \quad (79)$$

c) **Maximální předpínací síla šroubů:**

$$F_{PMAX} = \frac{0,7 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M7}} = \frac{0,7 \cdot 1000 \cdot 58}{1,1} = 36909 \text{ N} \quad (80)$$

γ_{M7} [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

Pro tyto šrouby byla zvolena síla předpětí $F_{PVOL} = 10000 \text{ N}$, která musí splňovat následující podmínku:

$$F_{PVOL} < F_{PMAX} \rightarrow 10000 < 36909 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (81)$$

S využitím této předpínací síly je pro potřeby montáže vyjádřen utahovací moment, kterým je nutné šrouby pomocí momentového klíče utáhnout.

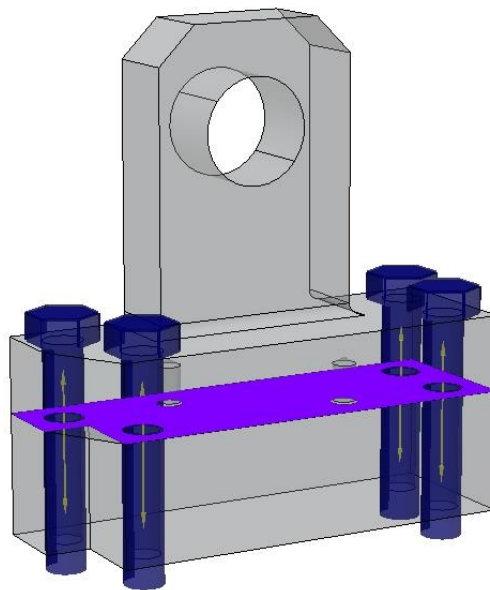
d) **Utahovací moment šroubů:** [20]

$$M_k = K \cdot F_{PVOL} \cdot d_s = 0,3 \cdot 10000 \cdot 10 = 30000 \text{ Nmm} = \mathbf{30 \text{ Nm}} \quad (82)$$

K [-] součinitel utahovacího momentu pro povrch bez úpravy nebo černěný

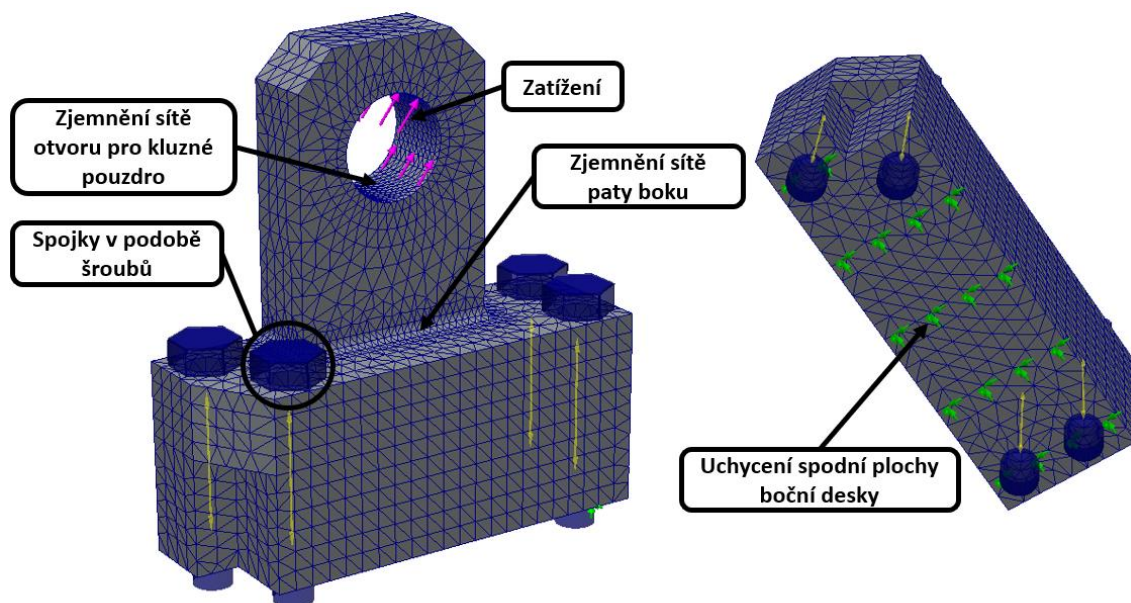
d_s [mm] průměr šroubu

Pro zjištění zatěžujících sil působících v jednotlivých šroubech bylo nutné použít statickou analýzu sestavy. Při této analýze byl použit identický výpočtový model boku jako v případě MNA analýzy doplněný o část boční desky sloupu otočné hlavy, ke které je připevněn pomocí těchto šroubů. Materiál obou součástí byl nastaven jako lineární elastický izotropní S355J2 (11 523). Uchycení je realizováno přes spodní plochu části boční desky, kde je zamezeno posuvům ve všech směrech. Dále je přidána kontaktní sada mezi plochy obou součástí s parametrem, kdy je zabráněno vzájemnému průniku (*Obr. 61*).



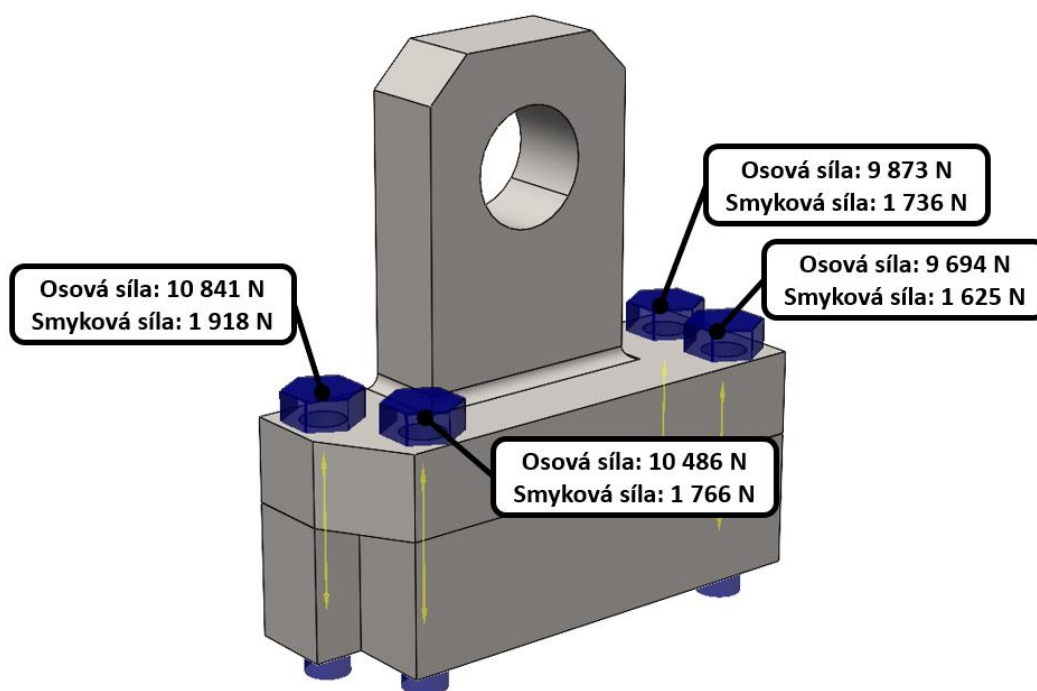
Obr. 61 – Kontaktní plochy – Bok uchycení (šrouby)

Pomocí prvků tzv. spojek jsou do příslušných otvorů přidány šrouby s výše uvedenými parametry a axiálním předpětím 10000 N. Zatížení i síť výpočtového modelu odpovídá MNA analýze. Veškeré přípravy výpočtového modelu sestavy před samotným spuštěním statické analýzy jsou zobrazeny na *Obr. 62*.



Obr. 62 – Výpočtový model – Bok uchycení (šrouby)

Po provedení této analýzy byly zjištěny zatěžující síly připadající na jednotlivé šrouby boku uchycení, které jsou zobrazeny na následujícím Obr. 63.



