



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav letadlové techniky

Rekonstrukce přistávacího zařízení historického stíhacího letounu

Reconstruction of the historic fighter landing gear

Diplomová práce

Studijní program: N 3958 LETECTVÍ A KOSMONAUTIKA

Studijní obor: 3906T008 Letecká a kosmická technika

Vedoucí práce: Ing. Jaromír Kučera

Bc. Marek Čermák

Praha 2015

Anotační list

Jméno autora:	<i>Bc. Marek Čermák</i>
Název DP:	Rekonstrukce přistávacího zařízení historického stíhacího letounu
Anglický název:	Reconstruction of the historic fighter landing gear
Rok:	2015
Obor studia:	3906T008 Letecká a kosmická technika
Ústav:	<i>Ústav letadlové techniky</i>
Vedoucí DP:	<i>Ing. Jaromír Kučera</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 157 počet obrázků 77 počet tabulek 103 počet příloh 7
Klíčová slova:	AVIA B-135, replika letounu, přistávací zařízení, podvozek, pevnostní výpočet, kinematika, hmotový rozbor, Certifikační specifikace CS-23
Keywords:	AVIA B-135, aircraft replica, undercarriage, landing gear, structural calculation, kinematics, weight analysis. Certification Specifications CS-23

Vysoká škola: ČVUT v Praze

Fakulta: STROJNÍ

Ústav: ÚSTAV LETADLOVÉ TECHNIKY

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro: Bc. Marka ČERMÁKA

obor: 3906T008 Letadlová a kosmická technika

Název tématu: Rekonstrukce přistávacího zařízení historického stíhacího letounu

Zásady pro vypracování:

Pro vypracování projektu proveďte:

- rešerši zatahovacích podvozků dobových stíhacích letadel
- volbu certifikační báze
- výpočet zatížení dle zvoleného předpisu
- kinematickou a dynamickou analýzu zatahovacího mechanismu
- 3D konstrukční návrh přistávacího zařízení a zatahovacího mechanismu
- pevnostní analýza hlavních částí podvozku
- hmotový rozbor

Rozsah grafických prací: Dle doporučení vedoucího DP
Rozsah průvodní zprávy: cca 60 stran
Seznam odborné literatury: Dle doporučení vedoucího DP
Předměty SZZ: Aerodynamika a mechanika letu
Letadlová technika
Pevnost a životnost letadel a motorů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaromír Kučera
Datum zadání diplomové práce: 10. dubna 2015
Termín odevzdání diplomové práce: 19. června 2015

Neodevzdá-li student diplomovou práci včas, je povinen tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit, pokud bude omluva (předaná prostřednictvím studijního oddělení děkanovi) děkanem uznána, určí děkan studentovi náhradní termín konání státní závěrečné zkoušky (zůstávají dva termíny SZZ). Pokud tuto skutečnost student řádně neomluví, nebo omluva nebude děkanem uznána, určí děkan studentovi termín pro opakování státní závěrečné zkoušky. SZZ je možné opakovat pouze jednou (SZŘ čl. 22, odst. 3, 4).

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použitá literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne: 9. 4. 2015

.....
diplomant

.....
Ing. Robert Theiner, Ph.D.
vedoucí ústavu



.....
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan Fakulty strojní

V Praze dne 3.4. 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

Bc. Marek Čermák

Poděkování

Děkuji Ing. Jaromíru Kučerovi za vedení mé diplomové práce a za podnětné návrhy, které ji obohatily. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během studia a především během tvorby této práce.

Obsah

1	Úvod	1
2	Letoun AVIA B-135	2
2.1	Třípohledový výkres	2
2.2	Základní technické parametry	3
2.3	Historie letounů Avia B-35/B-135	4
2.3.1	Avia B-35.1 / B-35.2	4
2.3.2	Avia B-35.3 / B-135.1 / B-135.2	4
2.3.3	Přistávací zařízení	4
2.3.4	Nasazení a konečný osud	5
3	Rešerše zatahovacích podvozků dobových stíhacích letadel	6
3.1	Krátký úvod k podvozkům letadel	6
3.1.1	Funkce podvozků	6
3.1.2	Dělení podvozků	6
3.1.3	Ostruhové podvozky	7
3.2	Základní popis podvozku AVIE B-135	8
3.2.1	Hlavní podvozek	8
3.2.2	Ostruha	8
3.3	Podvozky dobových letadel	10
3.3.1	Dewoitine D.520	12
3.3.2	Jak-3	13
3.3.3	Jak-7 a Jak-9	15
3.4	Závěr statistiky	16
4	Certifikační báze	17
5	Výpočet přistávacího násobku	18
5.1	Návrhové parametry	18
5.2	Odhad přistávacího násobku	18
5.2.1	UL-2	19
5.2.2	Aproximace (Conway)	19
5.2.3	Exaktní výpočet (Conway)	20
5.3	Výsledný návrhový přistávací násobek	21
6	Výpočet zatížení dle CS23	22
6.1	Základní parametry	22
6.1.1	Hmotnosti	22
6.1.2	Hmotnostní konfigurace	22
6.1.3	Násobky	22
6.1.4	Definice sil	23
6.2	Výpočty zatížení	23
6.2.1	Statické pozemní zatížení	23
6.2.2	Podmínky bočního zatížení	24

6.2.3	Brždění při poježdění	25
6.2.4	Základní podmínky pro přistání (CS dodatek C)	25
6.2.5	Přistání na jedno kolo	26
6.2.6	Dodatečné podmínky pro ostruhová kola	26
6.2.7	Zatížení pro vlečení (CS 23.509)	27
6.3	Výsledné hodnoty zatížení	28
7	Konstrukce	29
7.1	Základní data	29
7.1.1	Rekonstrukce hlavních konstrukčních parametrů podvozku	29
7.1.2	Vlastnosti použitých materiálů	29
7.1.3	Kluzná pouzdra	30
7.1.4	Systém číslování dílů	30
7.2	Hlavní podvozek	31
7.2.1	Uchycení v křídle	31
7.2.2	Hlavice nohy	34
7.2.3	Píst tlumiče hlavního podvozku	35
7.2.4	Torzní nůžky	35
7.2.5	Pneumatika, ráfek a brzda	36
7.2.6	Zalamovací vzpěra	38
7.2.7	Pohybové spoje	39
7.2.8	Způsob zatahování	39
7.2.9	Tlumič	41
7.3	Konstrukce ostruhy	42
7.3.1	Noha ostruhového podvozku	42
7.3.2	Vidlice	44
7.3.3	Ráfek a pneumatika	45
7.3.4	Zlamovací vzpěra	46
7.3.5	Pohybové spoje	48
7.3.6	Způsob zatahování	49
7.3.7	Řízení a aretace	50
7.3.8	Tlumič	51
8	Kinematika a dynamika	52
8.1	Hlavní podvozek	52
8.1.1	Kinematické schéma zatahování	52
8.1.2	Analytické vyšetření mechanismu	52
8.2	Ostruha	56
8.2.1	Kinematické schéma zatahování	56
8.2.2	Analytické vyšetření mechanismu	56
8.3	Simulace kinematiky a dynamiky	59
8.3.1	Hlavní podvozek	59
8.3.2	Ostruha	61

9	Pevnostní analýza hlavního podvozku	62
9.1	Distribuce sil	62
9.1.1	Zatížení hlavní konstrukce	62
9.1.2	Zatížení osy kola a ložisek	65
9.2	Kontrola dílů	67
9.2.1	Ložiska kola	67
9.2.2	Dolní rameno vzpěry	68
9.2.3	Horní rameno vzpěry	69
9.2.4	Čep horního ramene vzpěry	71
9.3	MKP kontrola dílů	77
9.3.1	Píst tlumiče	77
9.3.2	Torzní nůžky	77
9.3.3	Válec tlumiče	78
9.3.4	Hlavice nohy	78
9.4	Kontrola spojů	79
9.4.1	Kontrola čepů	79
9.4.2	Kontrola spojů na otláčení	81
10	Pevnostní analýza ostruhového podvozku	83
10.1	Distribuce sil	83
10.1.1	Zatížení hlavní konstrukce	83
10.1.2	Zatížení osy kola a vidlice	86
10.2	Kontrola dílů	88
10.2.1	Ložiska kola	88
10.2.2	Osa	89
10.2.3	Dolní rameno vzpěry	91
10.2.4	Horní rameno vzpěry	92
10.2.5	Tyč aretace	93
10.3	MKP kontrola dílů	95
10.3.1	Vidlice	95
10.3.2	Noha	95
10.4	Kontrola spojů	96
10.4.1	Kontrola čepů	96
10.4.2	Kontrola spojů na otláčení	98
11	Hmotový rozbor	100
11.1	Hlavní podvozek	100
11.2	Ostruha	102
12	Závěr	105
	Použité zdroje	106

Přílohy	108
A Výčet souvisejících paragrafů CS-23	108
B Parametry pneumatiky hlavního podvozku	123
C Parametry pneumatiky ostruhy	125
D Výsledky MKP hlavního podvozku	126
E Výsledky MKP ostruhy	151
F Přiložené přílohy	157

Seznam obrázků

2.1	Třípohledový výkres AVIE B-135 [17]	2
3.1	Hlavní typy podvozků	7
3.2	Úhly hlavního podvozku [18]	7
3.3	Boční pohled na hlavní podvozek [20]	9
3.4	Boční pohled na ostruhu [20]	9
3.5	Letoun D.520 [2]	12
3.6	Zatahování podvozku letounu D.520 [2]	13
3.7	Letoun JAK-3 [19]	14
3.8	Zatahování podvozku letounu JAK-3 [19]	14
3.9	Letoun JAK-9 [19]	15
3.10	Zatahování podvozku letounu Jak-7 a Jak-9 [10]	16
6.1	Schéma statického pozemního zatížení	24
6.2	Schéma bočního zatížení	24
6.3	Schéma zatížení od brždění při pojíždění	25
6.4	Schéma zatížení při přistání	26
6.5	Schéma zatížení ostruhy	27
7.1	Způsob rekonstrukce hlavního podvozku dle dochovaného výkresu [20]	31
7.2	Výřez systémového výkresu křídla s polohou výřezu pro podvozek [20]	32
7.3	Referenční fotografie pro určení polohy podvozku podle žebor [21]	32
7.4	Žebro pro uchycení podvozku do křídla	33
7.5	Žebro pro uchycení horního ramene vzpěry do křídla	33
7.6	Hlavice nohy s nalisovaným válcem tlumiče	34
7.7	Uložení hlavice nohy na čepu kotevního žebra	34
7.8	Píst tlumiče hlavního podvozku	35
7.9	Torzní nůžky	35
7.10	Porovnání rekonstruovaných torzních nůžek s původními [20]	36
7.11	Srovnání pneumatiky a ráfku hlavního podvozku pro repliku s původním typem [3]	37
7.12	Uložení kola na ose pístu tlumiče	37
7.13	Zalamovací vzpěra hlavního podvozku	38
7.14	Detail uložení horního ramene vzpěry v žebro	38
7.15	Zámek vzpěry hlavního podvozku	39
7.16	Příklad pohybového spoje u hlavního podvozku	39
7.17	Vysunutý stav hlavního podvozku	40
7.18	Zatažený stav hlavního podvozku	40
7.19	Kontrola polohy podvozku v zasunutém stavu v křídle	41
7.20	Způsob rekonstrukce ostruhy z dochovaného výkresu [20]	42
7.21	Noha ostruhy	43
7.22	Detail ukotvení nohy ostruhového podvozku ke konstrukci trupu	43
7.23	Vidlice ostruhy	44
7.24	Uložení vidlice ostruhy	44
7.25	Srovnání nové pneumatiky s původním typem [21]	45

7.26	Ráfek ostruhového kola a jeho zakrytí	45
7.27	Uložení ostruhového kola ve vidlici	46
7.28	Zalamovací vzpěra ostruhy	46
7.29	Zalamovací vzpěra ostruhy zesponu	47
7.30	Připojení hydraulického válce na horní rameno vzpěry	47
7.31	Část výkresu příhradoviny s místy připojení hydr. válce (1) a vzpěry (2) [20] . .	48
7.32	Příklad řešení pohybového spoje ostruhy	48
7.33	Ostruha ve vysunuté poloze	49
7.34	Ostruha v zatažení poloze	49
7.35	Aretace ostruhy	50
7.36	Návrh řízení ostruhy	51
8.1	Zjednodušené schéma mechanismu zatahování hl. podvozku	52
8.2	Zavedení vektorových smyček mechanismu zatahování hl. podvozku	53
8.3	Zjednodušené schéma mechanismu zatahování ostruhy	56
8.4	Zavedení vektorových smyček zatahování ostruhy	57
8.5	Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky hl. podvozku	59
8.6	Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky hl. podvozku	60
8.7	Průběh úhlu zatažení $R(t)$ hlavního podvozku	60
8.8	Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky ostruhy	61
8.9	Průběh úhlu zatažení $R(t)$ ostruhy	61
9.1	Distribuce sil v hlavním podvozku	62
9.2	Distribuce sil na ose hlavního podvozku	65
9.3	Průřez dolního ramene vzpěry hlavního podvozku	68
9.4	Průřez horního ramene vzpěry hlavního podvozku	69
9.5	Silové zatížení horního ramene vzpěry hlavního podvozku	70
9.6	Silové zatížení čepu ukotvení vzpěry hlavního podvozku	72
9.7	Číslování spojů hlavního podvozku	79
9.8	Způsob výpočtu čepového spoje	79
10.1	Distribuce sil na ostruze	83
10.2	Distribuce sil na ose kola	86
10.3	Zatížení osy ostruhy pro případ zatížení ZO3	89
10.4	Průřez dolního ramene vzpěry ostruhy	91
10.5	Silové zatížení horního ramene vzpěry ostruhy	92
10.6	Schéma pro výpočet aretace	94
10.7	Číslování spojů ostruhy	96
10.8	Způsob výpočtu čepového spoje	96

Seznam tabulek

3.1	Úhly hlavního podvozku [18]	7
3.2	Seznam prozkoumaných dobových stíhacích letadel	10
3.3	Srovnávací tabulka parametrů vytipovaných letounů [2, 4, 8, 10, 19]	11
5.1	Parametry letounu pro výpočet zatížení [17]	18
5.2	Hodnoty odhadů přistávacích násobků	21
6.1	Tabulka návrhových hmotností	22
6.2	Tabulka konfigurací pro pevnostní kontrolu	22
6.3	Hodnoty provozních a početních násobků	23
6.4	Označení sil	23
6.5	Provozní statické zatížení	24
6.6	Výčet případu zatížení při přistání	25
6.7	Provozní případy zatížení při přistání	26
6.8	Dodatečné zatížení ostruhy	27
6.9	Provozní zatížení pro vlečení	27
6.10	Provozní případy zatížení jedné nohy hlavního podvozku	28
6.11	Početní případy zatížení jedné nohy hlavního podvozku	28
6.12	Provozní případy zatížení ostruhy	28
6.13	Početní případy zatížení ostruhy	28
7.1	Parametry podvozku dle výkresů B-135	29
7.2	Seznam použitých materiálů [1]	29
7.3	Seznam použitých kluzných pouzder [15]	30
8.1	Parametry vektorů smyček hl. podvozku	53
8.2	Parametry vektorů smyček ostruhy	57
9.1	Zatížení hlavního podvozku v souřadnicovém systému dle osy ukotvení	63
9.2	Zatížení čepu ukotvení nohy hlavního podvozku v SS ukotvení při provozním zatížení	63
9.3	Zatížení čepu ukotvení nohy hlavního podvozku v SS ukotvení při početním zatížení	63
9.4	Moment zatěžující torzní nůžky	63
9.5	Zatížení dolního ramene vzpěry hlavního podvozku v místě připojení k noze	64
9.6	Zatížení horního ramene vzpěry hlavního podvozku v místě připojení spodní části	64
9.7	Zatížení hydraulického válce hlavního podvozku v místě připojení k noze	64
9.8	Parametry osy a kola hlavního podvozku	65
9.9	Síly zatěžující osu kola hlavního podvozku ve složkách dle osy kola	66
9.10	Zatížení osy v místě ložisek v souřadnicích dle osy při provozním zatížení	66
9.11	Zatížení osy v místě ložisek v souřadnicích dle osy při početním zatížení	66
9.12	Parametry použitého ložiska pro výpočet	67
9.13	Hodnoty výpočtu ložiska „A“ kola hlavního podvozku pro provozní zatížení	67
9.14	Hodnoty výpočtu ložiska „B“ kola hlavního podvozku pro provozní zatížení	68
9.15	Parametry dolního ramene vzpěry hlavního podvozku	68

9.16	Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry hlavního podvozku při provozním zatížení	69
9.17	Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry hlavního podvozku při početním zatížení	69
9.18	Parametry horního ramene vzpěry hlavního podvozku	69
9.19	Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro provozní zatížení	71
9.20	Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro početní zatížení	71
9.21	Parametry čepu pro ukotvení vzpěry hlavního podvozku	72
9.22	Tabulka výpočtu reakcí v uložení čepu horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro variantu se silou od hydraulického válce	74
9.23	Výpočty jistot pro řez 1 a pro variantu se silou od hydraulického válce	74
9.24	Výpočty jistot pro řez 2 a pro variantu se silou od hydraulického válce	74
9.25	Výpočty jistot pro řez 3 a pro variantu se silou od hydraulického válce	75
9.26	Výpočty jistot pro řez 4 a pro variantu se silou od hydraulického válce	75
9.27	Tabulka výpočtu reakcí v uložení čepu horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro variantu bez síly od hydraulického válce	75
9.28	Výpočty jistot pro řez 1 a pro variantu bez síly od hydraulického válce	76
9.29	Výpočty jistot pro řez 2 a pro variantu bez síly od hydraulického válce	76
9.30	Výpočty jistot pro řez 3 a pro variantu bez síly od hydraulického válce	76
9.31	Výpočty jistot pro řez 4 a pro variantu bez síly od hydraulického válce	76
9.32	Výsledky MKP zatížení osy a pístu tlumiče hlavního podvozku	77
9.33	Výsledky MKP zatížení dolních torzních nůžek hlavního podvozku	77
9.34	Výsledky MKP zatížení horních torzních nůžek hlavního podvozku	78
9.35	Výsledky MKP zatížení válce tlumiče hlavního podvozku	78
9.36	Výsledky MKP zatížení hlavice nohy hlavního podvozku	78
9.37	Tabulka parametrů čepů hlavního podvozku pro výpočet	80
9.38	Výsledky kontroly čepů hlavního podvozku na ohyb	80
9.39	Tabulka parametrů spojů hlavního podvozku pro výpočet otláčení	81
9.40	Výsledky kontroly spojů hlavního podvozku na otláčení	81
9.41	Výsledky statické kontroly kloubových ložisek hlavního podvozku	82
10.1	Zatížení ostruhy v souřadnicovém systému letounu	84
10.2	Zatížení konstrukce trupu od ukotvení nohy ostruhy při provozním zatížení	84
10.3	Zatížení konstrukce trupu od ukotvení nohy ostruhy při početním zatížení	84
10.4	Zatížení dolního ramene vzpěry ostruhy v místě připojení k noze	85
10.5	Zatížení horního ramene vzpěry ostruhy v místě připojení spodní části	85
10.6	Zatížení v konstrukci trupu od ukotvení vzpěry	85
10.7	Zatížení hydraulického válce	85
10.8	Zatížení v konstrukci trupu od ukotvení hydraulického válce	86
10.9	Parametry osy a kola ostruhy	87
10.10	Zatížení osy v místě ložisek při provozním zatížení	87
10.11	Zatížení osy v místě ložisek při početním zatížení	87
10.12	Zatížení vidlice v místech uložení při provozním zatížení	87
10.13	Zatížení vidlice v místech uložení při početním zatížení	88

10.14	Parametry použitého ložiska pro výpočet	88
10.15	Hodnoty výpočtu ložiska „A“ kola ostruhy pro provozní zatížení	89
10.16	Hodnoty výpočtu ložiska „B“ kola ostruhy pro provozní zatížení	89
10.17	Tabulka výpočtu zatížení osy pro provozní případy zatížení	90
10.18	Tabulka výpočtu zatížení osy pro početní případy zatížení	90
10.19	Parametry dolního ramene vzpěry ostruhy	91
10.20	Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry ostruhy	91
10.21	Parametry horního ramene vzpěry ostruhy	92
10.22	Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry ostruhy pro provozní zatížení	93
10.23	Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry ostruhy pro početní zatížení	93
10.24	Výpočet tyče aretace ostruhy	94
10.25	Výsledky MKP zatížení vidlice ostruhy	95
10.26	Výsledky MKP zatížení nohy ostruhy	95
10.27	Tabulka rozměrů čepů ostruhy	97
10.28	Výsledky kontroly čepů ostruhy na ohyb	97
10.29	Tabulka parametrů spojů ostruhy pro výpočet otláčení	98
10.30	Výsledky kontroly spojů ostruhy na otláčení	99
10.31	Výsledky statické kontroly kloubových ložisek hlavního podvozku	99
11.1	Hmotový rozbor hlavního podvozku ve vysunuté poloze	100
11.2	Hmotový rozbor hlavního podvozku v zasunuté poloze	100
11.3	Hmotový rozbor pro vysunutý hlavní podvozek	101
11.4	Hmotový rozbor pro zasunutý hlavní podvozek	101
11.5	Hmotový rozbor ostruhy ve vysunuté poloze	102
11.6	Hmotový rozbor ostruhy v zasunuté poloze	102
11.7	Hmotový rozbor dílů pro vysunutou ostruhu	103
11.8	Hmotový rozbor dílů pro zasunutou ostruhu	104

Seznam použitých symbolů

A	[mm ²]	příslušné plochy průřezů
a	[mm]	délka čepu v bočních ramenech spoje
B	[mm]	rozchod podvozku
b	[mm]	délka čepu ve vnitřním rameni spoje
b_i	[mm]	délka příslušného vektoru ve vektorové smyčce
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
D, d	[mm]	příslušné průměry
D_f	[N]	odporová reakce země na kolo ostruhy
D_r	[N]	odporová reakce země na kolo hlavního podvozku
E	[GPa]	modul pružnosti v tahu
e	[1]	faktor výpočtu ložiska
E_k	[J]	kinetická energie
f_0	[1]	faktor výpočtu ložiska
F_a	[N]	axiální síla zatěžující příslušné ložisko nebo osu
F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	[N]	složky síly zatěžující ložisko A kola hlavního podvozku
F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}	[N]	složky síly zatěžující ložisko B kola hlavního podvozku
F_{hox}, F_{hoz}	[N]	složky síly zatěžující hydraulický válec hlavního podvozku v souřadnicovém systému dle osy ukotvení
F_{hox}, F_{hoz}	[N]	složky síly zatěžující hydraulický válec ostruhy v souřadnicovém systému orientovaném dle horního ramene vzpěry ostruhy
F_{hx}	[N]	osová síla zatěžující hydraulický válec hlavního podvozku
f_i	[1]	příslušná rovnice pro řešení vektorových smyček
F_k	[N]	bočná síla na držák vidlice ostruhy od připojení aretace
F_{kx}, F_{ky}, F_{kz}	[N]	složky síly zatěžující kolo hlavního podvozku v letadlovém souřadnicovém systému
$F_{Llx}, F_{Lly}, F_{Llz}$	[N]	složky síly zatěžující příslušné ložisko kola ostruhy
F_{lx}, F_{ly}, F_{lz}	[N]	složky síly zatěžující kolo ostruhy v souřadnicovém systému letounu
F_{Lx}, F_{Ly}, F_{Lz}	[N]	složky síly zatěžující kolo hlavního podvozku orientované dle osy kola
F_{max}	[N]	maximální síla od válce hydrauliky při zatahování podvozku nebo ostruhy
F_r	[N]	radiální síla zatěžující příslušné ložisko nebo osu
$F_{rlx}, F_{rly}, F_{rlz}$	[N]	složky síly zatěžující ukotvení nohy ostruhy v konstrukci letounu v souřadnicovém systému letounu
$F_{rox}, F_{roy}, F_{roz}$	[N]	složky síly zatěžující ukotvení nohy hlavního podvozku na čepu kotvícího žebra v souřadnicovém systému dle osy ukotvení
F_{uhlz}	[N]	složky síly zatěžující konstrukci letounu od ukotvení hydraulického válce v souřadnicovém systému letounu

$F_{Ulx}, F_{Uly}, F_{Ulz}$	[N]	složky síly zatěžující příslušné strany vidlice ostruhy
$F_{uvlx}, F_{uvly}, F_{uvlz}$	[N]	složky síly zatěžující konstrukci letounu od ukotvení vzpěry ostruhy v souřadnicovém systému letounu
$F_{vhx}, F_{vhy}, F_{vhz}$	[N]	složky síly zatěžující horní rameno vzpěry hlavního podvozku orientované dle jeho osy
$F_{vox}, F_{voy}, F_{voz}$	[N]	složky síly zatěžující dolní rameno vzpěry v souřadnicovém systému orientovaném podle nohy (v případě ostruhy), nebo podle osy ukotvení (v případě hlavního podvozku)
F_{vx}	[N]	osová síla zatěžující dolní rameno vzpěry
F_x	[N]	dopředná a odporová složka v těžišti letounu
F_y	[N]	svislá složka síly v těžišti letounu
F_z	[N]	přísná složka v obou směrech v těžišti letounu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
G_x, G_y, G_z	[mm]	poloha těžiště od počátku souřadnicového systému letounu
h	[m]	odpovídající pádová výška podvozku
h	[mm]	příslušné výšky ramen vzpěry hlavního podvozku
i	[1]	číslo příslušného vektoru ve vektorové smyčce
I_{ox}, I_{oy}, I_{oz}	[kgm ²]	momenty setrvačnosti dílu k vlastnímu těžišti, v souřadnicovém systému letounu
I_{Tx}, I_{Ty}, I_{Tz}	[kgm ²]	momenty setrvačnosti dílu k těžišti hlavního podvozku nebo ostruhy, v souřadnicovém systému letounu
j	[1]	jistota příslušné konstrukce nebo její části
j_a	[1]	jistota kontroly na otlačení v části a
j_b	[1]	jistota kontroly na otlačení v části b
J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
J_q	[rad]	Jacobiho matice nezávislých parametrů vektorové smyčky
J_z	[mm]	Jacobiho matice závislých parametrů vektorové smyčky
K	[1]	koeficient pro výpočet základních podmínek pro přistání
k_r	[1]	faktor výpočtu ložiska
l	[mm]	délka vzduchového sloupce v tlumiči ve vysunuté poloze
l	[mm]	příslušné délky
L	[1]	poměr vzlaku křídla k hmotnosti letounu při přistání
l_L	[mm]	vzdálenost mezi ložisky daného kola
l_{p0}	[mm]	délka mezi oky válce a pístu hydrauliky při vysunuté poloze
m	[kg]	hmotnost dílu
m_{MLW}	[kg]	maximální přistávací hmotnost
m_{MTOW}	[kg]	maximální vzletová hmotnost
M_o	[Nmm]	příslušný ohybový moment
M_{onx}	[Nmm]	krouticí moment kolem osy nohy hlavního podvozku zatěžující torzní nůžky
M_{ox}	[Nmm]	moment od bočné síly který zachytává aretace ostruhy
$M_{rlx}, M_{rly}, M_{rlz}$	[Nmm]	složky momentu zatěžující konstrukci letounu ukotvením nohy ostruhy, v souřadnicovém systému letounu

$M_{rox}, M_{roy}, M_{roz}$	[Nmm]	složky momentu zatěžující konstrukci letounu ukotvením nohy ostruhy, v souřadnicovém systému orientovaném podle nohy ostruhy
$M_{rox}, M_{roy}, M_{roz}$	[Nmm]	momenty zatěžující čep kotvícího žebra ukotvením nohy hlavního podvozku, v souřadnicovém systému podle osy ukotvení
N	[1]	poměr maximálního a statického zatížení podvozku
n_j	[1]	přistávací násobek se započítaným vztlakem křídel
n_{kd}	[1]	počet kinematických dvojic v mechanismu
n_o	[1]	obratový násobek
n_{pr}	[1]	přistávací násobek bez započítání vztlaku
n_{sm}	[1]	počet vektorových smyček pro výpočet mechanismu
n_t	[1]	počet těles v mechanismu
P	[N]	dynamické zatížení pro plné stlačení pneumatiky
P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
p_a	[MPa]	kontaktní tlak ve spoji v části a
p_b	[MPa]	kontaktní tlak ve spoji v části b
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak pro otláčení materiálu ve spoji
q	[1]	neznámá délka vektoru ve vektorové smyčce
r	[1]	poměr vertikálního pohybu kola k pohybu tlumiče
r	[mm]	poloměr kola
$R(t)$	[°]	úhel zatažení podvozku v závislosti na čase
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
$R_{p(0,2)}$	[MPa]	smluvní mez kluzu materiálu
R_x, R_y, R_z	[N]	příslušné složky reakční síly
s	[1]	hodnota statické bezpečnosti ložiska
s	[mm]	příslušné šířky ramen vzpěry hlavního podvozku
S	[m ²]	plocha křídla
S	[mm]	vertikální posuv kola při stlačení tlumiče
s_0	[1]	předepsaná hodnota statické bezpečnosti ložiska
S_f	[N]	bočná reakce země na kolo ostruhy
S_r	[N]	bočná reakce země na kolo hlavního podvozku
S_t	[mm]	stlačení pneumatiky
t	[s]	čas
t	[mm]	tloušťky stěn horního ramene vzpěry hlavního podvozku
V_f	[N]	vertikální reakce země na kolo ostruhy
v_p	[mm/s]	rychlost posuvu pístu hydrauliky v hydraulickém válci
V_r	[N]	vertikální reakce země na kolo hlavního podvozku
v_{s0}	[km/h]	pádová rychlost v přistávací konfiguraci
v_y	[m/s]	vertikální rychlost
W	[kg]	návrhová přistávací hmotnost
W	[N]	statické zatížení na kolo podvozku
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x	[mm]	poloha elastické osy

y	[mm]	celkové stlačení pneumatiky a tlumiče
Y	[1]	faktor výpočtu ložiska
Y_0	[1]	faktor výpočtu ložiska
y_{ef}	[mm]	efektivní stlačení pneumatiky a tlumiče
y_{pn}	[mm]	maximální stlačení pneumatiky
y_{tl}	[mm]	maximální stlačení tlumiče
z_i	[rad]	závislé hodnoty úhlů vektorů ve vektorové smyčce
β	[°]	úhel stability proti překocení u nebrzděných kol
β_i	[rad]	úhel příslušného vektoru ve vektorové smyčce
γ	[°]	úhel stability proti překocení u brzděných kol
δ_{max}	[mm]	maximální stlačení pneumatiky
η	[1]	koeficient tření
λ	[°]	úhel vysunutí podvozku
λ	[1]	příslušné štíhlosti ramen vzpěr
ρ	[kg/m ³]	hustota materiálu
σ, σ_{red}	[MPa]	příslušné výsledné (redukované) napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_t	[MPa]	příslušné tahové nebo tlakové napětí
φ	[°]	úhel stání letounu
ψ	[°]	úhel sklonu tlumících vzpěr

Seznam použitých zkratk

k1	hmotnostní konfigurace s MTOW a mezní přední centráží
k2	hmotnostní konfigurace s MTOW a mezní zadní centráží
P.C.	přední centráž
S1	definovaný spoj č.1
S2	definovaný spoj č.2
S3	definovaný spoj č.3
S4	definovaný spoj č.4
S5	definovaný spoj č.5
S6	definovaný spoj č.6
Z.C.	zadní centráž
ZH1	Případ bočního zatížení hlavního podvozku ve směru "dovnitř"
ZH2	Případ bočního zatížení hlavního podvozku ve směru "ven"
ZH3	Případ zatížení hlavního podvozku brzděním při poježdění
ZH4	Případ zatížení hlavního podvozku při přistání na 2 body
ZH5	Případ zatížení hlavního podvozku při přistání na 3 body
ZO1	Případ zatížení ostruhy při přistání na 3 body
ZO2	Případ zatížení ostruhy při přejíždění překážky
ZO3	Případ bočního zatížení ostruhy

Seznam použitých programů

- ANSYS R16 (Ansys Inc.)
- Catia V5R19 (Dassault Systèmes)
- Inkscape 0.48.5 (The Inkscape Team)
- Matlab R2013a (MathWorks)
- Microsoft Excel 2015 (Microsoft Corporation)
- Texmaker 4.3 (Pascal Brachet)

Anotace

ČERMÁK, Marek. *Rekonstrukce přistávacího zařízení historického stíhacího letounu*. Praha, 2015, 157 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav letadlové techniky. Vedoucí práce Jaromír Kučera.

Tato práce se zabývá rekonstrukcí podvozku pro repliku předválečného československého letounu vyráběného firmou AVIA pod označením B-135. Na základě dochovaných materiálů a v souladu se stavebním předpisem CS-23 je v této práci proveden základní konstrukční návrh přistávacího zařízení včetně pevnostní kontroly jeho hlavních částí, výpočet zatahovacího mechanismu a hmotový rozbor.

Abstract

ČERMÁK, Marek. *Reconstruction of the historic fighter landing gear*. Prague, 2015, 157 p. Master Thesis. Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Aerospace Engineering. Thesis head Jaromír Kučera.

This thesis concerns designing the landing gear for the replica of the Czechoslovakian pre-war aircraft Avia B-135. Basic engineering design of the landing gear including the stress analysis of its main parts, retraction mechanism computation and mass analysis, all based on the preserved historic materials and done in accordance with the construction regulation CS-23 are covered in this paper.

1 Úvod

Tato diplomová práce má za cíl provést rekonstrukci přistávacího zařízení letounu Avie B-135. Přistávací zařízení by mělo v co největší možné míře odpovídat původnímu a zároveň splňovat požadavky stavebního předpisu CS-23.

V této práci bude proveden konstrukční návrh rekonstrukce přistávacího zařízení, kinematická a dynamická analýza zatahovacího mechanismu, pevnostní kontrola důležitých částí podvozku tak, aby vyhověl příslušným paragrafům předpisu CS-23, a hmotový rozbor výsledného podvozku. Součástí práce je také statistika dobových letounů, které měly stejně řešené přistávací zařízení. Tato práce se nezabývá řešením tlumičů, a to jak z hlediska konstrukčních návrhů, tak jejich výpočty. Dále není řešena konstrukce brzdy ani její výběr.

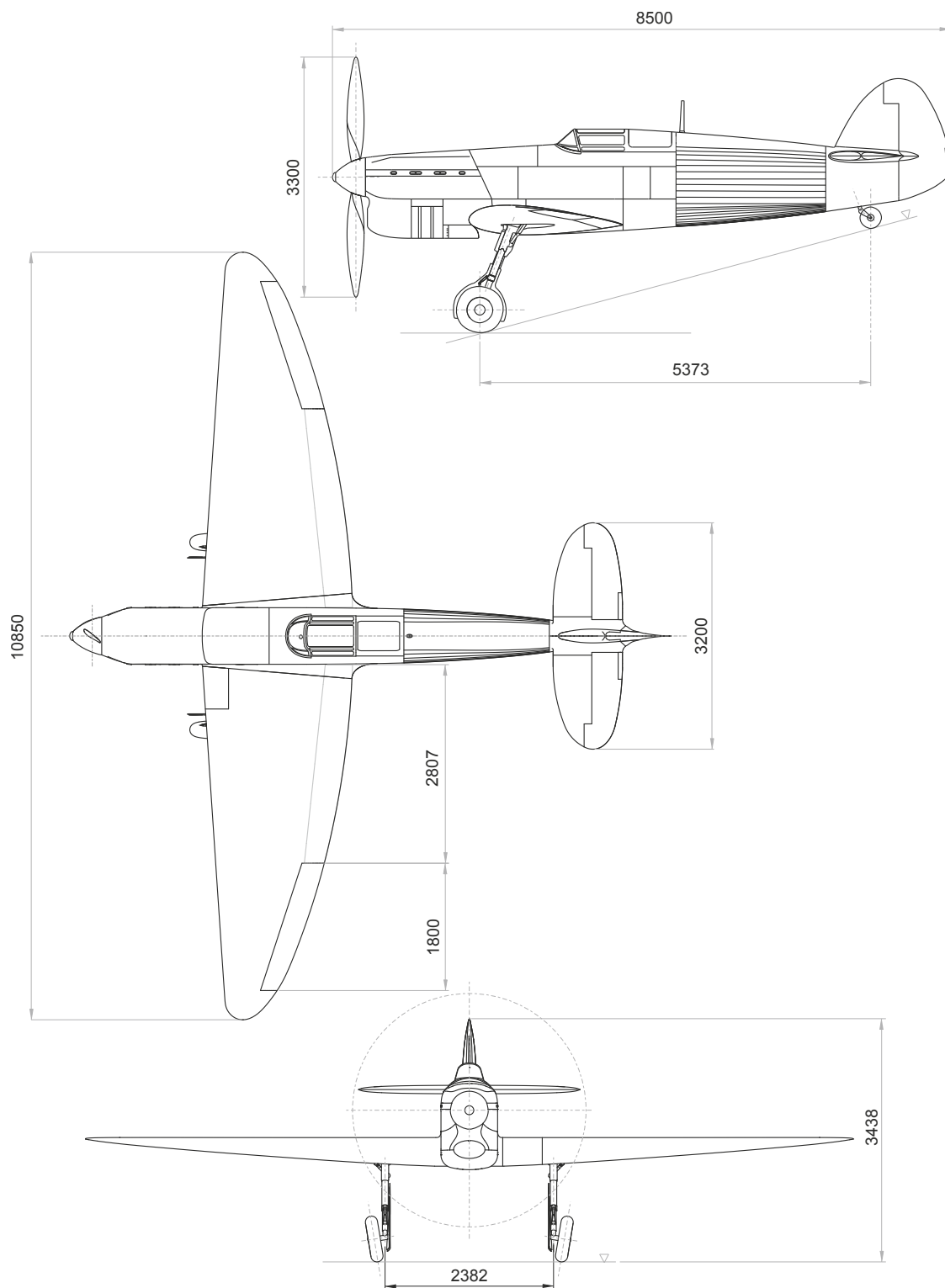
Letoun Avia B-135 a jeho prototypový předchůdce B-35 je letoun, o kterém je možno dohledat velmi málo informací. Z velké části za tento stav může povodeň v roce 2002, která neblaze postihla Prahu, konkrétně i prostory archivu Národního technického muzea, kde byla dokumentace k těmto letadlům uložena a kde nedlouho předtím začalo její zkoumání. [3]

Nyní tak lze čerpat pouze z několika dostupných výkresů a jedné monografie mapující historii od prvního prototypu B-35.1 až po konečný osud posledních Avíí B-135. K dispozici jsou také dvě zprávy vyhodnocující zkoušky letounu ve VZLÚ.

Informace týkající se samotné konstrukce podvozku jsou skrovné. K přistávacímu zařízení existuje pouze výkres sestavy podvozku a zjednodušené zakreslení polohy podvozku v řezu celého letounu. Doplňujícím zdrojem informací by se tedy mohla stát statistika mapující podobné typy letounů v zahraničí.

2 Letoun AVIA B-135

2.1 Třípohledový výkres



Obr. 2.1: Třípohledový výkres AVIE B-135 [17]

2.2 Základní technické parametry

Uvedené technické parametry jsou pro sériový letoun. [17].

Základní rozměry

Rozpětí	10,85 m
Délka	8,5 m
Výška	2,6 m

Rozměry křídla

Plocha křídla	17,00 m ²
Štíhlost	6,92
Hloubka kořenového profilu	2,117 m
Hloubka SAT	1,709 m
Plocha křídélek	1,14 m ²
Plocha klapek	2,18 m ²

Rozměry ocasních ploch

Plocha vodorovné ocasní plochy	2,670 m ²
Rozpětí vodorovné ocasní plochy	3,200 m
Plocha výškového kormidla	1,076 m ²
Plocha svislé ocasní plochy	2,134 m ²
Rozpětí svislé ocasní plochy	1,676 m
Plocha směrového kormidla	0,932 m ²

Hmotnosti

Maximální vzletová hmotnost	2447 kg
Prázdná hmotnost	2065 kg
Palivo	225 kg
Olej	25 kg

Letové výkony

Maximální rychlost v horizontálním letu	521 km/h
Minimální rychlost v horizontálním letu	221 km/h
Cestovní rychlost v horizontálním letu	372 km/h
Maximální návrhová rychlost	715 km/h
Minimální rychlost s klapkami a podvozkem	174 km/h
Délka vzletu	240 m
Délka přistání	310 m

Geometrie podvozku

Rozchod	2,382 m
Rozvor	5,373 m

2.3 Historie letounů Avia B-35/B-135

2.3.1 Avia B-35.1 / B-35.2

Avia B-35 byl předválečný letoun navržený konstruktéry okolo Ing. Františka Novotného. Jednalo se o náš první vojenský stíhací letoun v dolnoplošném uspořádání se samonosným křídlem, na němž byly použity vztlakové klapky.

Trup byl sestaven z tehdy typické příhradové kostry svařené a sešroubované z ocelových trubek a zakryté plechovými panely z elektronu. Křídlo bylo dřevěné potažené podle francouzského vzoru tzv. pancéřovou překližkou. Řídící plochy měly kovovou kostru a plátěný potah stejně jako B-534.

První vzlet byl s prototypem B-35.1 uskutečněn 28. září 1938 šéfpilotem Avie Rudolfem Daleckým. Následně probíhaly letové zkoušky, zkoušela se nová kovová vrtule, nový motor, proběhlo i vážení a zjišťování těžiště. Při zjišťování rychlosti 22. listopadu 1938 se ale letoun chybou pilotáže zřítíl a v jeho troskách zahynul i pilot čet. Kavalec.

Závěrečná zpráva konstatovala, že výkony letounu jsou velmi dobré a blíží se výkonům nejlepších zahraničních letounů, jako byl tehdy např. Hawker Hurricane. Druhý prototyp B-35.2 poprvé vzlétl 30. prosince 1938 opět s pilotem Rudolfem Daleckým. Následovaly podobné letové zkoušky jako u prvního prototypu. Druhý prototyp měl mírně zmenšená křídélka na úkor vztlakových klapek, byl zúžen kokpit a místo celokovové konstrukce byl trup za kabinou potažen plátnem s výztuží pomocí úzkých dřevěných latí.

Okupace Československa se do zkoušek promítla minimálně, avšak 19. dubna 1939 si letoun přišel prohlédnout generál Udet s doprovodem. Německý zkušební pilot Ing. Karl Francke si s Avii i zalétal a prý byl jejími vlastnostmi nadšen. Poslední let druhého prototypu B-35.2 provedl bulharský zkušební letec kpt. Popgančev 21. května 1940, kterému se při přistání podařilo letoun převrátit na záda. Poškozený letoun vzhledem k existenci dalšího prototypu již nebyl opraven.

2.3.2 Avia B-35.3 / B-135.1 / B-135.2

Třetí prototyp B-35.3 dostal již zatahovací podvozek, s ohledem na plánovanou sériovou výrobu bylo upraveno křídlo, a získalo tak rovnou náběžnou hranu, a opět došlo ke zmenšení křídélek a zvětšení klapek. Konstrukce trupu, vyjma přidání malých dvířek na boku kokpitu pro zlepšení nastupování a vystupování pilota, nedoznala žádných změn.

Letoun byl zalétán 20. června 1939 opět pilotem Daleckým. Následně byl letoun odeslán do Bruselu na mezinárodní aerosalon, kde byl prezentován jako výrobek německého leteckého průmyslu v protektorátu. Po návratu probíhal na prototypu další vývoj.

Letoun, nyní označený jako Avia B-135.1, byl podruhé zalétán 21. května 1940 pilotem Zemánkem. Zálet byl zároveň předvedením výkonů bulharským zástupcům, protože tento stroj již v podstatě představoval podobu sériových stíhaček. Do konce června probíhaly zkoušky, ale byly přerušeny potřebami německého letectva. Od 7. března 1941 do 21. dubna 1941 pak probíhaly zkoušky na letounu označeném B-135.2, který dostal nový podvozek. [3]

2.3.3 Přistávací zařízení

Od začátku se při vývoji nového letounu počítalo s použitím zatahovacího podvozku i ostruhy. Jelikož ale vlastní systém zatahování nebyl včas k dispozici, měly letouny označené jako B-35.1 a B35.2 pevný kapotovaný podvozek, kdy byla upravována pouze kapotáž.

Jakmile se vyřešily problémy pevnosti křídla v oblasti uložení podvozku, kdy se během zkoušek na lámací stoličce objevovaly trhliny v plechovém potahu, dostal letoun označený jako B-35.3 plně zatažitelný podvozek od francouzské firmy Messier s koly od firmy Dunlop. Podvozkové nohy se zatahovaly směrem od trupu a byly vybaveny olejopneumatickými tlumiči. U letounu B-135.1 byly pouze upraveny kryty kol (zvětšeny) a proběhla s nimi měření.