Obr. 63 – Výsledné síly ve šroubech – Bok uchycení

Pro splnění pevnostních požadavků musí zjištěná maximální osová $F_{\check{S}OMAX}$ a smyková $F_{\check{S}SMAX}$ síla ve šroubu splnit následující podmínky:

$$F_{\check{S}OMAX} \leq F_{\check{S}T} \rightarrow 10841 \leq 41760 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (83)$$

$$F_{\check{S}SMAX} \leq F_{\check{S}S} \rightarrow 1918 \leq 23200 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (84)$$

Kombinace stříhu a tahu:

$$\frac{F_{\check{S}SMAX}}{F_{\check{S}S}} + \frac{F_{\check{S}OMAX}}{1,4 \cdot F_{\check{S}T}} \leq 1 \rightarrow \frac{1918}{23200} + \frac{10841}{1,4 \cdot 41760} \leq 1 \rightarrow \mathbf{0.27 \leq 1} \rightarrow$$

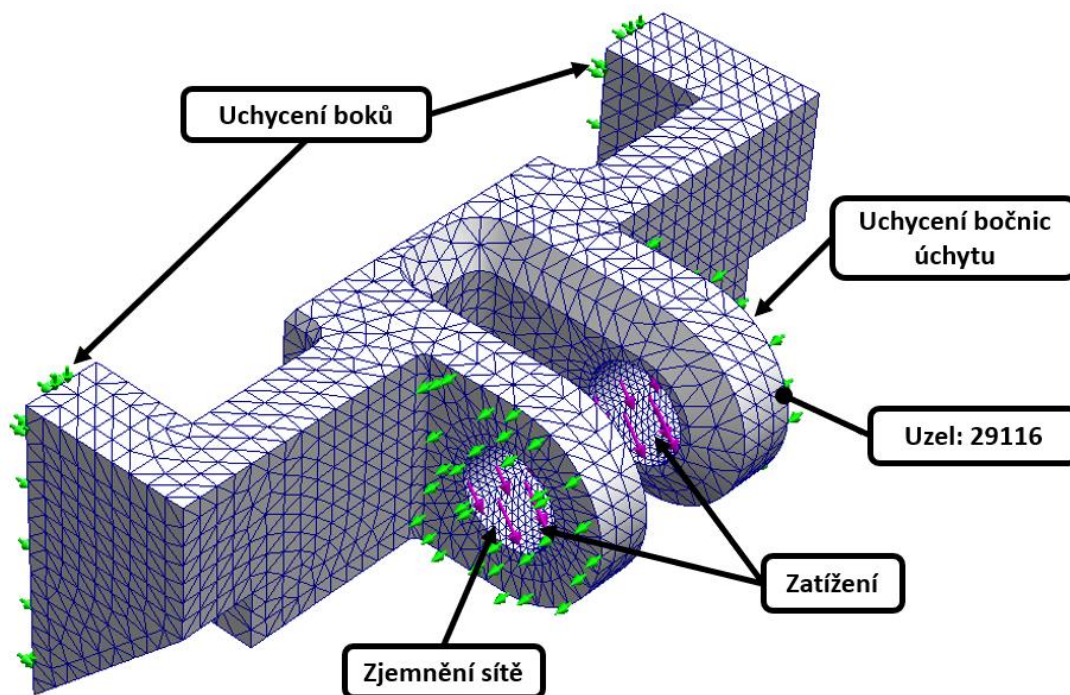
(85)

$$\rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Dle této skutečnosti lze konstatovat, že šrouby použité pro připevnění boku uchycení z hlediska pevnosti **VYHOVUJÍ**.

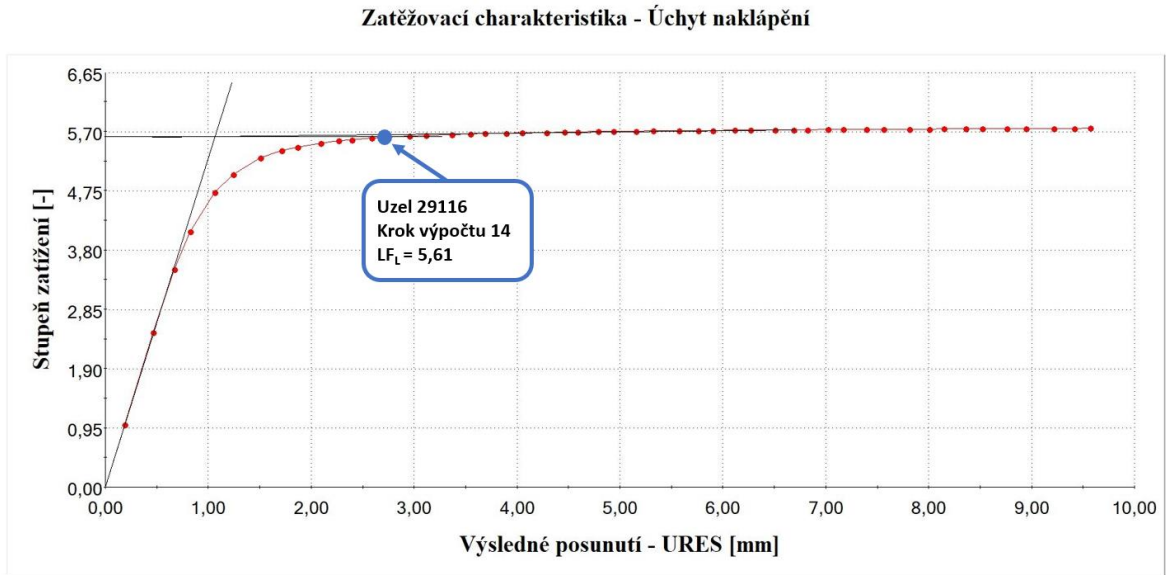
3.12.2 Úchyt naklápění, pevnostní analýza

Jelikož se jedná o prvek přivařený k sestavě naklápěcí hlavy, bylo nutné vyselektovat část této konstrukce a vytvořit tak zjednodušený výpočtový model. Ten v sobě zahrnuje samotný úchyt naklápění s částmi boků naklápěcí hlavy, ke kterým je přivařen. Stejně jako v případě analýzy boku uchycení bylo prvním krokem definování materiálu, který je taktéž S355J2 (11 523) s pružně plastickým chováním dle plasticity von Mises. Uchycení a tím pádem i definice okrajových podmínek je realizováno zamezením veškerých posuvů v částech boků naklápěcí hlavy. Dále je ještě zamezeno stranovému posuvu bočnic úchyty, čemuž brání čep s kloubovou hlavicí hydraulického válce sbíhavosti. Zatížení je umístěno na poloviční plochy otvorů pro čep pod úhlem, který odpovídá naklopení hydraulického válce sbíhavosti při nastavení hodnoty úhlu $\varphi = -3^\circ$ a odpovídá hodnotě provozního zatížení součásti F_{RSMAX} . Parametry sítě modelu byly nastaveny na hodnotu velikosti strany hlavních elementů odpovídající 5 mm se zjemněním v oblasti otvorů pro čep s velikostí 2 mm. Veškeré přípravy výpočtového modelu před samotným spuštěním analýzy jsou zobrazeny na následujícím Obr. 64.



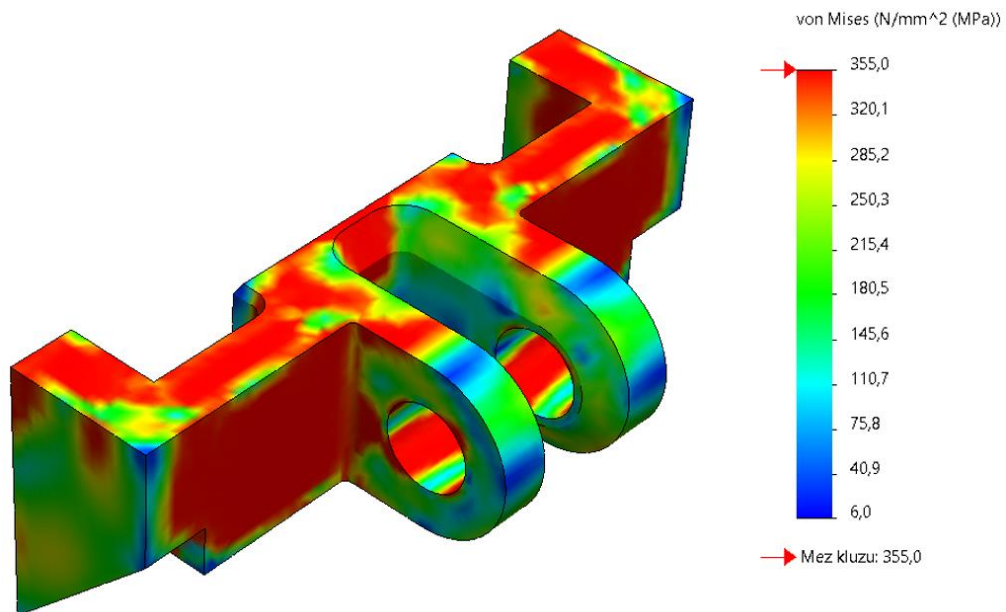
Obr. 64 – Výpočtový model – Úchyt naklápění

Po provedení nelineární analýzy byla zjištěna zatěžovací křivka pro definovaný uzel 29116, který je taktéž zobrazen na *Obr. 64*. Opět jako v předchozím případě boku uchycení v tomto uzlu dochází při limitním stavu zatížení k největšímu posunutí. Výsledná zatěžovací charakteristika je na následujícím *Obr. 65*.

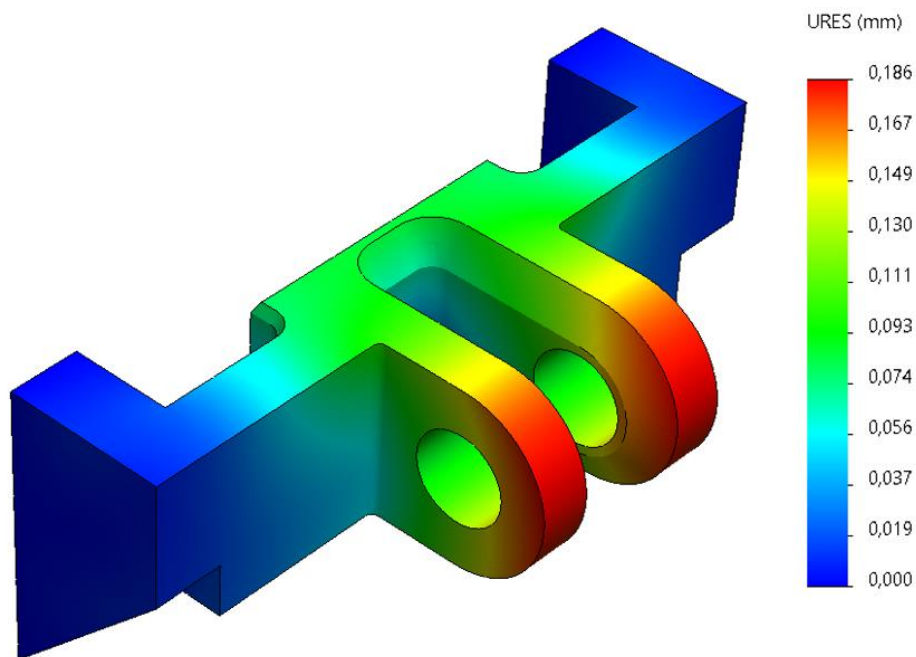


Obr. 65 – Zatěžovací charakteristika pro uzel 29116 - Úchyt naklápění

Dále bylo zjištěno rozložení redukovaného napětí von Mises (*Obr. 66*) při limitním stavu zatížení a výsledné posunutí (*Obr. 67*) při provozním stavu zatížení výpočtového modelu.



Obr. 66 – Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=5,61$) – Úchyt naklápění



Obr. 67 – Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Úchyt naklápění

Ke křivce byly v elastické a plastické části opět přiloženy tečny, jejichž průsečíkem byl zjištěn krok výpočtu 14 a jemu odpovídající hodnota limitního faktoru zatížení. $LF_L = 5,61$. V tomto případě byla dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} a jemu odpovídající hodnota dovoleného zatížení F_{RSD} vypočtena dle normy ČSN 690010, v níž je uveden součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$. Dále bylo nutné zohlednit typ svarového spoje součinitelem $\varphi_T = 0,7$ odpovídajícím svarům, které jsou podrobeny pouze vizuální kontrole. [30]

Výpočet dovolené hodnoty limitního faktoru zatížení:

$$LF_{LDOV} = \frac{LF_L}{n_T} \cdot \varphi_T = \frac{5,61}{1,5} \cdot 0,7 = 2,62 \quad (86)$$

$$LF_{LDOV} > 1 \rightarrow 2,62 > 1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (87)$$

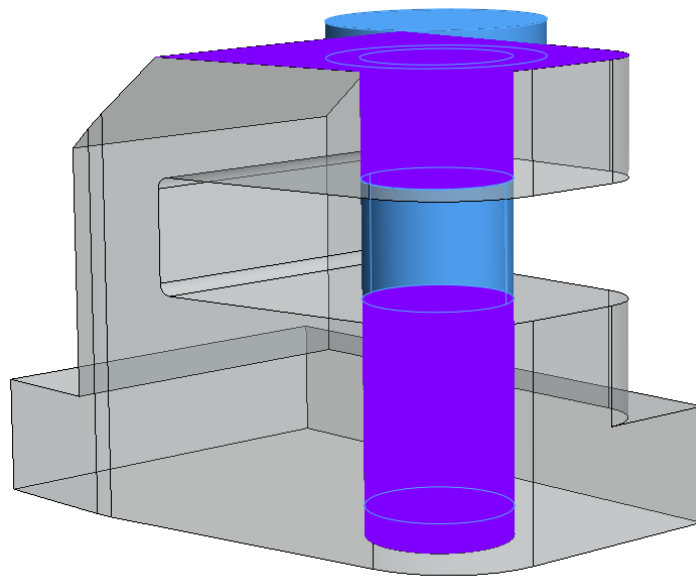
Výpočet dovolené hodnoty zatížení:

$$F_{RSD} = F_{RSMAX} \cdot LF_{LDOV} = 22833 \cdot 2,62 = 59822 \text{ N} \quad (88)$$

Dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} musí být vždy větší než 1, v tomto případě je tato podmínka splněna, a proto úchyt naklápění **VYHOVUJE**. Dle této hodnoty byla následně vypočtena i výsledná dovolená hodnota zatížení F_{RSD} .

3.12.3 Vidlice, pevnostní analýza

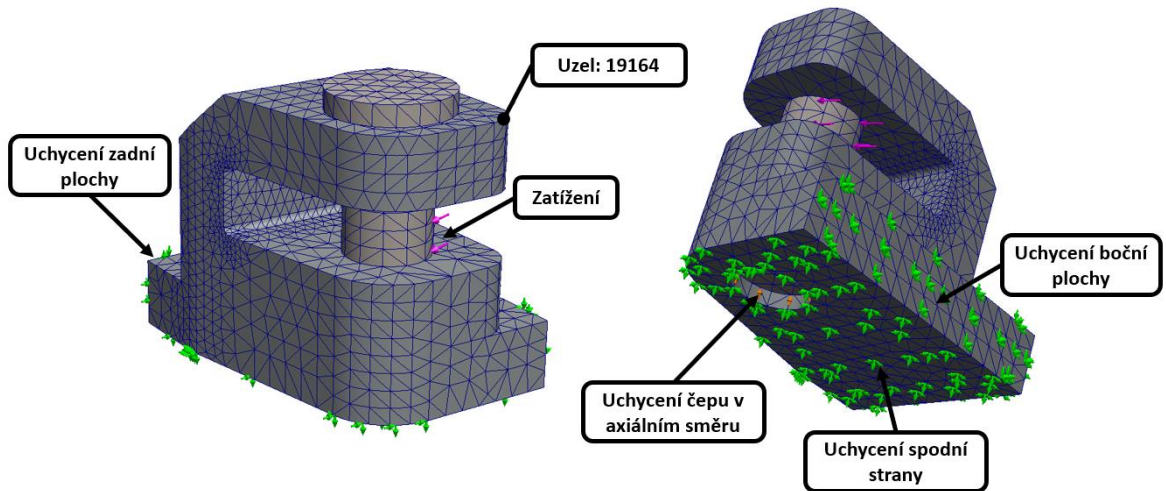
Taktéž jako v případě úchytu naklápění je i vidlice součástí svařence, ze kterého bylo nutné nejprve vyselektovat část odpovídající výpočtovému modelu, jedná se o svařenec otočné desky. Pro zajištění optimálního chování modelu byla nejprve vytvořena sestava obsahující tento výpočtový model vidlice s čepem, přes který se přenáší zatěžující síla. Dalším krokem bylo definování materiálu pro vidlici S355J2 (11 523), taktéž i materiálu čepu 42CrMoS4+QT (15 142.6), oba s pružně plastickým chováním dle plasticity von Mises. Dále bylo nutné definovat kontaktní sadu mezi vidlicí a čepem s parametrem, kdy je součástí zamezeno vzájemnému průniku v kontaktních plochách (*Obr. 68*).



Obr. 68 – Kontaktní plochy vidlice a čepu

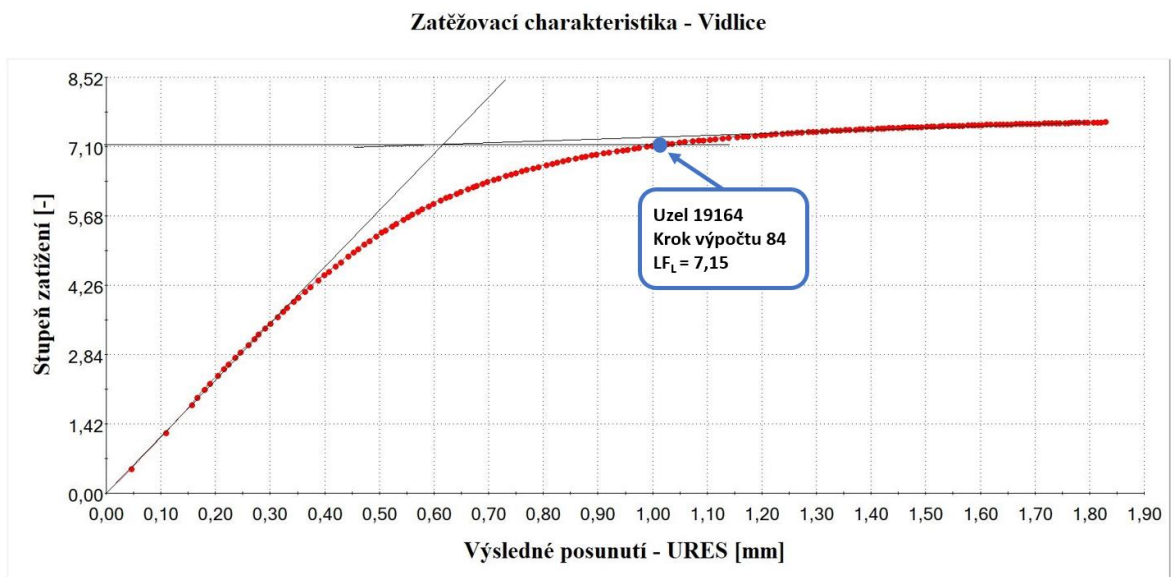
Následně bylo nutné zajistit správné uchycení modelu definováním okrajových podmínek. Spodní straně vidlice a plochám vzniklým vyříznutím ze sestavy otočné desky bylo zamezeno pohybu ve všech směrech, současně u čepu bylo zabráněno pohybu v axiálním směru vzhledem k jeho zajištění stavěcím šroubem. Zatížení je umístěno na poloviční plochu čepu v části mezi boky vidlice a odpovídá maximální provozní zatěžující síle F_{R2} , která je dosažena v krajní poloze hydraulického válce odklonu při nastavení hodnoty úhlu $\varphi = -10^\circ$.