Vlastní systém zatahování podvozku továrny Avia nahradil zahraniční systém až u prototypu B-135.2. Kola Dunlop zde byla nahrazena koly a brzdami Argus 650 x 180 na hlavním podvozku a 290 x 10 u ostruhy. Rozchod pak činil 2500 mm. [3]

2.3.4 Nasazení a konečný osud

V průběhu posledních zkoušek začala příprava na sériovou výrobu B-135 pro Bulharsko. Letoun doznal několika menších, vesměs kosmetických úprav, především výfuků, vnitřních instalací a štítků v bulharštině.

Bylo objednáno 12 draků, 62 motorů a licenční práva na výrobu 50 draků (označení DAR-11 Ljastovica). Objednávka byla hotova 6. října 1942, avšak Říšské ministerstvo letectví (RLM) povolilo dodávku jenom části motorů a část si ponechalo pro svou potřebu. Plánovaný přelet 12 strojů a licence byly zrušeny a letouny uloženy do přepravních beden. Nakonec byly do Bulharska dopraveny spolu s náhradními díly a úplnou dokumentací v únoru 1943, kde skončily v továrně DSF.

Do srpna byly letouny sestaveny a byly provedeny zálety a další zkušební lety. Během cvičného souboje avšak došlo u jednoho letounu k deformaci křídla a poruše potahu. Bylo vydáno omezení pro akrobacii, což znamenalo, že stroj je neschopen skutečného boje. Spolu s nedostačnou výzbrojí a slabým motorem byl v boji nepoužitelný. Protože česká strana v důsledku válečné výroby musela zrušit dodávky nesměřující přímo Německu, nebyla schopná letoun dovybavit ani upravit. Stroje proto byly přeřazeny na základnu stíhací školy Dolna Mitropolija. (Bulharsko dostalo jako náhradu od Německa letouny D.520 a Bf-109G.) Jelikož ale instruktoři považovali letoun za příliš náročný pro nezkušené piloty, létaly pouze příležitostně.

Avia B-135 si ke konci války připsala i čestný úspěch. Když 30. března 1944 podniklo americké letectvo bombardovací nálet na Sofii, vzletli instruktoři letecké školy z vlastní iniciativy s českými letouny na pomoc. Shodou okolností dorazili, právě když se čtvrtá vlna bombardérů otáčela zpět a ostatní bulharské stíhačky doplňovaly palivo. Sami se tedy vydali pronásledovat opožděné bombardéry, a skutečně se povedlo jeden B-24 Liberator sestřelit (nepotvrzený sestřel).

Po přechodu Bulharska na stranu spojenců a s tím spojených dodávek nové techniky byly B-135 odsunuty a v roce 1946 byly poslední kusy zničeny jako cvičné terče při nácvičce střelby na pozemní cíle. [3]

3 Rešerše zatahovacích podvozků dobových stíhacích letadel

3.1 Krátký úvod k podvozkům letadel

3.1.1 Funkce podvozků

Podvozek je zařízení, které slouží k pohybu letounu po zemi. Při tomto pohybu a také při přistání na letoun působí pozemní zatížení, které musí podvozek zachytit, případně i ztlumit. Ačkoli během samotného letu je podvozek spíše na obtíž a většinou se zatahuje do trupu pro snížení odporu, letoun se bez něj neobejde. [18]

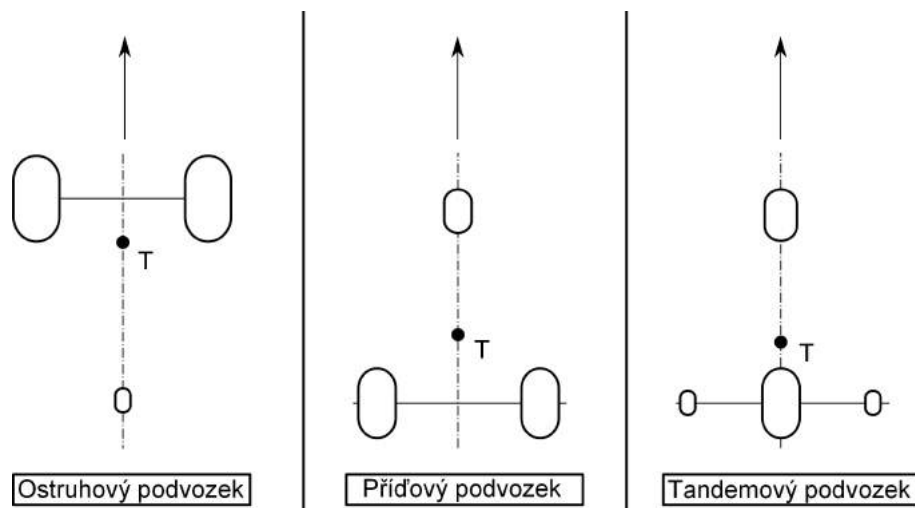
Mezi hlavní požadavky, patří dle Šulženka [18]:

1. Nerušené poježdění, dostatečná stabilita a ovladatelnost letounu na zemi
2. Co nejmenší odpor za letu (aerodynamické kryty, nebo zatahovací mechanismy)
3. Dostatečná pevnost
4. Zajištění pohlcení třecích sil
5. Při stlačení tlumičů co nejmenší posuv kol v podélném směru a zachování rozchodu
6. Zajištění nerušeného zavěšení a shazování pum
7. Zajištění dostatečné vzdálenosti všech částí letounu (ocas, vrtule) od země při úplném stlačení tlumičů a pneumatik
8. Jednoduchost a spolehlivost konstrukce
 - (a) Doba zatahování u malých letounů do 8–12 sekund, u větších do 15–20 sekund
 - (b) Možnost nouzového vytažení
 - (c) V zatažené poloze podvozek těsně uzavřen dvířky

Jedná se o jedno z možných vyjádření obecně platných požadavků. Jejich konkrétní definice je uvedena v příslušných stavebních normách.

3.1.2 Dělení podvozků

Základním dělením podvozku je zatahovatelnost, tedy jestli je podvozek pevně připevněn k trupu, či ho lze po vzletu do trupu zatáhnout. Dále dle uspořádání kol se podvozky dělí na ostruhové, příďové a tandemové. Dalšími děleními může být dělení dle konkrétního použitého konstrukčního řešení a jiných kritérií.



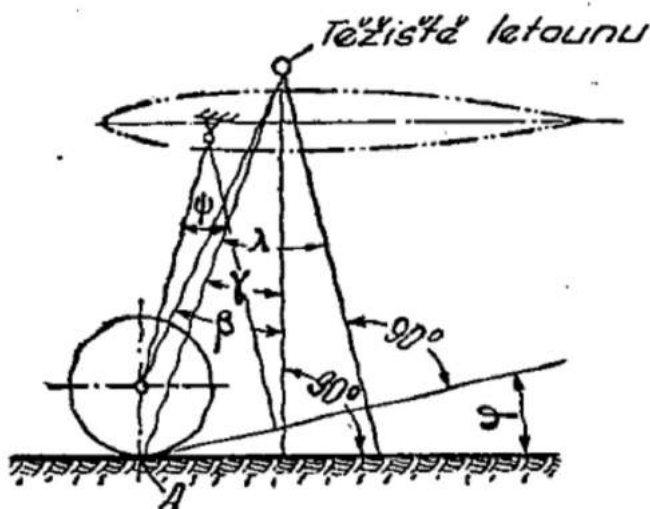
Obr. 3.1: Hlavní typy podvozků

3.1.3 Ostruhové podvozky

Ostruhový podvozek (též Normální tricykl), dříve hojně využívaný, se dnes používá pouze u malých letadel s nízkou přistávací rychlostí. Ačkoliv tento typ oproti příďovému podvozku může šetřit hmotnost, jeho velkými nevýhodami jsou nebezpečí překlopení letadla při větších výkonech a účinnějších brzdách, obtížnější přistávání při větších rychlostech a směrová nestabilita při rozjezdu. [12]

Zvýšení směrové stability lze dosáhnout sbíhavostí kol hlavního podvozku o úhlu 3–4°, avšak s růstem hmotnosti a přistávací rychlosti letounu je směrová nestabilita ještě výraznější a řízení obtížnější. Stabilita a ovladatelnost velmi závisí na poloze kol vůči těžišti. To bývá v normálním případě za spojnicí kol hlavního podvozku a ostruhové kolo tak přenáší přibližně 6–15% zatížení. [12]

V obrázku 3.2 jsou znázorněny důležité úhly u podvozku, jejichž popis je uveden v tabulce 3.1.



Obr. 3.2: Úhly hlavního podvozku [18]

φ	Úhel stání letounu
γ	Úhel stability proti překocení u brzděných kol
β	Úhel stability proti překocení u nebrzděných kol
λ	Úhel vysunutí podvozku
ψ	Úhel sklonu tlumících vzpěr

Tab. 3.1: Úhly hlavního podvozku [18]

3.2 Základní popis podvozku AVIE B-135

3.2.1 Hlavní podvozek

Hlavní podvozek měl rozchod 2510 mm a podvozkové nohy byly hydraulicky zatahovány směrem od trupu. Zavěšeny byly na zadní straně předního nosníku křídla a o absorpci energie z přistávacího rázu se staraly olejopneumatické tlumiče. Kryt zakrýval vzpěru a část kola a sestával ze dvou dílů. Kola byla uchycena letmo, vybavena pneumatickými kotoučovými brzdami Argus a pláští Conti o rozměrech 650 x 180 mm. [3]

Noha hlavního podvozku byla ve vysunuté poloze zajištěna prolomením zalamovací vzpěry a mechanickým zámkem, v zasunuté poloze pravděpodobně pouze zámkem hydraulickým.

Zasunování podvozku bylo řešeno hydraulickým pístem, který byl na jedné straně připojen k oku na vrchu podvozkové nohy a na druhé straně k oku zalamovací vzpěry umístěnému na její ose otáčení u jejího uchycení v křídle. Při vysouvání hydraulického pístu působil tento píst silou (momentem) na hlavní nohu a zároveň na vzpěru, čímž došlo k jejímu odemknutí a podvozek se tak začal zasouvat. Odemykání zalamovací vzpěry bylo podle hydraulického schématu jistěno hydraulickým členem. Podle zprávy ze zkoušek byl čas na zatažení podvozku na zemi při 220 atm tlaku hydrauliky přibližně 3 s. [16, str.21]

Při poruše hydrauliky nouzový pneumatický systém odemkl zámek a vysunul podvozek, který by se měl prolomením vzpěry zajistit. V případě nefunkční pneumatiky šlo zámek odjistit mechanicky a podvozek se poté vysunul vlastní hmotností. [3]

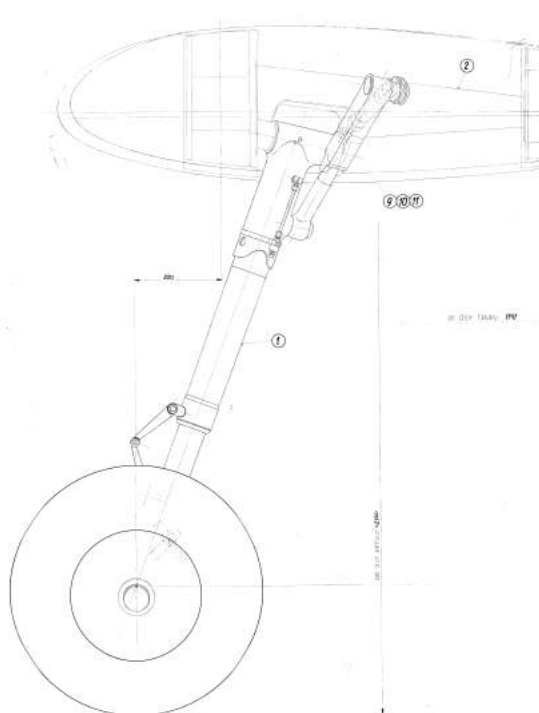
3.2.2 Ostruha

Ostruha byla stejně jako hlavní podvozek zatahovaná pomocí hydrauliky směrem dozadu. Při zataženém stavu část kolečka vystupovala z obrysu letounu. Ostruhové kolo se dalo zajistit ve střední poloze. Pneumatika ostruhy byla opět Conti o rozměrech 290 x 110 mm. [3]

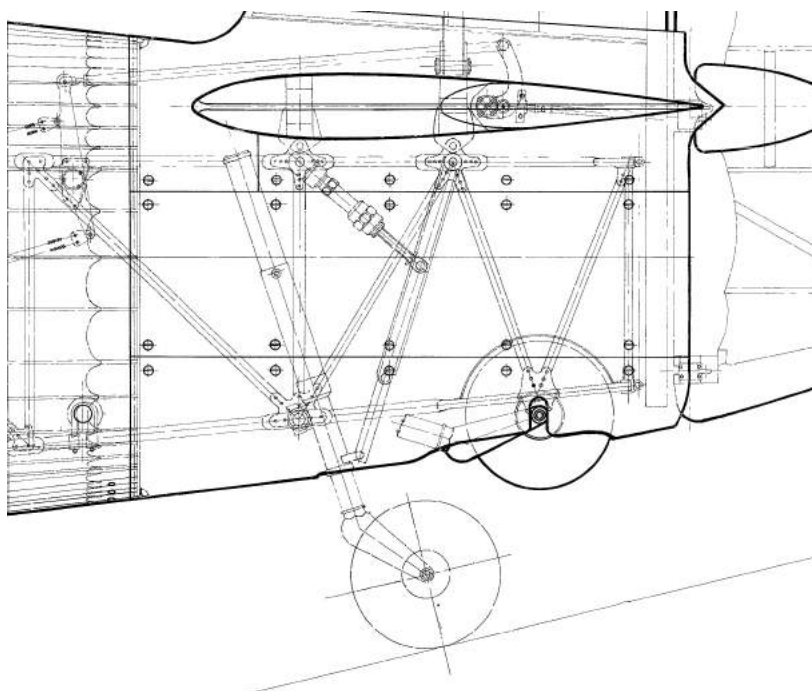
Ostruha byla ve vysunuté poloze zajištěna prolomením zalamovací vzpěry a v zasunuté poloze velmi pravděpodobně pouze zámkem v hydraulickém válci.

Noha ostruhového kola byla uložena objímkou na trubce s osazením, která byla zároveň součástí rámové konstrukce trupu a její osa byla zároveň osou otáčení ostruhy při zatahování. Hydraulický píst byl připojen na vzpěru (přibližně v polovině jejího horního ramene), přes kterou tak bylo ovládáno zasouvání a vysouvání nohy ostruhového kola. Na druhé straně byl hydraulický píst uchycen ve styčném bodu rámové konstrukce. Při vysouvání pístu se ostruha vysouvala (obráceně oproti hlavnímu podvozku).

Podobně jako hlavní podvozek by i ostruha měla při poruše hydrauliky být nouzově vysunuta pneumatickým systémem a vlastní vahou zajištěna prolomením vzpěry. [3]



Obr. 3.3: Boční pohled na hlavní podvozek [20]



Obr. 3.4: Boční pohled na ostruhu [20]

3.3 Podvozky dobových letadel

V rámci statistiky bylo prozkoumáno velké množství jednomístných stíhacích letadel se zatahovacím podvozkem ostruhového typu a pístovým motorem. Bylo snahou vybírat podobné letouny ze stejného období, případně rané typy pozdějších letadel. Na samotnou konstrukci podvozku výběr typu většinou vliv neměl, rozdíly ale byly patrné u vzletové hmotnosti, výkonů a výzbroje.

V tabulce 3.2 je uveden výčet prozkoumaných typů letadel. Kompletní tabulka statistiky je uvedena v příloze. Jako hlavní zdroj informací o letadlech bylo díky své přehlednosti a dostupnosti využito specializované fórum „Forum Válka.cz“ [8] a jako zdroj výkresové a obrazové dokumentace byl využit ruský web „airwar.ru“ [19]. Pro některé letouny byly využity další publikace uvedené v seznamu literatury.

SSSR		JAPONSKO	USA	ITÁLIE	FRANCIE	NĚMECKO	VB
I-185	La-5F	A6M2	F4U	G.50	MS.406	Bf 109	Hurricane
I-28	La-7	A7M2	F6F	G.55	C.714	FW 190	Spitfire
Jak-1	La-9	Ki-43	P-36	MC.202	D.520	He 100	Tempest
Jak-3	LaGG-3	Ki-44	P-40	MC.205	MB. 152	He 112	Typhoon
Jak-7	Mig-3	Ki-61	P-47	Re.2000	V.G.33		
Jak-9	Su-1	Ki-84	P-51	Re.2005			
La-11	Su-7	N1K1					

Tab. 3.2: Seznam prozkoumaných dobových stíhacích letadel

Z těchto 46 typů letadel jich 35 mělo podvozek zatahován k trupu, 7 vzad a pouze 4 ke koncům křídla. Je vidět, že podvozek zatahovaný směrem od trupu nebyl příliš rozšířen. Zatahovací ostruhu mělo 31 letounů a 3 letouny neměly na ostruže kolo.

Celkem byly vytipovány 4 letouny (viz. tab. 3.3), které měly podobný mechanismus zatahování hlavního podvozku, a ty jsou pak dále popsány. Avšak žádný z prozkoumaných letounů neměl s Avii B-135 podobný systém zatahování ostruhy.

	B-135	Dewoitine D.520 C1	Jakovlev Yak-3	Jakovlev Yak-7A	Jakovlev Yak-9
země	ČSR	Francie	SSSR	SSSR	SSSR
první let prototypu	1938	1938	1943	1940	1942
vyrobena kusů dané verze	12	905	197	277	459
MTOW	2447	2780	2650	3160	2873
rozpětí	10,85	10,2	9,2	10	9,74
délka	8,5	8,6	8,5	8,47	8,5
výška	2,6	2,57	2,42	2,75	3
plocha křídla	17	15,95	14,83	17,15	17,15
vzletový výkon	632	688	949	809	902
max. hor. rychlost	521	538 (7000m)	655 (4100m)	555 (4950m)	599 (4300m)
cestovní rychlost	372	370 (5100m)	—	580 (2200m)	380 (3400m)
dostup	9 500	10 250	10 800	9 250	11 100
dolet/max dolet	950 / —	890 / 1540	670 / —	590 / —	875 / —
půdorys křídla	semi-eliptické	lichoběžníkové	lichoběžníkové	lichoběžníkové	lichoběžníkové
rozchod hl. podvozku	2500	2880	3235	2930	2930
velikost kola hl. podvozku	650x180	650x236	600x180	650x200	650x200
velikost kola ostruhy	290x110	220x105	255x110	300x125	300x125
směr zavírání podvozku	od trupu	k trupu	k trupu	k trupu	k trupu
zatahovací ostruha	ano	ne	ano	ne	ano

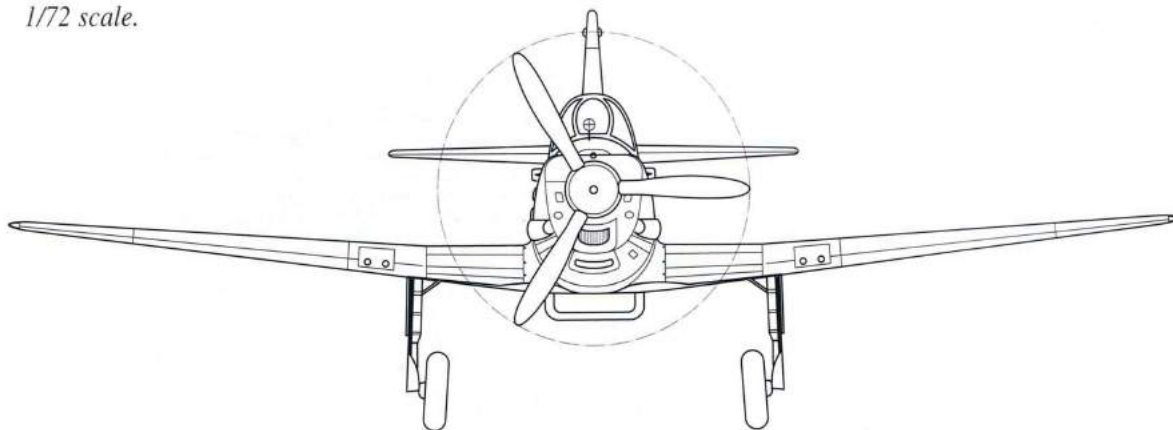
Tab. 3.3: Srovnávací tabulka parametrů vytipovaných letounů [2, 4, 8, 10, 19]

3.3.1 Dewoitine D.520

Snad jediným letounem, který měl zatahování hlavního podvozku prakticky stejné, je francouzské letadlo Dewoitine D.520 (viz. obr. 3.5). Jednalo se o jednomístný dolnoplošník, který začal vstupovat do služby ve Francouzské armádě krátce po začátku 2. světové války. Letoun svými parametry (viz. tab. 3.3) je velmi podobný Avii B-135 [2].

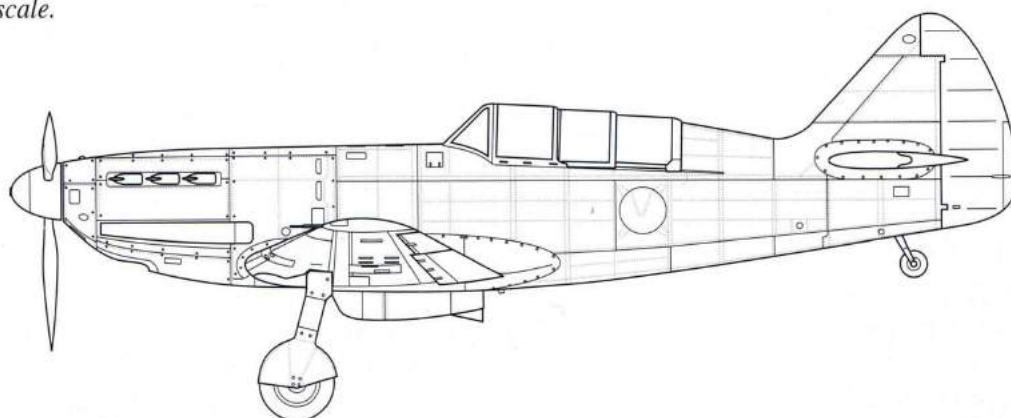
D.520, serial aircraft, front view.

1/72 scale.



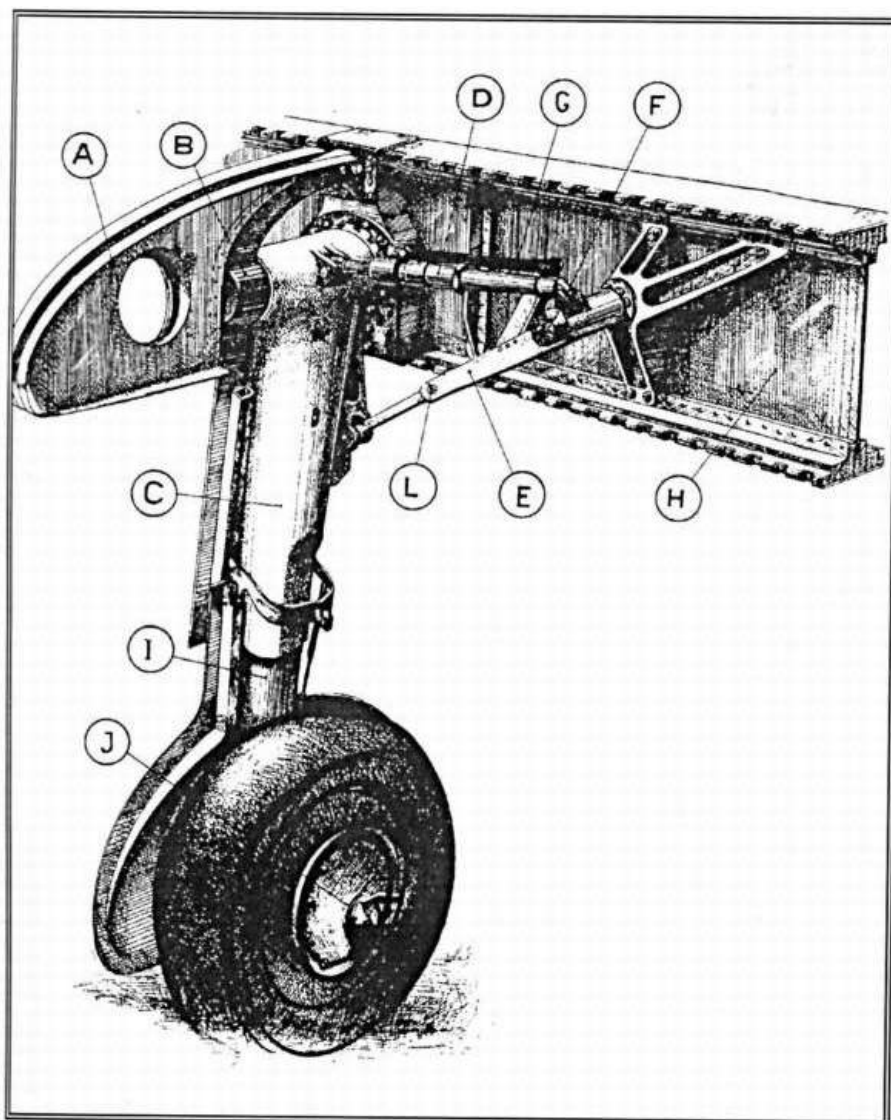
D.520DC

1/72 scale.



Obr. 3.5: Letoun D.520 [2]

Hlavní podvozek tohoto letounu (viz obr. 3.6/str. 13) vypadá podobně jako u B-135 (stejně řešené zatahování, sklopená osa kola, letmé uchycení vzpěry, řešení krytů podvozku aj.). Protože je zatahován směrem k trupu a uchycen na přední straně hlavního nosníku, vzhledem k vyložení podvozku nebylo potřeba osu rotace při zatahování výrazně úhlově vychylovat, a ta tak byla téměř kolmá k hlavnímu nosníku, což usnadňovalo uchycení do křídla.

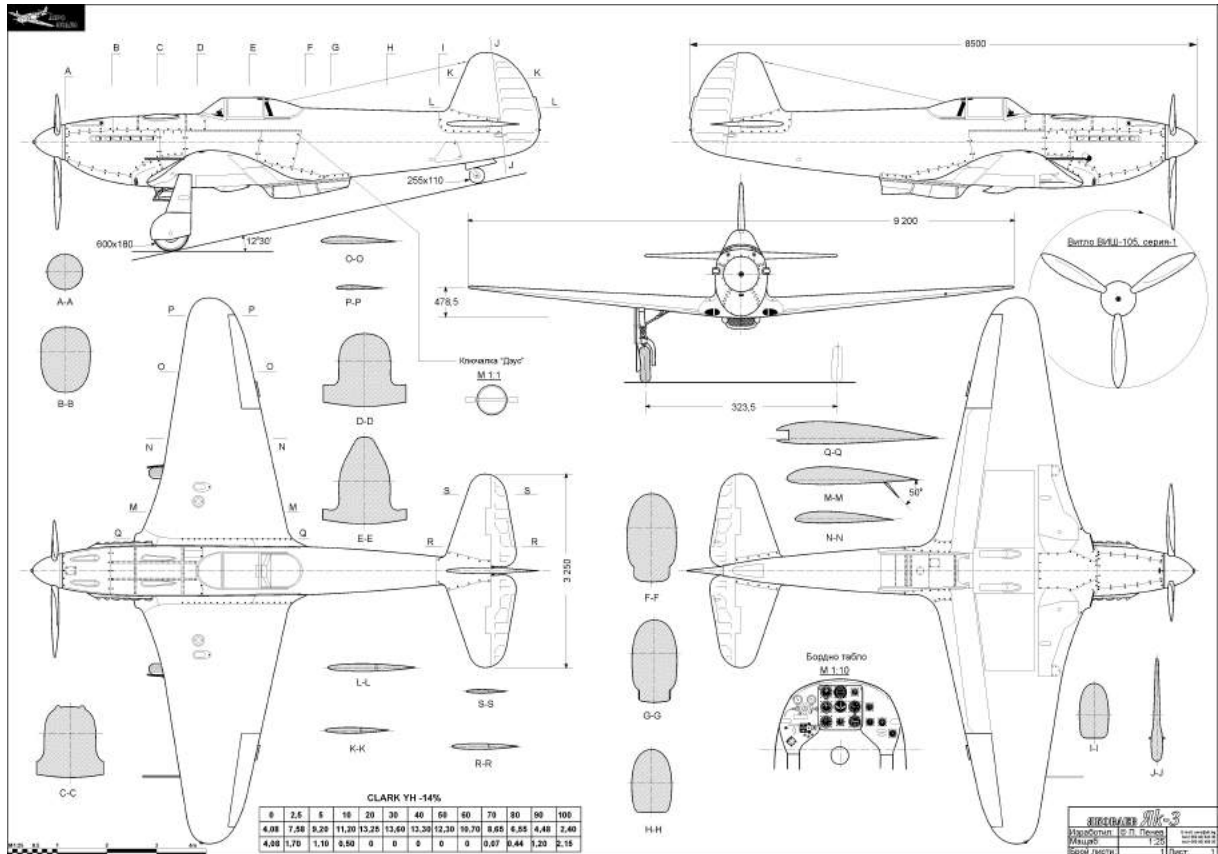


Obr. 3.6: Zatahování podvozku letounu D.520 [2]

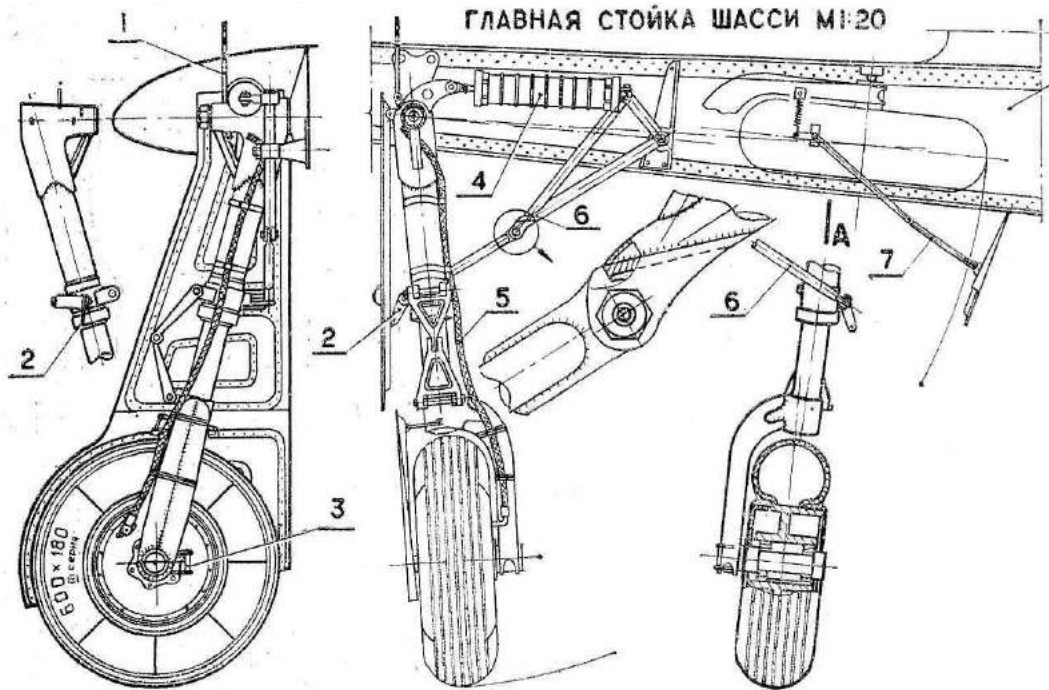
3.3.2 Jak-3

Jakovlev Jak-3 (viz. obr. 3.7) byl jeden z nejlepších letounů 2. světové války, kdy sloužil v sovětském letectvu především k jejímu konci. Jedná se stejně jako v případě D.520 o jednomístný dolnoplošný stíhací letoun s lichoběžníkovým křídlem a se zatahovacím podvozkem ostruhového typu [4]. Dle parametrů (viz. tab. 3.3) do jisté míry odpovídá letounu B-135, pouze byl osazen výkonnější pohonnou jednotkou a dosahoval tak vyšších rychlostí.

Zatahování hlavního podvozku letounu Jak-3 (viz. obr. 3.8) je velmi podobné tomuto mechanismu u stroje D.520 a stejně jako v jeho případě se od Avie B-135 liší směrem zatahování a uchycením do nosníku křídla. Z funkčního hlediska ale tento mechanismus zatahování odpovídá použitému u B-135. Ostatní části podvozku se už liší více, především pak uchycení kola na noze, podvozkové kryty, vzpěra, rozchod aj.



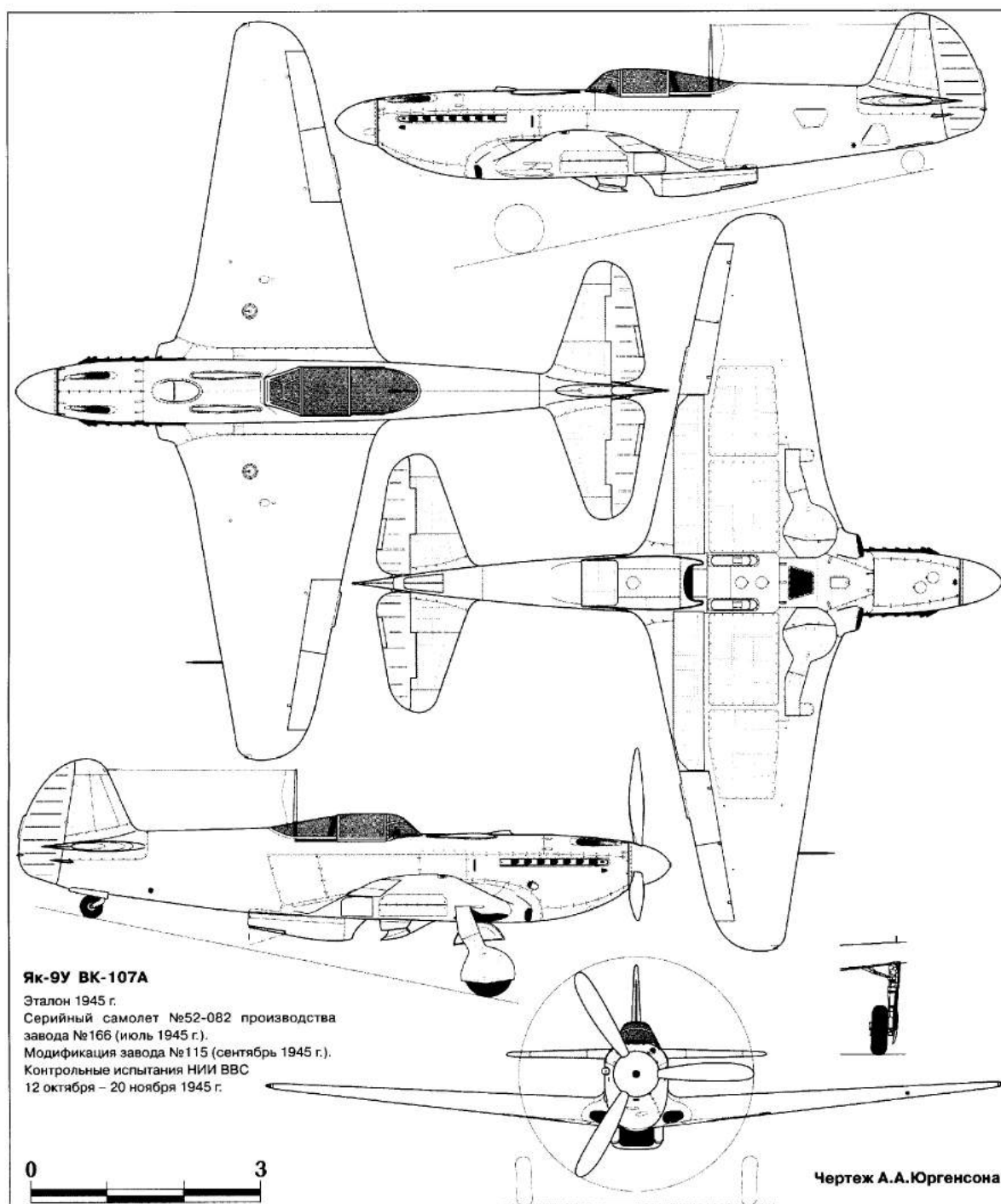
Obr. 3.7: Letoun JAK-3 [19]



Obr. 3.8: Zatahování podvozku letounu JAK-3 [19]

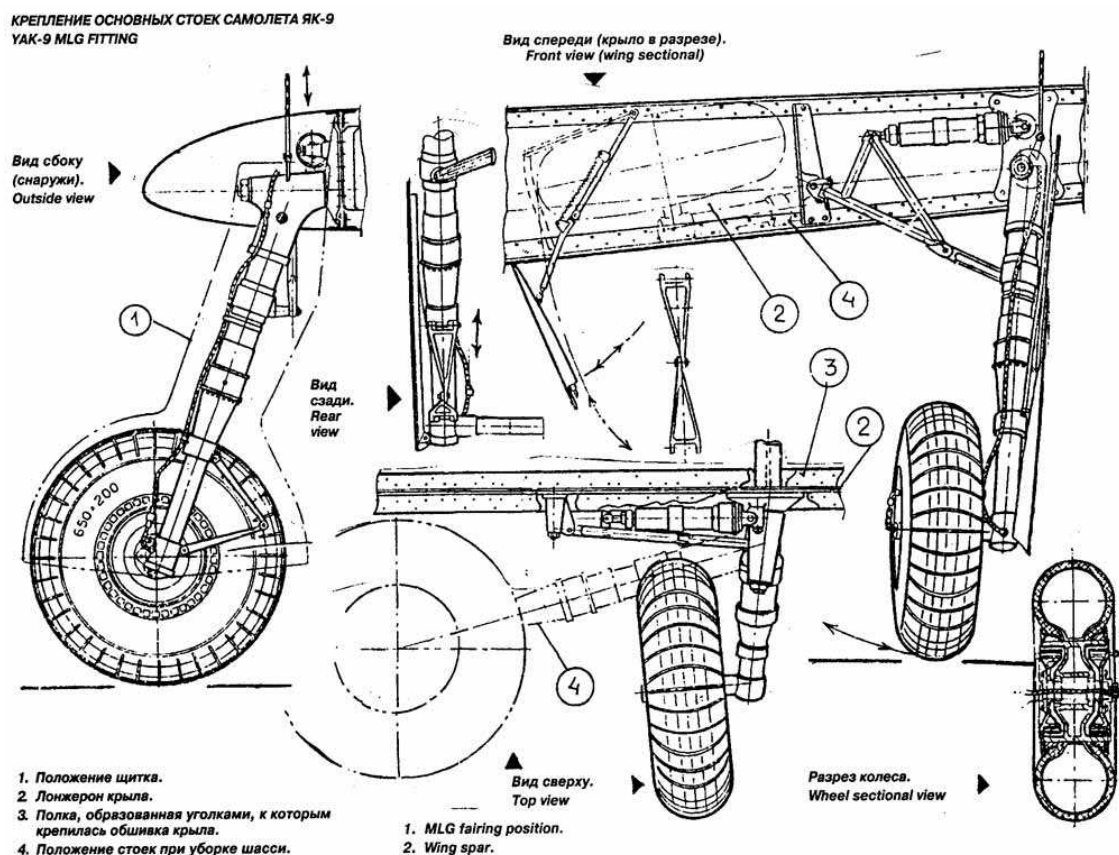
3.3.3 Jak-7 a Jak-9

Z dalších letounů, které měly podvozek zatahován směrem k trupu, měla do jisté míry podobné zatahování řada Ja-7 a Jak-9 (viz. obr. 3.9). Jedná se o těžší varianty stíhače Jak-3, které zasáhly do bojů 2. světové války o něco dříve než Jak-3. Jak-7 i Jak-9 jsou tedy také jednomístné dolnoplošné stíhací letouny s lichoběžníkovým křídlem [10]



Obr. 3.9: Letoun JAK-9 [19]

Tyto letouny měly systém zatahování podvozku funkčně prakticky totožný s D.520 a s Jak-3 (viz. obr. 3.10). Největším rozdílem bylo uchycení hydraulického válce pro zatahování nikoliv k hlavicí nohy, nýbrž letmo k desce upevňující podvozek na nosník křídla. Zatahování podvozku tedy probíhalo pouze skrze vzpěru.



Obr. 3.10: Zatahování podvozku letounu Jak-7 a Jak-9 [10]

3.4 Závěr statistiky

Ačkoliv jsou popsány systémy zatahování podvozku u jiných letadel velmi podobné, lze říci, že konstrukce zatahování použitá u AVIE B-135 je s ohledem na množství konstrukčních úprav svébytná konstrukce, která se z uvedených systémů mohla více či méně inspirovat. Nelze proto ve větší míře využít žádných podkladů pro mechanismus zatahování u jiných dobových letadel a je nutné rekonstruovat prakticky vše pouze z dochovaných materiálů samotné B-135.

4 Certifikační báze

Návrh letounu a jeho částí probíhal dle normy CS-23 [6] a na tuto normu bude případně certifikován. Pro potřeby této práce byly z dané normy vypsány ty části, které se svým určením týkaly stavby podvozku určeného typu, včetně dodatků. Celý výpis je uveden v příloze.

Pro výpočet a dimenzování konstrukce byly respektovány následující body předpisu:

CS 23.303 Součinitel bezpečnosti

Pro výpočet zatížení bude použit součinitel bezpečnosti $f = 1,5$.

CS 23.305 Pevnost a deformace

Při ověřování konstrukce bude zajištěno, že do provozního zatížení v celé konstrukci podvozku nedochází k trvalým deformacím, a do početního zatížení nedochází k porušení konstrukce s jistotou rezervy $j \geq 1,00$.

CS 23.307 Průkaz pevnosti konstrukce

V případě výroby bude podvozek podroben příslušným statickým a dynamickým zkouškám.

CS 23.473 Podmínky a předpoklady pozemního zatížení

Návrhová přistávací hmotnost je vypočtena dle 23.473(b) v části 5.1 na straně 18. Provozní násobek vypočtený v kapitole 5.2 splňuje požadavky předpisu.

CS 23.625 Součinitele pro spoje

Jelikož se v případě výroby předpokládá před provedením letu provedení množství pádových a statických zkoušek, není třeba aplikovat součinitel pro spoje 1,15.

CS 23.729 Systém vysouvání a zasouvání přistávacího zařízení

Mechanismus zatahování bude výpočtově kontrolován na všechna odpovídající zatížení a v případě výroby budou provedeny provozní zkoušky. Dále bude vybaven všemi požadovanými částmi.

Pozemní zatížení

Při definování pozemního zatížení budou brány v potaz paragrafy předpisu 23.479, 23.481, 23.483, 23.485, 23.493, 23.497 a 23.509.

5 Výpočet přistávacího násobku

5.1 Návrhové parametry

Pro výpočet byly použity parametry letounu z předchozí studie [17, str. 31,32], která se přímo věnovala jejich rekonstrukci. Hmotnost pro výpočet podvozku bude použita návrhová maximální vzletová hmotnost repliky z tabulky 6.1, kde je také zdůvodněno její použití.

m_{MTOW}	2303 kg
S	17 m ²
v_{S0}	174 km/h

Tab. 5.1: Parametry letounu pro výpočet zatížení [17]

Rychlost klesání byla vypočtena dle CS-23.473(b) [6]. Vzorec pro rychlost klesání je ale oproti CS-23 použit ve tvaru pro výpočet v jednotkách SI, jak je uveden též v předpisu UL-2 [11].

$$v_y = 0,51 \sqrt[4]{\frac{Wg}{S}} = 0,51 \cdot \sqrt[4]{\frac{2303 \cdot 9,81}{17}} = 3,1 \text{ m/s} \quad (5.1)$$

Protože horní hranice pro rychlost klesání je stanovena dle normy na 3 m/s, bude pro další výpočet brána tato hodnota. Jednoduše pak lze dopočítat kinetickou energii klesání.

$$v_y = 3 \text{ m/s} \quad (5.2)$$

$$E_k = \frac{WV_y^2}{2} = \frac{2303 \cdot 3^2}{2} = 10\,363,5 \text{ J} \quad (5.3)$$

Tato kinetická energie musí být pohlcena pneumatikou a tlumičem. Dle schopnosti pohlcení energie lze pak stanovit přistávací násobek.

K tomu je ale nutné nejprve znát parametry a chování tlumiče a pneumatiky, které nyní známy nejsou. Proto je potřeba provést empirický odhad přistávacího násobku, který by v provozu mohl nastat. Na tuto hodnotu pak bude celý podvozek nadimenzován.