Parametry sítě sestavy modelu byly nastaveny na hodnotu velikosti strany hlavních elementů odpovídající 6,5 mm s automatickým zjemněním. Veškeré přípravy výpočtového modelu před samotným spuštěním analýzy jsou zobrazeny na *Obr. 69*.

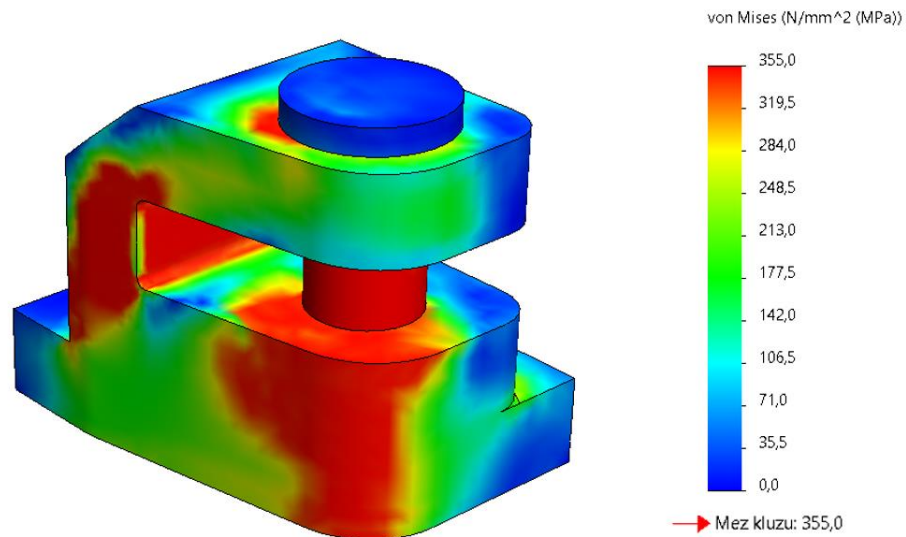


Obr. 69 – Výpočtový model – Vidlice

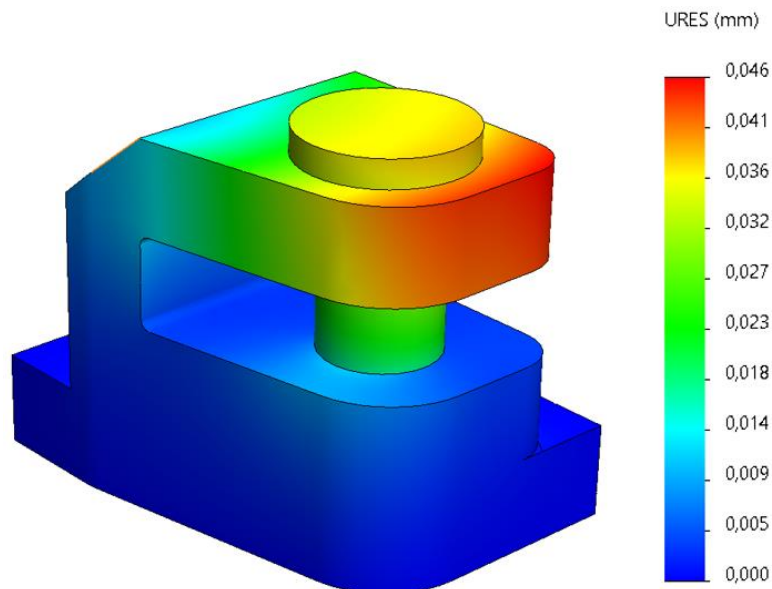
Po provedení nelineární analýzy byla zjištěna zatěžovací křivka pro definovaný uzel 19164, kde dochází při limitním stavu zatížení k největšímu posunutí. Tento uzel je taktéž zobrazen na *Obr. 69*. Výsledná zatěžovací charakteristika je na následujícím *Obr. 70*. Dále bylo zjištěno rozložení redukovaného napětí von Mises (*Obr. 71*) při limitním stavu zatížení a výsledné posunutí (*Obr. 72*) při provozním stavu zatížení, výpočtového modelu.



Obr. 70 – Zatěžovací charakteristika pro uzel 19164 - Vidlice



Obr. 71 – Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=7,15$) – Vidlice



Obr. 72 – Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Vidlice

Ke křivce byly dále v elastické a plastické části přiloženy tečny, jejichž průsečíkem byl zjištěn krok výpočtu 84 a jemu odpovídající hodnota limitního faktoru zatížení. $L_{FL} = 7,15$. Jelikož je vidlice taktéž součástí svařence, a to otočné desky, byla dovolená hodnota limitního faktoru zatížení $L_{F_{LDOV}}$ a jemu odpovídající hodnota dovoleného zatížení F_{R2D} opět vypočtena dle normy ČSN 690010 se součinitelem bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$, a součinitelem zohledňujícím svarový spoj $\varphi_T = 0,7$. [30]

Výpočet dovolené hodnoty limitního faktoru zatížení:

$$LF_{LDOV} = \frac{LF_L}{n_T} \cdot \varphi_T = \frac{7,15}{1,5} \cdot 0,7 = 3,34 \quad (89)$$

$$LF_{LDOV} > 1 \rightarrow 3,34 > 1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (90)$$

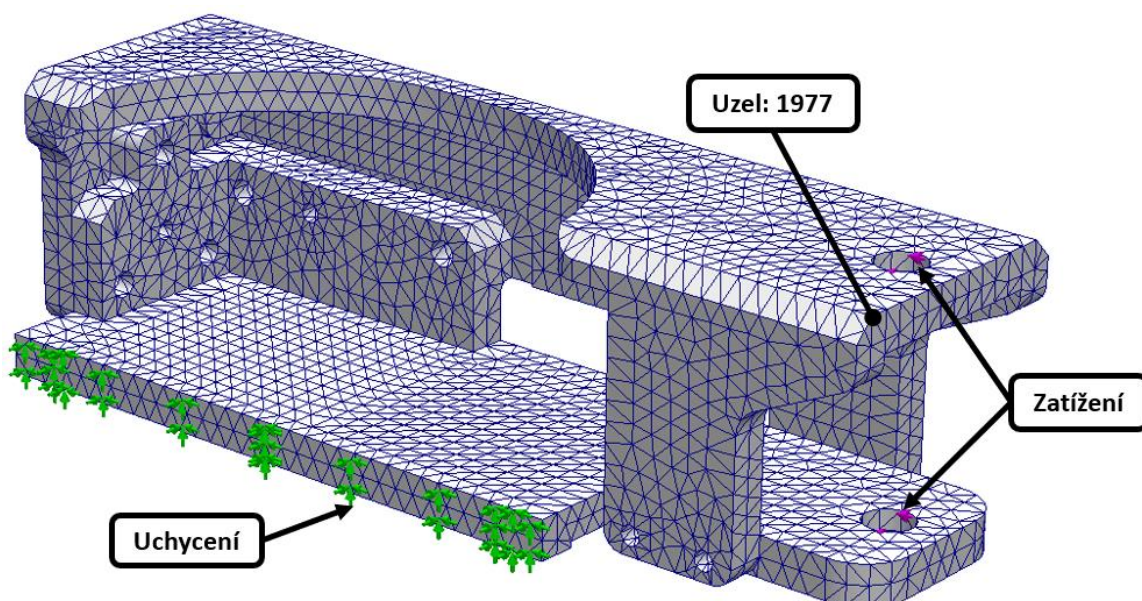
Výpočet dovolené hodnoty zatížení:

$$F_{R2D} = F_{R2} \cdot LF_{LDOV} = 29124 \cdot 3,34 = 97274 \text{ N} \quad (91)$$

Dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} musí být vždy větší než 1, v tomto případě je tato podmínka splněna, a proto vidlice **VYHOVUJE**. Dle této hodnoty byla následně vypočtena i výsledná dovolená hodnota zatížení F_{R2D} .

3.12.4 Výztuha „L“, pevnostní analýza

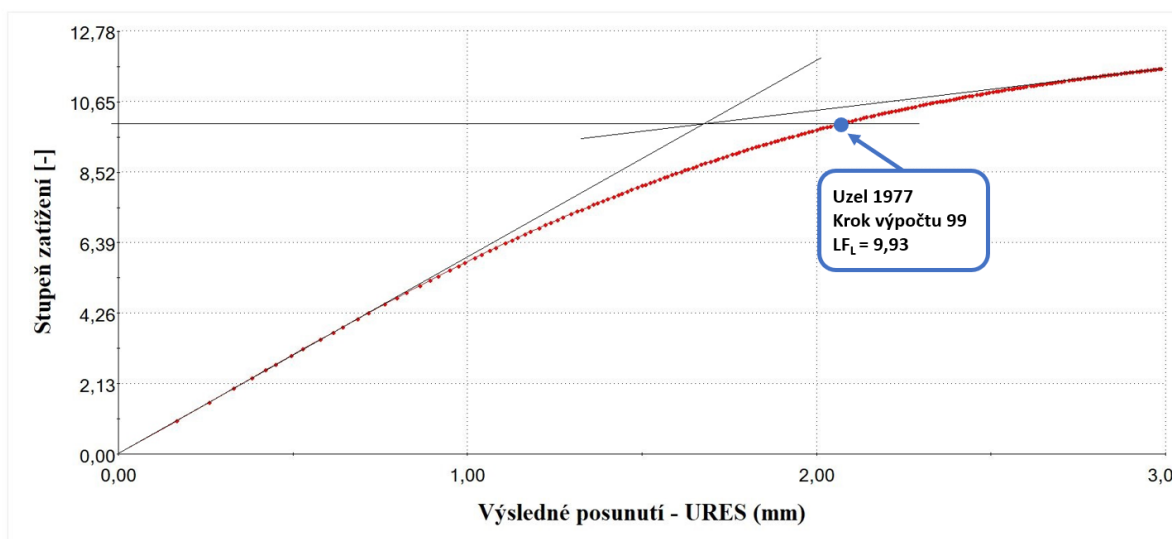
Jelikož uchycení hydraulického válce odklonu je realizováno přes výztuhu „L“ společně se sestavou nosné desky, bylo nutné vytvořit odpovídající výpočtový model. Vzhledem k této skutečnosti byl z těchto dvou prvků vytvořen jeden kompaktní celek, který nejlépe odpovídá danému řešení. Materiál modelu je S355J2 (11 523) s pružně plastickým chováním dle plasticity von Mises. Zatížení je umístěno na poloviční plochy otvorů, do kterých je vložen přes výkyvné čepy hydraulický válec odklonu a jeho velikost odpovídá maximální provozní zatěžující síle F_{R2} působící v krajní poloze při nastaveném úhlu $\varphi = -10^\circ$. Dále jsou definovány okrajové podmínky, kde je spodní ploše desky a její boční ploše vytvořené vyříznutím z celku zamezeno všem posuvům. Parametry sítě modelu byly nastaveny na hodnotu velikosti strany elementů odpovídající 10 mm. Veškeré přípravy výpočtového modelu před samotným spuštěním analýzy jsou zobrazeny na následujícím *Obr. 73*.



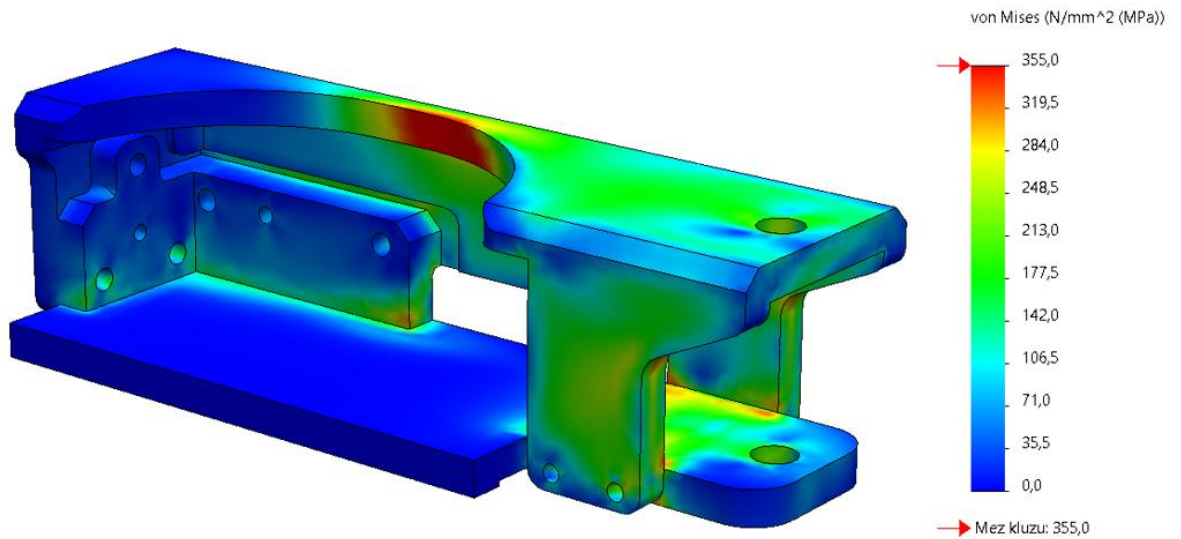
Obr. 73 – Výpočtový model – Výztuha „L“

Po provedení nelineární analýzy byla zjištěna zatěžovací křivka pro definovaný uzel 1977, kde dochází při limitním stavu zatížení k největšímu posunutí. Tento uzel je taktéž zobrazen na Obr. 73. Výsledná zatěžovací charakteristika je na následujícím Obr. 74. Dále bylo zjištěno rozložení redukovaného napětí von Mises (Obr. 75) při limitním stavu zatížení a výsledné posunutí (Obr. 76) při provozním stavu zatížení výpočtového modelu.

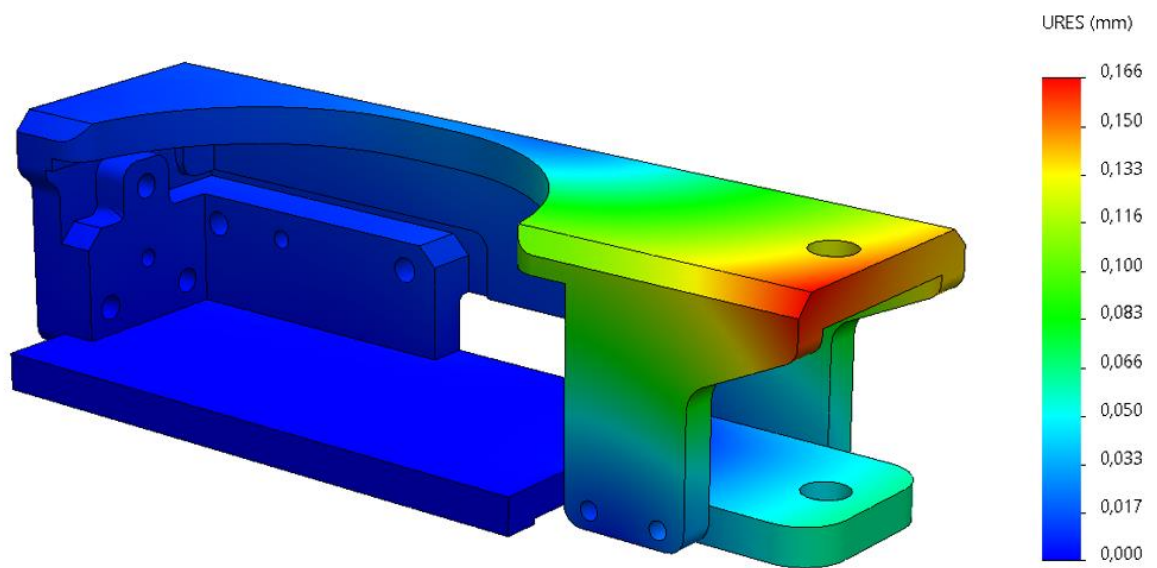
Zatěžovací charakteristika - Výztuha L



Obr. 74 – Zatěžovací charakteristika pro uzel 1977 – Výztuha „L“



Obr. 75 – Redukované napětí von Mises pro limitní stav zatížení ($L_{FL}=9,93$) – Výztuha „L“



Obr. 76 – Výsledné posunutí pro provozní stav zatížení – Výztuha „L“

Ke křivce byly dále v elastické a plastické části přiloženy tečny, jejichž průsečíkem byl zjištěn krok výpočtu 99 a jemu odpovídající hodnota limitního faktoru zatížení $LF_L = 9,93$. Výztuha „L“ i sestava nosné desky jsou svařencem složeným z několika dílů, a proto je dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} a jemu odpovídající hodnota dovoleného

zatížení F_{R2D} taktéž vypočtena dle normy ČSN 690010 se součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity $n_T = 1,5$. a součinitelem zohledňujícím svarový spoj $\varphi_T = 0,7$. [30]

Výpočet dovolené hodnoty limitního faktoru zatížení:

$$LF_{LDOV} = \frac{LF_L}{n_T} \cdot \varphi_T = \frac{9,93}{1,5} \cdot 0,7 = 4,63 \quad (92)$$

$$LF_{LDOV} > 1 \rightarrow 4,63 > 1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (93)$$

Výpočet dovolené hodnoty zatížení:

$$F_{R2D} = F_{R2} \cdot LF_{LDOV} = 29124 \cdot 4,63 = 134844 \text{ N} \quad (94)$$

Dovolená hodnota limitního faktoru zatížení LF_{LDOV} musí být vždy větší než 1, v tomto případě je tato podmínka splněna, a proto výztuha „L“ **VYHOVUJE**. Dle této hodnoty byla následně vypočtena i výsledná dovolená hodnota zatížení F_{R2D} .