Pro výpočet násobku lze využít parametry tlumiče, které je možné odečíst z dochovaných výkresů. Pro účely odhadu přistávacího násobku je z nich možné použít maximální stlačení tlumiče a úhel vyložení hlavního podvozku γ .

$$y_{tl} = 180 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$$\gamma = 20 \text{ deg} \quad (5.5)$$

5.2 Odhad přistávacího násobku

Odhad přistávacího násobku proběhl podle několika metod a výsledná hodnota byla dána srovnáním jednotlivých výsledků.

5.2.1 UL-2

Pro prvotní přiblížení velikosti přístávacího násobku lze použít vzorec uvedený v normě UL-2 [11, str.21]:

$$n_{pr} = n_j + 0,667 \quad (5.6)$$

$$n_j = \frac{0,0132 \sqrt{\frac{mg}{S}} + \frac{y}{3}}{y_{ef}} \quad (5.7)$$

kde y je celková dráha předpokládaného tlumení pneumatiky a tlumiče a y_{ef} je součinitel účinnosti tlumení pro hydraulické tlumiče.

$$y = y_{pn} + y_{tl} \quad (5.8)$$

$$y_{ef} = 0,5 y_{np} + 0,65 y_{tl} \quad (5.9)$$

Stlačení pneumatiky se bude uvažovat až na ráfek, a stlačení tlumiče bude odpovídat maximálnímu stlačení dle dochovaného výkresu ¹, pak:

$$y = 0,15 + 0,18 = 0,33 \text{ m} \quad (5.10)$$

$$y_{ef} = 0,5 \cdot 0,15 + 0,65 \cdot 0,18 = 0,192 \text{ m} \quad (5.11)$$

$$n_j = \frac{0,0132 \cdot \sqrt{\frac{2303 \cdot 9,81}{17}} + \frac{0,33}{3}}{0,192} = 3,08 \quad (5.12)$$

$$n_{pr} = 3,08 + 0,667 = 3,75 \quad (5.13)$$

5.2.2 Aproximace (Conway)

Dle Conwaye [5] lze pro předběžný návrh podvozku absorpci energie pro olejopneumatické tlumiče vypočítat dvěma různými způsoby. Pro konstruktéry se může přístávací násobek aproximovat vztahem [5, str. 24]:

$$\frac{v^2}{2g} = N (0,47 S_t + 0,8 S) \quad (5.14)$$

kde v je vertikální rychlost, N je násobek či poměr maximálního a statického zatížení podvozku, S_t je stlačení pneumatiky v závislosti na N získané z křivky statické deformace pneumatiky, a S je vertikální posun kola (vertikální stlačení tlumiče). Z tohoto vzorce lze odhadnout přímo přístávací násobek.

Pokud se opět využijí maximální hodnoty stlačení pneumatiky a tlumiče, bude násobek mít hodnotu:

$$N = \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{1}{0,47 \cdot 0,15 + 0,8 \cdot 0,18} = 2,14 \quad (5.15)$$

Násobek od plného stlačení podle tohoto odhadu je výrazně menší než násobek odhadnutý pomocí normy UL-2 se započítaným vztlakem křídel.

¹Stlačení tlumiče je uvedeno v kapitole 5.1, parametry pneumatiky odpovídají zvolené pneu v kapitole 7.2.5 a jsou uvedeny v příloze.

5.2.3 Exaktní výpočet (Conway)

Druhý způsob dle Conway [5] je exaktní a je určen pro výpočtáře a statiky. Vychází se ze vztahů [5, str. 25] pro energii absorbovanou pneumatikou (index „t“) a tlumičem (index „s“).

$$\delta = \delta_{max} \left(\frac{NW}{P} \right)^{0,9} \quad (5.16)$$

$$E_t = n_t \delta N W = n_t \delta_{max} N^{1,9} W \left(\frac{W}{P} \right)^{0,9} \quad (5.17)$$

$$E_s = r N W n_s S \quad (5.18)$$

Po provedení bilance energie a s využitím polytropického kompresního zákona uvádí Conway výsledný vztah pro konvenční tlumič [5, str. 26]:

$$\frac{h}{rl} = 0,8 N - 0,557 N^{0,23} + 0,47 N^{1,9} K \quad (5.19)$$

$$K = \frac{\delta_{max}}{rl} \left(\frac{W}{P} \right)^{0,9} \quad (5.20)$$

kde v je specifická vertikální rychlost, W je statické zatížení na kolo, h je odpovídající pádová výška, N je přístávací násobek, r je poměr vertikálního pohybu kola k tlumiči ($1 =$ vertikální noha), l je délka vzduchového sloupce v tlumiči ve vysunuté poloze, S je dostupný zdvih tlumiče, δ_{max} je maximální stlačení pneumatiky, P je dynamické zatížení pro plné stlačení pneumatiky (přibližně 3x statické zatížení při absenci exaktních dat) a $n_{t,s}$ je efektivita pneumatiky respektive tlumiče.

V případě využití příslušných vztahů pro dynamické zatížení P , výšku h , délku l a parametr r lze získat výsledný vzorec pro přístávací násobek. [5, str. 26]

$$\begin{aligned} P &= 3W & l &\cong S \\ h &= \frac{v_y^2}{2g} & r &= \sin(20) \end{aligned}$$

$$\frac{v_y^2}{2grS} = 0,8 N - 0,557 N^{0,23} + 0,47 N^{1,9} K \quad (5.21)$$

$$K = \frac{\delta_{max}}{rS} \left(\frac{1}{3} \right)^{0,9} \quad (5.22)$$

Po dosazení všech parametrů a opětovného předpokladu maximálního stlačení tlumiče a pneumatiky má výsledná rovnice pro přístávací násobek tvar:

$$0 = -7,451 + 0,8 N - 0,557 N^{0,23} + 0,426 N^{1,9} \quad (5.23)$$

Numerickým výpočtem vychází výsledný odhad přístávacího násobku:

$$n_{pr} = N = 3,74 \quad (5.24)$$

$$n_j = N - 0,667 = 3,07 \quad (5.25)$$

5.3 Výsledný návrhový přistávací násobek

V tabulce 5.2 jsou seřazeny výsledné hodnoty odhadů přistávacích násobků pomocí všech použitých metod.

	n_j	n_{pr}
Conway aprox.	2,14	2,81
Conway exakt.	3,07	3,74
UL-2	3,08	3,75

Tab. 5.2: Hodnoty odhadů přistávacích násobků

Přistávací násobek odhadnutý pomocí aproximace je velmi nízký a liší se od hodnot ostatních dvou metod, proto nejspíše jeho hodnota nebude relevantní a nebude brána v potaz. Přistávací násobky odhadnuté pomocí zbylých dvou metod jsou prakticky stejné, a tak bude mít přistávací násobek s velkou pravděpodobností velikost blízkou právě těmto hodnotám.

Pro výpočet bude proto použita návrhová hodnota přistávacího násobku odpovídající uvedeným hodnotám, avšak mírně zvětšená s ohledem na nejistotu jejich odhadu. Výsledný přistávací násobek pro dimenzování podvozku a přistávací násobek v těžišti letounu tedy bude mít hodnotu:

$$n_j = 3,2 \tag{5.26}$$

Tento násobek splňuje § 23.473(g) evropského předpisu CS23 [6].

6 Výpočet zatížení dle CS23

Výpočty zatěžujících sil na podvozek a dalších příslušných parametrů probíhala v souladu s normou CS-23 [6] podle příslušných částí a jejich interpretací uvedených v kapitole 4.

6.1 Základní parametry

6.1.1 Hmotnosti

Maximální vzletová hmotnost původního letounu a její příslušná přistávací hmotnost dle CS-23.473 (b) [6] je uvedena v tabulce 6.1. U repliky navíc došlo k odlehčení výstroje odebráním výzbroje s municí, původní radiostanice a dalšího vybavení, a proto se maximální vzletová hmotnost snížila a je rovněž uvedena v tabulce 6.1. Veškeré hodnoty jsou čerpány z [17, str. 32,44,60]

Maximální vzletová hmotnost původního letounu	m_{MTOW}	2447 kg
Maximální přistávací hmotnost původního letounu	m_{MLW}	2326 kg
Maximální vzletová hmotnost repliky	m_{MTOW}	2303 kg

Tab. 6.1: Tabulka návrhových hmotností

Při předpokladu, že se s replikou budou létat především okruhy a krátké lety, a protože maximální návrhová vzletová hmotnost repliky je menší než maximální přistávací hmotnost původního letounu dle CS-23, bude veškeré dimenzování podvozku probíhat pro maximální vzletovou hmotnost.

6.1.2 Hmotnostní konfigurace

Pro výpočet zatížení jednotlivých nohou podvozku jsou zavedeny následující konfigurace. Pro zjednodušení výpočtu (a s ohledem na možné změny rozvážení letounu) jsou použity maximální návrhové hmotnosti na mezích centráže.

i	Popis konfigurace	hmotnost [kg]	poloha těžiště v X [mm]
k1	MTOW a mezní P.C.	2303	3469
k2	MTOW a mezní Z.C.	2303	3522

Tab. 6.2: Tabulka konfigurací pro pevnostní kontrolu

6.1.3 Násobky

Hodnoty násobků byly vypočteny v kapitole 5.2 (viz tab. 5.2/str. 21). Tyto násobky jsou uvedeny v tabulce 6.3.

	provozní	početní
Přistávací násobek zatížení podvozku	3,2	4,8
Přistávací násobek v těžišti letounu	3,87	5,8

Tab. 6.3: Hodnoty provozních a početních násobků

Tyto hodnoty jsou vstupními daty pro výpočet zatěžování. Lze očekávat, že jsou maximálními hodnotami příslušných násobků a dalším dimenzováním se k nim podvozek svou konstrukcí a nastavením bude velmi blížit.

6.1.4 Definice sil

Ve výpočtech zatížení podvozku jsou definovány následující síly dle normy CS23. [6]

Název síly	Orientace síly	Označení síly
Svislá složka v těžišti	vertikální	F_y
Dopředná a odporová složka v těžišti	podélná	F_x
Příčná složka v obou směrech v těžišti	bočná	F_z
Vertikální reakce země na kolo hlavního podvozku (obě kola)	vertikální	V_r
Odporová reakce země na kolo hlavního podvozku (obě kola)	podélná	D_r
Bočná reakce země na kolo hlavního podvozku (obě kola)	bočná	S_r
Vertikální reakce země na kolo ostruhy	vertikální	V_f
Odporová reakce země na kolo ostruhy	podélná	D_f
Bočná reakce země na kolo ostruhy	bočná	S_f

Tab. 6.4: Označení sil

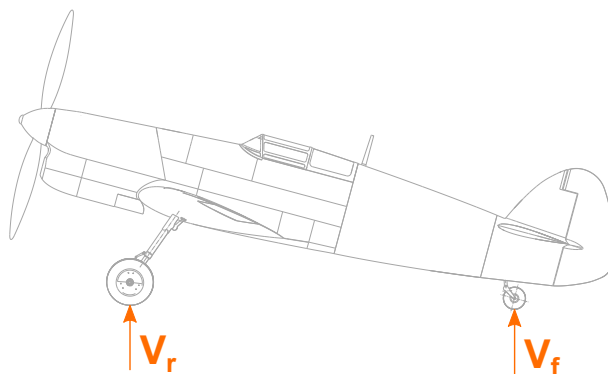
Síla působící pouze na jednu nohu hlavního podvozku má v indexu navíc číslo „1“ (V_{r1}, \dots). V případě, že síly na jednotlivé nohy hlavního podvozku jsou různé, je použito i čísla „2“

6.2 Výpočty zatížení

Veškeré výpočty zatížení jsou provozní, pokud není výslovně uvedeno, že se jedná o početní hodnoty.

6.2.1 Statické pozemní zatížení

Pro případ stojícího letounu s MTOW vyrovnávají reakce kol tíhu letounu. Případy 1 a 2 odpovídají konfiguracím k1 respektive k2.



Obr. 6.1: Schéma statického pozemního zatížení

Případ [-]	V_r [N]	D_r [N]	V_f [N]	D_f [N]
1	19327	0	3265	0
2	19110	0	3482	0

Tab. 6.5: Provozní statické zatížení

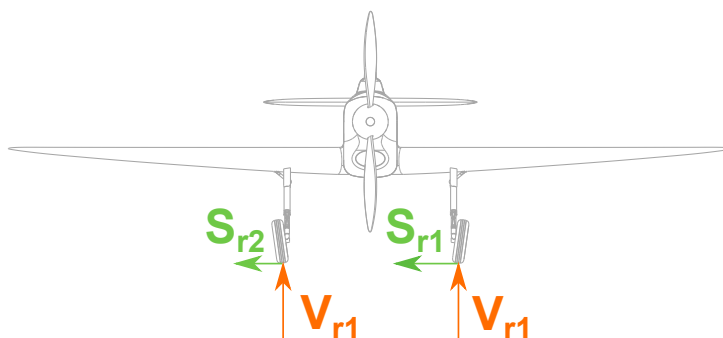
6.2.2 Podmínky bočního zatížení

Dle CS 23.485 je pro podmínky bočního zatížení provozní násobek svislého zatížení 1,33 a provozní násobek bočních setrvačných sil 0,83 rozdělený na 0,5 směrem dovnitř na jedné straně a 0,33 směrem ven na straně druhé. Odporová zatížení se předpokládají nulová. S_{r1} a S_{r2} jsou síly zatěžující podvozek dovnitř, respektive ven (viz obr.6.2).²

$$V_r = 1,33 m_{MTOW} g = 1,33 \cdot 2303 \cdot 9,81 = 30\,048 \text{ N} \quad (6.1)$$

$$S_{r1} = 0,5 m_{MTOW} g = 0,5 \cdot 2303 \cdot 9,81 = 11\,296 \text{ N} \quad (6.2)$$

$$S_{r2} = 0,33 m_{MTOW} g = 0,33 \cdot 2303 \cdot 9,81 = 7\,456 \text{ N} \quad (6.3)$$



Obr. 6.2: Schéma bočního zatížení

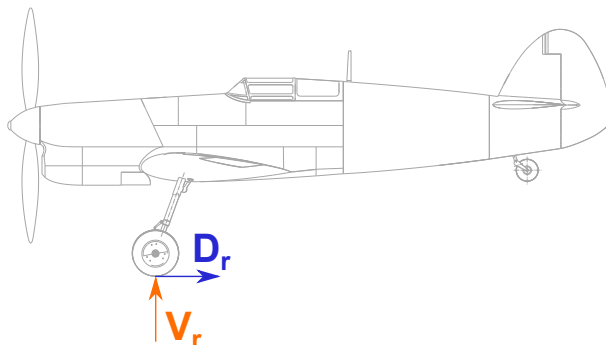
²V tomto případě V_r je síla působící na obě nohy ($V_{r1} = V_{r2} = V_r/2$), ale síly S_{r1} a S_{r2} působí každá na příslušnou nohu hlavního podvozku.

6.2.3 Brždění při pojíždění

Dle CS 23.493 jsou při brždění tlumiče stlačeny staticky, provozní svislý násobek je 1,33, poloha letounu odpovídá vodorovnému přistání (dle CS 23.479) a u bržděných kol musí být zavedena v místě dotyku kol se zemí s koeficientem tření 0,8.

$$V_r = 1,33 m_{MTOW} g = 1,33 \cdot 2447 \cdot 9,81 = 30\,048 \text{ N} \quad (6.4)$$

$$D_r = 0,8 V_r = 0,8 \cdot 30\,048 = 24\,038 \text{ N} \quad (6.5)$$



Obr. 6.3: Schéma zatížení od brždění při pojíždění

6.2.4 Základní podmínky pro přistání (CS dodatek C)

Pro danou návrhovou přistávací hmotnost $W = 2326 \text{ kg}$ zjištěnou v kapitole 5.1 spadá velikost hodnoty K do lineárně se měnící oblasti. Z daných normovaných hodnot [6] se vypočítá dle vztahu:

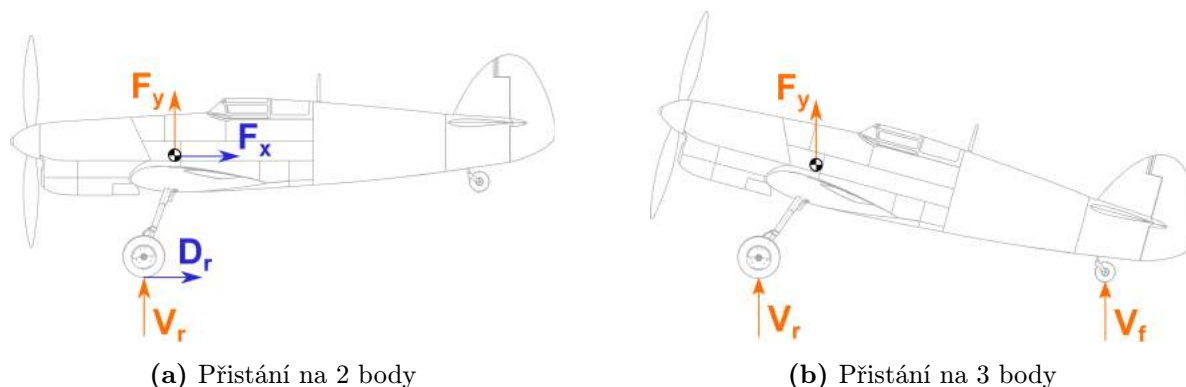
$$K = 0,25 + \frac{0,08 (W - 1361)}{1361} = 0,25 + \frac{0,08 (2303 - 1361)}{1361} = 0,305 \quad (6.6)$$

Veličina L , tedy poměr vztlaku křídla k hmotnosti, se předpokládá dle CS 23.725 [6]:

$$L = 0,667 \quad (6.7)$$

Případ	Stlačení tlumičů	Konfigurace	Dotyk
3	Stat.	k1	2b
4		k2	2b
5		k1	3b
6		k2	3b
7	25%	k1	3b
8		k2	3b
9	100%	k1	3b
10		k2	3b

Tab. 6.6: Výčet případu zatížení při přistání



Ob. 6.4: Schéma zatížení při přistání

V případě vodorovného přistání maximální síla nezávisí na poloze stlačení tlumiče hlavního podvozku, a proto je u těchto případů uvažováno pouze statické stlačení.

Dle tabulky v dodatku C 23.1 [6] byla vypočítána jednotlivá zatížení při přistání (viz tab. 6.7/str. 26) pro případy zatížení uvedené v tabulce 6.6.

Případ [-]	F_y [N]	F_x [N]	F_z [N]	V_r [N]	D_r [N]	V_f [N]	D_f [N]
3	87433	26699	0	72364	26699	0	0
4	87433	26699	0	72364	26699	0	0
5	87433	0	0	61904	0	10459	0
6	87433	0	0	61209	0	11154	0
7	87433	0	0	62361	0	10003	0
8	87433	0	0	61661	0	10702	0
9	87433	0	0	63724	0	8639	0
10	87433	0	0	63012	0	9351	0

Tab. 6.7: Provozní případy zatížení při přistání

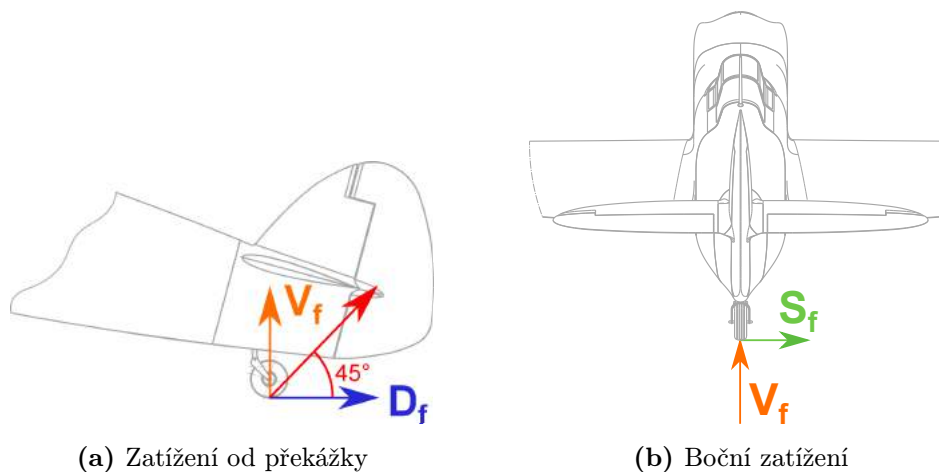
6.2.5 Přistání na jedno kolo

Dle CS 23.483 se v případě přistání na jedno kolo hlavního podvozku reakce rovná hodnotě pro jedno kolo, tedy polovina hodnoty vypočítané v tabulce 6.7. Dále se proto bude uvažovat jenom v případě kontroly dodržení této podmínky.

6.2.6 Dodatečné podmínky pro ostruhová kola

Pro zatížení od překážky se uvažuje zatížení stejné, jako vzniká na ostruze při přistání na 3 body (viz. tab. 6.7), ale které působí skloněné dozadu pod úhlem 45°. Předpokládá se statické stlačení.

Pro boční zatížení se uvažuje statické zatížení ostruhy. Jelikož je možná aretace ostruhy, působí boční složka o stejné velikosti v bodě dotyku se zemí.



(a) Zatížení od překážky

(b) Boční zatížení

Obr. 6.5: Schéma zatížení ostruhy

Případ	V_f [N]	D_f [N]
1	7 396	7 396
2	7 887	7 887

(a) Zatížení od překážky

Případ	V_f [N]	S_f [N]
3	3 265	3 265
4	3 482	3 482

(b) Boční zatížení

Tab. 6.8: Dodatečné zatížení ostruhy

6.2.7 Zatížení pro vlečení (CS 23.509)

Předepsaná zatížení z vlečení pro dimenzaci úchytů dle §23.509(d) [6] pro maximální hmotnost MTOW (viz tab. 6.1/str. 22) jsou uvedena v tabulce 6.9.

bod	poloha	číslo	velikost [N]	směr
Hlavní podvozek		1	5 083	Dopředu, rovnoběžně s osou čelního odporu
		2	5 083	Dopředu, 30° k ose čelního odporu
		3	5 083	Dozadu, rovnoběžně s osou čelního odporu
		4	5 083	Dozadu, 30° k ose čelního odporu
Pomocný podvozek	Otočen dopředu	5	6 778	Dopředu
		6	6 778	Dozadu
	Otočen dozadu	7	6 778	Dopředu
		8	6 778	Dozadu
	Otočen 45° dopředu	9	3 389	Dopředu v rovině kola
		10	3 389	Dozadu v rovině kola
	Otočen 45° dozadu	11	3 389	Dopředu v rovině kola
		12	3 389	Dozadu v rovině kola

Tab. 6.9: Provozní zatížení pro vlečení

6.3 Výsledné hodnoty zatížení

Z vypočtených hodnot zatížení hlavního podvozku v kapitole 6.2 byly z každého druhu zatížení vybrány nejnepříznivější stavy pro jednu podvozkovou nohu hlavního podvozku pro ostruhu. Zatěžovací případy jedné nohy hlavního podvozku jsou shrnuty v tabulkách 6.10 a 6.11.³ a zatěžovací případy ostruhy v tabulkách 6.12 a 6.13.

Zatížení	Druh zatížení	V_{r1} [N]	D_{r1} [N]	S_{r1} [N]
ZH1	Boční zatížení „dovnitř“	15 024	0	11 296
ZH2	Boční zatížení „ven“	15 024	0	-7 456
ZH3	Brzdění při poježdění	15 024	12 019	0
ZH4	Přistání případ č. 3 (2b)	36 182	13 350	0
ZH5	Přistání případ č. 9 (3b)	30 776	-8 247	0

Tab. 6.10: Provozní případy zatížení jedné nohy hlavního podvozku

Zatížení	Druh zatížení	V_{r1} [N]	D_{r1} [N]	S_{r1} [N]
ZH1	Boční zatížení „dovnitř“	22 536	0	16 944
ZH2	Boční zatížení „ven“	22 536	0	-11 183
ZH3	Brzdění při poježdění	22 536	18 029	0
ZH4	Přistání případ č. 3 (2b)	54 273	20 025	0
ZH5	Přistání případ č. 9 (3b)	46 165	-12 370	0

Tab. 6.11: Početní případy zatížení jedné nohy hlavního podvozku

Zatížení	Druh zatížení	V_f [N]	D_f [N]	S_f [N]
ZO1	Přistání případ č. 6	11 154	0	0
ZO2	Zatížení od překážky	7 887	7 887	0
ZO3	Boční zatížení	3 482	0	3 482

Tab. 6.12: Provozní případy zatížení ostruhy

Zatížení	Druh zatížení	V_f [N]	D_f [N]	S_f [N]
ZO1	Přistání případ č. 6	16 731	0	0
ZO2	Zatížení od překážky	11 830	11 830	0
ZO3	Boční zatížení	5 224	0	5 224

Tab. 6.13: Početní případy zatížení ostruhy

³Protože v případě ZH5 má letoun jinou polohu, byly jednotlivé složky síly přepočítány, aby měly stejný směr jako u ostatních případů v tabulce, které jsou shodně se směry hlavních souřadnicových os.

7 Konstrukce

Konstrukce hlavního podvozku vycházela z velmi omezených podkladů. Jelikož k dispozici nejsou žádné rozměry jednotlivých dílů ani celkové rozměry sestavy, bylo nutné provést rekonstrukci tak, aby pohledově nový podvozek co nejvíce připomínal původní, a zároveň plnil veškeré požadované funkce dle certifikačního předpisu. Veškeré rozměry byly brány z naskenovaných výkresů sestav s minimem kót, a proto odpovídají původnímu podvozku do té míry, do jaké skutečné konstrukci odpovídal daný výkres.

7.1 Základní data

7.1.1 Rekonstrukce hlavních konstrukčních parametrů podvozku

Hlavní geometrické parametry podvozku, které byly odečteny z výkresů, jsou uvedeny v Tab. 7.1.

Rozchod podvozku	B	2510 mm
Úhel stání letounu	φ	15°
Úhel stability proti překocení	β	20°

Tab. 7.1: Parametry podvozku dle výkresů B-135

Hmotnost hlavního podvozku byla stanovena přibližně na 113 kg [17, str. 63]. Tato hodnota je pouze orientační a z důvodu sesouhlasení hodnot s rozvážením prázdného letounu je uvedeno i možné navýšení hmotnosti až na 131,2 kg [17, str. 66].

Hmotnost ostruhy byla odhadnuta přibližně na 9,9 kg [17, str. 63] s uvedenou tolerancí až na 11,5 kg [17, str. 66].

7.1.2 Vlastnosti použitých materiálů

Pro konstrukci podvozku byly vybrány materiály kategorie PH. Jejich vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7.2. Materiál 17-4PH má stejné vlastnosti jako 15-5PH, ale na rozdíl od něj je za určitých podmínek svařitelný.

Název materiálu	AMS	DIN	Tepelné zpracování	R_m [MPa]	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	E [GPa]	ρ [kg/m ³]
17-4PH	5659	1.4548	H900	1379	1275	197	7800
15-7PH	5522	1.4545	H925	1552	1379	200	7685
15-5PH	5643	1.4545	H900	1379	1275	196	7800

Tab. 7.2: Seznam použitých materiálů [1]

Pro případy výpočtu spojů jsou dovolené kontaktní tlaky pro tyto materiály odhadnuty na 20 % meze pevnosti materiálu v případě pohyblivého spoje a 60 % meze pevnosti v případě nepohyblivých rozebíratelných spojů. [13, str.20]

$$p_{dov} = 0,2 \cdot R_m \quad p_{dov} = 0,6 \cdot R_m \quad (7.1)$$

7.1.3 Kluzná pouzdra

Na podvozku původního letounu byla velmi pravděpodobně kluzná pouzdra z bronzu. Protože dnes jsou vyráběná kluzná pouzdra z pevného bronzu ve větších tloušťkách a jejich dovolený kontaktní tlak nevyhovuje, je možné vyrobit z jiného materiálu pouzdra potřebných rozměrů, nebo použít jiné typy nabízených pouzder. Parametry vybraných typů pouzder od SKF jsou uvedeny v tabulce 7.3.

Označení typu pouzdra	Název typu pouzdra	materiál	p_{dov} [MPa]	η [1]
PBM / PBMF	Solid bronze	CuSn7ZnPb	45	0,08 – 0,15
PRM / PRMF	Wrapped bronze	CuSn8	120	0,08 – 0,15
PCM / PCMF	PTFE composite	ocel + PTFE	250	0,03 – 0,25

Tab. 7.3: Seznam použitých kluzných pouzder [15]

Pouzdra PRMF (PRM) se musí v provozu mazat. Pouzdra PCMF (PCM) jsou samomazná a mohou pracovat bez mazání. Mazáním se jim však může prodlužovat životnost [15].

Protože nabízená bronzová pouzdra mají omezené rozměry a v konstrukci pouzdra prakticky vidět nejsou, byla upřednostněna kompozitová samomazná pouzdra, která snesou vyšší zatížení s minimální náročností na údržbu.

7.1.4 Systém číslování dílů

Pro celý projekt letounu B-135 bylo zavedeno následující číslování dílů.

abcd-eee-ff_gg_nazev

a označení projektu (v daném případě **B**)

b označení skupiny (pro podvozek **4**)

c označení podskupiny

0 podvozek

1 hlavní podvozek

2 ostruha

3 ovládání podvozku

4 kryty podvozku

d označení umístění dílů

0 díl bez zrcadlového obrazu

1 levý díl

2 pravý díl

eee číslo označující sestavu, vždy trojmístné

ff číslo označující díl (pro sestavu je použito 00)

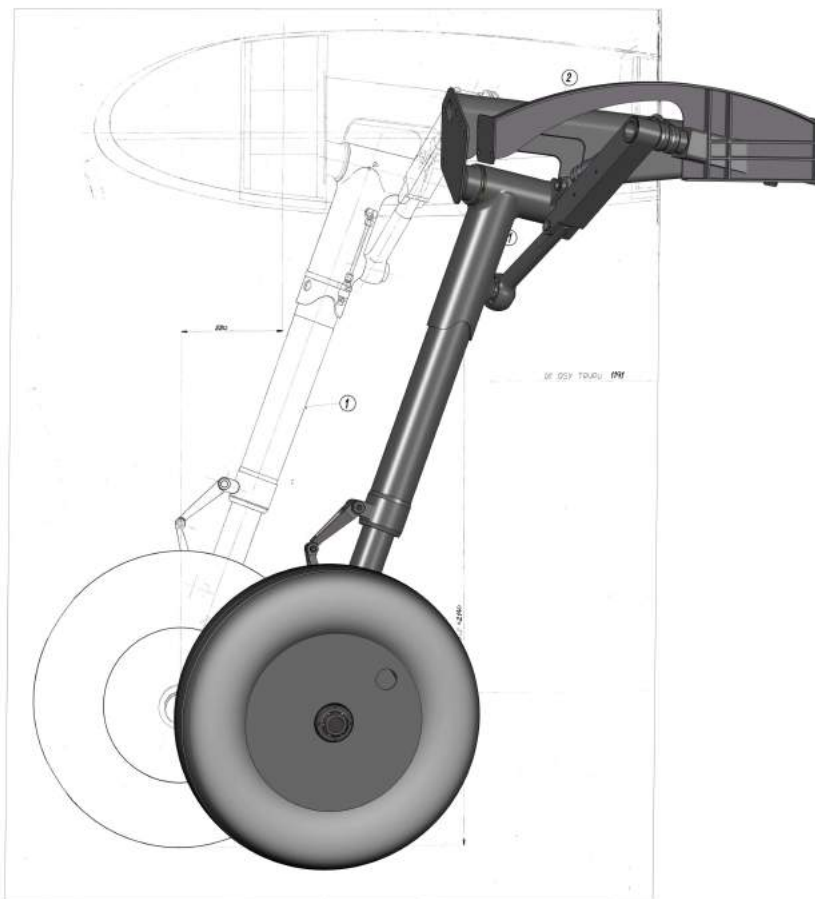
gg číslo označující index změny, vždy dvojmístné

nazev název dílu nebo sestavy, užívá se v případech, kdy usnadní orientaci v dílech

7.2 Hlavní podvozek

Návrh hlavního podvozku probíhal podle bokorysu a nárýsu sestavy podvozku (viz obr. 3.3/str. 9) V případě, že potřebné informace chyběly, byla použita nejvýhodnější řešení z hlediska kinematiky zatahování a pevnosti podvozku.

V této kapitole je popsána levá část hlavního podvozku, pravá je jeho zrcadlovým obrazem.

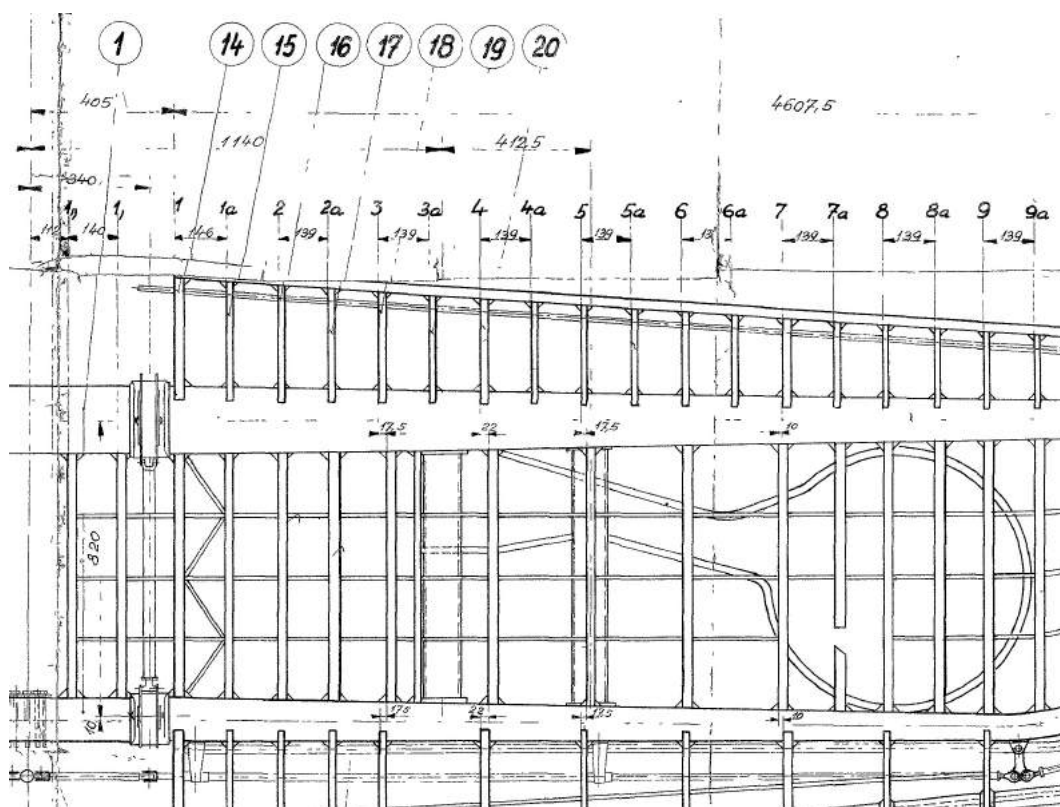


Obr. 7.1: Způsob rekonstrukce hlavního podvozku dle dochovaného výkresu [20]

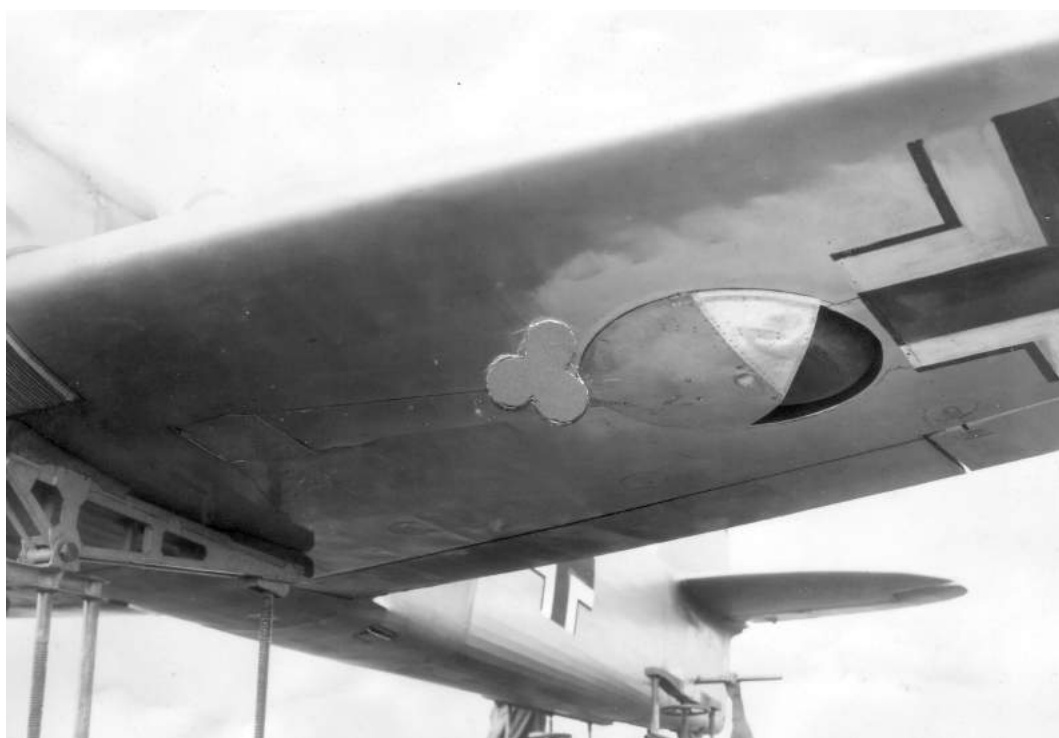
7.2.1 Uchycení v křídle

Podvozek je v křídle uchycen dvěma zesílenými žebry připevněnými do předního a zadního nosníku. Z dochovaných výkresů nebylo možné jednoznačně určit polohu obou žebry, ke kterým je podvozek uchycen. Dle jejich polohy podvozek nepasoval do výřezu zakresleném na výkresu (viz obr. 7.2/str. 32). Z dochovaných fotografií (viz obr. 7.3/str. 32), a na nich zřetelných žebrech, byla určena přibližná poloha podvozkových žebry v poslední sériové verzi letounu, kdy je základní kotvící žebro posunuto oproti kótě na systémovém výkrese asi o 60 mm od roviny symetrie letounu.⁴ Velký problém při tomto určování polohy byl způsoben i změnou velikosti chladiče, podle kterého by se jinak dala poloha podvozku také odhadovat. Podle této nové určené polohy podvozek již odpovídá výřezu a lépe se v zavřené poloze vměstná do křídla.

⁴Pravděpodobně došlo k ke zvětšení rozchodu letounu z důvodu zvýšení stability.

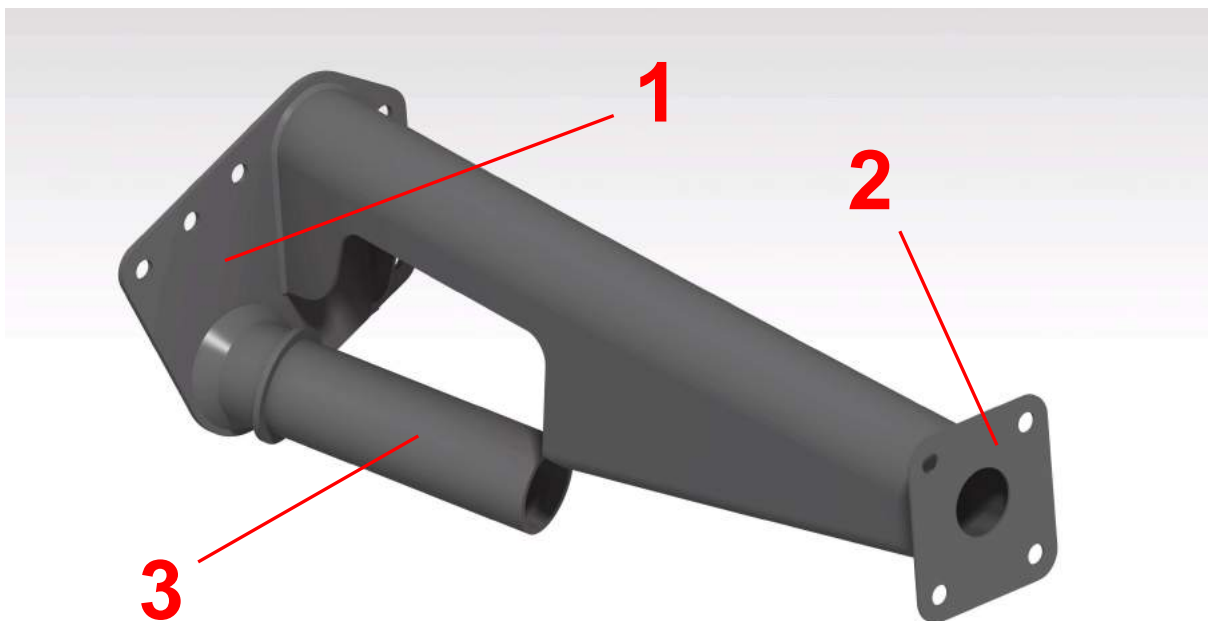


Obr. 7.2: Výřez systémového výkresu křídla s polohou výřezu pro podvozek [20]

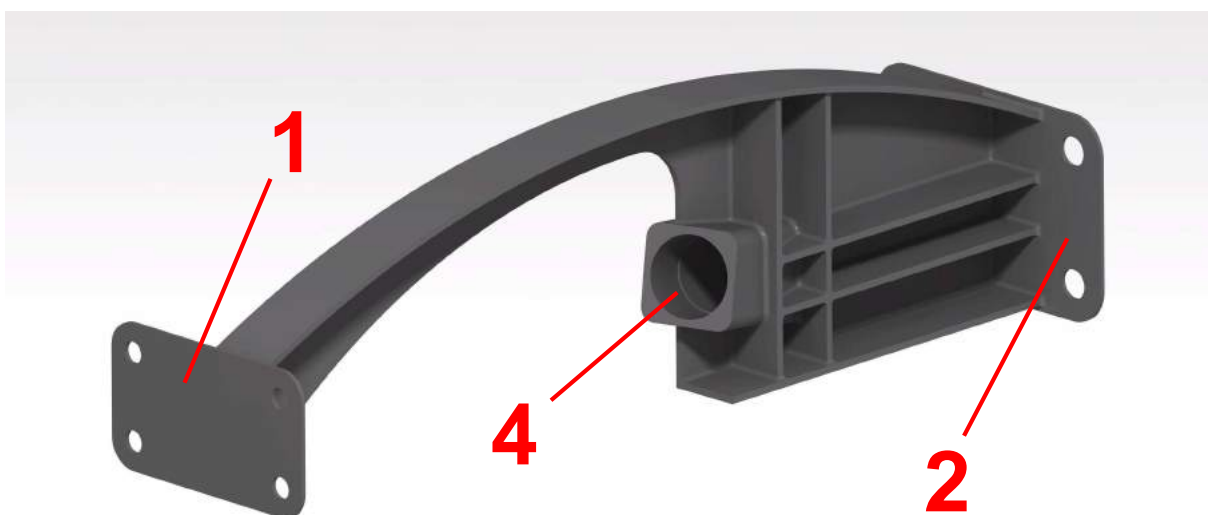


Obr. 7.3: Referenční fotografie pro určení polohy podvozku podle žebor [21]

Obě podvozková žebra jsou přední plochou (1) připevněna k zadní stěně předního nosníku křídla a zadní plochou (2) k přední stěně zadního nosníku křídla pomocí šroubů. Na čep (3) kotvícího žebra podvozku je nasazena hlavice nohy hlavního podvozku a v pouzdru (4) druhého žebra je uložen čep horního ramene vzpěry. Kotvící žebro (obr. 7.4) je svařované, žebro pro uchycení vzpěry (obr. 7.5) je frézované.



Obr. 7.4: Žebro pro uchycení podvozku do křídla

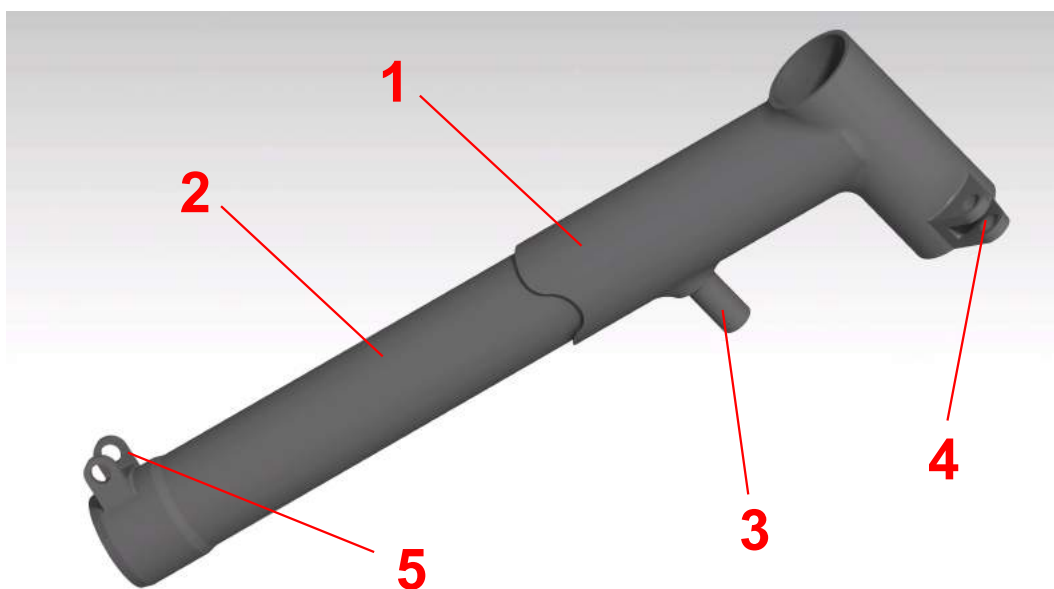


Obr. 7.5: Žebro pro uchycení horního ramene vzpěry do křídla

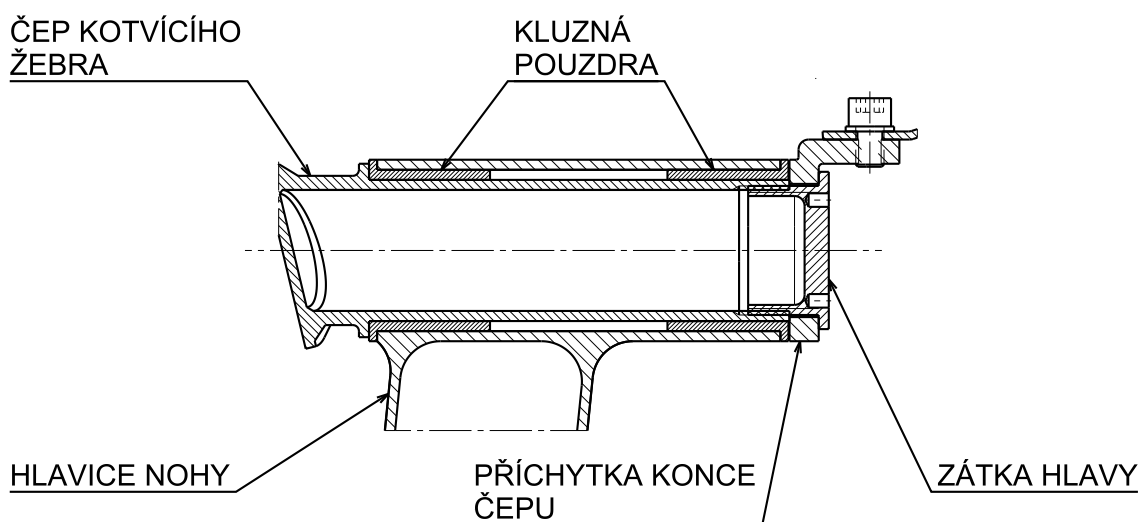
7.2.2 Hlavice nohy

Hlavice nohy (1) je svařovaný díl, ve kterém je nalisován válec tlumiče (2). Na čep hlavice (3) je připojeno dolní rameno vzpěry a k držáku v horní části (4) je připojen hydraulický válec. K válci tlumiče jsou v dolní části k držáku (5) připojeny torzní nůžky.

Hlavice je uložena na čepu kotvícího žebra s dvojicí kluzných pouzder. Axiálně je na jedné straně uložení vymezena osazením čepu žebra a na druhé straně plochou příchytka.



Obr. 7.6: Hlavice nohy s nalisovaným válcem tlumiče

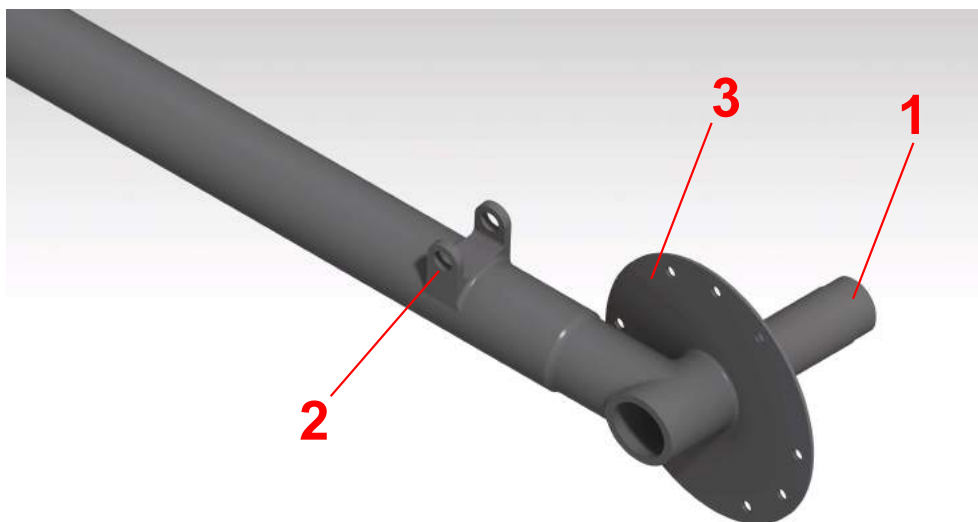


Obr. 7.7: Uložení hlavice nohy na čepu kotevního žebra

7.2.3 Píst tlumiče hlavního podvozku

Píst tlumiče hlavního podvozku je svařenec, na kterém je na ose (1) uloženo kolo hlavního podvozku a ke kterému jsou v dolní části k držáku (2) připojeny torzní nůžky. K talíři (3) na ose kola je připevněna pneumatická brzda.

Píst je uložen ve válci tlumiče a proti pootočení je zajištěn torzními nůžkami.



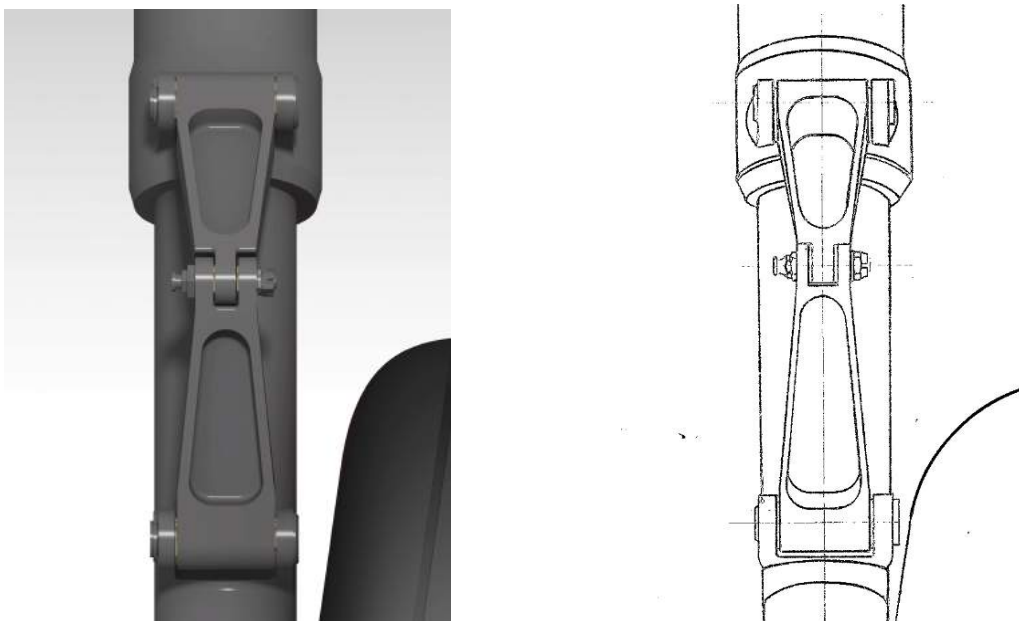
Obr. 7.8: Píst tlumiče hlavního podvozku

7.2.4 Torzní nůžky

Torzní nůžky spojují píst a válec tlumiče a zachytávají krouticí moment a tak zabraňují pístu v otáčení. Uloženy jsou v držácích na příslušných dílech.



Obr. 7.9: Torzní nůžky



Obr. 7.10: Porovnání rekonstruovaných torzních nůžek s původními [20]

7.2.5 Pneumatika, ráfek a brzda

Na původním letadle byla použita pneumatika Conti o rozměrech 650 x 180 mm. Jednalo se o pneumatiku s příčným vzorkem určenou pro vzlety z travnatých drah a jiných ploch o podobných vlastnostech povrchu.

K ráfku chybí jakékoliv informace, pouze z fotografií je zřetelné, že vnější disk byl plný bez prolisů či šroubů, pouze s otvorem pro ventilék [3, str. 71]. Dle monografie [3, str. 83] byla kola vybaveny pneumatickými bubnovými brzdami, které dle polohy uchycení kola na nohu podvozku musely být umístěny ve vnitřním prostoru ráfku.

Jelikož původní typy pneumatik se dnes již dávno nevyrábí, bylo by je nutné nechat podle historické dokumentace vyrábět na zakázku, pokud by se podařilo získat bližší informace o konstrukci a dostatek financí. Protože ale žádné bližší parametry nejsou známy, byla zvolena pneumatika, která ze současně dostupných typů rozměrově co nejvíce odpovídá původní.

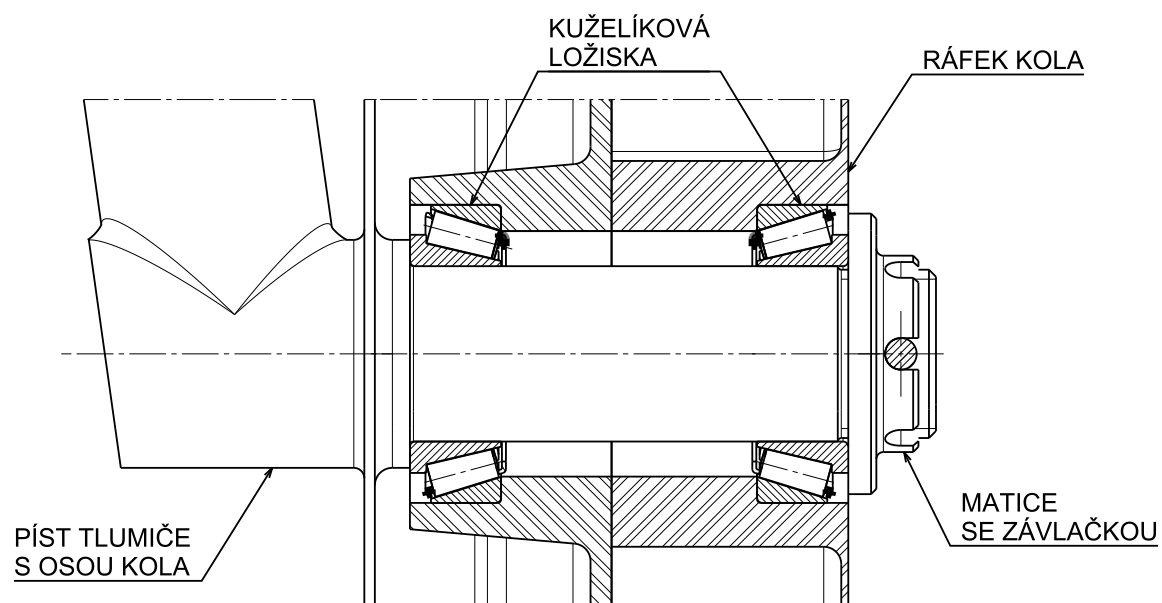
V rámci snahy o co nejvěrnější napodobení by bylo nejlepší použít pneumatiku Goodyear z kategorie, kterou výrobce klasifikuje jako *Type III*, tedy jako typ určený pro starší pístová letadla. Jelikož ale v této kategorii svými rozměry pneumatiky neodpovídají původní, byla vybrána pneumatika z klasifikace *Three Part Name Size*. Konkrétně se jedná o pneumatiku s číslem 256K43-3 z kategorie RIB o rozměrech přibližně 654 x 172 mm (25.75 x 6.75 in). Veškeré parametry pneumatiky jsou uvedeny v příloze, kde jsou vybrány příslušné strany katalogu výrobce. [7]

Stejná situace je i v případě ráfku. Pro zvolený typ pneumatiky se nepodařilo dohledat vhodný komerční typ ráfku, který by bylo možné použít a vzhledově by odpovídal původnímu. Bylo nutné tedy podobu ráfku navrhnout⁵. Srovnání navrženého kola s původním podle jediné použitelné fotografie z monografie [3, str.83] je na obrázku 7.11.

⁵V případě, že by se podařilo dohledat detailní informace o původní pneumatice a ráfku a vyráběla se úplná replika, není problém kola zaměnit.



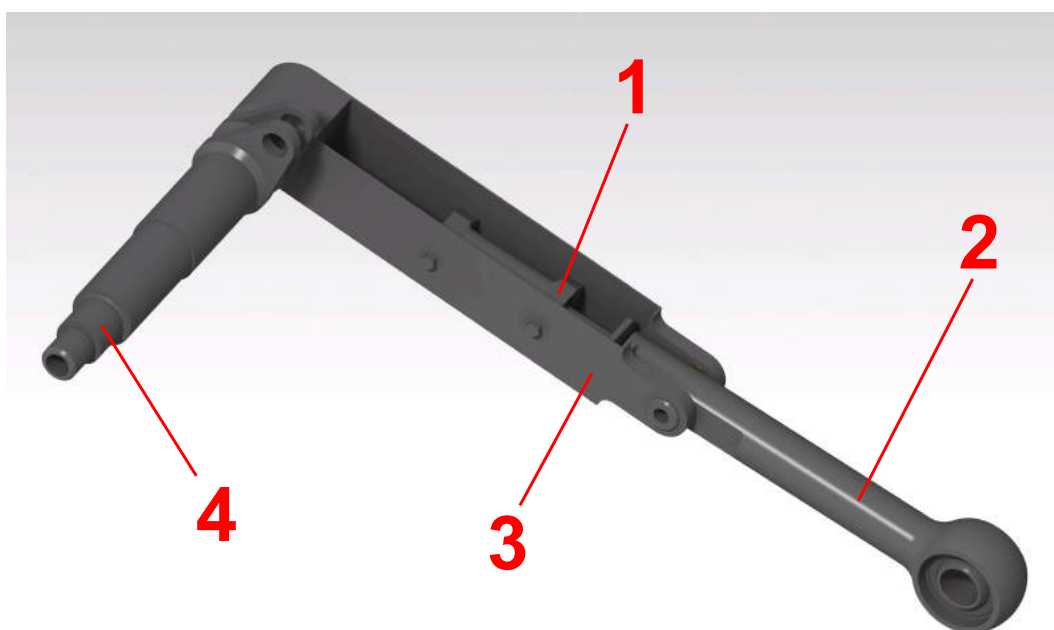
Obr. 7.11: Srovnání pneumatiky a ráfku hlavního podvozku pro repliku s původním typem [3]



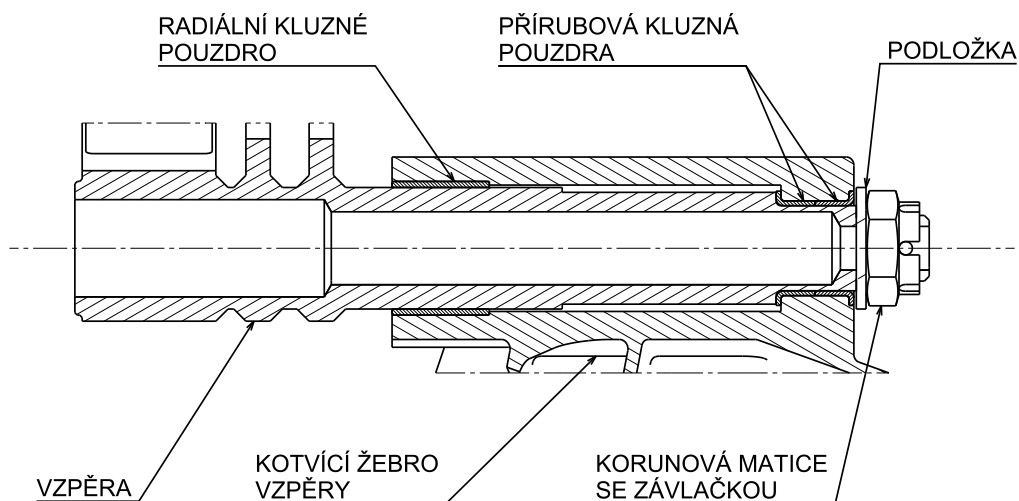
Obr. 7.12: Uložení kola na ose pístu tlumiče

7.2.6 Zalamovací vzpěra

Ve vysunuté poloze je hlavní podvozek zajištěn prolomením zalamovací vzpěry. V otevřené poloze je zajištěna hydraulickým zámkem na vzpěře (1) a zámkem v hydraulickém válci pro zatahování podvozku. Dolní rameno vzpěry (2) je řešeno jako plná tyč s okem pro připojení na čep hlavice nohy. Horní rameno vzpěry (3) je řešeno jako tenkostěnný frézovaný díl s přivařeným čepem (4) pro uchycení v žebro a s držákem pro připojení hydraulického válce pro zatahování.

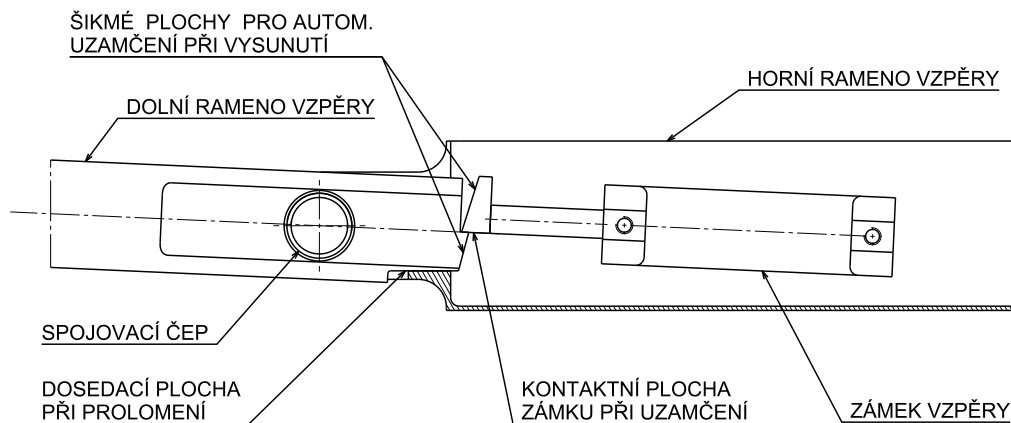


Obr. 7.13: Zalamovací vzpěra hlavního podvozku



Obr. 7.14: Detail uložení horního ramene vzpěry v žebro

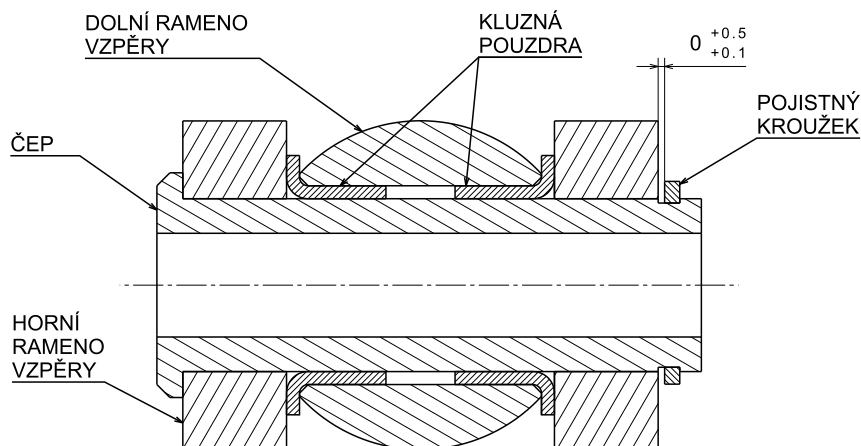
Zámek vzpěry je řešen hydraulickým pístem s pružinou, která drží zámek v uzamknuté poloze. Hydraulika působí pouze při odemykání zámku proti pružině a zasunuje píst. Tím dojde k odemknutí podvozku.



Obr. 7.15: Zámek vzpěry hlavního podvozku

7.2.7 Pohybové spoje

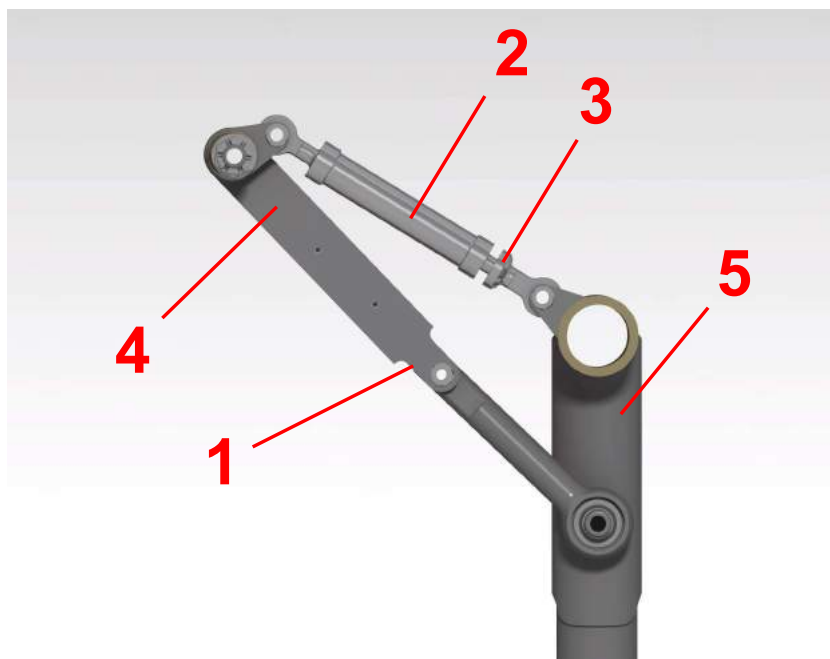
Pohybové spoje jsou řešeny čepy, které jsou z prostorových důvodů zajištěny pojistnými kroužky pojištěnými drátkem. Tření je redukováno kluznými pouzdry, případně kluznými naklápěcími radiálními ložisky.



Obr. 7.16: Příklad pohybového spoje u hlavního podvozku

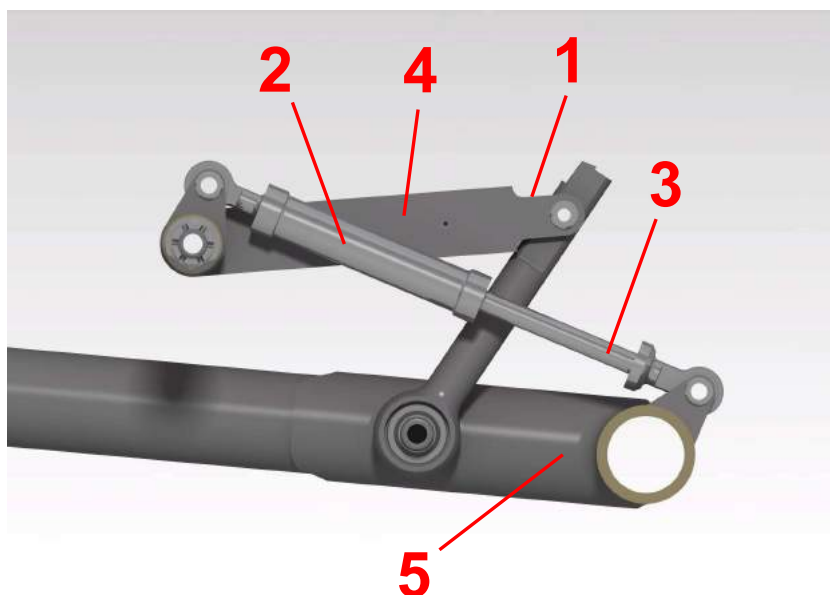
7.2.8 Způsob zatahování

Při zatahování se nejprve působením hydraulického tlaku odemkne zámek vzpěry (1) a zámek v hydraulickém válci (2). Následně je vysouván píst hydrauliky (3), který otáčí horním ramenem vzpěry (4) a zároveň hlavici nohy (5) a podvozek se tak postupně zasouvá. Při dosažení zasunuté polohy je uzamknut hydraulický zámek ve válci (2), který drží celý podvozek v zasunuté poloze.



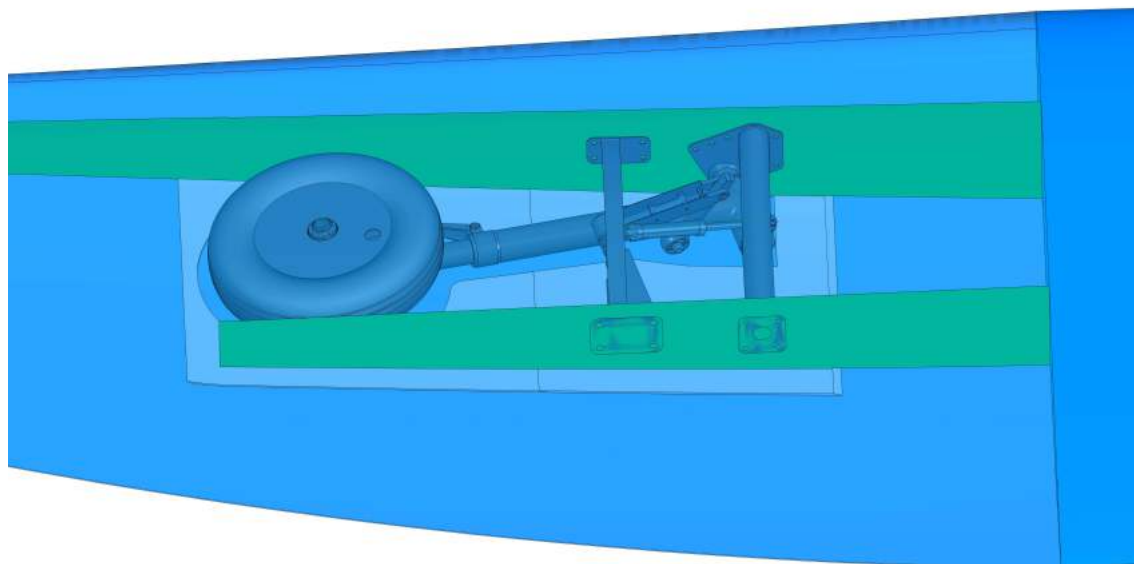
Obr. 7.17: Vysunutý stav hlavního podvozku

Při vysouvání podvozku je nejprve odemknut zámek v hydraulickém válci (2) a poté se působením tlaku (a vlastní hmotnosti podvozku) zasunuje píst hydrauliky (3), který otáčí horním ramenem vzpěry (4) a hlavicí nohy (5), a podvozek se začne vysouvat. Při dosažení vysunuté polohy dojde k prolomení vzpěry (4), automatickému uzamknutí zámku vzpěry (1) a uzamknutí zámku v hydraulickém válci (2).



Obr. 7.18: Zatažený stav hlavního podvozku

Při konstrukci zatahovacího mechanismu bylo kontrolováno, zda se noha a kolo hlavního podvozku vejde do vymezeného prostoru v křídle mezi oba nosníky a mezi horní a dolní potah. Pro konstrukci byly použity příslušné plochy v modelu, později byla pozice podvozku v křídle kontrolována přímo umístěním do navrhovaného křídla.



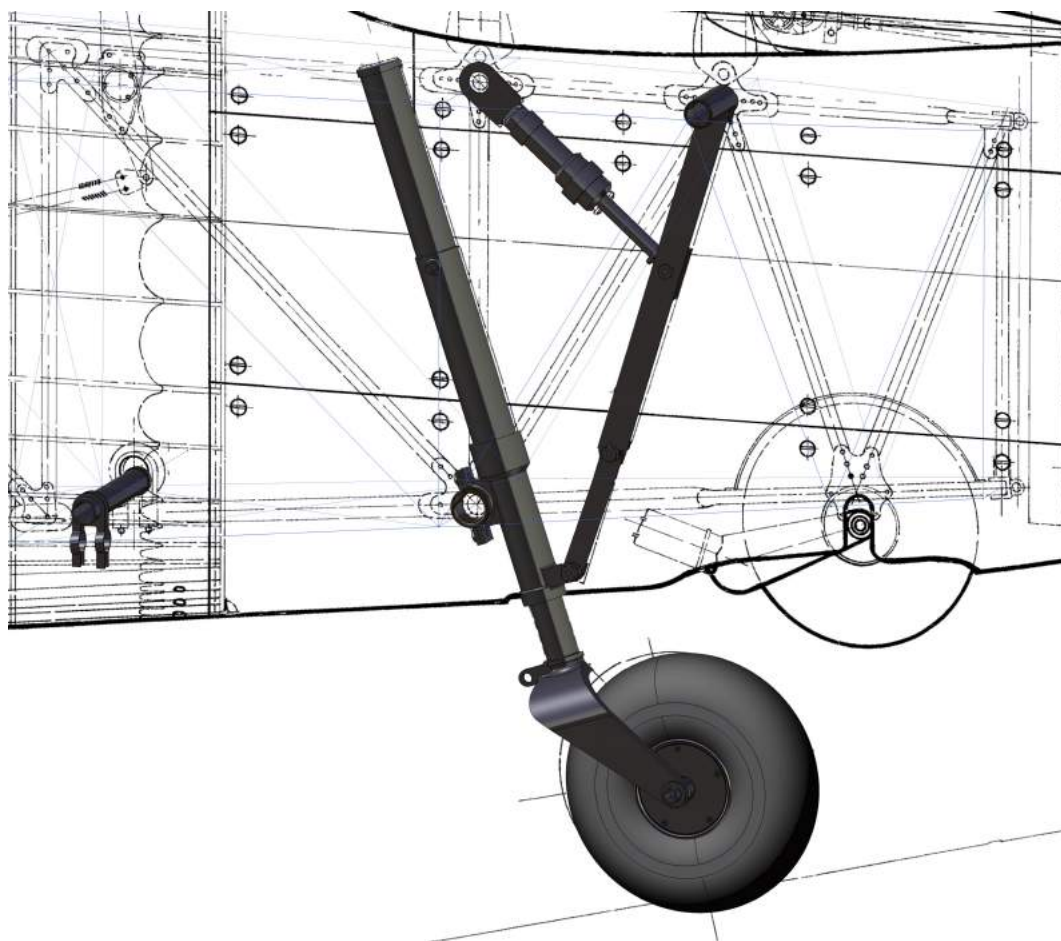
Obr. 7.19: Kontrola polohy podvozku v zasunutém stavu v křídle

7.2.9 Tlumič

Hlavní podvozek byl vybaven olejo-pneumatickým [3, str. 83] tlumičem s maximálním stlačením okolo 180 mm. Řešení tlumiče ani jeho výpočet není součástí práce.

7.3 Konstrukce ostruhy

Návrh ostruhy byl z větší části vytvořen podle nepříliš detailního vykreslení obrysu ostruhy v bočním řezu celým letounem (viz obr. 3.4/str. 9). V případě, že potřebné informace chyběly, byla použita nejvýhodnější řešení z hlediska kinematiky zatahování a pevnosti podvozku.



Obr. 7.20: Způsob rekonstrukce ostruhy z dochovaného výkresu [20]

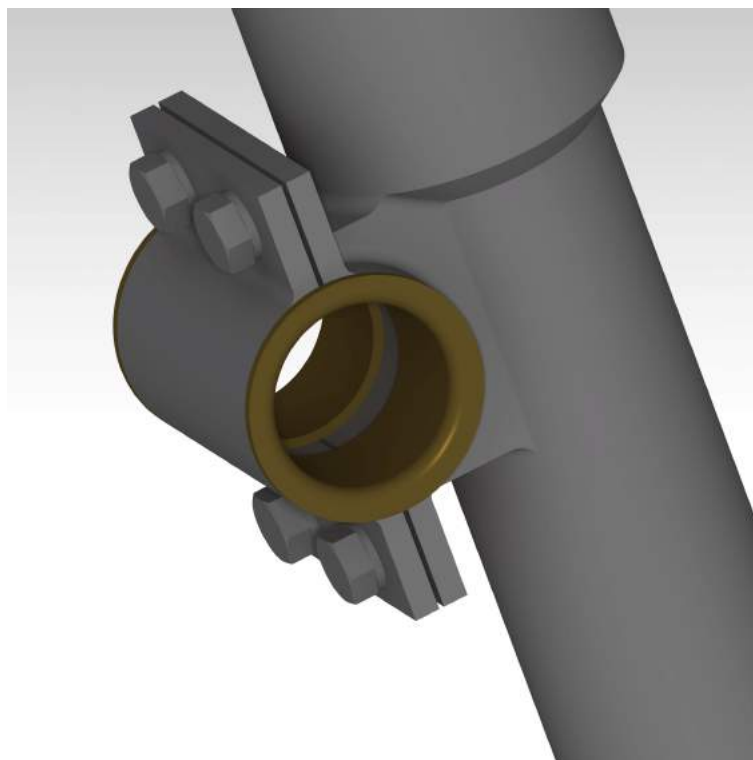
7.3.1 Noha ostruhového podvozku

Noha ostruhového podvozku zprostředkovává napojení ostruhového podvozku na konstrukci letounu. V noze je uložena vidlice ostruhy a olejo-pneumatický tlumič a k držáku ve spodní části je připojena zalamovací vzpěra. Noha ostruhy je zobrazena na obrázku 7.21

Noha ostruhového podvozku je ukotvena k trubce příhradové konstrukce a vymezena na středu z obou stran osazením. Objímka nohy je proto půlená a stejně tak je půlené i kluzné pouzdro. Průměr trubky konstrukce pro připojení ostruhy je 35 mm, vnitřní průměr objímky 40 mm a délka mezery mezi osazeními 65 mm. Obě půlky objímky jsou k sobě spojeny čtyřmi šrouby pojištěnými drátkem. Celý spoj je vidět na obrázku 7.22.



Obr. 7.21: Noha ostruhy



Obr. 7.22: Detail ukotvení nohy ostruhového podvozku ke konstrukci trupu

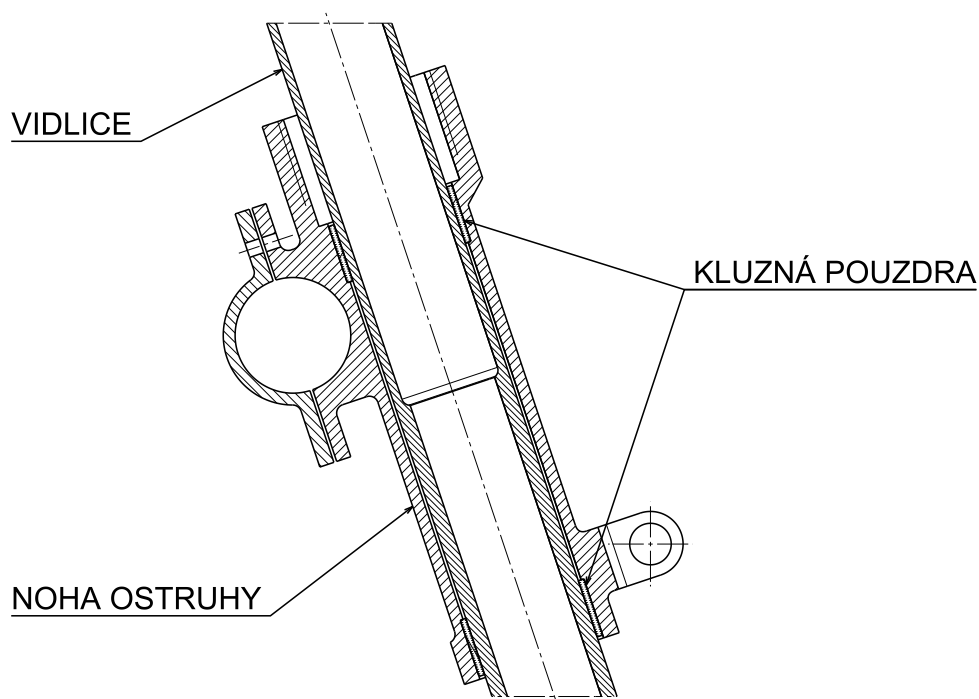
7.3.2 Vidlice

Vidlice ostruhy, ve které je uloženo ostruhové kolo, má podobu frézovaného profilu, jehož válcová část je uložena v noze ostruhy. K vidlici je uchycena osa kola (1) a k držáku (2) případně připojena aretace ostruhy.

Vidlice ostruhy je uložena v noze ve dvojici kluzných pouzder. Toto uložení je otočné a umožňuje otáčení ostruhy o 360°, pokud není zaaretována či zasunuta [16, str. 21].



Obr. 7.23: Vidlice ostruhy



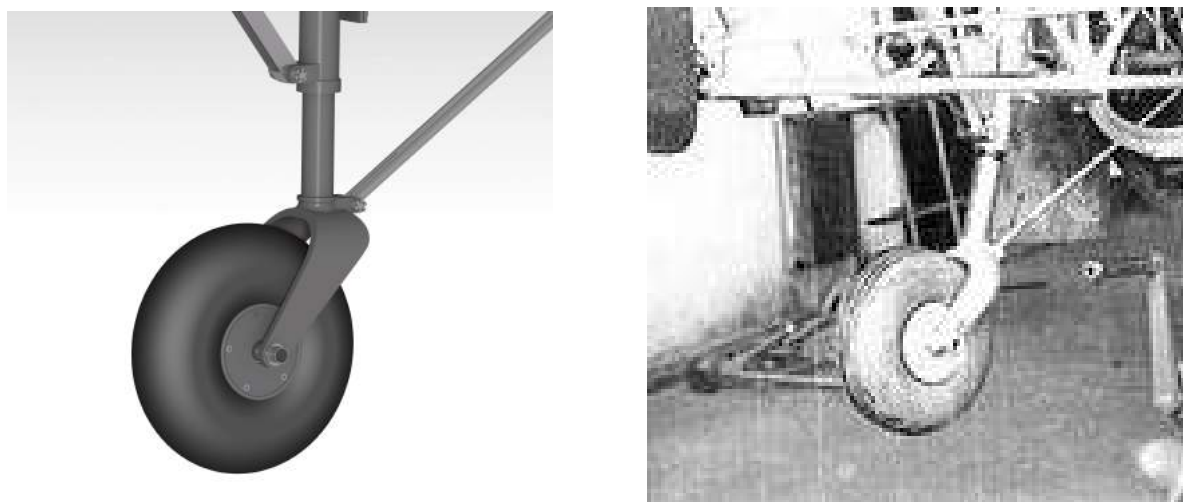
Obr. 7.24: Uložení vidlice ostruhy

7.3.3 Ráfek a pneumatika

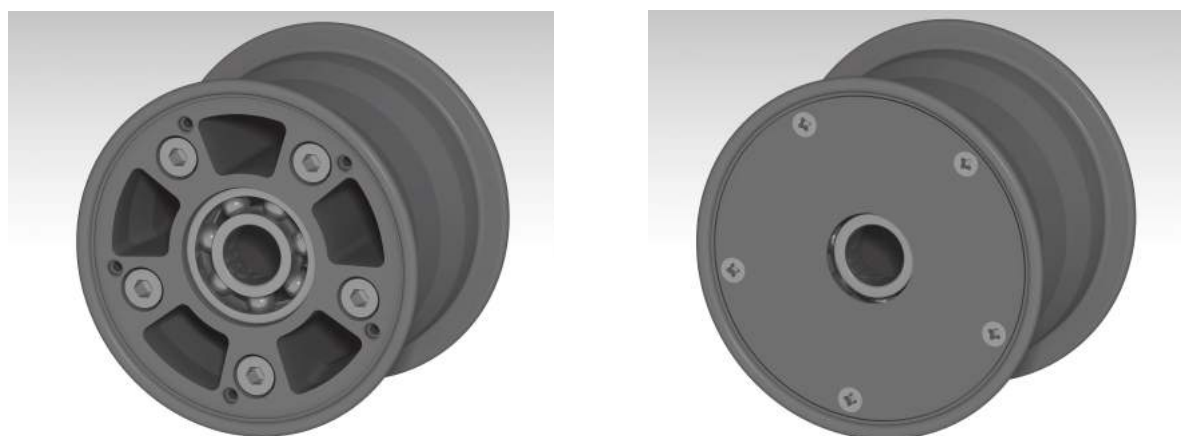
Původní pneumatika ostruhy Conti měla velikost 290 x 110 mm a na rozdíl od pneumatiky hlavního podvozku podélný vzorek. Ráfek byl dle fotografií z obou stran plochý bez prolisů či šroubů. Vzhledem k nízké kvalitě dostupných fotografií to ale není jednoznačné.

Z důvodů, již uvedených v kapitole 7.2.5, byla pro repliku použita komerčně dostupná pneumatika. Zvolen byl plášť s mírně větším průměrem 310 mm Mitas Aero 4“ (K-04P-001) od firmy „Kašpar a synové-strojírna Kalmar s.r.o.“ [9]. Příslušné ráfky, jako například 4“ eco (K-114a-000) nevyhověly požadavkům na pevnost a únosnost ložisek, proto bylo nutné ráfek navrhnout.

Zvolená pneumatika vzhledově víceméně odpovídá původní, ráfek byl vytvořen tak, aby odpovídal dostupným fotografiím.

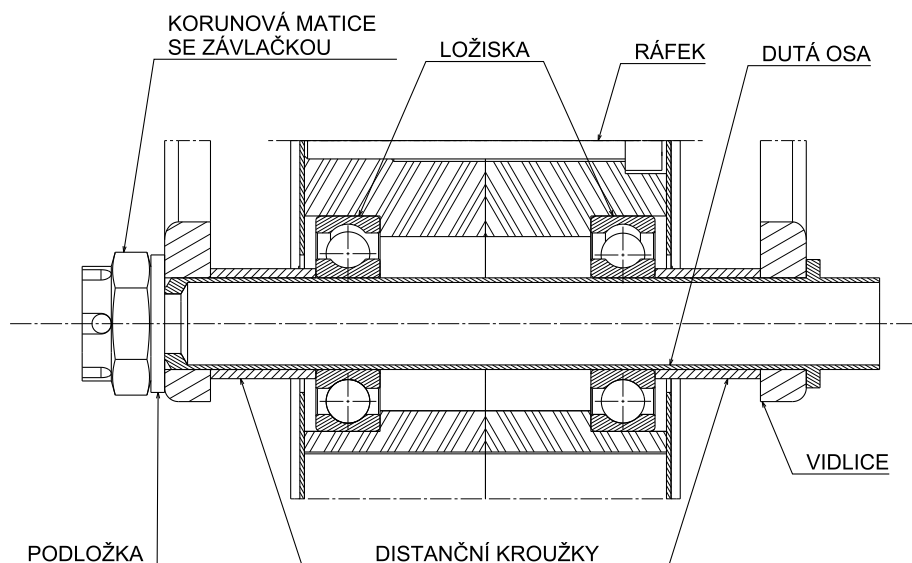


Obr. 7.25: Srovnání nové pneumatiky s původním typem [21]



Obr. 7.26: Ráfek ostruhového kola a jeho zakrytí

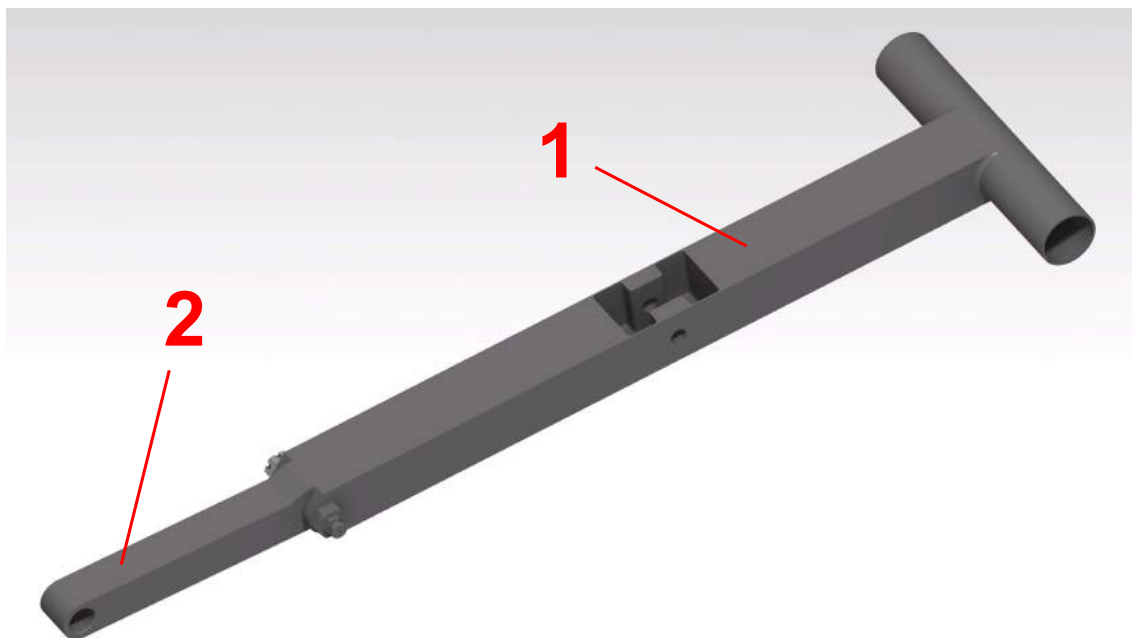
Kolo je uloženo na ose ve vidlici, na středu je vymezeno dvojicí distančních kroužků z obou stran. Hřídel je z jedné strany opatřena osazením a z druhé strany k vidlici dotažena korunovou maticí s podložkou a pojištěnou závlačkou. Spoj je znázorněn na obrázku 7.27.