Kontrola šroubů výztuhy „L“:

Výztuha „L“ je k sestavě nosné desky připevněna pomocí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10 a M12 pevnostní třídy 10.9 s mezí pevnosti $R_m = 1000 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 900 \text{ MPa}$. Následující kontrola těchto šroubů byla provedena dle normy ČSN EN 1993. [29]

Hodnoty únosnosti v tahu a maximálního předpětí pro šrouby M10 již byly uvedeny v kapitole 3.12.1 *Bok uchycení „L“ a „P“*, pevnostní analýza, následující výpočty jsou proto provedeny pro šrouby M12.

a) **Únosnost šroubů v tahu:**

$$F_{\dot{s}T} = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 84,3}{1,25} = 60696 \text{ N} \quad (95)$$

A_s [mm^2] plocha šroubu účinná v tahu/stříhu

γ_{M2} [–] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

b) **Únosnost šroubů ve stříhu:**

$$F_{\dot{s}S} = \frac{0,5 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,5 \cdot 1000 \cdot 84,3}{1,25} = 33720 \text{ N} \quad (96)$$

c) **Maximální předpínací síla šroubů:**

$$F_{PMAX} = \frac{0,7 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{M7}} = \frac{0,7 \cdot 1000 \cdot 84,3}{1,1} = 53645 \text{ N} \quad (97)$$

γ_{M7} [–] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

Pro šrouby M12 byla zvolena síla předpětí $F_{PVOL} = 8300 \text{ N}$, která musí splňovat následující podmínku:

$$F_{PVOL} < F_{PMAX} \rightarrow 8300 < 53645 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (98)$$

S využitím této předpínací síly je pro potřeby montáže vyjádřen utahovací moment, kterým je nutné šrouby M12 pomocí momentového klíče utáhnout.

d) **Utahovací moment šroubů:** [20]

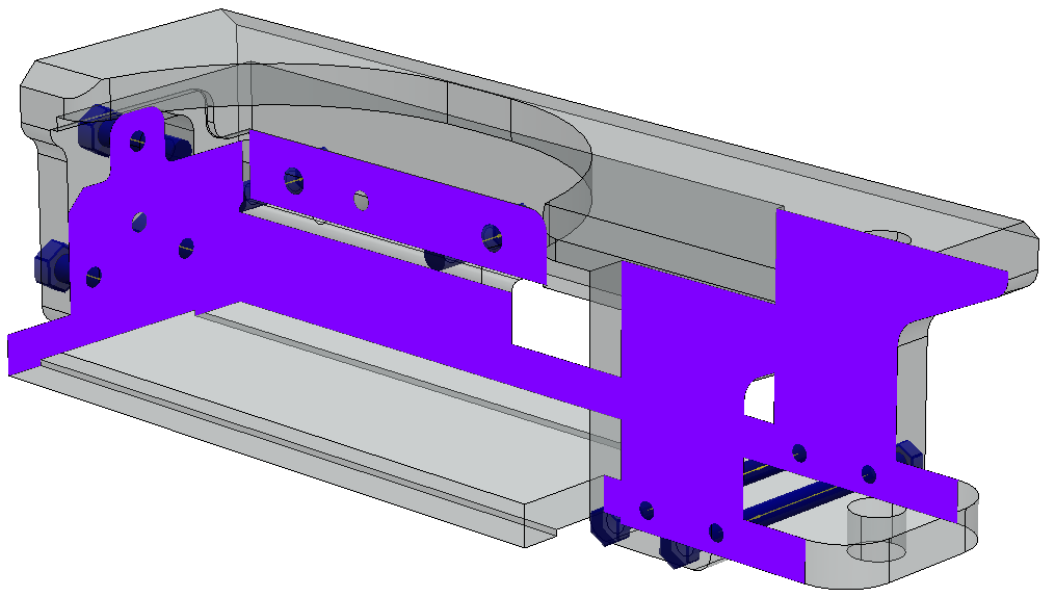
$$M_k = K \cdot F_{PVOL} \cdot d_{\dot{s}} = 0,3 \cdot 8300 \cdot 12 = 29880 \text{ Nmm} \approx \mathbf{30 \text{ Nm}} \quad (99)$$

K [–] součinitel utahovacího momentu pro povrch bez úpravy nebo černěný

$d_{\dot{s}}$ [mm] průměr šroubu

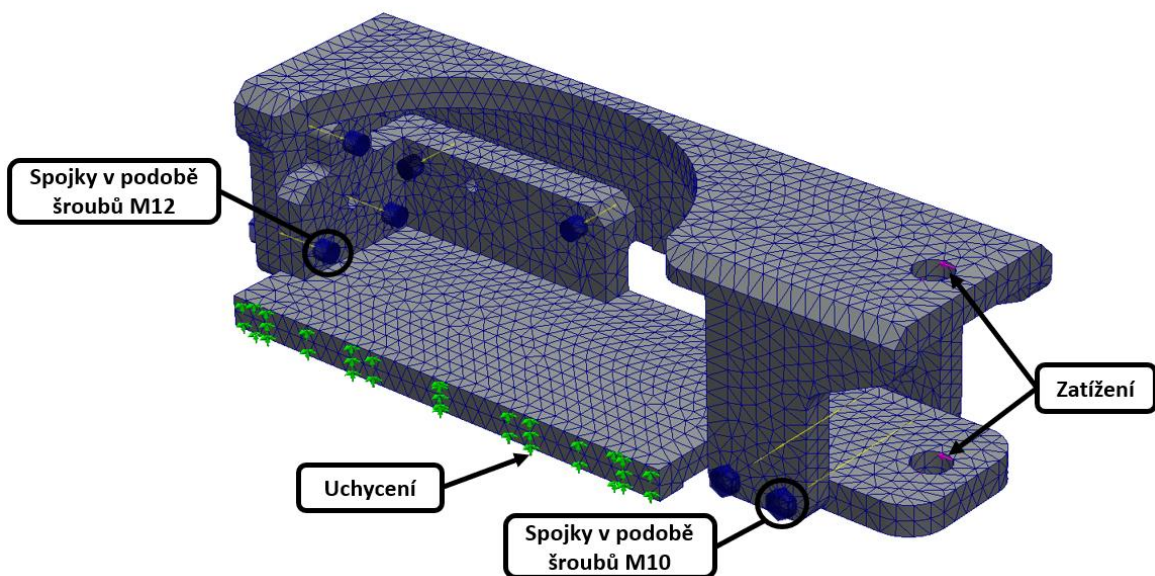
Pro šrouby M10 byla zvolena síla předpětí o velikosti **10000 N** odpovídající taktéž hodnotě utahovacího momentu **30 Nm**.

Jako v případě boku uchycení byla pro zjištění zatěžujících sil působících v jednotlivých šroubech použita statická analýza sestavy. Při této analýze byly použity výpočtové modely výztuhy „L“ a části sestavy nosné desky, které jsou k sobě pomocí šroubů připevněny. Materiál obou součástí byl nastaven jako lineární elastický izotropní S355J2 (11 523). Uchycení je realizováno stejným způsobem jako v případě MNA analýzy výztuhy „L“. Dále je přidána kontaktní sada mezi plochy obou součástí s parametrem, kdy je zabráněno vzájemnému průniku (*Obr. 77*).