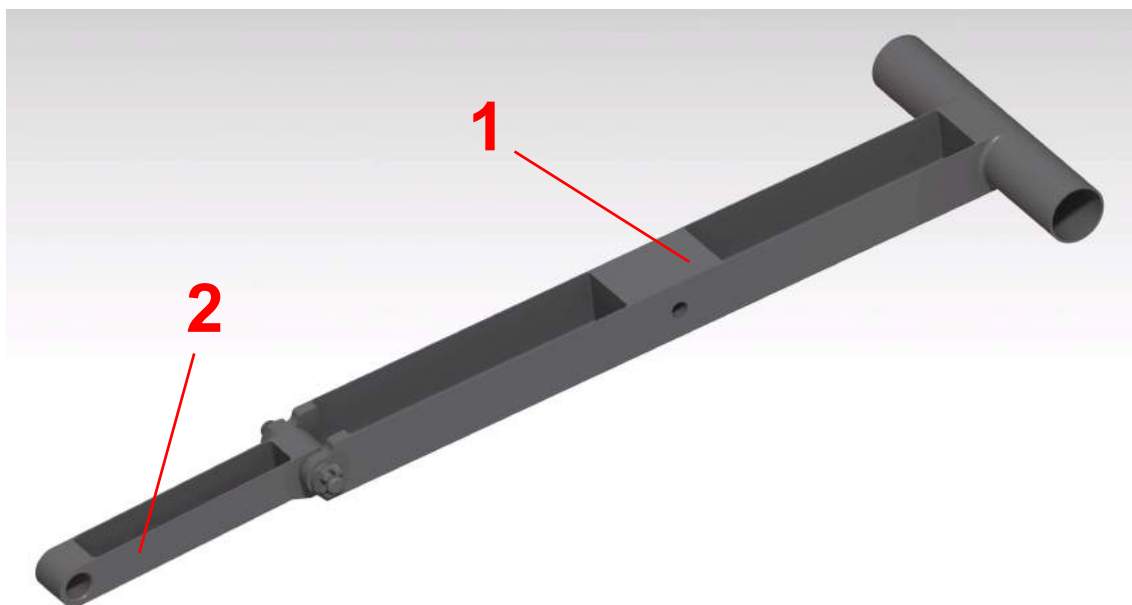
Obr. 7.27: Uložení ostruhového kola ve vidlici

7.3.4 Zlamovací vzpěra

Ve vysunuté poloze je ostruha zajištěna prolomením zlamovací vzpěry. V prolomené poloze vzpěry udržuje vysunutý hydraulický válec (viz. kap. 7.3.6). V případě, že válec nebo hydraulika nejsou v provozu, o prolomení vzpěry by se případně mohla postarat zkrutná pružina. Horní (1) i dolní (2) rameno vzpěry jsou řešena jako tenkostěnné frézované díly. Pomocí vzpěry také hydraulický válec zatahuje ostruhu.

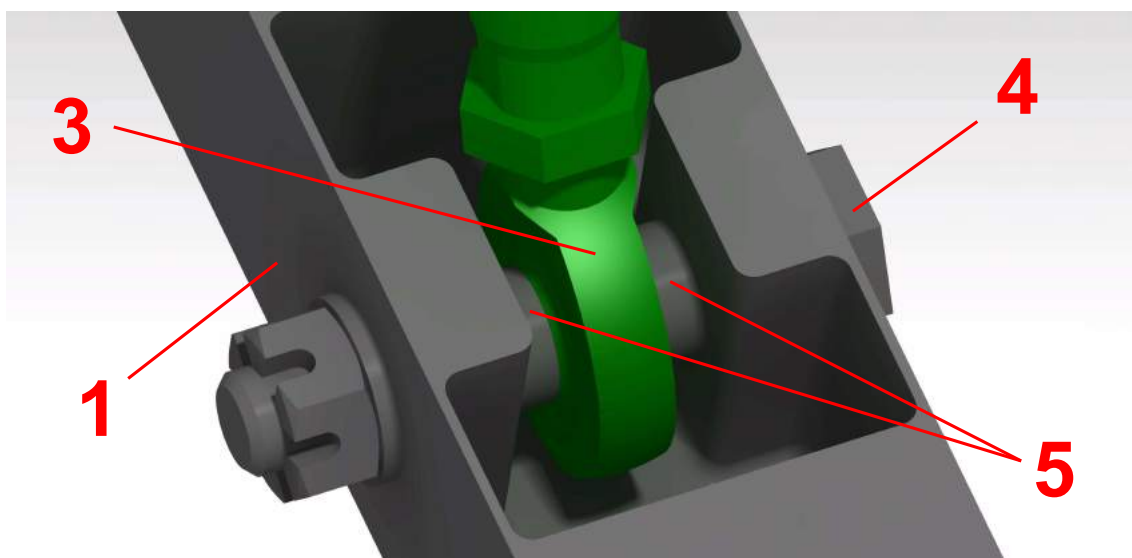


Obr. 7.28: Zlamovací vzpěra ostruhy



Obr. 7.29: Zalamovací vzpěra ostruhy zespodu

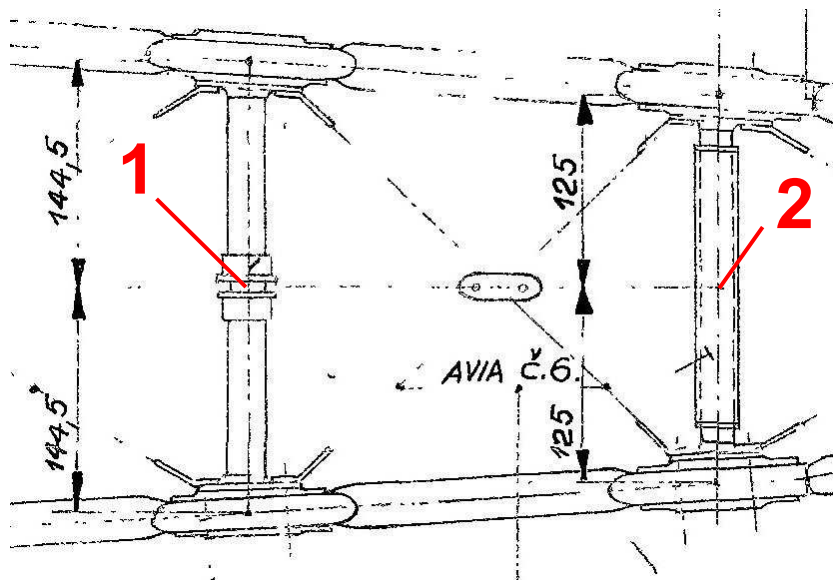
Na jedné straně je vzpěra uchycena pohybovým spojem v držáku na spodní části nohy, na druhé straně je přichycena k pevné části konstrukce trupu. Obě ramena vzpěry jsou spojena přibližně v 1/4 délky celé vzpěry blíže noze ostruhy. Přibližně v 1/2 horního ramene zalamovací vzpěry (1) je připojen píst hydraulického válce (3), který ovládá zatahování podvozku a zároveň drží polohu vzpěry. Píst (3) je připojen ke vzpěře (1) dutým šroubem (4) skrze kloubovou hlavu a vystředěn distančními kroužky (5).



Obr. 7.30: Připojení hydraulického válce na horní rameno vzpěry

Na obrázku 7.31 je výřez výkresu zadní části trupu, na kterém jsou vidět horní příčné trubky příhradoviny, na kterých je připevněn hydraulický válec a vzpěra. Předpokládá se, že horní uchy-

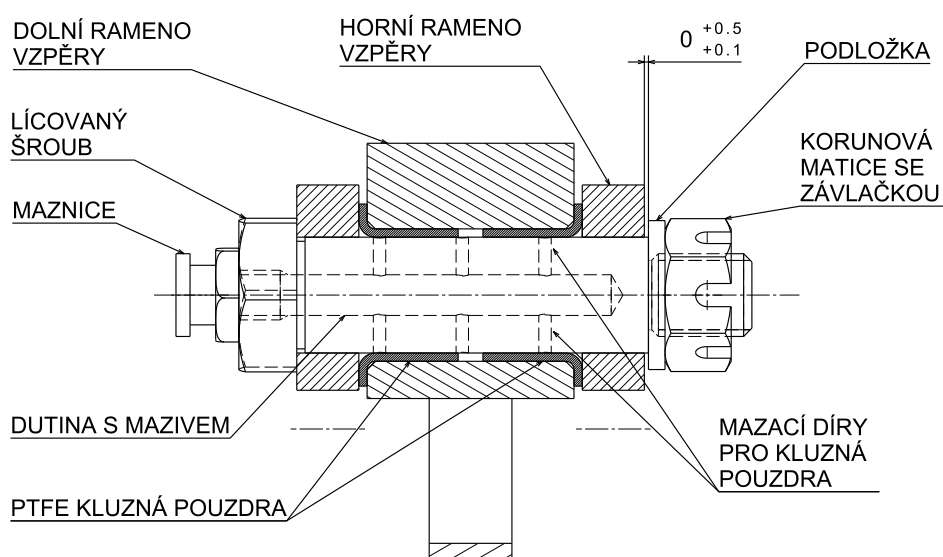
cení vzpěry do konstrukce je řešeno pouze nasunutím horního ramene vzpěry s pouzdry na trubku příhradoviny při její montáži, což by odpovídalo dané části zobrazené na obrázku 7.31 (pravá trubka v obrázku). Samotný způsob montáže válce a vzpěry do příhradoviny není předmětem řešení této práce.



Obr. 7.31: Část výkresu příhradoviny s místy připojení hydr. válce (1) a vzpěry (2) [20]

7.3.5 Pohybové spoje

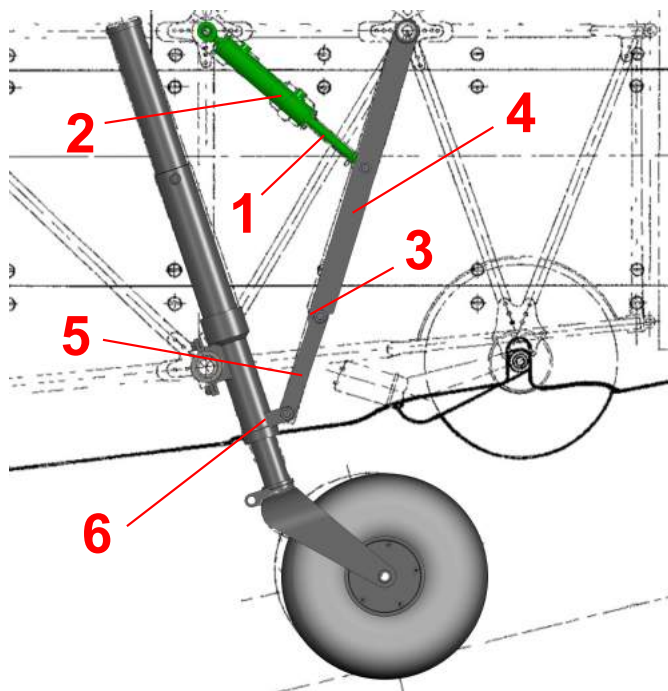
Pohybové spoje jsou řešeny lícovanými šrouby, s osazením a zajištěním podložkou a korunovou maticí se závlačkou. Šroub je dutý, vyplněný mazivem a opatřený maznicí. Mazivo se skrze otvory dostává na kontaktní plochu lícovaného šroubu a kluzných pouzder.



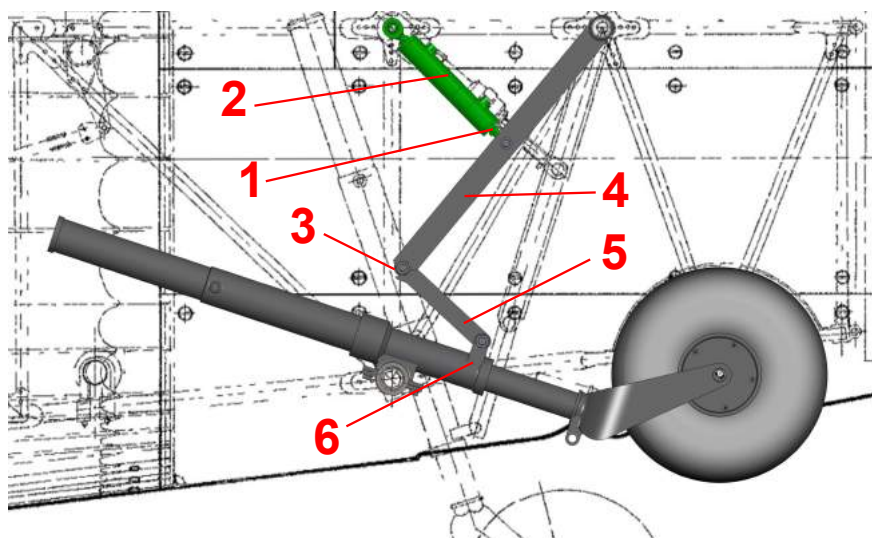
Obr. 7.32: Příklad řešení pohybového spoje ostruhy

7.3.6 Způsob zatahování

Při zatahování se odemkne zámek v hydraulickém válci (2) a začne se zasouvat píst hydrauliky (1), který odemkne zámek ostruhy (3) a otáčí horním ramenem zalamovací vzpěry (4) směrem vzhůru. To vytahuje nahoru skrze spodní rameno (5) i držák vzpěry na noze (6) ostruhy a tím ji otáčí do zavřené polohy. V zavřené poloze vzpěru drží zámek ve válci hydrauliky (2) a část kola vyčnívá z trupu. Vysouvání ostruhy probíhá obdobně v přesně opačném pořadí.



Obr. 7.33: Ostruha ve vysunuté poloze



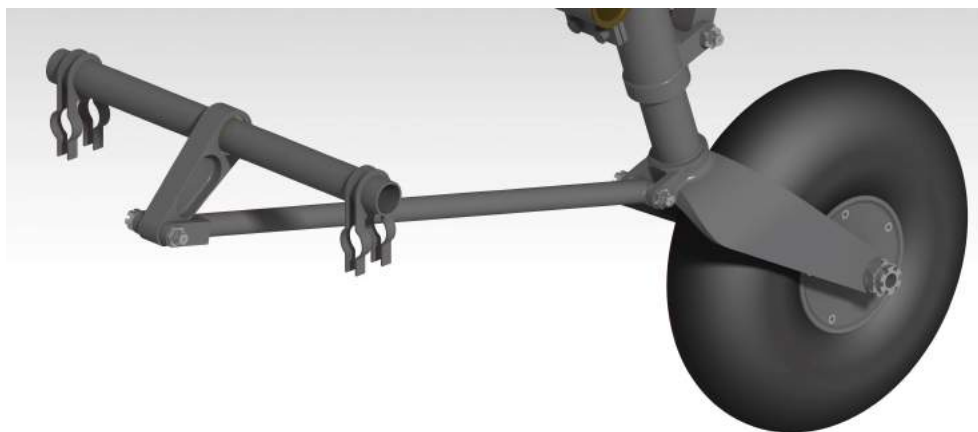
Obr. 7.34: Ostruha v zatažení poloze

7.3.7 Řízení a aretace

Dle informací nelze spolehlivě určit, zda ostruha byla řízena, nebo ne. Nicméně, jelikož se o řízení ostruhy nikde přímo nepíše, na obrázku systému řízení letounu jakýkoliv způsob ovládní ostruhy chybí [3, str. 57], a bylo možné diferenciovat intenzitu brzdění pro jednotlivá kola hlavního podvozku [3, str. 83], je nejpravděpodobnější, že ostruha byla neřízena.

Podle zkušební zprávy tedy byla ostruha pouze otočná o 360° s možností ji ve střední poloze zaaretovat. Zpět do střední polohy pro zatahování se ostruha dostávala působením tlumiče. [16, str. 21]

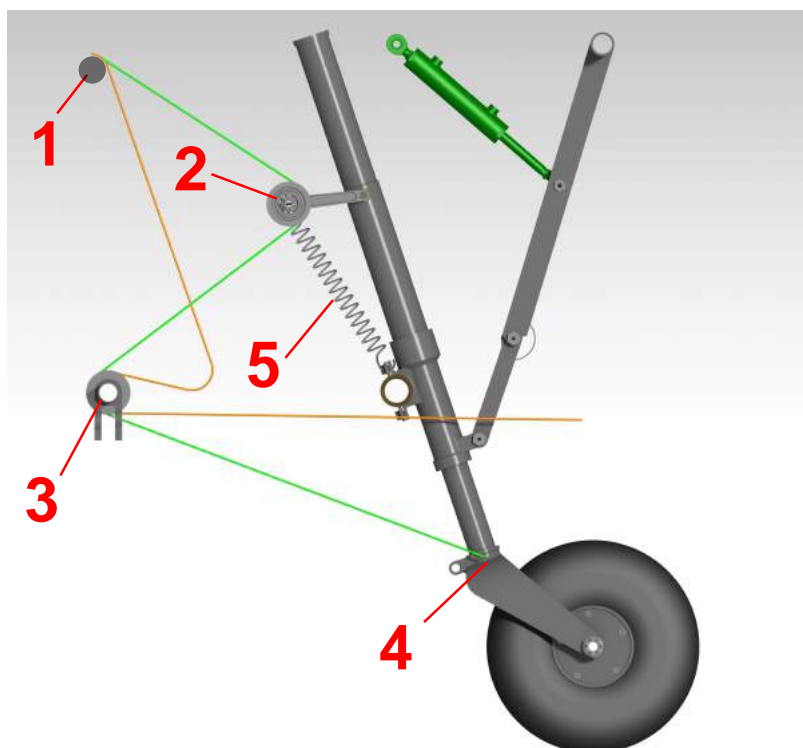
Způsob aretace není úplně zřejmý. Z několika nepříliš kvalitních fotografií (viz obr. 7.25/str. 45) lze vytušit pravděpodobný způsob, který je znázorněn na obrázku 7.35. Dle způsobu aretace a absence řízení ostruhy se zdá, že aretaci a odaretování bylo možné provést pouze na zemi a to zvenku. Ačkoliv tento způsob rozhodně není ideální, a není jistý jeho účel, zdá se, že u repliky byl takto aplikován.⁶



Obr. 7.35: Aretace ostruhy

Jelikož tento způsob aretace vychází poměrně těžký, bylo by jistě lepší využít osu, na kterou je připojena aretace pro řízení ostruhy. Jednou z možností (viz obr. 7.36/str. 51) by bylo využít osu, na které je připevněno rameno pro řízení výškového kormidla (1) a vést lanka přes další kladky umístěné na noze ostruhy (2) a na ose pro připojení aretace (3). Lanka by pak byla přímo připevněna na boky vidlice (4). Kladka na noze by kompenzovala délku lanek a pomocí pružiny (5) by je i napínala. V případě vytaženého stavu ostruhy by pružina měla malý prostor pro natahování lanka a prakticky by na ní v případě zatížení lanka od řízení nepůsobila žádná síla (na obrázku 7.36 zeleně), zatímco v zatažené poloze by lanko pouze natahovalo pružinu (na obrázku 7.36 oranžově), což je žádoucí z důvodu zachování řízení směrového kormidla a neměnné polohy zasunutého kola ostruhy.

⁶Není vyloučeno, že systém aretace vypadal jinak, ale z dostupných materiálů toto nelze zjistit.



Obr. 7.36: Návrh řízení ostruhy

7.3.8 Tlumič

Ostruhový podvozek byl vybaven olejo-pneumatickým tlumičem.[16, str. 21] s maximálním stlačením okolo 120 mm. V rámci konstrukce s jednoduchou variantou tlumiče byla určena pouze pravděpodobná hmotnost a její rozložení.

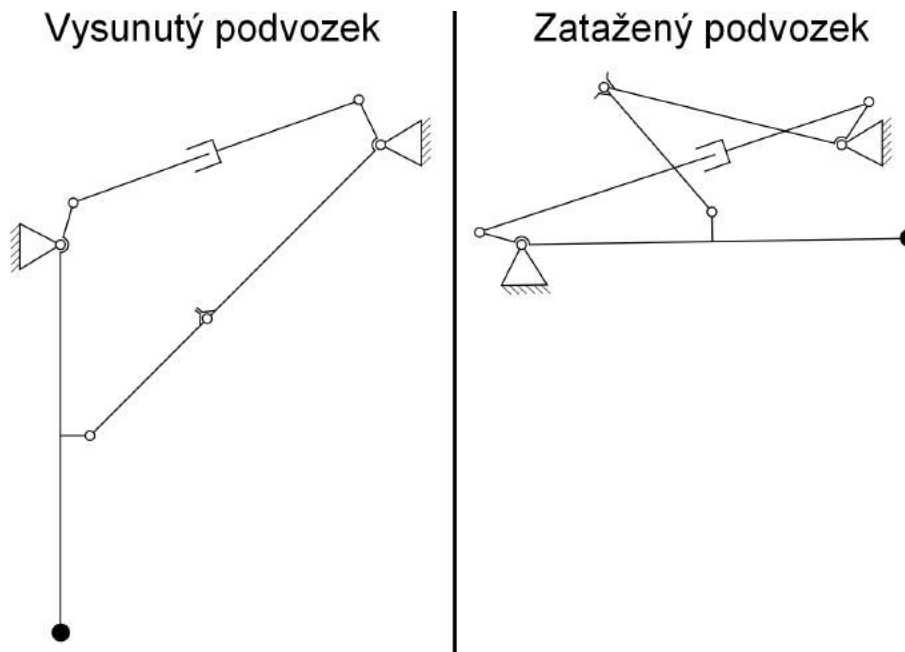
Návrh tlumiče ani jeho výpočet není vzhledem ke svojí složitosti a náročnosti předmětem této práce.

8 Kinematika a dynamika

8.1 Hlavní podvozek

8.1.1 Kinematické schéma zatahování

Jedná se o mechanismus s 1° volnosti. Pohyb zajišťuje hydraulický válec naznačený na kinematickém schématu. Vzpěra a hydraulický válec leží v jiné rovině (která je s rovinou mechanismu rovnoběžná), proto je možné uvedené „překrytí“ těles mechanismu.



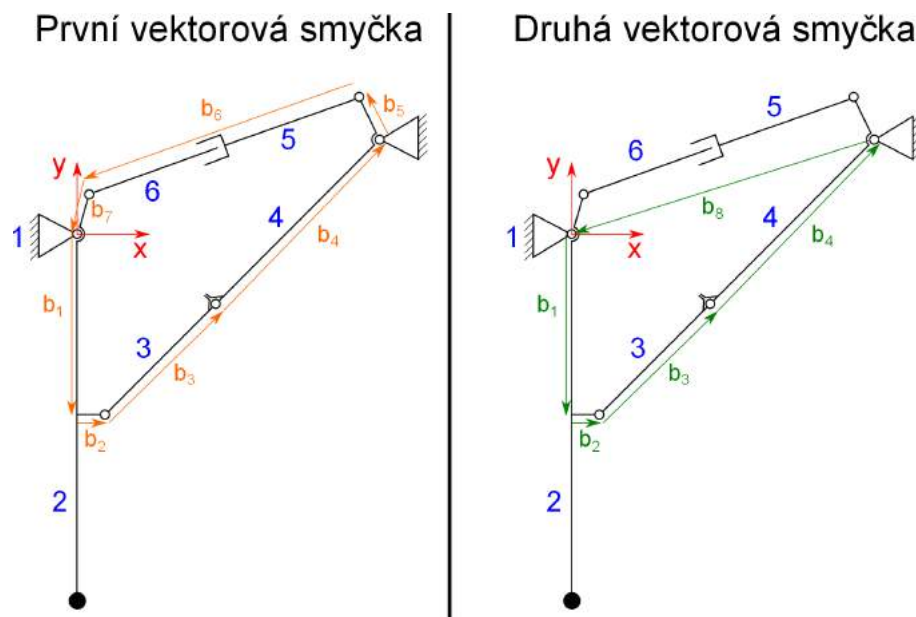
Obr. 8.1: Zjednodušené schéma mechanismu zatahování hl. podvozku

8.1.2 Analytické vyšetření mechanismu

Výpočet kinematiky byl proveden metodou vektorových smyček. Potřebný počet smyček se určí z počtu vazeb (kinematických dvojic) a počtu těles v mechanismu.

$$n_{sm} = n_{kd} - n_t + 1 = 7 - 6 + 1 = 2 \quad (8.1)$$

Zakreslení vektorových smyček do schéma mechanismu je znázorněno na obrázku 8.2.



Obr. 8.2: Zavedení vektorových smyček mechanismu zatahování hl. podvozku

i	b_i [mm]	β_i [rad]	Dodatečné podmínky
1	208,96	z_1	
2	0	z_2	$z_2 = z_1 + \pi/2$
3	240	z_3	
4	338,815	z_4	
5	55	z_5	$z_5 = z_4 + 1,920$
6	q	z_6	
7	75	z_7	$z_7 = z_1 - 0,960$
8	454,642	3,602	

Tab. 8.1: Parametry vektorů smyček hl. podvozku

Podle zprávy [16, str. 21] byl na zemi podvozek zatažen za 3 s. V případě součinnosti s klapkami se doba prodloužila na 7,5 s.

Za předpokladu konstantní rychlosti posuvu pístu pro nezávislý parametr q platí vztah, kde $l_{p0} = 346,63$ mm a $v_p = 45$ mm/s. Maximální délka hydraulického pístu tak bude 482,7 mm.

$$q = l_{p0} + v_p t = 346,63 + 45 t \quad (8.2)$$

Pro uzavřené smyčky platí:

$$\sum_{i=1}^n b_{ix} = 0 \quad (8.3)$$

$$\sum_{i=1}^n b_{iy} = 0 \quad (8.4)$$

Lze tak pro dané 2 smyčky napsat 4 nezávislé rovnice .

$$0 = f_1 = 208,96 \cos(z_1) + 0 \cos\left(z_1 + \frac{\pi}{2}\right) + 240 \cos(z_3) + 338,815 \cos(z_4) + \\ + 55 \cos(z_4 + 1,920) + q \cos(z_6) + 75 \cos(z_1 - 0,960) \quad (8.5)$$

$$0 = f_2 = 208,96 \sin(z_1) + 0 \sin\left(z_1 + \frac{\pi}{2}\right) + 240 \sin(z_3) + 338,815 \sin(z_4) + \\ + 55 \sin(z_4 + 1,920) + q \sin(z_6) + 75 \sin(z_1 - 0,960) \quad (8.6)$$

$$0 = f_3 = 208,96 \cos(z_1) + 0 \cos\left(z_1 + \frac{\pi}{2}\right) + 240 \cos(z_3) + 338,815 \cos(z_4) + \\ + 454,642 \cos(3,602) \quad (8.7)$$

$$0 = f_4 = 208,96 \sin(z_1) + 0 \sin\left(z_1 + \frac{\pi}{2}\right) + 240 \sin(z_3) + 338,815 \sin(z_4) + \\ + 454,642 \sin(3,602) \quad (8.8)$$

Pro dané rovnice platí:

$$f = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} \quad z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix}$$

Jacobiho matice J_q a J_z pro daný mechanismus a vektor neznámých z budou mít tedy následující tvar.

$$J_q = \frac{df}{dq} = \begin{bmatrix} \cos(z_6) \\ \sin(z_6) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8.9)$$

$$J_z = \frac{df}{dz} = \begin{bmatrix} \frac{df_1}{dz_1} & \frac{df_1}{dz_3} & \frac{df_1}{dz_4} & \frac{df_1}{dz_6} \\ \frac{df_2}{dz_1} & \frac{df_2}{dz_3} & \frac{df_2}{dz_4} & \frac{df_2}{dz_6} \\ \frac{df_3}{dz_1} & \frac{df_3}{dz_3} & \frac{df_3}{dz_4} & \frac{df_3}{dz_6} \\ \frac{df_4}{dz_1} & \frac{df_4}{dz_3} & \frac{df_4}{dz_4} & \frac{df_4}{dz_6} \end{bmatrix} \quad (8.10)$$

$$\frac{df}{dz_1} = \begin{bmatrix} -251,978 \sin(z_1) + 61,436 \cos(z_1) \\ 251,978 \cos(z_1) + 61,436 \sin(z_1) \\ -208.96 \sin(z_1) \\ 208.96 \cos(z_1) \end{bmatrix} \quad \frac{df}{dz_3} = \begin{bmatrix} -240 \sin(z_3) \\ 240 \cos(z_3) \\ -240 \sin(z_3) \\ 240 \cos(z_3) \end{bmatrix}$$

$$\frac{df}{dz_4} = \begin{bmatrix} -320,016 \sin(z_4) - 51,687 \cos(z_4) \\ 320,016 \cos(z_4) - 51,687 \sin(z_4) \\ -338,784 \sin(z_4) \\ 338,784 \cos(z_4) \end{bmatrix} \quad \frac{df}{dz_6} = \begin{bmatrix} -q \sin(z_6) \\ q \cos(z_6) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Pro výsledný vektor \dot{z} platí rovnice:

$$J_q \dot{q} + J_z \dot{z} = 0 \quad (8.11)$$

$$\dot{z} = -J_z^{-1} J_q \dot{q} \quad (8.12)$$

V případě řešení \ddot{z} má rovnice tvar:

$$J_q \ddot{q} + J_z \ddot{z} + J_{qz} = 0 \quad (8.13)$$

$$\ddot{z} = -J_z^{-1} J_q \ddot{q} + J_{qz} \quad (8.14)$$

kde:

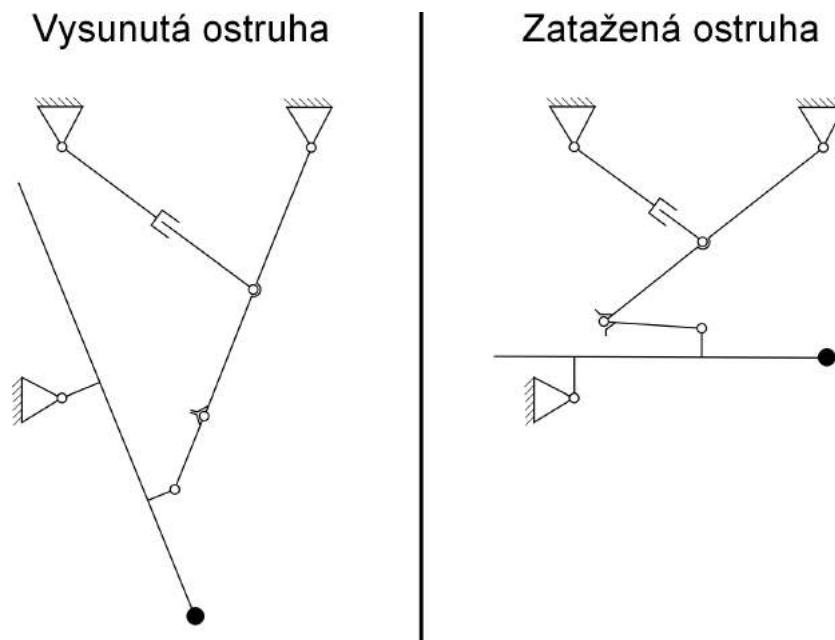
$$J_{qz} = \frac{\delta}{\delta t} J_q \dot{q} + \frac{\delta}{\delta t} J_z \dot{z} \quad (8.15)$$

Výpočet byl proveden v programu MALTAB. Výsledky hodnoty jsou uvedeny v kapitole 8.3.

8.2 Ostruha

8.2.1 Kinematické schéma zatahování

Stejně jako v případě hlavního podvozku se jedná o mechanismus s 1° volnosti, jehož pohyb je zajišťován hydraulickým válcem.



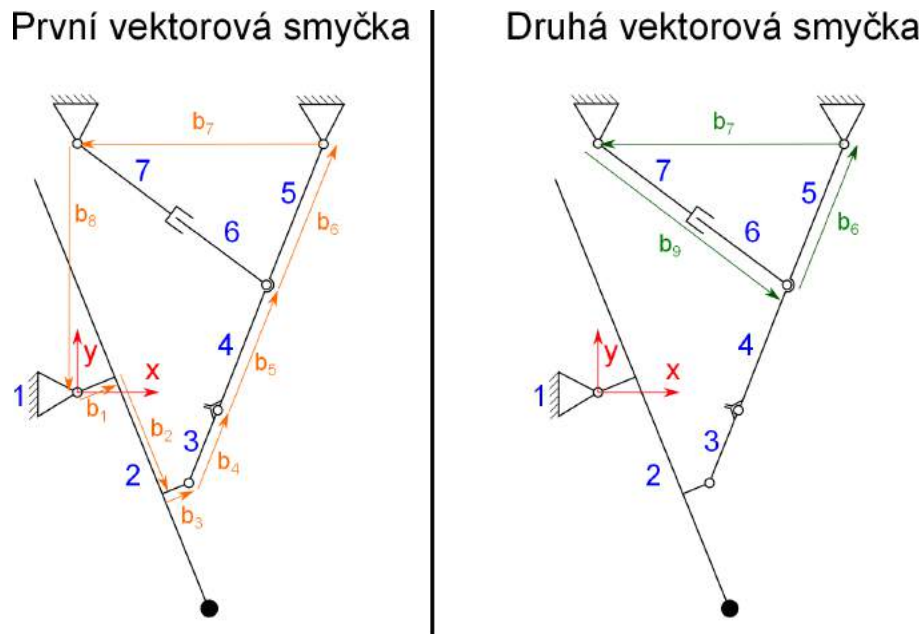
Obr. 8.3: Zjednodušené schéma mechanismu zatahování ostruhy

8.2.2 Analytické vyšetření mechanismu

Opět byla aplikována metoda vektorových smyček, jejichž počet se určil z počtu vazeb (kinematických dvojic) a těles daného mechanismu.

$$n_{sm} = n_{kd} - n_t + 1 = 7 - 6 + 1 = 2 \quad (8.16)$$

Vektorové smyčky jsou zakresleny na obrázku 8.4. Veškerý postup je analogický s postupem použitým u výpočtu hlavního podvozku. Jsou proto uvedeny pouze příslušné rovnice a matice.



Obr. 8.4: Zavedení vektorových smyček zatahování ostruhy

i	b_i [mm]	β_i [rad]	Dodatečné podmínky
1	45	z_1	$z_2 = z_1 - \pi/2$ $z_3 = z_2 + \pi/2 = z_1$
2	105	z_2	
3	47	z_3	
4	155	z_4	$z_6 = z_5$
5	232, 307	z_5	
6	215	z_6	
7	300	π	
8	504, 5	$3/2 \pi$	
9	q	z_9	

Tab. 8.2: Parametry vektorů smyček ostruhy

Při použití stejných časů pro zatažení jako u hlavního podvozku (3 s na zemi a 7,5 s v součinnosti s klapkami), platí pro q vztah, kde $l_{p0} = 314,5$ mm a $v_p = 27$ mm/s. Výsledná délka válce při zasunutí tedy bude 232,5 mm.

$$q = l_{p0} - v_p t = 314,5 - 27 t \quad (8.17)$$

$$0 = f_1 = 45 \cos(z_1) + 105 \cos\left(z_1 - \frac{\pi}{2}\right) + 47 \cos(z_1) + 155 \cos(z_4) + 230 \cos(z_5) + 216 \cos(z_5) + 300 \cos(\pi) + 504,5 \cos(z_9) \quad (8.18)$$

$$0 = f_1 = 45 \sin(z_1) + 105 \sin\left(z_1 - \frac{\pi}{2}\right) + 47 \sin(z_1) + 155 \sin(z_4) + 230 \sin(z_5) + 216 \sin(z_5) + 300 \sin(\pi) + 504,5 \sin(z_9) \quad (8.19)$$

$$0 = f_3 = 215 \cos(z_5) + 300 \cos(\pi) + q \cos(z_9) \quad (8.20)$$

$$0 = f_3 = 215 \sin(z_5) + 300 \sin(\pi) + q \sin(z_9) \quad (8.21)$$

$$J_q = \frac{df}{dq} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cos(z_9) \\ \sin(z_9) \end{bmatrix} \quad (8.22)$$

$$J_z = \frac{df}{dz} = \begin{bmatrix} \frac{df_1}{dz_1} & \frac{df_1}{dz_4} & \frac{df_1}{dz_5} & \frac{df_1}{dz_9} \\ \frac{df_2}{dz_1} & \frac{df_2}{dz_4} & \frac{df_2}{dz_5} & \frac{df_2}{dz_9} \\ \frac{df_3}{dz_1} & \frac{df_3}{dz_4} & \frac{df_3}{dz_5} & \frac{df_3}{dz_9} \\ \frac{df_4}{dz_1} & \frac{df_4}{dz_4} & \frac{df_4}{dz_5} & \frac{df_4}{dz_9} \end{bmatrix} \quad (8.23)$$

$$\frac{df}{dz_1} = \begin{bmatrix} 105 \cos(z_1) - 92 \sin(z_1) \\ 92 \cos(z_1) + 105 \sin(z_1) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \frac{df}{dz_4} = \begin{bmatrix} -155 \sin(z_4) \\ 155 \cos(z_4) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\frac{df}{dz_5} = \begin{bmatrix} -447,307 \sin(z_5) \\ 447,307 \cos(z_5) \\ -215 \sin(z_5) \\ 215 \cos(z_5) \end{bmatrix} \quad \frac{df}{dz_9} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -q \sin(z_9) \\ q \cos(z_9) \end{bmatrix}$$

8.3 Simulace kinematiky a dynamiky

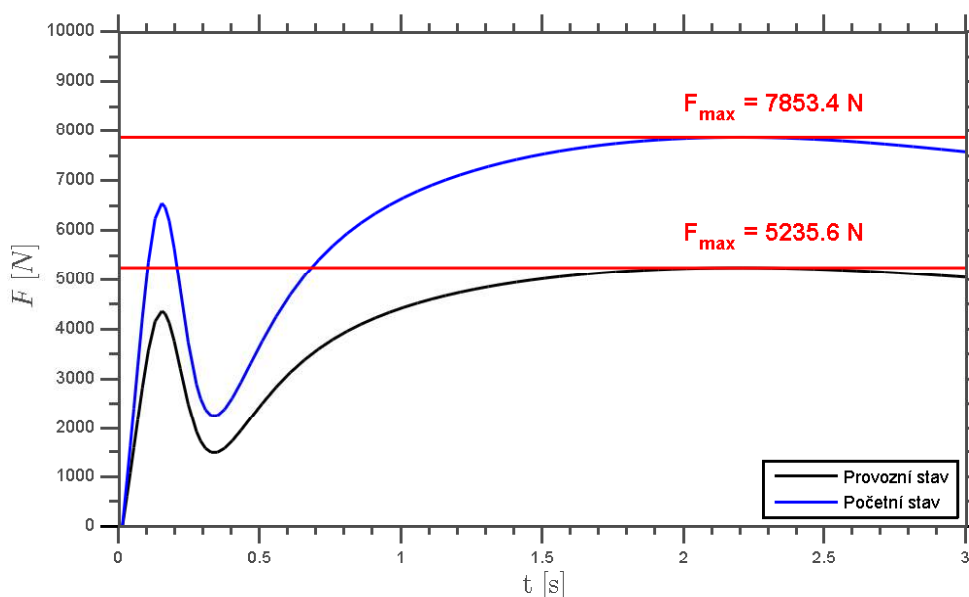
Simulace byla provedena v modulu „Rigid Dynamics“, který je součástí programu ANSYS. Pro simulaci byl importován 3D model vytvořený v Catii V5.

V rámci simulace byly zkoumány především časové průběhy potřebných sil, kterými musí hydraulický válec působit v průběhu zatahování na podvozek. Dále byly vyšetřovány průběhy úhlů zasunutí podvozku a ostruhy na čase, které byly porovnávány s průběhy zjištěnými analytickým vyšetřením mechanismů. Tímto byla ověřena věrohodnost simulace.

V simulaci bylo jako zatížení bráno pouze gravitační zrychlení g s násobkem $n = 1$, tedy pouze vlastní hmotnost přistávacího zařízení. V případě zatížení většími násobky jsou výsledky pouze vynásobeny jejich příslušnou velikostí.

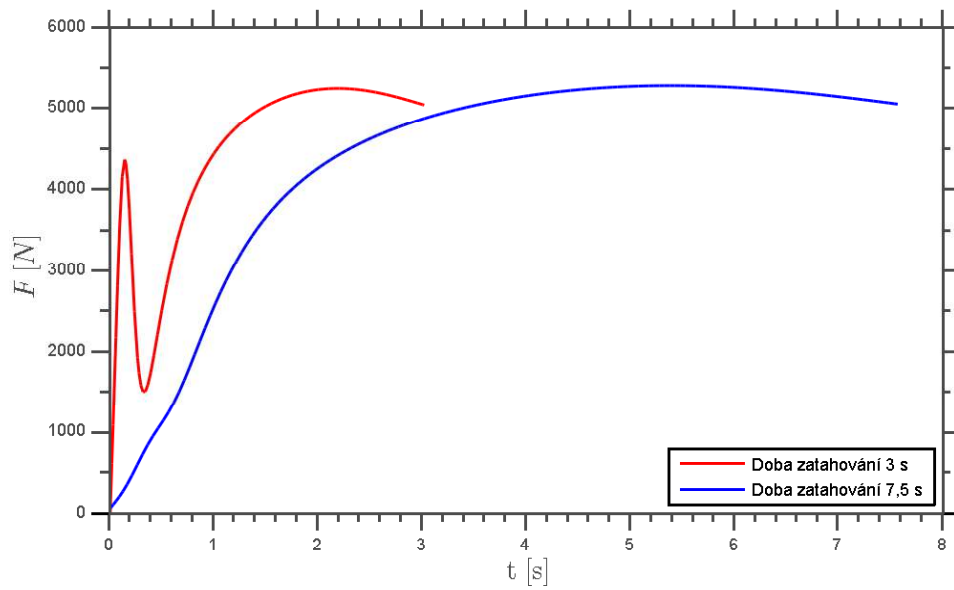
8.3.1 Hlavní podvozek

Veškeré hodnoty byly vypočítány pro rychlost posuvu válce hydrauliky 45 mm/s , (viz rovnice 8.2) která umožňuje otočit podvozek o úhel potřebný k zasunutí do křídla během požadového času (cca 3 s).



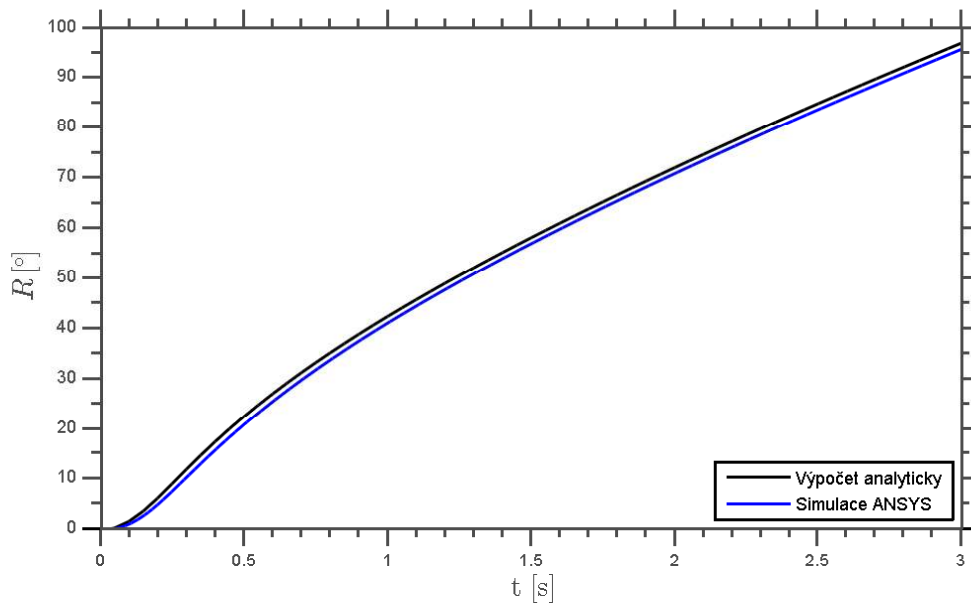
Obr. 8.5: Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky hl. podvozku

Celkově má průběh sil vhodný průběh, kdy ve větší části jsou síly blízké maximální hodnotě bez výraznějšího extrému. Nárůst sil na začátku grafu je způsoben velkou rychlostí posuvu pístu, při pomalejších rychlostech se neprojeví (viz. obr. 8.6). Uvedené maximální hodnoty sil vzhledem k definovanému funkčnímu průměru hydraulického pístu stanovují potřebný tlak v hydraulickém okruhu.



Obr. 8.6: Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky hl. podvozku

Při obou rychlostech zatahování je maximální síla od pístu stejná, pouze se mění její časový průběh. kdy v případě pomalejší rychlosti nedochází na začátku průběhu k výraznému lokálnímu nárůstu.

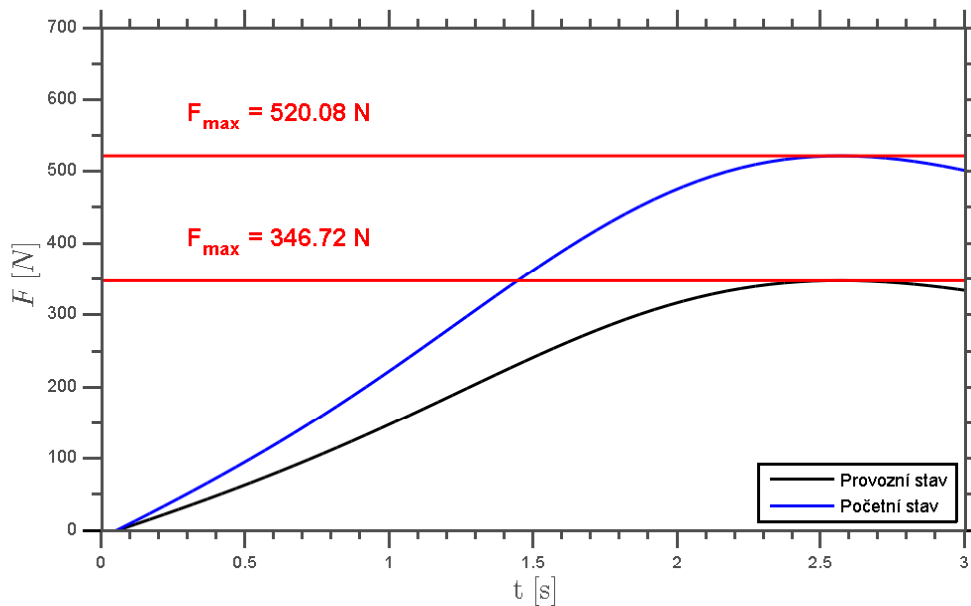


Obr. 8.7: Průběh úhlu zatažení $R(t)$ hlavního podvozku

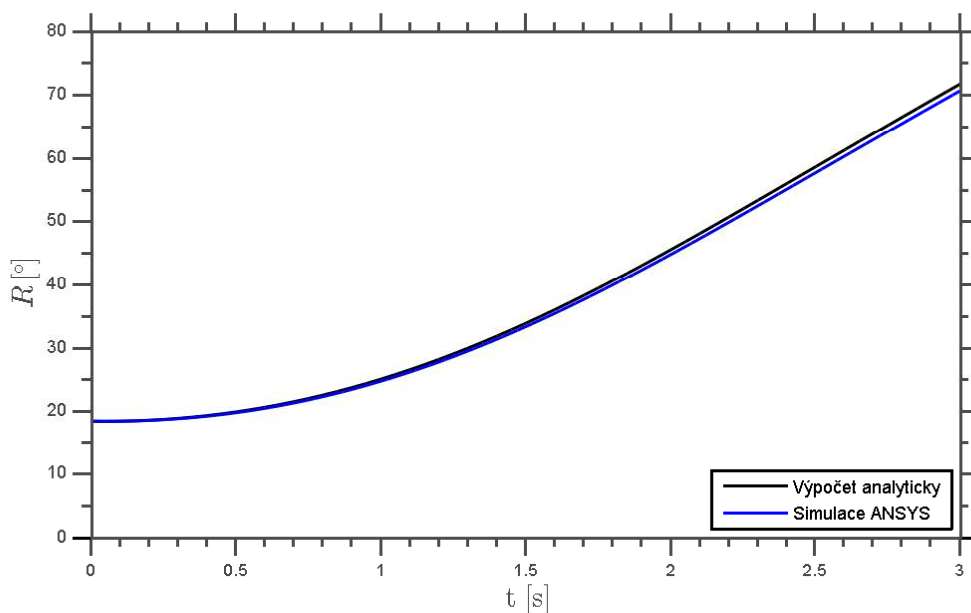
Analyticky vyšetřený průběh je velmi blízký průběhu zjištěného pomocí simulace mechanismu a je ve větší části téměř lineární. Dle obou výpočtů se podvozková noha při zatahování pootočí zhruba o $96,1^\circ$

8.3.2 Ostruha

Veškeré hodnoty byly vypočítány pro konstantní rychlost posuvu válce hydrauliky 27 mm/s , která umožňuje zasunutí ostruhy za stejnou dobu jako hlavní podvozek (cca 3 s).



Obr. 8.8: Průběh síly $F(t)$ na pístu hydrauliky ostruhy



Obr. 8.9: Průběh úhlu zatažení $R(t)$ ostruhy

I v případě ostruhy se analytický výpočet téměř shoduje s výsledky simulace. Dle těchto průběhů se při zasouvání ostruha pootočí zhruba o 55° .

9 Pevnostní analýza hlavního podvozku

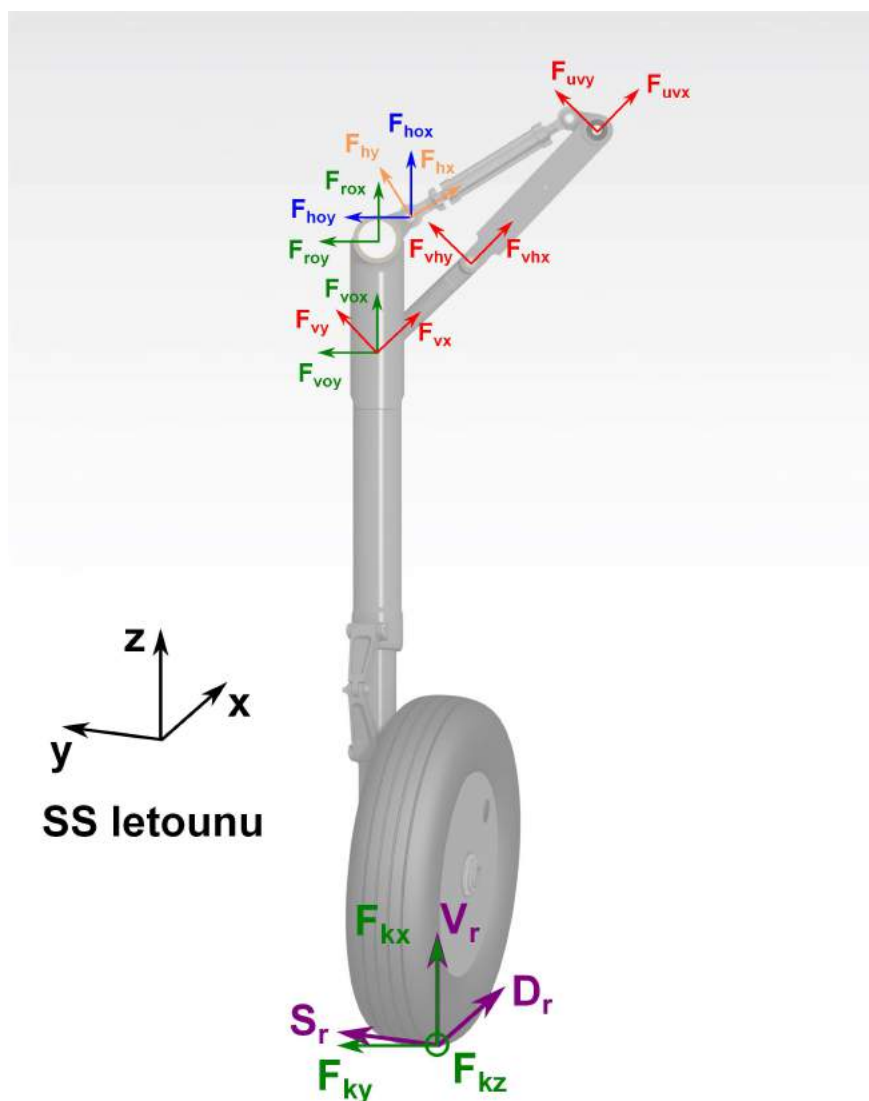
9.1 Distribuce sil

9.1.1 Zatížení hlavní konstrukce

Pro stanovená provozní (viz tab. 6.10/str. 28) a početní (viz tab. 6.11/str. 28) zatížení hlavního podvozku dle předpisu byly vypočítány jednotlivé zatěžující síly v přípojovacích bodech nohy hlavního podvozku. Výpočet byl proveden analyticky pro výpočet tuhého tělesa pomocí programu MATLAB.

Výpočet probíhal v souřadnicovém systému orientovaném dle osy otáčení nohy hlavního podvozku. Jednotlivé síly jsou uvedeny v souřadnicovém systému dle osy dílu a v souřadnicovém systému letadla.

Všechny uvedené síly jsou silami zatěžujícími a jsou naznačeny na obrázku 9.1. Jejich číselné hodnoty jsou později použity pro výpočet zatížení jednotlivých dílů.



Obr. 9.1: Distribuce sil v hlavním podvozku

Síly zatěžující hlavní podvozkovou nohu orientované dle souřadnicového systému osy ukotvení nohy jsou uvedeny v tabulce 9.1. Zatížení v místě ukotvení nohy hlavního podvozku v souřadnicovém systému dle ukotvení je uvedeno v tabulkách 9.2 a 9.3. Krouticí moment, kterým je namáhána noha hlavního podvozku a který přenáší torzní nůžky, je uveden v tabulce 9.4.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{kx} [N]	F_{ky} [N]	F_{kz} [N]	F_{kx} [N]	F_{ky} [N]	F_{kz} [N]
ZH1	13 711	10 712	7 112	20 566	16 068	10 669
ZH2	15 150	-7 071	1 339	22 725	-10 605	2 009
ZH3	17 335	3 814	-7 425	26 003	5 721	-11 138
ZH4	38 170	4 236	-3 531	57 255	6 354	-5 296
ZH5	27 970	-2 617	15 034	41 956	-3 925	22 551

Tab. 9.1: Zatížení hlavního podvozku v souřadnicovém systému dle osy ukotvení

Zatížení	F_{rox} [N]	F_{roy} [N]	F_{roz} [N]	M_{rox} [Nmm]	M_{roy} [Nmm]	M_{roz} [Nmm]
ZH1	25 410	-41 474	7 112	-1 266 600	9 693 900	0
ZH2	3 309	45 743	1 339	-230 950	1 835 500	0
ZH3	19 381	-5 312	-7 425	1 309 800	-10 093 000	0
ZH4	37 224	8 457	-3 531	620 890	-4 775 100	0
ZH5	19 782	33 903	15 034	-2 656 400	20 490 000	0

Tab. 9.2: Zatížení čepu ukotvení nohy hlavního podvozku v SS ukotvení při provozním zatížení

Zatížení	F_{rox} [N]	F_{roy} [N]	F_{roz} [N]	M_{rox} [Nmm]	M_{roy} [Nmm]	M_{roz} [Nmm]
ZH1	38 116	-62 210	10 669	-1 900 000	14 541 000	0
ZH2	4 965	68 610	2 009	-346 480	2 753 700	0
ZH3	29 072	-7 969	-11 138	1 964 800	-15 141 000	0
ZH4	55 836	12 685	-5 296	931 340	-7 162 600	0
ZH5	29 674	50 855	22 551	-3 984 600	30 734 000	0

Tab. 9.3: Zatížení čepu ukotvení nohy hlavního podvozku v SS ukotvení při početním zatížení

Zatížení	M_{onx} (provozní) [Nmm]	M_{onx} (početní) [Nmm]
ZH1	875 240	1 312 900
ZH2	-1 119 000	-1 678 400
ZH3	390 620	585 960
ZH4	10 783	16 174
ZH5	-1 159 700	-1 739 600

Tab. 9.4: Moment zatěžující torzní nůžky

Dolní rameno vzpěry hlavního podvozku je „binární nezatížený člen“, a proto bude namáháno pouze osovou silou. Horní rameno je vůči dolnímu rameni prolomeno o malý úhel a přenáší tak moment, který zachycuje pevné připojení hydraulického válce. V tabulkách 9.5 a 9.6 je uvedeno zatížení dolního, respektive horního ramene vzpěry ve složkách dle osy ukotvení nohy hlavního podvozku.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$F_{vo{x}}$ [N]	$F_{vo{y}}$ [N]	$F_{v{x}}$ [N]	$F_{vo{x}}$ [N]	$F_{vo{y}}$ [N]	$F_{v{x}}$ [N]
ZH1	-55 752	58 186	-80 584	-83 627	87 279	-120 880
ZH2	56 422	-58 886	81 554	84 628	-88 323	122 320
ZH3	-9 750	10 175	-14 092	-14 625	15 264	-21 139
ZH4	4 509	-4 706	6 517	6 764	-7 059	9 776
ZH5	39 015	-40 719	56 393	58 523	-61 078	84 590

Tab. 9.5: Zatížení dolního ramene vzpěry hlavního podvozku v místě připojení k noze

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$F_{vh{x}}$ [N]	$F_{vh{y}}$ [N]	$F_{vh{z}}$ [N]	$F_{vh{x}}$ [N]	$F_{vh{y}}$ [N]	$F_{vh{z}}$ [N]
ZH1	-80 504	3 602	0	-120 760	5 403	0
ZH2	81 473	-3 646	0	122 200	-5 468	0
ZH3	-14 078	630	0	-21 118	945	0
ZH4	6 511	-291	0	9 766	-437	0
ZH5	56 337	-2 521	0	84 505	-3 781	0

Tab. 9.6: Zatížení horního ramene vzpěry hlavního podvozku v místě připojení spodní části

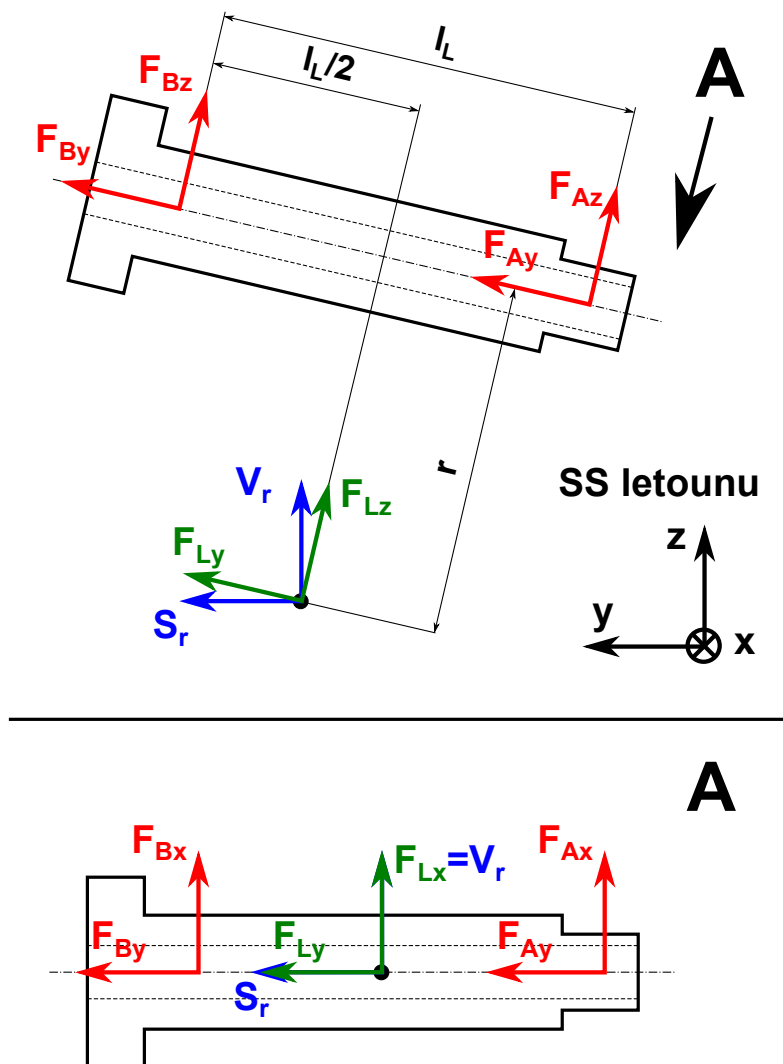
Hydraulický válec a jeho zámek je dle definice také „binární nezatížený člen“ a bude proto také zatěžován pouze osovou silou.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$F_{ho{x}}$ [N]	$F_{ho{y}}$ [N]	$F_{h{x}}$ [N]	$F_{ho{x}}$ [N]	$F_{ho{y}}$ [N]	$F_{h{x}}$ [N]
ZH1	38 052	-67 114	77 150	57 077	-100 670	115 730
ZH2	-38 509	67 921	-78 079	-57 760	101 870	-117 110
ZH3	6 654	-11 736	13 491	9 982	-17 606	20 238
ZH4	-3 078	5 428	-6 240	-4 616	8 142	-9 360
ZH5	-26 629	46 967	-53 990	-39 943	70 450	-80 985

Tab. 9.7: Zatížení hydraulického válce hlavního podvozku v místě připojení k noze

9.1.2 Zatížení osy kola a ložisek

Osa kola je zatížena dvojicí radiálních sil a axiální silou od ložisek. Všechny síly jsou počítány v souřadnicovém systému orientovaném dle osy kola. Přepočítání sil z bodu dotyku na síly zatěžující ložiska je naznačen na obrázku 9.2.



Obr. 9.2: Distribuce sil na ose hlavního podvozku

Rozměry byly odečteny z 3D modelu a jsou uvedeny v tabulce 9.8. Rozměr r představuje poloměr kola, neboli vzdálenost bodu dotyku kola se zemí od osy kola.

l_L [mm]	$l_L/2$ [mm]	r [mm]
99	49,5	327

Tab. 9.8: Parametry osy a kola hlavního podvozku

Výpočet proběhl pomocí programu MATLAB z momentové rovnováhy na ose kola. Zatěžující síla v bodě dotyku kola se zemí, orientovaná dle obrázku 9.2, je uvedena v tabulce 9.9, síly zatěžující osu v místě ložisek jsou uvedeny v tabulkách 9.10 a 9.11.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{Lx} [N]	F_{Ly} [N]	F_{Lz} [N]	F_{Lx} [N]	F_{Ly} [N]	F_{Lz} [N]
ZH1	15 024	11 199	1 475	22 536	16 799	2 212
ZH2	15 024	-7 392	-973	22 536	-11 087	-1 460
ZH3	15 024	-1 569	11 916	22 536	-2 353	17 875
ZH4	36 182	-1 743	13 236	54 273	-2 614	19 854
ZH5	30 776	1 077	-8177	46 165	1 615	-12 264

Tab. 9.9: Síly zatěžující osu kola hlavního podvozku ve složkách dle osy kola

Zatížení	Ložisko A			Ložisko B		
	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	F_{Az} [N]	F_{Bx} [N]	F_{By} [N]	F_{Bz} [N]
ZH1	-7 512	0	-36 225	-7 512	11 199	37 729
ZH2	-7 512	7 392	23 930	-7 512	0	-24 903
ZH3	-7 512	1 567	11 140	-7 512	0	776
ZH4	-18 091	1 743	12 374	-18 091	0	862
ZH5	-15 388	0	-7 644	-15 388	1 076	-533

Tab. 9.10: Zatížení osy v místě ložisek v souřadnicích dle osy při provozním zatížení

Zatížení	Ložisko A			Ložisko B		
	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	F_{Az} [N]	F_{Bx} [N]	F_{By} [N]	F_{Bz} [N]
ZH1	-11 268	0	-54 382	-11 268	16 799	56 594
ZH2	-11 268	11 087	35 892	-11 268	0	-37 352
ZH3	-11 268	2 353	16 710	-11 268	0	1 165
ZH4	-27 137	2 614	18 560	-27 137	0	1 293
ZH5	-23 083	0	-11 465	-23 083	1 615	-799

Tab. 9.11: Zatížení osy v místě ložisek v souřadnicích dle osy při početním zatížení

9.2 Kontrola dílů

9.2.1 Ložiska kola

Disk kola hlavního podvozku je vybaven dvojicí kuželíkových ložisek SKF 33110/Q orientovaných zády k sobě (do „o“)(viz. tab. 9.12). Protože při přistání je ložisko zatíženo rázovým zatížením a v jiných případech je zatížení malé, je kontrolováno pouze na statické zatížení dle postupu uvedeného v katalogu SKF [14, str. 76, str. 612].

Označení	C [N]	C_0 [N]	e [1]	Y [1]	Y_0 [1]	hmotnost [kg]
33 110/Q	85 800	122 000	0,4	1,5	0,8	0,59

Tab. 9.12: Parametry použitého ložiska pro výpočet

Výpočet ložisek a jejich zatížení proběhl v programu MATLAB podle postupu popsáním v katalogu SKF [14, str. 77] pro daná zatížení ložisek (viz tab. 9.10/str. 66). Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulkách 9.13 a 9.14. Protože porucha ložiska není strukturální záležitost, byla kontrolována pouze pro početní zatížení vůči určené hodnotě statické bezpečnosti pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [14, str. 77].

$$s_0 = 2 \quad (9.1)$$

Vzorový výpočet je proveden pro ložisko „B“ a provozní případ zatížení ZH1. V tomto případě zatížení je ložisko namáháno radiální i axiální silou.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{11\,199}{38\,470} = 0,29 \quad (9.2)$$

Protože je poměr axiální síly k radiální malý ($F_a/F_r < e$) je v tomto případě ekvivalentní statické zatížení rovno zatížení radiálnímu. Pro něj se pak snadno určí statická bezpečnost a výsledná jistota.

$$P_0 = F_r = 38\,470 \text{ N} \quad (9.3)$$

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{122\,000}{38\,470} = 3,17 \quad (9.4)$$

$$j = \frac{s}{s_0} = \frac{3,17}{2} = 1,59 \quad (9.5)$$

Zatížení	F_r [N]	F_a [N]	P_0 [N]	s [1]	j [1]
ZH1	37 025	0	37 025	3,30	1,65
ZH2	25 081	7 392	25 081	4,86	2,43
ZH3	13 436	1 569	13 436	9,08	4,54
ZH4	21 918	1 743	21 918	5,57	2,78
ZH5	17 182	0	17 182	7,10	3,55

Tab. 9.13: Hodnoty výpočtu ložiska „A“ kola hlavního podvozku pro provozní zatížení

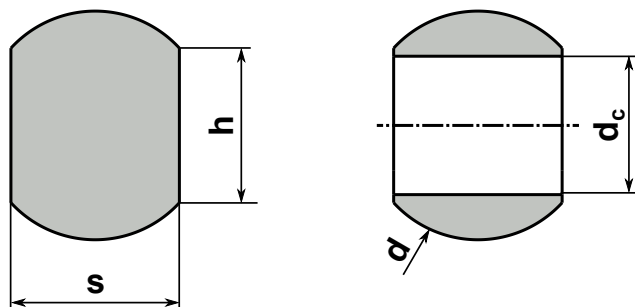
Zatížení	F_r [N]	F_a [N]	P_0 [N]	s [1]	j [1]
ZH1	38 470	11 199	38 470	3,17	1,59
ZH2	26 012	0	26 012	4,69	2,35
ZH3	7 552	0	7 552	16	8,08
ZH4	18 112	0	18 112	6,74	3,37
ZH5	15 397	1 076	15 397	7,93	3,96

Tab. 9.14: Hodnoty výpočtu ložiska „B“ kola hlavního podvozku pro provozní zatížení

Obě ložiska mají statickou bezpečnost větší než stanovenou mez a vyhověla tedy pevnostní kontrole. Protože zatížení mimo uvedené rázové stavy je malé, nebyl proveden výpočet na trvanlivost ložisek.

9.2.2 Dolní rameno vzpěry

Dolní rameno vzpěry je binární nezatížený člen a je namáháno pouze osově tahem nebo tlakem. V kritických místech průřezu tedy bude na tato zatížení kontrolováno, v případě tlaku proběhne kontrola i na vzpěr. Na obrázku 9.3 je znázorněn kritický průřez vzpěry pro tlak. Průřez pro tah je zmenšen o díru pro čep spoje dolního ramene vzpěry s horním.



Obr. 9.3: Průřez dolního ramene vzpěry hlavního podvozku

V tabulce 9.15 jsou uvedeny příslušné rozměry vzpěry dle obrázku 9.3 a výsledné průřezové charakteristiky.

s [mm]	h [mm]	d [mm]	d_c [mm]	l [mm]	A_{tah} [mm ²]	A_{tlak} [mm ²]	J_{min} [mm ⁴]	λ [1]
28	25,7	38	23	240	314	958	93 385	24

Tab. 9.15: Parametry dolního ramene vzpěry hlavního podvozku

Vzhledem k nízké štíhlosti není dolní rameno potřeba kontrolovat na vzpěr. Bude proto kontrolováno v příslušných průřezích pouze na tah nebo tlak. Pro zatěžující síly (viz tab. 9.5/str. 64) jsou výsledná napětí a jistoty uvedeny v tabulkách 9.16 a 9.17. Hodnoty materiálu jsou pro ocel 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Zatížení	F_{vx} [N]	Namáhání [N]	σ_t [N]	$R_{p(0,2)}$ [1]	j [1]
ZH1	-80 584	TAH	257	1 275	4,96
ZH2	81 554	TLAK	85	1 275	15
ZH3	-14 092	TAH	45	1 275	28
ZH4	6 517	TLAK	7	1 275	187
ZH5	56 393	TLAK	59	1 275	22

Tab. 9.16: Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry hlavního podvozku při provozním zatížení

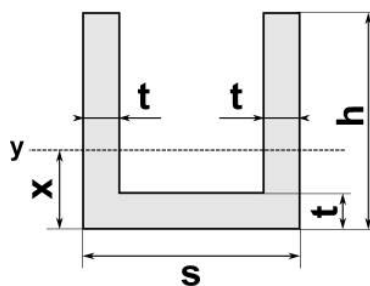
Zatížení	F_{vx} [N]	Namáhání [N]	σ_t [N]	R_m [1]	j [1]
ZH1	-120 880	TAH	385	1 379	3,58
ZH2	122 320	TLAK	128	1 379	11
ZH3	-21 139	TAH	67	1 379	21
ZH4	9 776	TLAK	10	1 379	135
ZH5	84 590	TLAK	88	1 379	16

Tab. 9.17: Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry hlavního podvozku při početním zatížení

Dolní rameno vzpěry vyhovělo pevnostní kontrole pro všechny případy zatížení. Vysoké jistoty jsou dány požadavky na průměr a délku díry pro čep spoje.

9.2.3 Horní rameno vzpěry

Horní rameno vzpěry je pro všechny případy zatížení namáháno kombinací tahu/tlaku a ohybu. Její průřez je znázorněn na obrázku 9.4. Odpovídající rozměry a průřezové charakteristiky jsou uvedeny v tabulce 9.18.

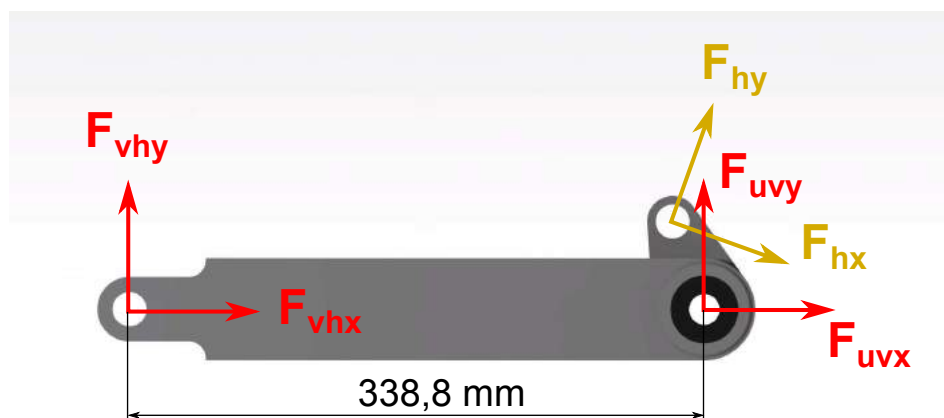


Obr. 9.4: Průřez horního ramene vzpěry hlavního podvozku

s [mm]	h [mm]	t [mm]	l [mm]	x [mm]	A [mm ²]	J_{min} [mm ⁴]	λ [1]
55	60	1,5	338,8	21,2	258	100 280	17

Tab. 9.18: Parametry horního ramene vzpěry hlavního podvozku

Protože horní rameno vzpěry má malou štíhlost, není nutné, stejně jako v případě spodního ramene, provádět kontrolu na vzpěr.



Obr. 9.5: Silové zatížení horního ramene vzpěry hlavního podvozku

Z obrázku 9.5 vyplývá, že největší ohybový moment bude v blízkosti uložení horního ramene v žebře. Uvedené síly jsou vypsány v tabulce (viz tab. 9.6/str. 64) a materiálové charakteristiky jsou pro ocel 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Vzorový výpočet je proveden pro početní zatížení případu zatížení ZH2. Vzhledem k tvaru profilu a nutnosti výpočtu kombinace s tlakem/tahem bylo nutné rozdělit vlákna na horní (index „1“) a spodní (index „2“).

$$M_o = F_{vhy} \cdot l = -5468 \cdot 338,8 = -1\,852\,558 \text{ Nmm} \quad (9.6)$$

$$W_{o1} = \frac{J_y}{h-x} = \frac{100\,280}{60-21,2} = 2584,5 \text{ mm}^3 \quad (9.7)$$

$$W_{o2} = \frac{J_y}{x} = \frac{100\,280}{21,2} = 4730 \text{ mm}^3 \quad (9.8)$$

Jelikož kladný moment napíná spodní vlákno, bude pro záporný ohybový moment spodní vlákno („2“) stlačované (-) a horní vlákno („1“) tažené (+).

$$\sigma_{o1} = -\frac{M_o}{W_{o1}} = -\frac{-1\,852\,558}{2584,5} = 716 \text{ MPa} \quad (9.9)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{-1\,852\,558}{4730} = -390 \text{ MPa} \quad (9.10)$$

Tato napětí se sčítají s napětím od tahové (případně tlakové) síly. Protože kladný směr zatěžující osové síly vyvozuje tlakové napětí, pro kombinaci je nutné obrátit znaménko.

$$\sigma_t = -\frac{F_{vhx}}{A} = -\frac{122\,200}{258} = -474 \text{ MPa} \quad (9.11)$$

Výsledné maximální napětí je větší z hodnot kombinace napětí pro horní a dolní vlákno.

$$\sigma_1 = \sigma_{o1} + \sigma_t = 716 - 474 = 242 \text{ MPa} \quad (9.12)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{o2} + \sigma_t = -390 - 474 = -864 \text{ MPa} \quad (9.13)$$

$$\sigma = |\max(\sigma_1, \sigma_2)| = 864 \text{ MPa} \quad (9.14)$$

Výsledná jistota pro početní případ zatížení ZH2 je:

$$j = \frac{R_m}{\sigma} = \frac{1379}{864} = 1,60 \quad (9.15)$$

Ostatní případy zatížení byly vypočítány pomocí programu MATLAB a jsou uvedeny v tabulkách 9.19 a 9.20.

Zat.	F_{vhx} [N]	F_{vhy} [N]	σ_t [MPa]	σ_{o1} [MPa]	σ_{o2} [MPa]	σ [MPa]	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	j [1]
ZH1	-80 504	3 602	312	-471	257	569	1275	2,24
ZH2	81 473	-3 646	-316	477	-260	576	1275	2,22
ZH3	-14 078	630	55	-82	45	100	1275	13
ZH4	6 511	-291	-25	38	-21	46	1275	28
ZH5	56 337	-2 521	-218	330	-180	389	1275	3,20

Tab. 9.19: Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro provozní zatížení

Zat.	F_{vhx} [N]	F_{vhy} [N]	σ_t [MPa]	σ_{o1} [MPa]	σ_{o2} [MPa]	σ [MPa]	R_m [MPa]	j [1]
ZH1	-120 760	5 403	468	-707	385	853	1379	1,62
ZH2	122 200	-5 468	-474	716	-390	864	1379	1,60
ZH3	-21 118	945	82	-124	67	149	1379	9,24
ZH4	9 766	-437	-38	57	-31	69	1379	20
ZH5	84 505	-3 781	-328	495	-270	597	1379	2,31

Tab. 9.20: Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro početní zatížení

Horní rameno vzpěry vyhovělo pevnostní kontrole pro početní i provozní zatížení.

9.2.4 Čep horního ramene vzpěry

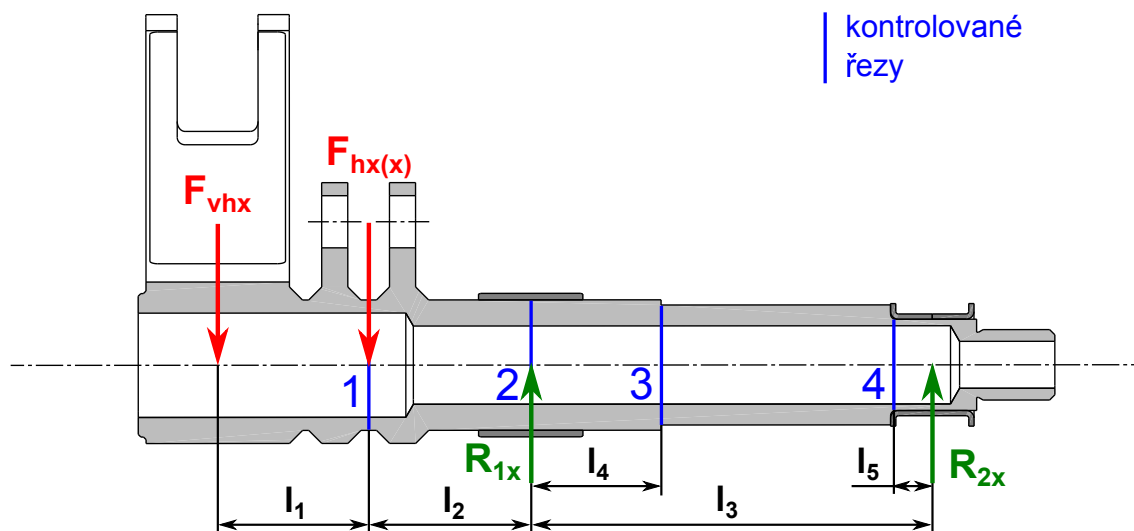
Čep horního ramene vzpěry zachycuje osové zatížení vzpěry a hydraulického válce a přenáší je do ukotvení v žeburu. Jelikož není jisté, kolik zatížení přenesou hydraulický válec, je tento čep napočítán jak pro variantu, že přenesou napočítané zatížení, tak i pro variantu, že nepřenesou zatížení žádné.

Na obrázku 9.6 je znázorněno silové zatížení čepu v rovině x , ve které leží vektor osové síly od vzpěry F_{vhx} . Síla $F_{hx(x)}$ je tedy průmětem osové síly od válce F_{hx} . Pro rovinu y je obrázek analogický, pouze se v ní neuplatňuje síla od vzpěry.

Rozměry čepu byly odečteny z 3D modelu podle obrázku 9.6 a jsou uvedeny v tabulce 9.21. Zatěžující síly jsou uvedeny v tabulkách 9.6 a 9.7. Materiálové charakteristiky jsou pro ocel 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29).

l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	l_4 [mm]	l_5 [mm]	D_1/d_1 [mm]	D_2/d_2 [mm]	D_3/d_3 [mm]	D_4/d_4 [mm]
58	62	154	50	16	50/42	50/30	46/30	35/30

Tab. 9.21: Parametry čepu pro ukotvení vzpěry hlavního podvozku



Obr. 9.6: Silové zatížení čepu ukotvení vzpěry hlavního podvozku

Jednotlivé moduly průřezu v ohybu z daných průměrů mají hodnoty dle průměrů uvedených v tabulce 9.21.

$$W_{o1} = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{32 \cdot D_1} = \frac{\pi(50^4 - 42^4)}{32 \cdot 50} = 6\,162 \text{ mm}^3 \quad (9.16)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi(D_2^4 - d_2^4)}{32 \cdot D_2} = \frac{\pi(50^4 - 30^4)}{32 \cdot 50} = 10\,681 \text{ mm}^3 \quad (9.17)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi(D_3^4 - d_3^4)}{32 \cdot D_3} = \frac{\pi(46^4 - 30^4)}{32 \cdot 46} = 7\,827 \text{ mm}^3 \quad (9.18)$$

$$W_{o4} = \frac{\pi(D_4^4 - d_4^4)}{32 \cdot D_4} = \frac{\pi(35^4 - 30^4)}{32 \cdot 35} = 1\,937 \text{ mm}^3 \quad (9.19)$$

Vzorový výpočet je proveden pro početní stav zatížení ZH2 a variantu, kdy válec přenáší definované zatížení. Úhel mezi silami je $\omega = 16,79^\circ$.

$$F_{hx} = -117\,110 \text{ N} \quad (9.20)$$

$$F_{vhx} = 122\,200 \text{ N} \quad (9.21)$$

Jednotlivé reakce se spočítají z momentových podmínek dle obrázku 9.6.

$$R_{1x} = \frac{F_{hx} \cdot \cos(\omega) \cdot (l_2 + l_3) + F_{vhx} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_3} = \quad (9.22)$$

$$= \frac{-117\,110 \cdot \cos(16,79) \cdot (62 + 154) + 122\,200 \cdot (58 + 62 + 154)}{154} = 60\,163 \text{ N}$$

$$R_{2x} = -\frac{F_{hx} \cdot \cos(\omega) \cdot l_2 + F_{vhx} \cdot (l_1 + l_2)}{l_3} = \quad (9.23)$$

$$= -\frac{-117\,110 \cdot \cos(16,79) \cdot 62 + 122\,200 \cdot (58 + 62)}{154} = -50\,082 \text{ N}$$

$$R_{1y} = \frac{F_{hx} \cdot \sin(16,79) \cdot (l_2 + l_3)}{l_3} = \frac{-117\,110 \cdot \sin(16,79) \cdot (62 + 154)}{154} = \quad (9.24)$$

$$= -47\,440 \text{ N}$$

$$R_{2y} = -\frac{F_{hx} \cdot \sin(16,79) \cdot l_2}{l_3} = -\frac{-117\,110 \cdot \sin(16,79) \cdot 62}{154} = \quad (9.25)$$

$$= 13\,617 \text{ N}$$

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{60\,163^2 + (-47\,440)^2} = 76\,617 \text{ N} \quad (9.26)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{(-50\,082)^2 + (13\,617)^2} = 51\,900 \text{ N} \quad (9.27)$$

Ze sil a reakcí se přímo vypočítají výsledné ohybové momenty, napětí a jistoty v kontrolovaných řezech.

$$M_{o1} = F_{vhx} \cdot l_1 = 122\,200 \cdot 58 = 7\,087\,600 \text{ Nmm} \quad (9.28)$$

$$M_{o2} = R_2 \cdot l_3 = 51\,900 \cdot 154 = 7\,992\,700 \text{ Nmm} \quad (9.29)$$

$$M_{o3} = R_2 \cdot (l_3 - l_4) = 51\,900 \cdot (154 - 50) = 5\,397\,600 \text{ Nmm} \quad (9.30)$$

$$M_{o4} = R_2 \cdot l_5 = 51\,900 \cdot 16 = 830\,410 \text{ Nmm} \quad (9.31)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{7\,087\,600}{6\,162} = 1\,150 \text{ MPa} \quad (9.32)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{7\,992\,700}{10\,681} = 748 \text{ MPa} \quad (9.33)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{5\,397\,600}{7\,827} = 690 \text{ MPa} \quad (9.34)$$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{830\,410}{1\,937} = 429 \text{ MPa} \quad (9.35)$$

$$j_1 = \frac{R_m}{\sigma_{o1}} = \frac{1\,379}{1\,150} = 1,20 \quad (9.36)$$

$$j_2 = \frac{R_m}{\sigma_{o2}} = \frac{1\,379}{748} = 1,84 \quad (9.37)$$

$$j_3 = \frac{R_m}{\sigma_{o3}} = \frac{1\,379}{690} = 2,00 \quad (9.38)$$

$$j_4 = \frac{R_m}{\sigma_{o4}} = \frac{1\,379}{429} = 3,22 \quad (9.39)$$

Ostatní případy zatížení pro obě varianty byly vypočítány pomocí programu MATLAB. Pro variantu se silou od hydraulického válce jsou výsledky uvedeny v tabulkách 9.22 až 9.26, pro variantu bez síly od hydraulického válce v tabulkách 9.27 až 9.31.

	Zatížení	R_{1x} [N]	R_{1y} [N]	R_1 [N]	R_{2x} [N]	R_{2y} [N]	R_2 [N]
provozní	ZH1	-39 635	31 253	50 474	32 993	-8 971	34 191
	ZH2	40 112	-31 629	51 082	-33 390	9 079	34 603
	ZH3	-6 931	5 465	8 827	5 770	-1 569	5 979
	ZH4	3 206	-2 528	4 082	-2 668	726	2 765
	ZH5	27 737	-21 871	35 322	-23 089	6 278	23 927
početní	ZH1	-59 452	46 879	75 711	49 490	-13 456	51 287
	ZH2	60 163	-47 440	76 617	-50 082	13 617	51 900
	ZH3	-10 397	8 198	13 241	8 655	-2 353	8 969
	ZH4	4 808	-3 791	6 123	-4 003	1 088	4 148
	ZH5	41 605	-32 806	52 983	-34 633	9 417	35 891

Tab. 9.22: Tabulka výpočtu reakcí v uložení čepu horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro variantu se silou od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	4 669 200	758	1,68	7 003 800	1 137	1,21
ZH2	4 725 400	767	1,66	7 087 600	1 150	1,20
ZH3	816 520	133	9,62	1 224 900	199	6,94
ZH4	377 630	61	21	566 440	92	15
ZH5	3 267 500	530	2,40	4 901 300	796	1,73

Tab. 9.23: Výpočty jistot pro řez 1 a pro variantu se silou od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	5 265 400	493	2,59	7 898 200	740	1,87
ZH2	5 328 800	499	2,56	7 992 700	748	1,84
ZH3	920 780	86	15	1 381 300	129	11
ZH4	425 850	40	32	638 770	60	23
ZH5	3 684 800	345	3,70	5 527 200	518	2,67

Tab. 9.24: Výpočty jistot pro řez 2 a pro variantu se silou od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	3 555 900	454	2,81	5 333 800	682	2,02
ZH2	3 598 700	460	2,77	5 397 600	690	2,00
ZH3	621 830	80	16	932 800	119	12
ZH4	287 590	37	35	431 380	55	25
ZH5	2 488 400	318	4,01	3 732 600	477	2,89

Tab. 9.25: Výpočty jistot pro řez 3 a pro variantu se silou od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	547 060	283	4,52	820 590	424	3,26
ZH2	553 640	286	4,46	830 410	429	3,22
ZH3	95 666	49	26	143 510	74	19
ZH4	44 244	23	56	66 366	34	40
ZH5	382 840	198	6,45	574 250	297	4,65

Tab. 9.26: Výpočty jistot pro řez 4 a pro variantu se silou od hydraulického válce

	Zatížení	R_{1x} [N]	R_{1y} [N]	R_1 [N]	R_{2x} [N]	R_{2y} [N]	R_2 [N]
provozní	ZH1	-143 230	0	143 230	62 730	0	62 730
	ZH2	144 960	0	144 960	-63 485	0	63 485
	ZH3	-25 048	0	25 048	10 970	0	10 970
	ZH4	11 584	0	11 584	-5 074	0	5 074
	ZH5	100 240	0	100 240	-43 899	0	43 899
početní	ZH1	-214 850	0	214 850	94 095	0	94 095
	ZH2	217 420	0	217 420	-95 221	0	95 221
	ZH3	-37 574	0	37 574	16 456	0	16 456
	ZH4	17 376	0	17 376	-7 610	0	7 610
	ZH5	150 350	0	150 350	-65 848	0	65 848

Tab. 9.27: Tabulka výpočtu reakcí v uložení čepu horního ramene vzpěry hlavního podvozku pro variantu bez síly od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	4 669 200	758	1,68	7 003 800	1 137	1,21
ZH2	4 725 400	767	1,66	7 087 600	1 150	1,20
ZH3	816 520	133	9,62	1 224 900	199	6,94
ZH4	377 630	61	21	566 440	92	15
ZH5	3 267 500	530	2,40	4 901 300	796	1,73

Tab. 9.28: Výpočty jistot pro řez 1 a pro variantu bez síly od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	9 660 500	904	1,41	14 491 000	1 357	1,02
ZH2	9 776 700	915	1,39	14 664 000	1 373	1,01
ZH3	1 689 300	158	8,06	2 534 200	237	5,81
ZH4	781 300	73	17	1 171 900	110	13
ZH5	6 760 400	633	2,02	10 141 000	949	1,45

Tab. 9.29: Výpočty jistot pro řez 2 a pro variantu bez síly od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	6 523 900	834	1,53	9 785 900	1 250	1,10
ZH2	6 602 500	844	1,51	9 903 000	1 265	1,09
ZH3	1 140 900	146	8,75	1 711 400	219	6,31
ZH4	527 630	67	19	791 450	101	14
ZH5	4 565 500	583	2,19	6 848 200	875	1,58

Tab. 9.30: Výpočty jistot pro řez 3 a pro variantu bez síly od hydraulického válce

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]	M_o [Nmm]	σ [MPa]	j [1]
ZH1	1 003 700	518	2,46	1 505 500	777	1,77
ZH2	1 015 800	524	2,43	1 523 500	787	1,75
ZH3	175 520	91	14	263 290	136	10
ZH4	81 174	42	30	121 760	63	22
ZH5	702 380	363	3,52	1 053 600	544	2,54

Tab. 9.31: Výpočty jistot pro řez 4 a pro variantu bez síly od hydraulického válce

Čep vyhověl pevnostní kontrole při provozním i početním zatížení u všech případů pro obě varianty. Více namáhán byl v případě, že hydraulický válec nepřenášel žádnou sílu.