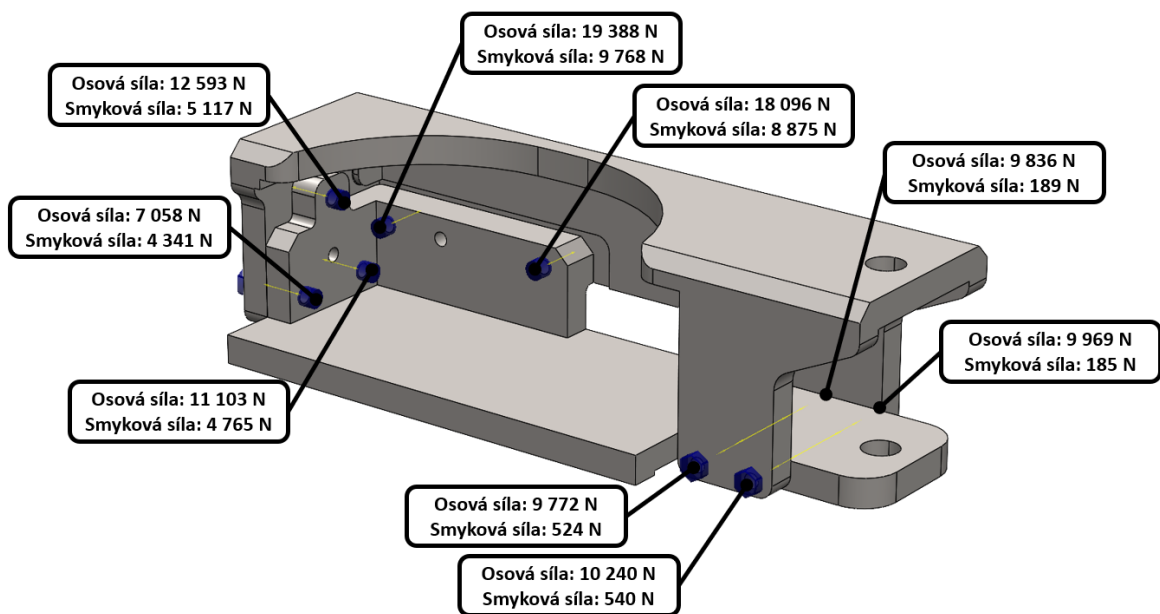
Obr. 77 – Kontaktní plochy – Výztuha „L“ (šrouby)

Pomocí prvků spojek jsou do příslušných otvorů přidány šrouby s výše uvedenými parametry a axiálním předpětím 8300 N pro šrouby M12 a 10000 N pro šrouby M10. Zatížení i síť výpočtového modelu odpovídá MNA analýze. Veškeré přípravy výpočtového modelu sestavy před samotným spuštěním statické analýzy jsou na následujícím *Obr. 78*.



Obr. 78 – Výpočtový model – Výztuha „L“ (šrouby)

Jako výsledek této analýzy byly zjištěny zatěžující síly připadající na jednotlivé šrouby M10 a M12 dané konstrukce (Obr. 79).



Obr. 79 – Výsledné síly ve šroubech – Výztuha „L“

Pro splnění pevnostních požadavků musí zjištěné maximální osové $F_{\check{s}OMAX}$ a smykové $F_{\check{s}SMAX}$ síly u obou typů šroubů splňovat následující podmínky:

Šrouby M10:

$$F_{\check{s}OMAX} \leq F_{\check{s}T} \rightarrow 10240 \leq 41760 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (100)$$

$$F_{\check{s}SMAX} \leq F_{\check{s}S} \rightarrow 540 \leq 23200 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (101)$$

Kombinace stříhu a tahu:

$$\frac{F_{\check{s}SMAX}}{F_{\check{s}S}} + \frac{F_{\check{s}OMAX}}{1,4 \cdot F_{\check{s}T}} \leq 1 \rightarrow \frac{540}{23200} + \frac{10240}{1,4 \cdot 41760} \leq 1 \rightarrow \mathbf{0,20} \leq \mathbf{1} \rightarrow \quad (102)$$

$\rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$

Šrouby M12:

$$F_{\check{s}OMAX} \leq F_{\check{s}T} \rightarrow 19388 \leq 60696 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (103)$$

$$F_{\check{s}SMAX} \leq F_{\check{s}S} \rightarrow 9768 \leq 33720 \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (104)$$

Kombinace stříhu a tahu:

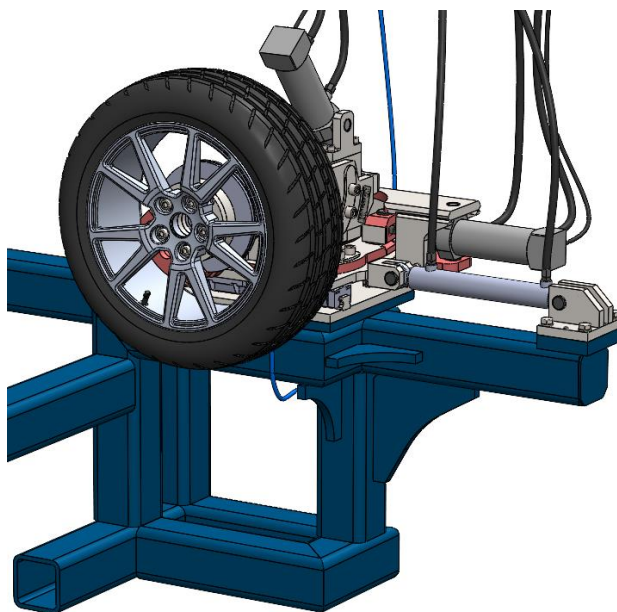
$$\frac{F_{\check{s}SMAX}}{F_{\check{s}S}} + \frac{F_{\check{s}OMAX}}{1,4 \cdot F_{\check{s}T}} \leq 1 \rightarrow \frac{9768}{33720} + \frac{19388}{1,4 \cdot 60696} \leq 1 \rightarrow \mathbf{0,52} \leq \mathbf{1} \rightarrow \quad (105)$$

$\rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$

V obou případech jsou pevnostní podmínky splněny a lze tedy konstatovat, že veškeré šrouby použité pro montáž výztuhy „L“ k sestavě nosné desky jsou **VYHOVUJÍCÍ**.

4 Celkové zhodnocení navrhnuté konstrukce

Aktuální konstrukce dynamického adhezoru posloužila jako optimální základ pro nové úpravy. V rámci omezených možností z hlediska prostoru a již použitých prvků celku dynamického adhezoru jsem nové součásti navrhl tak, aby maximálně využily současnou koncepci uspořádání. S výhodou jsem zde použil systém hydraulického ovládání, jež je možné připojit na stávající hydraulický okruh sloužící aktuálně pouze pro posuv naklápěcí hlavy. Navrhnuté hydraulické válce jsou z hlediska požadovaných parametrů vyráběny jako atyp na zakázku, avšak u takto specializovaného zařízení není toto řešení nikterak neobvyklé. Vzhledem k jejich parametrům lze předpokládat jejich dlouhou životnost, a proto jsou náklady spojené s jejich výrobou optimálně rozloženy. Uchycení hydraulických válců přes velice odolná kluzná ložiska z PTFE kompozitního materiálu a ložiskové hlavice zaručuje dlouhou životnost bez nutnosti údržby. Použitím nových čepů z ušlechtilé chrom-molybdenové oceli je opět zaručeno zvýšení únosnosti a životnosti. Umístění válců je realizováno tak, aby bylo zajištěno jejich optimální zatížení v kombinaci se snadnou montáží či demontáží. Z tohoto důvodu jsou prvky uchycení připevněny pomocí šroubových spojů pevnostní třídy 10.9, které jsou velice odolné vůči vzniklému namáhání. Pomocí této nové konstrukce je zabezpečeno přesné a rychlé ovládání celého procesu nastavení vozidlového kola do požadované pozice vůči rotujícímu válci bez nutnosti dodatečného mechanického ustavení a asistence obsluhy přímo v prostoru dynamického adhezoru.



Obr. 80 – Vizualizace naklápěcí hlavy dynamického adhezoru

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navržení nového konstrukčního řešení ovládní natáčení a naklápění hlavy adhezoru. V úvodní části byl popsán její aktuální konstrukční stav s celkovým popisem funkce dynamického adhezoru využívaného Univerzitou Pardubice. Dále je uveden výčet konstrukčních řešení dynamických adhezorů vyráběných světovými společnostmi zabývajícími se testováním různých typů pneumatik používaných v širokém spektru kategorií strojů a zařízení. Teoretická část je uzavřena vyhodnocením stávající konstrukce a popisem následně provedených nových úprav hlavy adhezoru.

Prvním krokem v praktické části návrhu nové konstrukce bylo zjištění hlavních omezujících parametrů a zatěžujících sil. S využitím výpočtového softwaru MSC ADAMS bylo zjištěno maximální zatížení zohledňující dynamické účinky působící na naklápěcí hlavu. Dle této hodnoty byly dále vypočteny jednotlivé zatěžující síly připadající na konkrétní součásti. V následující části práce je uveden návrh hydraulických válců společně s podrobným popisem úprav stávajících součástí a konstrukce nových dílů. Použité čepy a jejich uložení jsou dále kontrolovány pomocí analytických výpočtů, zda vyhovují zatěžujícím silám.

Následně jsou exponované díly nově navržené konstrukce podrobeny numerickým analýzám metody konečných prvků (MKP) pro vyhodnocení pevnosti při nejnepříznivějším působení zatěžujících sil. Veškeré díly podrobené těmito analýzám byly vyhodnoceny jako vyhovující, a tudíž splňují požadované vlastnosti.

Výsledná konstrukce naklápěcí hlavy je v tuto chvíli koncipována pro nastavení požadovaného úhlu odklonu a sbíhavosti před samotným započítáním zkoušky. Při tomto novém návrhu ale bylo počítáno s tím, že v budoucnosti bude možné měnit tyto parametry kontinuálně, tedy přímo v průběhu zkoušky daného vozidlového kola. Tímto funkčním řešením se opět dále rozšíří okruh možných simulací proveditelných na dynamickém adhezoru.

Jelikož úkolem této diplomové práce nebylo vyhodnocení únavové životnosti, mohou být v budoucnu zjištěná fakta podkladem pro další zkoumání a vyhodnocení nových skutečností konstrukce naklápěcí hlavy dynamického adhezoru.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] *Návod k používání mechanická část: Dynamický adhezor DA - 1*. Ústí nad Orlicí, 2014, 24 s.
- [2] DYTRYCH, Vojtěch. *Stanovení metodiky pro měření na statickém a dynamickém adhezoru*. Pardubice, 2019. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Petr Jilek.
- [3] HUŠEK, Martin. *Návrh úpravy a dovybavení dynamického adhezoru*. Pardubice, 2018. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Jan Pokorný.
- [4] *Altracon* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.altracon.com/>
- [5] Drum Tire Testing Machines. In: *Altracon* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.altracon.com/twoWheeler.php>
- [6] High Dynamic Load Deflection Tester. In: *Altracon* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.altracon.com/HighDynamicLoadDeflectionTester.php>
- [7] About A&D Technology. In: *A&D Technology* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://aanddtech.com/about-ad-technology/>
- [8] Flat Belt Tire Test Rig by A&D. In: *A&D Technology* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://aanddtech.com/2018/03/02/fbtr/>
- [9] Rolling Resistance Test Rig (RRTR). In: *A&D Technology* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://aanddtech.com/2018/03/05/rrtr/>
- [10] About MTS. In: *MTS* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://corp.mts.com/home/about.html>

- [11] Tire Force & Moment Measurement: Flat-Trac® Tire Force & Moment Measurement Systems. In: *MTS* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/tire-test-systems/flat-trac-tire-system>
- [12] Tire Rolling Loss Measurement: MTS Tire Rolling Resistance Systems. In: *MTS* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/tire-test-systems/tire-rolling-resist>
- [13] Tire Treadwear Simulation: MTS Tire Tread Wear Simulation Systems. In: *MTS* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/tire-test-systems/tire-treadwear>
- [14] JÍLEK, Antonín. *Zkušební zařízení pro testování pneumatik silničních vozidel*. Pardubice, 2014. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Jan Krmela.
- [15] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-x.
- [16] Kloubová hlavice: SI 25 ES. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/in/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends/productid-SI%2025%20ES>
- [17] Kluzné pouzdro: PCMF 252821.5 E. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-PCMF%20252821.5%20E?system=metric>
- [18] Kluzné pouzdro: PSM 506050 A51. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-04-07]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-PSM%20506050%20A51?system=metric>
- [19] Čepy a pouzdra. In: *Nekr* [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: <https://www.nekr.cz/cz/produkty/nahradni-dily/cepy-pouzdra>

- [20] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. Brno: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [21] Koeficient bezpečnosti. In: *MITcalc* [online]. Děčín [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/doc/help/CZ/C_safety.htm
- [22] Čepové a kolíkové spoje. In: *MITcalc* [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pins.htm>
- [23] *ČSN EN ISO 9013: Tepelné dělení - Klasifikace tepelných řezů - Geometrické požadavky na výrobky a úchytky jakosti řezu*. 10 vydání. Český normalizační institut, 2003.
- [24] Kluzné pouzdro: PSM 202840 A51. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-PSM%20202840%20A51>
- [25] Kluzné pouzdro: PCM 202330 E. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20202330%20E>
- [26] Kluzné pouzdro: PCM 252840 E. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ph/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20252840%20E>
- [27] PAŠČENKO, Petr. *Učební text MKP 2: NELINEÁRNÍ ÚLOHY*.
- [28] *ČSN EN 13001: Jeřáby - Návrh všeobecně*. 11 vydání. Český normalizační institut, 2015.
- [29] *ČSN EN 1993: Navrhování ocelových konstrukcí*. 02/2008. Český normalizační institut, 2008.
- [30] *ČSN 69 0010: Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla*. 10/1993. Český normalizační institut, 1993.

- [31] MTS Systems Corp. Temposonics MH-Series Position Sensors. In: *Www.oemoffhighway.com/* [online]. 2015 [cit. 2022-03-21]. Dostupné z: <https://www.oemoffhighway.com/electronics/sensors/position/sensors/position/product/12074014/mts-sensors-a-division-of-mts-systems-corp-mts-systems-corp-temposonics-mhseries-position-sensors>
- [32] SKIPALA, Karel. *Dynamický adhezor: ELEKTRODOKUMENTACE*. 2013.

PŘÍLOHY

Příloha A – ODKLON kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_1, β_1	112
Příloha B – SBÍHAVOST kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_2, β_2	113
Příloha C – Výkresová dokumentace	114
Příloha D – CD-ROM.....	116

Příloha A – ODKLON kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_1, β_1

Tab. 1 – ODKLON kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_1, β_1

	Úhel odklonu φ [°]	Úhel odklonu hydraulického válce α_1, β_1 [°]	Rovnovážná síla [N]
α_1	10	75,61	28463
	9	76,90	28389
	8	78,22	28319
	7	79,57	28253
	6	80,95	28193
	5	82,37	28138
	4	83,82	28090
	3	85,30	28051
	2	86,83	28021
	1	88,39	28002
Základní pozice	0	90,00	27995
β_1	-1	88,35	28003
	-2	86,65	28026
	-3	84,91	28068
	-4	83,11	28130
	-5	81,26	28216
	-6	79,36	28329
	-7	77,41	28471
	-8	75,40	28648
	-9	73,33	28864
Maximální hodnota síly	-10	71,20	29124

Příloha B – SBÍHAVOST kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_2, β_2

Tab. 2 – SBÍHAVOST kola, rovnovážné síly, úhly odklonu α_2, β_2

	Úhel odklonu φ [°]	Úhel odklonu hydraulického válce α_2, β_2 [°]	Rovnovážná síla [N]
α_2	10	52,02	22712
	9	52,22	22716
	8	52,38	22726
	7	52,52	22736
	6	52,63	22748
	5	52,71	22762
	4	52,77	22775
	3	52,81	22787
	2	52,8335	22798
	1	52,8336	22808
Základní pozice	0	52,82	22815
β_2	-1	52,78	22824
	-2	52,73	22829
Maximální hodnota síly	-3	52,66	22833 (22832,16)
β_2	-4	52,58	22833 (22832,15)
	-5	52,48	22832
	-6	52,37	22827
	-7	52,25	22819
	-8	52,11	22810
	-9	51,97	22794
	-10	51,81	22777

Příloha C – Výkresová dokumentace

Číslo výkresu:	Název:
1000-1000	Sestava nosné desky
1000-1001	Sestava nosné desky ÚPRAVA
1000-1002	Deska uchycení
1000-1003	Deska uchycení Výpalek
1000-1004	Deska uchycení roh
1000-1005	Deska uchycení roh Výpalek
1000-1006	Nosná deska pístnice
1000-1007	Nosná deska pístnice Výpalek
1000-1008	Hlavní čep
1000-1009	Otočná hlava
1000-1010	Sloup otočné desky ÚPRAVA
1000-1011	Sestava otočné desky
1000-1012	Otočná deska
1000-1013	Otočná deska Výpalek
1000-1014	Futro středového čepu
1000-1015	Vidlice
1000-1016	Vidlice Výpalek
1000-1017	Výztuha
1000-1018	Výztuha Výpalek
1000-1019	Čep
1000-1020	Víko
1000-1021	Sestava naklápění hlavy
1000-1022	Naklápění hlavy ÚPRAVA
1000-1023	Úchyt naklápění
1000-1024	Úchyt naklápění Výpalek
1000-1025	Čep
1000-1026	Podložka pro čep
1000-1027	Bok vrchní L
1000-1028	Bok vrchní L Výpalek
1000-1029	Bok vrchní P

1000-1030	Výztuha L
1000-1031	Deska L horní
1000-1032	Deska L horní Výpalek
1000-1033	Deska L zadní
1000-1034	Deska L zadní Výpalek
1000-1035	Deska zadního uchycení
1000-1036	Deska zadního uchycení Výpalek
1000-1037	Bok L
1000-1038	Bok L Výpalek
1000-1039	Bok L - P
1000-1040	Podložka vymezení
2000-1000	Sestava posuvu
2000-1001	Sestava otočné hlavy
2000-1002	Sestava naklápění
2000-1003	Bok uchycení L
2000-1004	Bok uchycení P
2000-1005	Sestava výztuhy L
2000-1006	Hydr. válec HV-63-36-100 atyp
3000-0000	Naklápěcí hlava dynamického adhezoru

Příloha D – CD-ROM

Obsah:

- Diplomová práce v elektronické podobě (formát PDF)
- 3D CAD model – Naklápěcí hlava dynamického adhezoru (formát STEP a 3D PDF)
- Výkresová dokumentace (formát PDF)