9.3 MKP kontrola dílů

Kontrola dílů pomocí MKP probíhala v modulu „Static Structural“ programu ANSYS, do kterého byl importován 3D model z Catie V5.

Pro všechny díly, které jsou byly kontrolovány MKP výpočtem, je zde uvedena tabulka výsledných hodnot. Obrázky výsledků výpočtů pro všechny provozní a početní případy zatížení jsou uvedeny v příloze.

9.3.1 Píst tlumiče

Noha ostruhy je vyrobena z oceli 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29) a je zatížena od ložisek kola a od připojení torzních nůžek. Uložena je ve dvojici kluzných pouzder ve válci tlumiče.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZH1	1275	541	2,35	1379	812	1,70
ZH2		687	1,86		1030	1,34
ZH3		666	1,91		998	1,38
ZH4		864	1,48		1296	1,06
ZH5		708	1,80		1061	1,30

Tab. 9.32: Výsledky MKP zatížení osy a pístu tlumiče hlavního podvozku

9.3.2 Torzní nůžky

Torzní nůžky jsou vyrobeny z oceli 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29). Zatíženy jsou od krouticího momentu, který přenáší mezi pístem a válcem tlumiče. Uloženy jsou v držácích na daných dílech hlavního podvozku.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZH1	1275	195	6,54	1379	293	4,71
ZH2		190	6,71		285	4,84
ZH3		80	16		120	12
ZH4		82	16		123	11
ZH5		165	7,73		247	5,58

Tab. 9.33: Výsledky MKP zatížení dolních torzních nůžek hlavního podvozku

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZH1	1275	617	2,07	1379	926	1,49
ZH2		521	2,45		782	1,76
ZH3		205	6,22		307	4,49
ZH4		315	4,05		472	2,92
ZH5		293	4,35		439	3,14

Tab. 9.34: Výsledky MKP zatížení horních torzních nůžek hlavního podvozku

9.3.3 Válec tlumiče

Válec tlumiče je vyrobena z oceli 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29) a je zatížena od uložení pístu tlumiče, od připojení torzních nůžek a od tlaku v tlumiči. Uložen je v hlavě nohy hlavního podvozku nalisováním.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZH1	1275	601	2,12	1379	901	1,53
ZH2		578	2,21		867	1,59
ZH3		516	2,47		774	1,78
ZH4		363	3,51		545	2,53
ZH5		893	1,43		1338	1,03

Tab. 9.35: Výsledky MKP zatížení válce tlumiče hlavního podvozku

9.3.4 Hlavice nohy

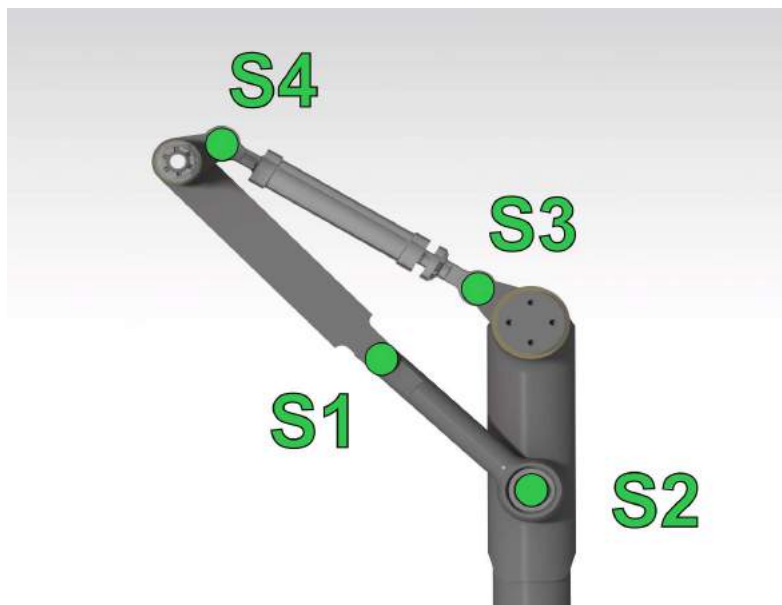
Hlavice nohy je vyrobena z oceli 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29) a je zatížena od nalisovaného válce tlumiče a od připojení vzpěry. Uložena je dvojicí kluzných pouzder na čepu kotvícího žebra.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZH1	1275	883	1,44	1379	1324	1,04
ZH2		894	1,43		1341	1,03
ZH3		607	2,10		911	1,51
ZH4		299	4,26		449	3,07
ZH5		909	1,40		1362	1,01

Tab. 9.36: Výsledky MKP zatížení hlavice nohy hlavního podvozku

9.4 Kontrola spojů

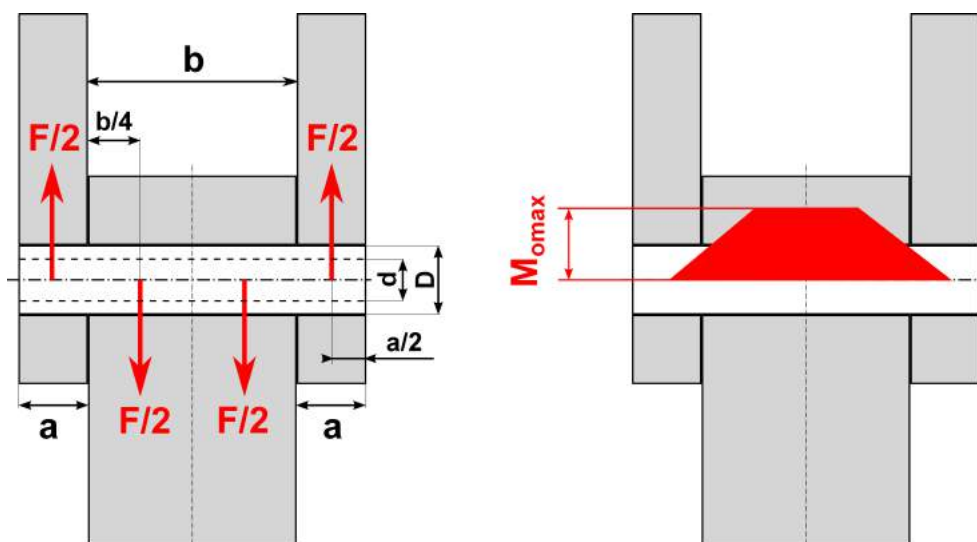
Kontrolované spoje jsou očíslovány dle obrázku 9.7.



Obr. 9.7: Číslování spojů hlavního podvozku

9.4.1 Kontrola čepů

Čepy a šrouby kluzných spojů jsou kontrolovány na ohyb a na smyk. Spojité zatížení spoje je nahrazeno silami a ohybový moment má tak průběh dle obrázku 9.8.



Obr. 9.8: Způsob výpočtu čepového spoje

Maximální ohybové napětí, maximální smykové napětí a výsledné redukované napětí pro duté čepy s průměrem D a dírou o průměru d dle obrázku 9.8 je určeno podle uvedených vzorců.

$$\sigma_o = \frac{4F(2a+b)}{\pi \left(\frac{D^4-d^4}{D} \right)} \quad \tau_s = \frac{2F}{\pi(D^2-d^2)} \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \quad (9.40)$$

Pro dané čepy spojů byly z 3D modelu odečteny příslušné rozměry a z tabulek v kapitole 9.1.1 síly, které daný čep nejvíce namáhají⁷. Parametry čepů a velikosti sil jsou uvedeny v tabulce 9.37.

Čep	D [mm]	d [mm]	a [mm]	b [mm]	F_{pro} [N]	F_{poc} [N]
S1	20	12	12	31	81 554	122 320
S2	30	18	—	50	81 554	122 320
S3	20	15	10	16	78 079	117 110
S4	20	15	10	16	78 079	117 110

Tab. 9.37: Tabulka parametrů čepů hlavního podvozku pro výpočet

Vzorový výpočet je proveden pro spoj S1 a početní případ zatížení ZH2.

$$\sigma_o = \frac{4F(2a+b)}{\pi \left(\frac{D^4-d^4}{D} \right)} = \frac{4 \cdot 122\,320 (2 \cdot 12 + 31)}{\pi \left(\frac{20^4 - 12^4}{20} \right)} = 1230 \text{ MPa} \quad (9.41)$$

$$\tau_s = \frac{2F}{\pi(D^2-d^2)} = \frac{2 \cdot 122\,320}{\pi(20^2 - 12^2)} = 304 \text{ MPa} \quad (9.42)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{1230^2 + 3 \cdot 304^2} = 1338 \text{ MPa} \quad (9.43)$$

$$j = \frac{R_m}{\sigma_{red}} = \frac{1379}{1338} = 1,03 \quad (9.44)$$

Kontrola ostatních čepů je uvedena v tabulce 9.38. Všechny čepy jsou vyrobeny z materiálu 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Čep	Případ	Zatížení	σ_o [MPa]	τ_s [MPa]	σ_{red} [MPa]	R_p/R_m [MPa]	j [1]
S1	ZO2	provozní	820	203	892	1275	1,43
		početní	1230	304	1338	1379	1,03
S2	ZO2	provozní	884	90	898	1275	1,42
		početní	1326	135	1346	1379	1,03
S3	ZO2	provozní	655	284	819	1275	1,56
		početní	982	426	1228	1379	1,12
S4	ZO2	provozní	655	284	819	1275	1,56
		početní	982	426	1228	1379	1,12

Tab. 9.38: Výsledky kontroly čepů hlavního podvozku na ohyb

Všechny čepy vyhovují kontrole na ohyb a smyk pro početní i provozní zatížení.

⁷Všechny kontrolované čepy ostruhy jsou nejvíce namáhány při případě zatížení ZH2.

9.4.2 Kontrola spojů na otláčení

Na otláčení jsou kontrolovány kluzná pouzdra i základní materiál dílů. Rozměry a zatěžující síly jsou stejné jako v případě kontroly na ohyb (viz tab. 9.37/str. 80). Spoje jsou kontrolovány pouze pro provozní zatížení, jelikož otláčení není strukturální problém.

Parametry a_c a b_c (tab. 9.39) představují šířku kontaktní plochy 10.8. Bez použití kluzných pouzder se rovná šířce díry, v případě kluzných pouzder celkové délce všech použitých pouzder v dané díře. Dovolené kontaktní tlaky ve spoji odpovídají nižší hodnotě z obou materiálů v případě pouzder (viz tab. 7.2/str. 29) i ocelí (viz tab. 7.3/str. 30). Protože spoje S2, S3 a S4 jsou realizované pomocí radiálních kloubových kluzných ložisek, považují se tyto spoje jako nepohyblivé rozebíratelné s vyšším dovoleným tlakem.

Spoj	D [mm]	a_c [mm]	b_c [mm]	$p_{dov(a)}$ [MPa]	$p_{dov(b)}$ [MPa]	F_{pr} [N]
S1	20	12	27	276	250	81 554
S2	30	—	32	—	828	81 554
S3	20	10	16	828	828	78 079
S4	20	10	16	828	828	78 079

Tab. 9.39: Tabulka parametrů spojů hlavního podvozku pro výpočet otláčení

Výpočet na otláčení probíhá podle jednoduchého vzorce, kde rozměry odpovídají obrázku 10.8.

$$p_a = \frac{F}{2 \cdot D \cdot a} \leq p_{dov} \quad (9.45)$$

$$p_b = \frac{F}{D \cdot b} \leq p_{dov} \quad (9.46)$$

Vzorový výpočet je proveden pro spoj S1 a provozní případ zatížení ZH2. V části „a“ je přímo základní materiál dílu, v části „b“ je dvojice kluzných pouzder.

$$p_a = \frac{81\,554}{2 \cdot 20 \cdot 12} = 170 \text{ MPa} \quad (9.47)$$

$$p_b = \frac{81\,554}{20 \cdot 32} = 151 \text{ MPa} \quad (9.48)$$

$$j_a = \frac{276}{211} = 1,62 \quad (9.49)$$

$$j_b = \frac{250}{144} = 1,65 \quad (9.50)$$

Výpočet ostatních spojů proběhl v programu MATLAB. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 9.40.

Spoj	Případ	p_a [MPa]	p_b [MPa]	j_a [MPa]	j_b [MPa]
S1	ZH2	170	151	1,62	1,65
S2	ZH2	—	85	—	9,75
S3	ZH2	195	244	4,24	3,39
S4	ZH2	195	244	4,24	3,39

Tab. 9.40: Výsledky kontroly spojů hlavního podvozku na otláčení

Pro spoje S2, S3 a S4 jsou kontrolována kloubová kluzná ložiska na statické zatížení. Počítá se hodnota jistoty vůči statické bezpečnosti jako v případě ložisek kola v kapitole 9.2.1. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 9.41.

$$s_0 = 1,5 \quad (9.51)$$

Spoj	Případ	Označení ložiska	F [N]	C_0 [N]	s [1]	j [1]
S2	ZH2	GE 30 TXE-2LS	81 554	290 000	3,56	2,37
S3	ZH2	GE 20 THE-2LS	78 079	140 000	1,79	1,19
S4	ZH2	GE 20 THE-2LS	78 079	140 000	1,79	1,19

Tab. 9.41: Výsledky statické kontroly kloubových ložisek hlavního podvozku

Všechny spoje i radiální kloubová kluzná ložiska vyhovují kontrole.

10 Pevnostní analýza ostruhového podvozku

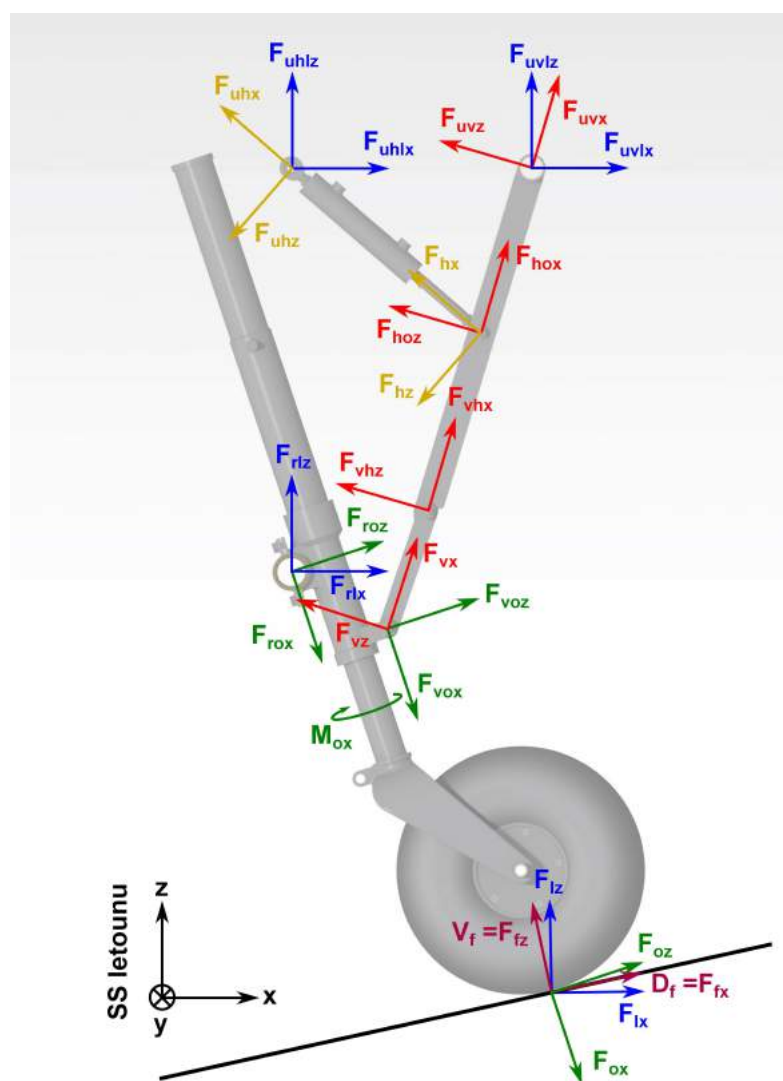
10.1 Distribuce sil

10.1.1 Zatížení hlavní konstrukce

Pro určená významná provozní (viz tab. 6.12/str. 28) a početní (viz tab. 6.13/str. 28) zatížení ostruhy dle předpisu byla vypočítána jednotlivá dílčí zatížení v připojovacích bodech nohy ostruhového podvozku. Výpočet byl proveden analyticky pomocí momentových a silových podmínek výpočtu reakcí tuhého tělesa.

Pro výpočet zatížení byly použity souřadnicové systémy, kdy osa x je rovnoběžná s dílem a osa y má směr stejný jako v případě hlavního souřadnicového systému celého letounu. Osa z vychází pak z této dvojice sil.

Všechny uvažované síly v daných souřadnicových systémech jsou naznačeny na obrázku 10.1. Velikosti sil jsou uvedeny v příslušných tabulkách. Uvedené síly jsou vždy síly zatěžující a jsou použity pro výpočet jednotlivých zatížení konkrétních dílů.



Obr. 10.1: Distribuce sil na ostruze

Zatěžující síly na ostruhový podvozek dle normy CS-23 (uvedeny v tabulkách 6.12 a 6.13 na str. 28) pro všechny případy ve složkách dle souřadnicového systému letounu jsou uvedeny v tabulce 10.1.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{lx} [N]	F_{ly} [N]	F_{lz} [N]	F_{lx} [N]	F_{ly} [N]	F_{lz} [N]
ZO1	-2 887	0	10 774	-4 330	0	16 161
ZO2	5 577	0	9 660	8 365	0	14 489
ZO3	-901	3 482	3 364	-1 352	5 224	5 046

Tab. 10.1: Zatížení ostruhy v souřadnicovém systému letounu

Zatížení konstrukce letounu v místě ukotvení ostruhy v místě osy otáčení ve složkách orientovaných dle souřadnicového systému celého letounu je uvedeno v tabulkách 10.2 a 10.3.

Zatížení	F_{rlx} [N]	F_{rly} [N]	F_{rlz} [N]	M_{rlz} [Nmm]
ZO1	-7 628	0	-3 124	0
ZO2	-8 728	0	-32 276	0
ZO3	-2 381	3482	-975	2 083 900

Tab. 10.2: Zatížení konstrukce trupu od ukotvení nohy ostruhy při provozním zatížení

Zatížení	F_{rlx} [N]	F_{rly} [N]	F_{rlz} [N]	M_{rlz} [Nmm]
ZO1	-11 441	0	-4 686	0
ZO2	-13 091	0	-48 413	0
ZO3	-3 572	5224	-1 463	3 126 400

Tab. 10.3: Zatížení konstrukce trupu od ukotvení nohy ostruhy při početním zatížení

Jelikož je ostruha volně otočná a moment kolem osy Y je zachycen vzpěrou, platí pro všechny případy zatížení:

$$M_{rox} = 0 \quad (10.1)$$

$$M_{roy} = 0 \quad (10.2)$$

V případě, že dojde k zaaretování ostruhy, tato aretace zachycuje moment od bočné síly, tedy pouze v případě zatížení ZO3.

$$M_{ox} = 344\,250 \text{ Nmm} \quad (\text{při provozním zatížení}) \quad (10.3)$$

$$M_{ox} = 516\,470 \text{ Nmm} \quad (\text{při početním zatížení}) \quad (10.4)$$

Zatížení dolního ramene vzpěry v místě připojení k noze ve složkách orientovaných dle osy nohy (F_{vox} a F_{voz}) a osy vzpěry (F_{vx}) je uvedeno v tabulce 10.4. Jelikož je dolní rameno vzpěry dle definice „binární nezatížený člen“, bude zatěžováno pouze osovou silou.

Protože je horní rameno vzpěry pevně uchyceno uzamčeným hydraulickým zámekem a vůči donímu rameni je zalomeno malým úhlem, bude kromě osových síly namáháno i ohybem. Jednotlivé složky síly v souřadném systému dle osy vzpěry jsou zobrazeny v tabulce 10.5

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{voox} [N]	F_{voz} [N]	F_{vzx} [N]	F_{voox} [N]	F_{voz} [N]	F_{vzx} [N]
ZO1	-11 675	8 905	14 684	-17 513	13 358	22 026
ZO2	-35 230	26 872	44 309	-52 843	40 306	66 460
ZO3	-3 645	2 780	4 584	-5 468	4 171	6 877

Tab. 10.4: Zatížení dolního ramene vzpěry ostruhy v místě připojení k noze

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{vhx} [N]	F_{vhy} [N]	F_{vhz} [N]	F_{vhx} [N]	F_{vhy} [N]	F_{vhz} [N]
ZO1	14 675	0	-513	22 012	0	-789
ZO2	44 282	0	-1 546	66 420	0	-2 319
ZO3	4 581	0	-160	6 873	0	-240

Tab. 10.5: Zatížení horního ramene vzpěry ostruhy v místě připojení spodní části

V tabulce 10.6 je uvedeno zatížení ukotvení horního ramene vzpěry ke konstrukci trupu letounu ve složkách dle souřadnicového systému celého letounu.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{uvlx} [N]	F_{uvly} [N]	F_{uvlz} [N]	F_{uvlx} [N]	F_{uvly} [N]	F_{uvlz} [N]
ZO1	3 858	0	14 662	5 787	0	21 993
ZO2	11 642	0	44 243	17 462	0	66 361
ZO3	1 204	0	4 577	1 807	0	6 867

Tab. 10.6: Zatížení v konstrukci trupu od ukotvení vzpěry

Zatížení hydraulického válce od daných sil je uvedeno v tabulce 10.7. Jelikož hydraulický válec je také „binární nezatížený člen“, bude zatížen pouze osovou silou a ukotvení hydr. válce do konstrukce bude zatíženo totožnými silami. Složky sil v ukotvení zatěžují konstrukci trupu letounu. Převedené do souřadnicového systému letounu jsou uvedeny v tabulce 10.8.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{hox} [N]	F_{hoz} [N]	F_{hx} [N]	F_{hox} [N]	F_{hoz} [N]	F_{hx} [N]
ZO1	476	1 066	-1 168	714	1 599	-1 751
ZO2	1 436	3 217	-3 523	2 155	4 826	-5 285
ZO3	149	333	-365	223	499	-547

Tab. 10.7: Zatížení hydraulického válce

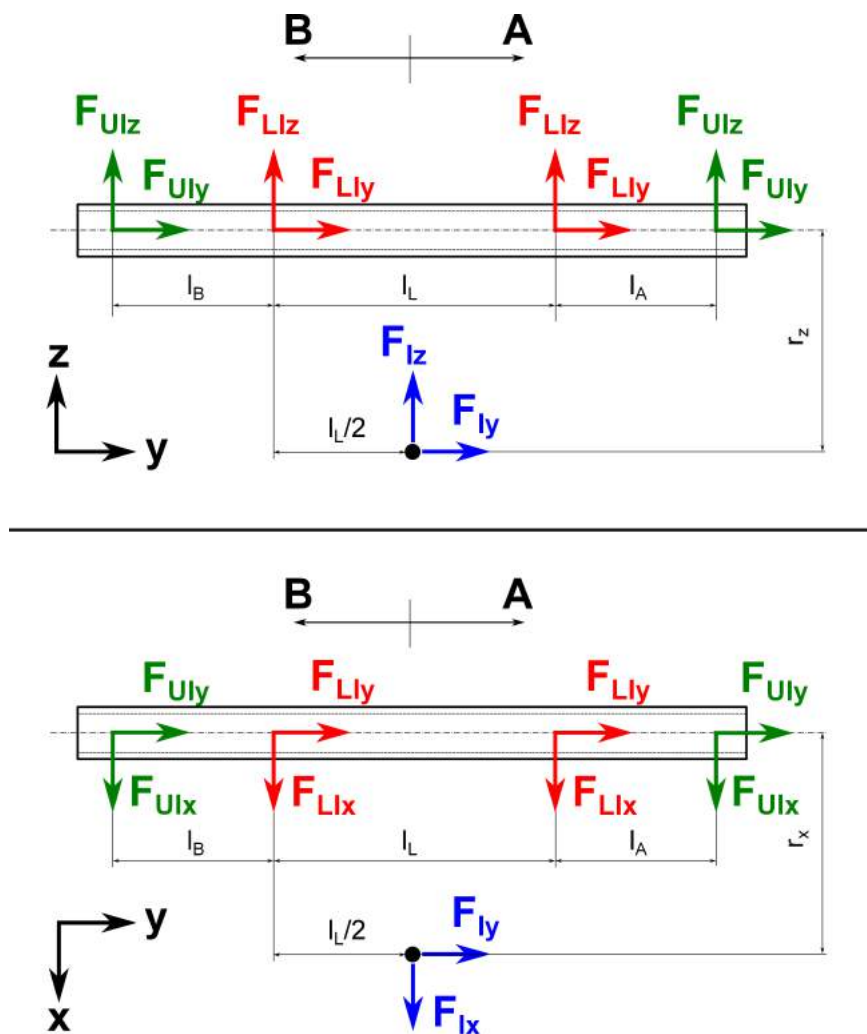
Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	F_{uhlz} [N]	F_{uhlz} [N]	F_{uhlz} [N]	F_{uhlz} [N]	F_{uhlz} [N]	F_{uhlz} [N]
ZO1	883	0	-764	1 324	0	-1 147
ZO2	2 663	0	-2 307	3 995	0	-3 460
ZO3	276	0	-239	413	0	-358

Tab. 10.8: Zatížení v konstrukci trupu od ukotvení hydraulického válce

Zatížení mezi vidlicí a nohou nebylo počítáno analyticky, ale jejich interakce byla simulována prostřednictvím MKP výpočtu.

10.1.2 Zatížení osy kola a vidlice

Osa kola je zatížena dvojicí radiálních sil od ložisek a reakcemi od vidlice. Z reakcí je současně určeno zatížení vidlice. Všechny síly i reakce jsou počítány ve složkách dle souřadnicového systému letounu a jsou vyznačeny na obrázku 10.2.



Obr. 10.2: Distribuce sil na ose kola

Délkové rozměry byly odměřeny z 3D modelu a uvedeny jsou v tabulce 10.9. Rozměry r_x a r_z představují vzdálenost bodu dotyku a osy kola ve směrech dle souřadnicového systému letadla.

l_A [mm]	l_B [mm]	l_V [mm]	r_x [mm]	r_z [mm]
35	35	60	155	8,7

Tab. 10.9: Parametry osy a kola ostruhy

Výpočet proběhl z momentové rovnováhy na ose ze sil v bodě dotyku kola se zemí (viz tab. 10.1/str. 84) pomocí programu MATLAB. Číselné hodnoty sil zatěžujících osu kola jsou v tabulkách 10.10 a 10.11, hodnoty sil zatěžujících vidlici jsou v tabulkách 10.12 a 10.13. Velikosti reakcí v uložení osy ve vidlici nejsou uvedeny, protože mají stejnou hodnotu jako síly zatěžující vidlici a liší se pouze opačným směrem.

Zatížení	Ložisko A			Ložisko B		
	F_{Llx} [N]	F_{Lly} [N]	F_{Llz} [N]	F_{Llx} [N]	F_{Lly} [N]	F_{Llz} [N]
ZO1	-1 443	0	5 387	-1 443	0	5 387
ZO2	2 789	0	4 830	2 789	0	4 830
ZO3	-2 779	3 482	10 370	1 878	0	-7 007

Tab. 10.10: Zatížení osy v místě ložisek při provozním zatížení

Zatížení	Ložisko A			Ložisko B		
	F_{Llx} [N]	F_{Lly} [N]	F_{Llz} [N]	F_{Llx} [N]	F_{Lly} [N]	F_{Llz} [N]
ZO1	-2 165	0	8 081	-2 165	0	8 081
ZO2	4 183	0	7 245	4 183	0	7 245
ZO3	-4 168	5 223	15 556	2 816	0	-10 510

Tab. 10.11: Zatížení osy v místě ložisek při početním zatížení

Zatížení	Uložení A			Uložení B		
	F_{ulx} [N]	F_{uly} [N]	F_{ulz} [N]	F_{ulx} [N]	F_{uly} [N]	F_{ulz} [N]
ZO1	-1 443	0	5 387	-1 443	0	5 387
ZO2	2 789	0	4 830	2 789	0	4 830
ZO3	-1 525	3 482	5 692	624	0	-2 329

Tab. 10.12: Zatížení vidlice v místech uložení při provozním zatížení

Zatížení	Uložení A			Uložení B		
	F_{ulx} [N]	F_{uly} [N]	F_{ulz} [N]	F_{ulx} [N]	F_{uly} [N]	F_{ulz} [N]
ZO1	-2 165	0	8 081	-2 165	0	8 081
ZO2	4 183	0	7 245	4 183	0	7 245
ZO3	-2 288	5 223	8 538	936	0	-3 492

Tab. 10.13: Zatížení vidlice v místech uložení při početním zatížení

Ložisko "A" je ložisko, které v tomto případě zachycuje boční zatížení. Dle definice bočního zatížení (viz obr. 6.5/str. 27) se jedná o pravé ložisko v kole ostruhy.

10.2 Kontrola dílů

10.2.1 Ložiska kola

Disk kola je vybaven dvojicí kuličkových ložisek 6204 ETN9 (viz tab. 10.14/str. 88). Vzhledem k tomu, že při přistání je ložisko zatíženo rázem při relativně nízkých otáčkách a v jiných případech téměř stojí, je třeba jej kontrolovat na statické zatížení podle postupu uvedeného v katalogu SKF [14, str. 76].

Označení	C [N]	C_0 [N]	f_0 [1]	k_r [1]	hmotnost [kg]
6204 ETN9	15 600	7 650	12	0,025	0,096

Tab. 10.14: Parametry použitého ložiska pro výpočet

Výpočet ložisek a jejich zatížení proběhl v programu MATLAB podle postupu popsáným v katalogu SKF [14, str. 77] pro daná zatížení ložisek (viz tab. 10.10/str. 87). Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulkách 10.15 a 10.16.

Protože porucha ložiska či vymačkání kuliček do kroužků ložiska není strukturální záležitost, byl výpočet proveden pouze pro provozní zatížení. Dle parametrů uvedených v části katalogu SKF pro kuličková ložiska tohoto rozměru [14, str. 304] byla vypočtena jistota ložiska vůči určené hodnotě statické bezpečnosti [14, str. 77].

$$s_0 = 0,7 \quad (10.5)$$

Vzorový výpočet je proveden pro případ zatížení ZO3 ložiska "A" (viz tab. 10.10/str. 87). Ložisko je v tomto případě zatěžováno radiální i axiální silou. Pro axiální sílu této velikosti platí:

$$e = 0,42 \quad (10.6)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3\,482}{10\,736} = 0,32 \quad (10.7)$$

Jelikož je poměr axiální síly vůči radiální malý ($F_a/F_r < e$), může se v tomto případě dle pokynů v katalogu SKF [14, str. 299] axiální síla zanedbat a ekvivalentní statické zatížení je tak rovno radiálnímu.

$$P_0 = F_r = 10\,736 \text{ N} \quad (10.8)$$

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{7\,650}{10\,736} = 0,71 \quad (10.9)$$

$$j = \frac{s}{s_0} = \frac{0,71}{0,7} = 1,02 \quad (10.10)$$

Zatížení	F_r [N]	F_a [N]	P_0 [N]	s [1]	j [1]
ZO1	5 577	0	5 577	1,37	1,96
ZO2	5 577	0	5 577	1,37	1,96
ZO3	10 736	3 482	10 736	0,71	1,02

Tab. 10.15: Hodnoty výpočtu ložiska „A“ kola ostruhy pro provozní zatížení

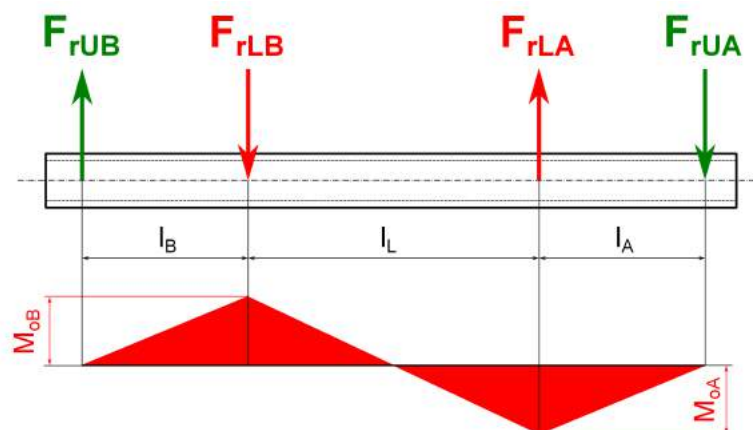
Zatížení	F_r [N]	F_a [N]	P_0 [N]	s [1]	j [1]
ZO1	5 577	0	5 577	1,37	1,96
ZO2	5 577	0	5 577	1,37	1,96
ZO3	7 254	5 223	7 254	1,06	1,51

Tab. 10.16: Hodnoty výpočtu ložiska „B“ kola ostruhy pro provozní zatížení

Obě ložiska mají statickou bezpečnost větší než stanovenou, tedy vyhověly podmínkám na statickou bezpečnost.

10.2.2 Osa

Na osu je nasazeno kolo ostruhy a je uložena ve vidlici. Osa je vyrobena z oceli 15-5PH (H900), jejíž charakteristiky jsou uvedeny v tabulce materiálů (viz tab. 7.2/str. 29). Síly zatěžující osu byly uvedeny v kapitole 10.1.2. Rozměry byly odečteny z 3D modelu a ilustrace zatížení osy pro daný případ je znázorněna na obrázku 10.3.



Obr. 10.3: Zatížení osy ostruhy pro případ zatížení ZO3

Vzorový výpočet je proveden pro početní případ zatížení ZO3. Pro výpočet namáhání osy postačí celkové radiální síly, axiální síly se neuplatní. Z tabulky zatížení vidlice v bodech A a B (viz tab. 10.13/str. 88) lze vypočítat absolutní velikost příslušných radiálních reakcí pro obě uložení ve vidlici (indexy "UA" a "UB") a z tabulky zatížení v místě ložisek (viz tab. 10.11/str. 87) zatěžující síly (indexy "LA" a "LB").

$$F_{rUA} = \sqrt{F_{ulx}^2 + F_{ulz}^2} = \sqrt{(-2\,288)^2 + 8\,538^2} = 8\,839 \text{ N} \quad (10.11)$$

$$F_{rUB} = \sqrt{F_{ulx}^2 + F_{ulz}^2} = \sqrt{936^2 + (-3\,492)^2} = 3\,615 \text{ N} \quad (10.12)$$

$$F_{rLA} = \sqrt{F_{Llx}^2 + F_{Llz}^2} = \sqrt{(-4\,168)^2 + 15\,556^2} = 16\,104 \text{ N} \quad (10.13)$$

$$F_{rLB} = \sqrt{F_{Llx}^2 + F_{Llz}^2} = \sqrt{2\,816^2 + (-10\,510)^2} = 10\,880 \text{ N} \quad (10.14)$$

Dle obrázku 10.3 budou místa s největším ohybovým momentem v místech působení sil od ložisek. Pro rozměry $l_A = l_B = 35 \text{ mm}$ a $l_V = 60 \text{ mm}$ (viz tab. 10.9/str. 87) je vypočten maximální ohybový moment M_{omax} .

$$M_{oA} = F_{rUA} \cdot l_A = 8\,839 \cdot 35 = 3,09 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad (10.15)$$

$$M_{oB} = F_{rUB} \cdot l_B = 3\,615 \cdot 35 = 1,27 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad (10.16)$$

$$M_{omax} = \max(M_{oA}, M_{oB}) = M_{oA} \quad (10.17)$$

Pro trubku s modulem průřezu v ohybu dle daných rozměrů ($D = 20 \text{ mm}$, $d = 18 \text{ mm}$) se už přímo spočítá maximální ohybové napětí a výsledná jistota.

$$W_o = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \frac{20^4 - 18^4}{20} = 270 \text{ mm}^3 \quad (10.18)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{3,09 \cdot 10^5}{270} = 1\,145 \text{ MPa} \quad (10.19)$$

$$j = \frac{R_m}{\sigma_o} = \frac{1\,379}{1\,145} = 1,20 \quad (10.20)$$

Výpočet pro ostatní případy zatížení byl proveden v programu MATLAB a jejich dílčí výsledky jsou uvedeny v tabulkách 10.17 a 10.18.

Zatížení	F_{rVA} [N]	F_{rVB} [N]	M_{omax} [Nmm]	σ_o [MPa]	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	j [1]
ZO1	5 577	5 577	$1,95 \cdot 10^5$	723	1275	1,76
ZO2	5 577	5 577	$1,95 \cdot 10^5$	723	1275	1,76
ZO3	5 839	2 411	$2,06 \cdot 10^5$	764	1275	1,20

Tab. 10.17: Tabulka výpočtu zatížení osy pro provozní případy zatížení

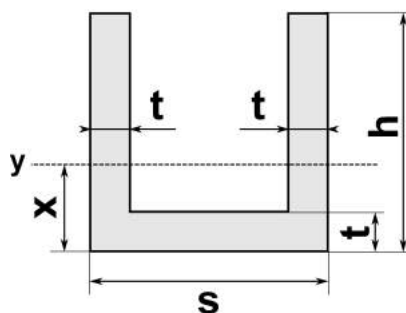
Zatížení	F_{rVA} [N]	F_{rVB} [N]	M_{omax} [Nmm]	σ_o [MPa]	R_m [MPa]	j [1]
ZO1	8 366	8 366	$2,93 \cdot 10^5$	1 084	1379	1,27
ZO2	8 366	8 366	$2,93 \cdot 10^5$	1 084	1379	1,27
ZO3	8 839	3 616	$3,09 \cdot 10^5$	1 145	1379	1,67

Tab. 10.18: Tabulka výpočtu zatížení osy pro početní případy zatížení

Osa kola vidlice plně vyhovuje z hlediska pevnosti. Jelikož byl výpočet proveden s jistými zjednodušeními, výsledná vyšší jistota je vhodná.

10.2.3 Dolní rameno vzpěry

Dolní rameno vzpěry je „binární nezatížený člen“, proto je namáháno pouze osovou silou a to tak, že ve všech případech zatížení je namáháno tlakem. Je proto nutné ho zkontrolovat na vzpěr a prostý tlak.



Obr. 10.4: Průřez dolního ramene vzpěry ostruhy

V tabulce 10.19 jsou uvedeny příslušné rozměry dolního ramene vzpěry dle obrázku 10.4 a vypočítány průřezové charakteristiky A a J_y a štíhlost λ pro polohu elastické osy x .

s [mm]	h [mm]	t [mm]	l [mm]	x [mm]	A [mm ²]	J_{min} [mm ⁴]	λ [1]
25	25	1	155	8,7	73	4875	19

Tab. 10.19: Parametry dolního ramene vzpěry ostruhy

Vzhledem k malé štíhlosti dolního ramene je vzpěr zanedbán a výpočet proběhl pouze pro prostý tlak. Zatěžující síly (viz tab. 10.4/str. 85) a výsledná napětí a jistoty jsou uvedeny v tabulce 10.20. Hodnoty materiálu jsou pro ocel 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29)

Zat.	provozní zatížení				početní zatížení			
	F [N]	σ [MPa]	R_p [MPa]	j [1]	F [N]	σ [MPa]	R_m [MPa]	j [1]
ZO1	14 684	201	1 275	6,34	22 026	302	1 379	4,57
ZO2	44 309	607	1 275	2,1	66 460	911	1 379	1,52
ZO3	5 584	63	1 275	20	6 877	94	1 379	15

Tab. 10.20: Výsledky kontroly dolního ramene vzpěry ostruhy

Dolní rameno vzpěry vyhovělo pevnostní kontrole při provozním i početním zatížení s dostatečnou jistotou.

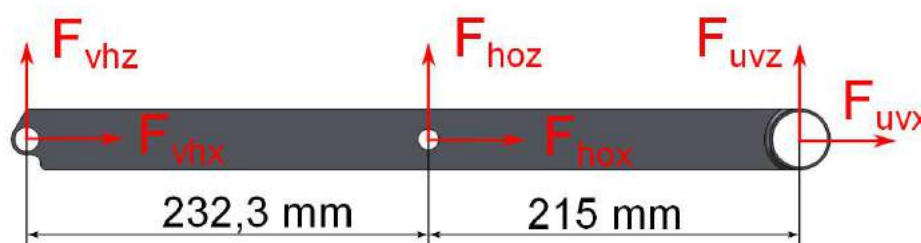
10.2.4 Horní rameno vzpěry

Toto rameno je ve všech případech zatíženo kombinací ohybu a tlaku. Jeho kritický průřez je stejného tvaru jako u dolního ramene (viz obr. 10.4/str. 91). Jednotlivé rozměry a odpovídající průřezové charakteristiky jsou uvedeny v tabulce 10.21.

s [mm]	h [mm]	t [mm]	l [mm]	x [mm]	A [mm ²]	J_{min} [mm ⁴]	λ [1]
42	35	1	447,3	11,3	110	14 506	20

Tab. 10.21: Parametry horního ramene vzpěry ostruhy

Jelikož je štíhlost horního ramene malá a navíc je blízko polovině délky podepřeno, vzpěr bude zanedbán a pevnostní výpočet se omezí na kombinaci ohybového a tlakového napětí.



Obr. 10.5: Silové zatížení horního ramene vzpěry ostruhy

Z obrázku 10.5 vyplývá, že maximální ohybový moment bude v místě připojení hydraulického válce, protože krajní uložení nepřenáší ohybový moment. Jednotlivé velikosti sil jsou uvedeny v tabulkách 10.5, 10.6 a 10.7 a materiálové charakteristiky jsou pro ocel 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Vzorový výpočet je proveden pro početní zatížení ZO2. Ohybové napětí bylo z důvodu výpočtu kombinace napětí počítáno pro horní (index „1“) a spodní vlákno (index „2“).

$$M_o = F_{vhz} \cdot 232,3 \text{ mm} = -2\,319,4 \cdot 232,3 = -538\,797 \text{ Nmm} \quad (10.21)$$

$$W_{o1} = \frac{J_y}{h - x} = \frac{14\,506}{35 - 11,3} = 612,1 \text{ mm}^3 \quad (10.22)$$

$$W_{o2} = \frac{J_y}{x} = \frac{14\,506}{11,3} = 1\,283,7 \text{ mm}^3 \quad (10.23)$$

Protože kladný moment napíná spodní vlákno, bude pro záporný ohybový moment spodní vlákno („2“) tlačené (-) a horní („1“) tažené (+).

$$\sigma_{o1} = -\frac{M_o}{W_{o1}} = -\frac{538\,797}{612,1} = 880 \text{ MPa} \quad (10.24)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{-538\,797}{1\,283,7} = -420 \text{ MPa} \quad (10.25)$$

K těmto napětím se přičítá napětí tlakové (-).

$$\sigma_t = -\frac{F_{vhx}}{A} = -\frac{66420}{110} = -604 \text{ MPa} \quad (10.26)$$

Výsledné maximální napětí je větší z hodnot kombinace napětí pro horní a spodní vlákno.

$$\sigma_1 = \sigma_{o1} + \sigma_t = 880 - 604 = 276 \text{ MPa} \quad (10.27)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{o3} + \sigma_t = -420 - 604 = -1\,024 \text{ MPa} \quad (10.28)$$

$$\sigma = |\max(\sigma_1, \sigma_2)| = 1\,024 \text{ MPa} \quad (10.29)$$

Výsledná jistota pro početní případ zatížení ZO2 je:

$$j = \frac{R_m}{\sigma} = \frac{1\,379}{1\,034} = 1,35 \quad (10.30)$$

Ostání případy byly vypočteny pomocí programu MATLAB a jsou uvedeny v tabulkách 10.22 a 10.23.

Zat.	F_{vhx} [N]	F_{vhz} [N]	σ_t [MPa]	σ_{o1} [MPa]	σ_{o2} [MPa]	σ [MPa]	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	j [1]
ZO1	14 675	513	-133	194	-93	226	1275	5,63
ZO2	44 282	1 546	-403	587	-280	683	1275	1,86
ZO3	4 581	160	-42	61	-29	71	1275	18

Tab. 10.22: Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry ostruhy pro provozní zatížení

Zat.	F_{vhx} [N]	F_{vhz} [N]	σ_t [MPa]	σ_{o1} [MPa]	σ_{o2} [MPa]	σ [MPa]	R_m [MPa]	j [1]
ZO1	22 012	769	-200	292	-139	340	1379	4,06
ZO2	66 420	2 320	-604	880	-420	1 024	1379	1,35
ZO3	6 873	240	-63	91	-44	106	1379	13

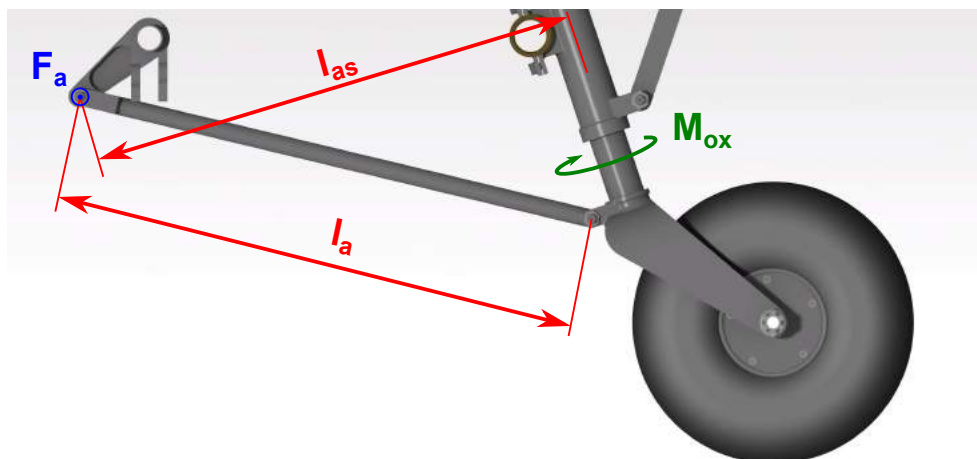
Tab. 10.23: Tabulka výpočtu jistot horního ramene vzpěry ostruhy pro početní zatížení

Horní rameno vzpěry pevnostní kontrole vyhovělo při provozním i početním zatížení.

10.2.5 Tyč aretace

Aretace zachycuje moment M_{ox} uvedený v kapitole 10.1.1, který by jinak otočil nohou ostruhy. Ta je tak v uchycení v rameni zatížena silou odpovídající kolmé vzdálenosti od osy nohy a velikosti momentu. Touto silou je trubka namáhána na ohyb. Materiálové charakteristiky jsou pro ocel 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Jelikož je moment vyvozen pouze v případě zatížení ZO3, vzorový výpočet proběhl pro početní zatížení tohoto případu. Kolmá vzdálenost uchycení k ose odečtená z 3D modelu je $l_{as} = 538$ mm a délka aretace $l_a = 580$ mm. Trubka aretace má průměry $D = 20$ mm a $d = 16,5$ mm. Vzdálenosti jsou znázorněny na obrázku 10.6.



Obr. 10.6: Schéma pro výpočet aretace

$$F_a = M_{ox} \cdot l_{as} = 516\,470 \cdot 538 = 960 \text{ N} \quad (10.31)$$

$$M_o = F_a \cdot l_a = 960 \cdot 580 = 556\,800 \text{ Nmm} \quad (10.32)$$

$$W_o = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{\pi (20^4 - 16,5^4)}{32 \cdot 20} = 421,5 \text{ mm}^4 \quad (10.33)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{556\,800}{421,5} = 1321 \text{ MPa} \quad (10.34)$$

$$j = \frac{R_m}{\sigma_o} = \frac{1379}{1321} = 1,04 \quad (10.35)$$

Zatížení	M_{ox} [Nmm]	F_a [N]	M_o [Nmm]	W_o [mm ⁴]	σ_o [MPa]	R_p/R_m [MPa]	j [1]
ZO3 provozní	344 250	640	371 200	421,5	881	1275	1,45
ZO3 početní	516 470	960	556 800	421,5	1321	1379	1,04

Tab. 10.24: Výpočet tyče aretace ostruhy

10.3 MKP kontrola dílů

Kontrola dílů pomocí MKP probíhala v modulu „Static Structural“ programu ANSYS, do kterého byl importován 3D model z Catie V5.

Pro všechny díly, které jsou byly kontrolovány MKP výpočtem, je zde uvedena tabulka výsledných hodnot. Obrázky výsledků pro všechny provozní a početní případy zatížení jsou uvedeny v příloze.

10.3.1 Vidlice

Vidlice je vyrobena z oceli 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29) a je zatížena v místě uložení osy kola (viz. tab.10.12 a 10.13/str. 87) a uložena ve dvojici kluzných pouzder v noze ostruhy. U zatížení ZO3 je navíc zatížena od aretace silou na držák od zachycení kroučícího momentu od bočné síly (viz. kap. 10.1.1). Pro rameno $r = 45$ mm budou mít tyto síly velikost:

$$F_k = M_{ox} \cdot r = 344\,250 \cdot 45 = 7650 \text{ N} \quad (10.36)$$

$$F_k = M_{ox} \cdot r = 516\,470 \cdot 45 = 11477 \text{ N} \quad (10.37)$$

Vidlice ostruhy byla pro svůj složitější tvar pevnostně zkontrolována pomocí nástrojů MKP, které byly nastaveny tak, aby co nejvíce odpovídaly reálnému stavu.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZO1	1275	775	1,65	1379	1162	1,19
ZO2		895	1,42		1343	1,03
ZO3		730	1,75		1095	1,26

Tab. 10.25: Výsledky MKP zatížení vidlice ostruhy

10.3.2 Noha

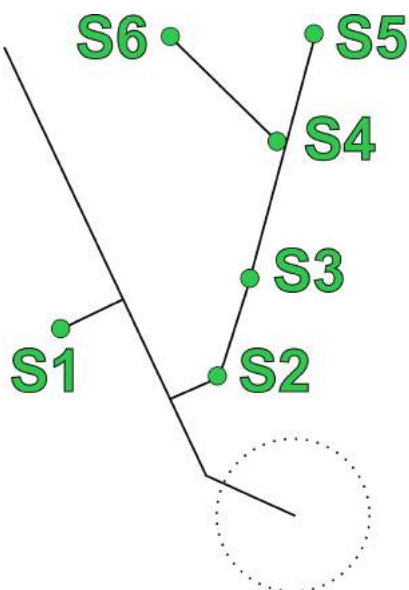
Noha ostruhy je vyrobena z oceli 17-4PH (viz tab. 7.2/str. 29) a je zatížena od uložení vidlice a od připojení vzpěry (viz tab. 10.4/str. 85) a uložena je v konstrukci trupu. Zatížení od uložení vidlice není uvedeno, protože distribuce zatížení v tomto spoji probíhala přímo skrze nástroje MKP, které byly využity i u tohoto dílu a nastaveny tak, aby odpovídaly reálnému stavu.

Zatížení	provozní zatížení			početní zatížení		
	$R_{p(0,2)}$ [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]	R_m [MPa]	Max napětí [MPa]	jistota [1]
ZO1	1275	372	3,43	1379	557	2,48
ZO2		907	1,41		1360	1,01
ZO3		533	2,39		800	1,72

Tab. 10.26: Výsledky MKP zatížení nohy ostruhy

10.4 Kontrola spojů

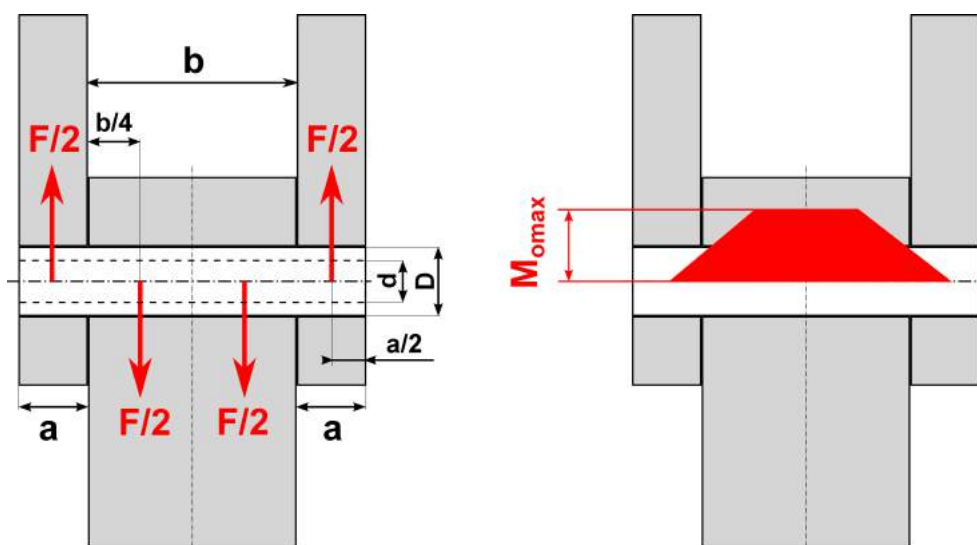
Příslušné spoje ostruhy jsou očíslovány a jejich přehled je na obrázku 10.7.



Obr. 10.7: Číslování spojů ostruhy

10.4.1 Kontrola čepů

Čepy a šrouby kluzných spojů jsou kontrolovány stejně jako v případě hlavního podvozku na ohyb a na smyk. Spojité zatížení spoje je nahrazeno silami a ohybový moment má průběh dle obrázku 10.8. Protože u spojů S1, S5, S6 představuje čep konstrukce trupu, nejsou u těchto spojů čepy kontrolovány. Předpokládá se, že příslušné výpočty proběhnou v rámci pevnostní kontroly konstrukce trupu.



Obr. 10.8: Způsob výpočtu čepového spoje

Vztahy pro maximální ohybové napětí, maximální smykové napětí a výsledné redukované napětí pro duté čepy s průměrem D a dírou o průměru d jsou uvedeny níže.

$$\sigma_o = \frac{4F(2a+b)}{\pi \left(\frac{D^4-d^4}{D} \right)} \quad \tau_s = \frac{2F}{\pi(D^2-d^2)} \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \quad (10.38)$$

Pro dané čepy spojů S2, S3 byly z 3D modelu odečteny příslušné rozměry a z tabulek v kapitole 10.1.1 síly, které daný čep nejvíce namáhají⁸. Parametry čepů a velikosti sil jsou uvedeny v tabulce 10.27

Čep	D [mm]	d [mm]	a [mm]	b [mm]	F_{pro} [N]	F_{poc} [N]
S2	14	6	7,5	25	44 309	66 460
S3	14	6	7,5	25	44 309	66 460
S4	12	7	11	25	3 523	5 285

Tab. 10.27: Tabulka rozměrů čepů ostruhy

Vzorový výpočet je proveden pro spoj S2 a početní případ zatížení ZO2.

$$\sigma_o = \frac{4F(2a+b)}{\pi \left(\frac{D^4-d^4}{D} \right)} = \frac{4 \cdot 66\,460 (2 \cdot 7,5 + 25)}{\pi \left(\frac{14^4-6^4}{14} \right)} = 1277 \text{ MPa} \quad (10.39)$$

$$\tau_s = \frac{2F}{\pi(D^2-d^2)} = \frac{2 \cdot 66\,460}{\pi(14^2-6^2)} = 265 \text{ MPa} \quad (10.40)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{1277^2 + 3 \cdot 265^2} = 1356 \text{ MPa} \quad (10.41)$$

$$j = \frac{R_m}{\sigma_{red}} = \frac{1379}{1356} = 1,02 \quad (10.42)$$

Kontrola ostatních čepů je uvedena v tabulce 10.28. Všechny čepy jsou vyrobeny z materiálu 15-5PH (viz tab. 7.2/str. 29).

Čep	Případ	Zatížení	σ_o [MPa]	τ_s [MPa]	σ_{red} [MPa]	R_p/R_m [MPa]	j [1]
S2	ZO2	provozní	851	176	904	1275	1,41
		početní	1277	265	1356	1379	1,02
S3	ZO2	provozní	851	176	904	1275	1,41
		početní	1277	265	1356	1379	1,02
S4	ZO2	provozní	217	35	225	1275	5,67
		početní	325	53	337	1379	4,09

Tab. 10.28: Výsledky kontroly čepů ostruhy na ohyb

Všechny čepy vyhovují pro početní i provozní zatížení.

⁸Všechny kontrolované čepy ostruhy jsou nejvíce namáhány při případě zatížení ZO2.

10.4.2 Kontrola spojů na otláčení

Na otláčení jsou kontrolována kluzná pouzdra i základní materiál dílů. Rozměry spojů jsou určeny z 3D modelu, maximální síly na spoj z tabulek v kapitole 10.1.1⁹. Spoje jsou kontrolovány pouze pro provozní zatížení, jelikož otláčení není strukturální problém.

Předpokládá se, že čepy v místech, kde nebylo použito kluzné pouzdro, se nepohybují a mechanismus je při zavedení zatížení ve stabilní pozici. Parametry a_c a b_c (tab. 10.29) představují šířku kontaktní plochy 10.8. Bez použití kluzných pouzder se rovná šířce díry, v případě kluzných pouzder celkové délce všech použitých pouzder v dané díře. Dovolené kontaktní tlaky ve spoji odpovídají nižší hodnotě z obou materiálů v případě pouzder (viz tab. 7.2/str. 29) i ocelí (viz tab. 7.3/str. 30). Protože spoje S4 a S6 jsou realizovány pomocí radiálních kloubových ložisek, uvažují se tyto spoje jako nepohyblivé rozebíratelné s vyšším dovoleným tlakem.

Spoj	D [mm]	a_c [mm]	b_c [mm]	$p_{dov(a)}$ [MPa]	$p_{dov(b)}$ [MPa]	F_{pr} [N]
S1	35	—	48	—	250	9 321
S2	14	7,5	22	276	250	44 309
S3	14	7,5	22	276	250	44 309
S4	10	11	9	828	828	3 523
S5	30	—	50	—	250	45 749
S6	25	—	9	—	—	3 523

Tab. 10.29: Tabulka parametrů spojů ostruhy pro výpočet otláčení

Výpočet na otláčení probíhá podle jednoduchého vzorce, kde rozměry odpovídají obrázku 10.8.

$$p_a = \frac{F}{2 \cdot D \cdot a} \leq p_{dov} \quad (10.43)$$

$$p_b = \frac{F}{D \cdot b} \leq p_{dov} \quad (10.44)$$

Vzorový výpočet je proveden pro spoj S2 a provozní případ zatížení ZO2. V části „a“ je přímo základní materiál dílu, v části „b“ je dvojice kluzných pouzder.

$$p_a = \frac{44\,309}{2 \cdot 14 \cdot 7,5} = 211 \text{ MPa} \quad (10.45)$$

$$p_b = \frac{44\,309}{14 \cdot 22} = 144 \text{ MPa} \quad (10.46)$$

$$j_a = \frac{276}{211} = 1,31 \quad (10.47)$$

$$j_b = \frac{250}{144} = 1,74 \quad (10.48)$$

Výpočet ostatních spojů proběhl v programu MATLAB. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 10.30.

⁹Uvedeny jsou pouze největší radiální síly na daný spoj

Spoj	Případ	p_a [MPa]	p_b [MPa]	j_a [MPa]	j_b [MPa]
S1	ZO2	—	5,55	—	45
S2	ZO2	211	144	1,31	1,74
S3	ZO2	211	144	1,31	1,74
S4	ZO2	16	39	52	21
S5	ZO2	—	31	—	8,20

Tab. 10.30: Výsledky kontroly spojů ostruhy na otláčení

Pro spoje S4 a S6 jsou kontrolována na statické zatížení radiální kloubová ložiska. Počítají se hodnoty vůči statické bezpečnosti jako v případě ložisek kola v kapitole 10.2.1. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 10.31.

$$s_0 = 1,5 \quad (10.49)$$

Spoj	Případ	Označení ložiska	F [N]	C_0 [N]	s [1]	j [1]
S4	ZH2	GE 10 C	3 523	21 600	6,13	4,09
S6	ZH2	GE 25 C	3 523	127 000	36	24

Tab. 10.31: Výsledky statické kontroly kloubových ložisek hlavního podvozku

Dodatečným případem je axiální zatížení spoje S1 uvedenými maximálními silami (viz tab. 10.2/str. 84) a (viz tab. 10.3/str. 84). Jelikož je kluzné pouzdro přírubové, předpokládá se styk na celé ploše dané vnějším a vnitřním průměrem.

$$F_{pr} = 3\,482 \text{ N} \quad (10.50)$$

$$F_{po} = 5\,224 \text{ N} \quad (10.51)$$

$$D = 47 \text{ mm} \quad (10.52)$$

$$d = 41 \text{ mm} \quad (10.53)$$

Pro dané axiální síly a rozměry příruby pouzdra byly vypočteny kontaktní tlaky a pro dovolený tlak pouzder jistoty.

$$p_{pr} = \frac{4 \cdot F_{pr}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = 9 \text{ MPa} \quad (10.54)$$

$$p_{po} = \frac{4 \cdot F_{po}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = 13 \text{ MPa} \quad (10.55)$$

$$j_{pr} = \frac{p_{dov}}{p_{pr}} = \frac{250}{9} = 28 \quad (10.56)$$

$$j_{po} = \frac{p_{dov}}{p_{po}} = \frac{250}{13} = 19 \quad (10.57)$$

Je vidět, že největší axiální namáhání pouzdra ve spoji S1 je velmi malé a spoj tak vyhovuje. Kontrole vyhovují i všechny ostatní spoje.

11 Hmotový rozbor

V této kapitole je proveden hmotový rozbor hlavního podvozku a ostruhy na základě 3D modelu. Hmotnosti vyráběných dílů byly odměřeny z modelu po aplikování příslušného materiálu, hmotnosti nakupovaných dílů byly určeny z katalogů.

11.1 Hlavní podvozek

Celková hmotnost, poloha těžiště a momenty setrvačnosti hlavního podvozku jsou stanoveny pro levou část, pravá je bezzbytku zrcadlovým obrazem. V tab. 11.1 jsou uvedeny hodnoty pro vysunutou polohu a v tab. 11.2 pro zasunutou polohu podvozku. Pro jednotlivé díly jsou hmotnost a polohy těžiště uvedeny v tab. 11.3 a 11.4. Uvedené momenty setrvačnosti jsou vztažené k těžišti celé nohy hlavního podvozku.

varianta	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{ox} [kgm ²]	I_{oy} [kgm ²]	I_{oz} [kgm ²]
bez žeber	68,087	3307	-1325	659	16,790	20,403	4,890
s žebry	91,992	3428	-1339	858	28,142	36,171	11,042

Tab. 11.1: Hmotový rozbor hlavního podvozku ve vysunuté poloze

varianta	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{ox} [kgm ²]	I_{oy} [kgm ²]	I_{oz} [kgm ²]
bez žeber	68,087	3712	-1979	1409	14,835	1,594	15,716
s žebry	91,992	3729	-1823	1413	22,151	3,180	24,383

Tab. 11.2: Hmotový rozbor hlavního podvozku v zasunuté poloze

Pro obě nohy hlavního podvozku vychází hmotnost bez žeber přibližně 136 kg. Ve srovnání s předkládanou hmotností 131,2 kg (viz. kap 7.1.1) přesáhla celková hmotnost tuto hodnotu o 3,6 % předpokládané hmotnosti. Původní odhad byl tedy velmi přesný vůči konečnému návrhu.

č.	č. dílu	název dílu	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{Tx} [kgm ²]	I_{Ty} [kgm ²]	I_{Tz} [kgm ²]
1	B441-000-01.00	Kotvící žebro	10,788	3684	-1216	1409	6,270	8,198	2,226
2	B411-000-02.00	Hlavice nohy	6,464	3505	-1243	1233	2,265	2,499	0,336
3	B411-000-03.00	Válec tlumiče	7,839	3374	-1248	939	0,979	1,010	0,138
4	B411-000-04.00	Píst tlumiče	8,591	3193	-1269	437	0,834	0,952	0,211
5	B410-000-05.00	Torzni nůžky h.	0,569	3172	-1248	634	0,004	0,012	0,014
6	B410-000-06.00	Torzni nůžky d.	0,59	3127	-1248	495	0,020	0,036	0,023
7	B411-000-07.00	Rameno vzpěry d.	2,623	3567	-1305	1185	0,746	0,915	0,194
8	B410-000-08.00	Rameno vzpěry h.	0,878	3441	-1248	1120	0,196	0,208	0,022
9	B411-000-09.00	Katarakt	4,279	3797	-1562	1419	2,749	3,570	1,338
10	B410-000-10.00	Jehla	0,336	3376	-1248	941	0,031	0,030	0,004
11	B411-000-11.00	Přichytka	0,759	3671	-1199	1321	0,346	0,434	0,114
12	B411-000-12.00	Žebro vzpěry	9,666	3886	-1577	1455	6,785	9,764	4,227
13	B411-000-13.00	Zátka hlavy nohy	0,558	3655	-1202	1298	0,237	0,296	0,076
14	B410-000-14.00	Dist. Kroužek	0,022	3503	-1229	1120	0,005	0,006	0,001
15	B410-001-00.00	Kolo + brzda	28,998	3120	-1350	220	6,281	7,795	1,726
16	B410-002-01.00	Válec hydrauliky	1,379	3734	-1439	1424	0,833	1,062	0,278
17	B410-002-02.00	Píst hydrauliky	0,851	3704	-1373	1391	0,463	0,592	0,140
18	B410-002-03.00	Hydraulický zámek	0,437	3668	-1488	1344	0,218	0,263	0,069
19	B411-003-02.00	Zátka tlumiče	0,936	3266	-1248	639	0,007	0,003	0,008
20	B411-004-01.00	Kluzné pouzdro hlav.	0,674	3482	-1260	1341	0,317	0,335	0,024
21	B411-004-01.00	Kluzné pouzdro hlav.	0,674	3623	-1213	1306	0,292	0,350	0,076
22	—	Spojovací materiál	5,385	3650	-1341	1280	2,535	3,533	1,279

Tab. 11.3: Hmotový rozbor pro vysunutý hlavní podvozek

č.	č. dílu	název dílu	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{Tx} [kgm ²]	I_{Ty} [kgm ²]	I_{Tz} [kgm ²]
1	B441-000-01.00	Kotvící žebro	10,788	3684	-1216	1409	6,338	0,593	6,844
2	B411-000-02.00	Hlavice nohy	6,464	3561	-1338	1331	2,799	0,212	2,918
3	B411-000-03.00	Válec tlumiče	7,839	3611	-1656	1340	1,197	0,149	1,257
4	B411-000-04.00	Píst tlumiče	8,591	3729	-2176	1371	0,756	0,061	0,752
5	B410-000-05.00	Torzni nůžky h.	0,569	3607	-2022	1340	0,005	0,009	0,008
6	B410-000-06.00	Torzni nůžky d.	0,59	3645	-2164	1343	0,023	0,006	0,024
7	B411-000-07.00	Rameno vzpěry d.	2,623	3645	-1366	1416	1,008	0,028	1,005
8	B410-000-08.00	Rameno vzpěry h.	0,878	3569	-1468	1336	0,239	0,023	0,253
9	B411-000-09.00	Katarakt	4,279	3803	-1548	1460	0,848	0,095	0,909
10	B410-000-10.00	Jehla	0,336	3611	-1653	1340	0,039	0,005	0,041
11	B411-000-11.00	Přichytka	0,759	3671	-1199	1321	0,469	0,008	0,464
12	B411-000-12.00	Žebro vzpěry	9,666	3886	-1577	1455	1,620	0,703	2,213
13	B411-000-13.00	Zátka hlavy nohy	0,558	3655	-1202	1298	0,344	0,009	0,339
14	B410-000-14.00	Dist. Kroužek	0,022	3622	-1434	1322	0,007	0,000	0,007
15	B410-001-00.00	Kolo + brzda	28,998	3779	-2398	1457	5,839	0,884	6,416
16	B410-002-01.00	Válec hydrauliky	1,379	3753	-1464	1466	0,378	0,009	0,376
17	B410-002-02.00	Píst hydrauliky	0,851	3673	-1274	1401	0,427	0,002	0,429
18	B410-002-03.00	Hydraulický zámek	0,437	3688	-1433	1499	0,134	0,004	0,131
19	B411-003-02.00	Zátka tlumiče	0,936	3683	-1966	1346	0,005	0,005	0,002
20	B411-004-01.00	Kluzné pouzdro hlav.	0,674	3482	-1260	1341	0,352	0,040	0,385
21	B411-004-01.00	Kluzné pouzdro hlav.	0,674	3623	-1213	1306	0,403	0,013	0,401
22	—	Spojovací materiál	5,385	3709	-1438	1386	1,920	0,399	2,262

Tab. 11.4: Hmotový rozbor pro zasunutý hlavní podvozek

11.2 Ostruha

Celková hmotnost vysunuté ostruhy, poloha těžiště v souřadnicovém systému letounu a vlastní momenty setrvačnosti jsou uvedeny v tab. 11.5, totéž pro zasunutou ostruhu v tab. 11.6.

Pro všechny díly ostruhy jsou navíc uvedeny momenty setrvačnosti k těžišti ostruhy jak pro variantu s aretací, tak pro variantu bez aretace. V tab. 11.7 jsou uvedeny hodnoty pro vysunutou polohu, v tab. 11.8 pro zasunutou polohu ostruhy.

varianta	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{ox} [kgm ²]	I_{oy} [kgm ²]	I_{oz} [kgm ²]
s aretací	15,104	8157	0	1674	1,229	1,786	0,600
bez aretace	13,509	8208	0	1681	1,202	1,41	0,23

Tab. 11.5: Hmotový rozbor ostruhy ve vysunuté poloze

varianta	m [kg]	G_x [mm]	G_y [mm]	G_z [mm]	I_{ox} [kgm ²]	I_{oy} [kgm ²]	I_{oz} [kgm ²]
s aretací	15,104	8182	0	1777	0,385	1,549	1,207
bez aretace	13,509	8227	0	1790	0,349	1,203	0,876

Tab. 11.6: Hmotový rozbor ostruhy v zasunuté poloze

Ve srovnání s předkládanou hmotností 11,5 kg (viz. kap 7.1.1) přesáhla celková hmotnost ostruhy bez aretace, která činí přibližně 13,5 kg, o 17 % původní předpokládané hmotnosti. V případě připojení aretace je rozdíl dokonce 31 %. Pro ostruhu byl tedy původní odhad oproti hlavnímu podvozku výrazně nepřesnější.

č.	č. dílu	název dílu	m [kg]	G _x [mm]	G _y [mm]	G _z [mm]	s aretací			bez aretace		
							I _{Tx} [kgm ²]	I _{Ty} [kgm ²]	I _{Tz} [kgm ²]	I _{Tx} [kgm ²]	I _{Ty} [kgm ²]	I _{Tz} [kgm ²]
1	B420-000-01.00	Noha	1,858	8123	0	1689	0,006	0,010	0,005	0,006	0,020	0,016
2	B420-000-02.00	Vídlice	3,235	8203	0	1516	0,155	0,172	0,027	0,162	0,172	0,020
3	B420-000-03.00	Rameno vzpěry d.	0,227	8230	0	1699	0,001	0,002	0,001	0,001	0,001	0,000
4	B420-000-04.00	Rameno vzpěry h.	0,859	8332	0	2031	0,129	0,156	0,029	0,125	0,139	0,016
5	B420-000-05.00	Tlumič	2,42	8046	0	1953	0,230	0,266	0,036	0,222	0,290	0,070
6	B420-000-06.00	Dist. kroužek	0,002	8323	-7	1992	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
7	B420-000-06.00	Dist. kroužek	0,002	8323	7	1992	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
8	B420-001-01.00	Ráfek	0,848	8371	-1	1321	0,107	0,146	0,040	0,111	0,134	0,024
9	B420-001-02.00	Kryt ráfku	0,063	8371	-40	1321	0,008	0,011	0,003	0,008	0,010	0,002
10	B420-001-02.00	Kryt ráfku	0,063	8371	40	1321	0,008	0,011	0,003	0,008	0,010	0,002
11	B420-001-03.00	Osa kola	0,099	8371	-4	1321	0,013	0,017	0,005	0,013	0,016	0,003
12	B420-001-04.00	Dist. kroužek	0,025	8371	49	1321	0,003	0,004	0,001	0,003	0,004	0,001
13	B420-001-04.00	Dist. kroužek	0,025	8371	-49	1321	0,003	0,004	0,001	0,003	0,004	0,001
14	Mitas Aero "4"	Pneumatika	1,44	8371	0	1321	0,193	0,269	0,079	0,200	0,249	0,052
15	SKF 6204 ETN9	Ložisko kola	0,097	8371	30	1321	0,012	0,017	0,005	0,013	0,015	0,003
16	SKF 6204 ETN9	Ložisko kola	0,097	8371	-30	1321	0,012	0,017	0,005	0,013	0,015	0,003
17	B420-003-01.00	Kladka	0,653	7665	0	1686	0,010	0,159	0,168	—	—	—
18	B420-003-02.00	Páka	0,357	7643	0	1650	0,001	0,095	0,094	—	—	—
19	B420-003-03.00	Tyč aretace	0,585	7856	0	1524	0,015	0,088	0,073	—	—	—
20	B420-005-01.00	Píst hydrauliky	0,153	8285	0	2024	0,019	0,021	0,003	0,018	0,019	0,001
21	B420-005-02.00	Válec hydrauliky	1,184	8169	0	2125	0,243	0,245	0,002	0,236	0,239	0,004
22	—	Spojovací mat.	0,780	8135	-4	1718	0,035	0,072	0,038	0,035	0,075	0,042

Tab. 11.7: Hmotový rozbor dílů pro vysunutou ostruhu

č.	č. dílu	název dílu	m [kg]	G _x [mm]	G _y [mm]	G _z [mm]	s aretací			bez aretace		
							I _{Tx} [kgm ²]	I _{Ty} [kgm ²]	I _{Tz} [kgm ²]	I _{Tx} [kgm ²]	I _{Ty} [kgm ²]	I _{Tz} [kgm ²]
1	B420-000-01.00	Noha	1,858	8111	0	1721	0,008	0,022	0,016	0,011	0,041	0,032
2	B420-000-02.00	Vídlíce	3,235	8297	0	1681	0,042	0,156	0,125	0,051	0,139	0,098
3	B420-000-03.00	Rameno vzpěry d.	0,227	8153	0	1800	0,001	0,001	0,001	0,000	0,002	0,002
4	B420-000-04.00	Rameno vzpěry h.	0,859	8272	0	2064	0,084	0,099	0,017	0,077	0,087	0,012
5	B420-000-05.00	Tlumič	2,42	7853	0	1817	0,010	0,314	0,305	0,008	0,387	0,380
6	B420-000-06.00	Dist. kroužek	0,002	8248	-7	2032	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
7	B420-000-06.00	Dist. kroužek	0,002	8248	7	2032	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
8	B420-001-01.00	Ráfek	0,848	8554	-1	1698	0,006	0,124	0,118	0,008	0,099	0,092
9	B420-001-02.00	Kryt ráfku	0,063	8554	-40	1698	0,001	0,009	0,009	0,001	0,007	0,007
10	B420-001-02.00	Kryt ráfku	0,063	8554	40	1698	0,001	0,009	0,009	0,001	0,007	0,007
11	B420-001-03.00	Osa kola	0,099	8554	-4	1698	0,001	0,014	0,014	0,001	0,011	0,011
12	B420-001-04.00	Dist. kroužek	0,025	8554	49	1698	0,000	0,004	0,004	0,000	0,003	0,003
13	B420-001-04.00	Dist. kroužek	0,025	8554	-49	1698	0,000	0,004	0,004	0,000	0,003	0,003
14	Mitas Aero "4"	Pneumatika	1,44	8554	0	1698	0,022	0,231	0,212	0,025	0,190	0,168
15	SKF 6204 ETN9	Ložisko kola	0,097	8554	30	1698	0,001	0,014	0,014	0,001	0,011	0,011
16	SKF 6204 ETN9	Ložisko kola	0,097	8554	-30	1698	0,001	0,014	0,014	0,001	0,011	0,011
17	B420-003-01.00	Kladka	0,653	7665	0	1686	0,015	0,180	0,185	—	—	—
18	B420-003-02.00	Páka	0,357	7706	0	1671	0,004	0,086	0,081	—	—	—
19	B420-003-03.00	Tyč aretace	0,585	8016	0	1627	0,013	0,051	0,037	—	—	—
20	B420-005-01.00	Píst hydrauliky	0,153	8213	0	2067	0,013	0,013	0,000	0,012	0,012	0,000
21	B420-005-02.00	Válec hydrauliky	1,184	8163	0	2119	0,141	0,143	0,002	0,130	0,137	0,007
22	—	Spojovací mat.	0,780	8202	-6	1818	0,021	0,034	0,014	0,021	0,033	0,015

Tab. 11.8: Hmotový rozbor dílů pro zasunutou ostruhu

12 Závěr

V této práci byla provedena rešerše zatahovacích podvozků u letounů, které byly projektovány a létaly v přibližně stejné době jako Avie B-135. Dále byl proveden konstrukční návrh přistávacího zařízení, a to jak hlavního podvozku, tak i ostruhy. Mimo jiné byla ověřena kinematika zatahovacího mechanismu, a byl proveden hmotový rozbor. Pro zvolenou certifikační bázi evropského předpisu CS-23 byl stanoven přistávací násobek a předpisová zatížení podvozku. Pro tato zatížení byly provedeny pevnostní výpočty hlavních částí, které pro všechny kontrolované případy zatížení vyhověly.

Konstrukční návrh podvozku byl s ohledem na množství dostupných materiálů a jejich kvalitu poměrně obtížný. Prakticky byly z daných zdrojů jasné pouze vnější rozměry, některé detaily bylo nutné zkoumat z fotografií, pro některé se musela využít statistika a některé se musely znovu navrhnout. Jako problémová se ukázalo to, že dostupné zdroje nejspíše patřily různým verzím letounu, a proto mezi nimi byly určité odlišnosti. V takovém případě byla vybrána vždy varianta, která se s největší pravděpodobností vyskytovala na sériovém letounu.

Tento návrh rekonstrukce přistávacího zařízení v žádném případě není všeobsahující a konečný. Jedná se o první přiblížení hlavní konstrukce podvozku, u které nebyla navrhována podoba tlumiče hlavního podvozku ani ostruhy. Byl však dán solidní základ a určité mantinely pro pokračující práci na tomto přistávacím zařízení.

Použité zdroje

- [1] AK STEEL CORPORATION. *Precipitation Hardening Stainless Steel Data Bulletins* [online]. 2014 [cit. 2015-04-10]. Dostupné také z: http://www.aksteel.com/markets_products/stainless_precipitation.aspx
- [2] BELCARZ, Bartłomiej a colour ill. by Artur JUSZCZAK. *Dewoitine D.520*. Sandomierz: Stratus, 2005. ISBN 83-894-5009-7.
- [3] BÍLÝ, Miroslav, Dénes BERNÁD a Pavel KUČERA. *Avia B-35, B-135*. 1. vyd. Praha: MBI, 2003, 88 s. ISBN 80-865-2403-5.
- [4] BOCK, Robert. Monografie Lotnicze 46: Jak-1, Jak-3. Gdynia: AJ-PRESS, 1998. ISBN 83-86209-90-2.
- [5] CONWAY, Hugh. *Landing gear design*. London: Chapman & Hall, 1958, 342 s.
- [6] EVROPSKÁ AGENTURA PRO BEZPEČNOST LETECTVÍ. CS-23. *Certifikační specifikace pro letouny kategorie normální, cvičná, akrobatická a pro sběrnou dopravu CS-23*. 2012. Dostupné také z: <http://www.caa.cz/predpisy/cs-23>
- [7] THE GOODYEAR TIRE AND RUBBER CO. *Aircraft Tire DataBook* [online]. Effective Date 4/15. 2015 [cit. 2015-02-14]. Dostupné také z: <http://www.goodyearaviation.com/resources/tiredatabook.html>
- [8] HAVELKA, Roman. *Forum Válka.cz* [online]. 1998-2014 [cit. 2014-09-05]. Dostupné z: <http://forum.valka.cz/category/view/500013>
- [9] KAŠPAR A SYNOVÉ – STROJÍRNA KALMAR S.R.O. *Katalog 2015* [online]. 2015 [cit. 2015-02-15]. Dostupné také z: <http://www.kasparaero.cz/foto/download/cs/23.pdf>
- [10] LEIPNIK, Dmitrij. *Jak-9: Rjadovyje nebes*. Kiev: Archiv-Press, 2000.
- [11] LETECKÁ AMATÉRSKÁ ASOCIACE ČR. *UL 2 - I. Část, Požadavky letové způsobilosti SLŽ: Ultralehké letouny řízené aerodynamicky*. 2002. Dostupné také z: <http://www.laacr.cz/Stranky/Predpisy/default.aspx>
- [12] MIKULA, Jan. *Konstrukce a projektování letadel II*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005, 246 s. ISBN 80-010-3338-4.
- [13] ŠPUNDA, Jaromír. *Stavebná mechanika a pevnost letounu VI*. Brno: VAAZ, 1970.
- [14] SKF GROUP. *Hlavní katalog SKF* [online]. 2009 [cit. 2015-04-25]. Dostupné také z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf>
- [15] SKF GROUP. *SKF bushings, thrust, washers and strips* [online]. 2010 [cit. 2015-04-26]. Dostupné také z: <http://www.skf.com/binary/12-120169/SKF-bushings-thrust-washers-and-strips-1-EN.pdf>
- [16] SMOLAŘ, a KOČKA. *Musterprüfungen des Flugzeuges Avia 135*. Praha: Flugtechnische Versuchsanstalt Prag., 1941, 43 s.

- [17] ŠULC, Jan. *Koncepční studie repliky historického stíhacího letounu*. Praha, 2014, 130 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav letadlové techniky. Vedoucí práce Ing. Jiří Brabec.
- [18] ŠULŽENKO, M. N. *Konstrukce letadel*. Praha: SNTL, 1954, 418 s.
- [19] VOLKOV, Dale. *Airwar.ru* [online]. 2014 [cit. 2014-09-05]. Dostupné z: http://www.airwar.ru/other/draw_fw.html
- [20] Soukromý archiv Ing. Roberta Theinera, Ph.D.
- [21] Soukromý archiv Václava Šorela

PŘÍLOHY

A Výčet souvisejících paragrafů CS-23

Hlava B

Vlastnosti při manipulaci na zemi a na vodě

23.231 Podélná stabilita a říditelnost

- (a) Pozemní letoun nesmí mít neříditelné tendence k překlopení za jakýchkoliv důvodně předpokládaných provozních podmínek, včetně odskočení při přistání nebo při vzletu. Podvozkové brzdy musí pracovat plynule a nesmí přivodit jakékoliv přílišné tendence k překlopení.

23.233 Směrová stabilita a říditelnost

- (a) Musí být prokázána schopnost letounu bezpečně pojíždět, vzlétnout a přistát při bočním větru působícím pod úhlem 90° , jehož rychlost nesmí být menší než $0,2V_{SO}$.
- (b) Letoun musí být uspokojivě říditelný při přistání s motorem na volnoběhu, při normální přistávací rychlosti a bez použití brzd nebo výkonu motoru k udržení přímé dráhy, dokud rychlost neklesne na méně než 50 % rychlosti při dosednutí.
- (c) Během pojíždění musí být letoun přiměřeně směrově říditelný.

23.235 Provoz na nezpevněných površích

- (a) Musí být prokázáno, že letoun má uspokojivé charakteristiky, a mechanismus tlumiče podvozků nesmí poškodit konstrukci letounu, když letoun pojíždí po ploše s nejhrubším povrchem, jaký lze v normálním provozu důvodně očekávat, a když jsou vzlety a přistání provedeny na nezpevněné ploše s nejhrubším povrchem, jaký lze v normálním provozu důvodně očekávat.

Hlava C

Konstrukce

23.301 Zatížení

- (a) Pevnostní požadavky jsou vyjádřeny těmito pojmy: provozní zatížení (maximální zatížení předpokládané v provozu) a početní zatížení (provozní zatížení násobené předepsanými součiniteli bezpečnosti). Pokud není určeno jinak, jsou předepsaná zatížení provozními zatíženími.
- (b) Pokud není stanoveno jinak, letové, pozemní a zatížení od vody musí být uvedeno do rovnováhy se setrvačnými silami, s ohledem na každou jednotlivou hmotnou položku letounu. Tato zatížení musí být rozložena tak, aby blízce aproximovala nebo přesně představovala skutečná zatížení. Metody užívané ke stanovení velikosti a rozložení zatížení u letounů konfigurace kachna nebo letounů v tandemovém uspořádání křídel musí být ověřeny měřeními při letových zkouškách, pokud není prokázáno, že metody pro určení těchto podmínek zatížení jsou spolehlivé nebo konzervativní pro uvažovaná uspořádání.
- (c) Jestliže by deformace od zatížení podstatně změnila rozložení vnějšího nebo vnitřního zatížení, musí být tyto změny v rozložení zatížení uvažovány ve výpočtu.
- (d) Kritéria zjednodušeného pevnostního výpočtu smějí být použita, jestliže jejich výsledkem nejsou menší zatížení než ta, která jsou předepsána v CS 23.331 až 23.521. Pro letouny popsané v Dodatku A, odstavci A23.1, jsou kritéria návrhu v Dodatku A CS-23 schváleným ekvivalentem ustanovení CS 23.321 až 23.459. Jestliže se použije Dodatek A, musí být použit jako celek náhradou za odpovídající odstavce tohoto předpisu CS-23.

23.303 Součinitel bezpečnosti

Pokud není stanoveno jinak, musí být používán součinitel bezpečnosti hodnoty 1,5.

23.305 Pevnost a deformace

- (a) Konstrukce musí být schopna snášet provozní zatížení bez výskytu škodlivých trvalých deformací. Při každém zatížení až do provozního zatížení nesmí deformace narušit bezpečný provoz.
- (b) Konstrukce musí být schopna snášet početní zatížení bez porušení po dobu nejméně 3 sekund, mimo lokální poruchy nebo konstrukční nestability, které se vyskytnou v rozmezí provozního a početního zatížení, ale které jsou přípustné jen v případě, že konstrukce odolá požadovanému početnímu zatížení po dobu nejméně 3 sekund. Pokud je ale průkaz pevnosti prováděn dynamickými zkouškami napodobujícími skutečné podmínky zatížení, doba 3 sekund se neuplatňuje.

23.307 Průkaz pevnosti konstrukce

- (a) Vyhovění požadavkům na pevnost a deformaci podle CS 23.305 musí být prokázáno pro všechny kritické podmínky zatížení. Průkaz pevnostním výpočtem se smí použít jen

tehdy, jestliže daná konstrukce odpovídá konstrukcím, u nichž zkušenost ukázala, že je tato metoda výpočtu spolehlivá. V ostatních případech musí být provedeny příslušné pevnostní zkoušky zatížení. Dynamické zkoušky zahrnující pevnostní letové zkoušky konstrukce se mohou použít, jestliže jsou napodobeny návrhové případy zatížení.

- (b) Určité části konstrukce musí být zkoušeny tak, jak je stanoveno v Hlavě D CS-23.

Pozemní zatížení

23.471 Všeobecně

Za provozní pozemní zatížení, specifikovaná v této části předpisu, jsou považována vnější zatížení a setrvačné síly, které působí na konstrukci letounu. V každé z uvedených podmínek pozemního zatížení musí být vnější reakce v rovnováze s translačními a rotačními setrvačnými silami stanovenými racionálním nebo konzervativním způsobem.

23.473 Podmínky a předpoklady pozemního zatížení

- (a) Požadavky pozemního zatížení podle této Hlavy předpisu musí být splněny při maximální návrhové hmotnosti s tou výjimkou, že požadavky CS 23.479; 23.481 a 23.483 smějí být splněny při návrhové přistávací hmotnosti (nejvyšší hmotnost pro přistávací podmínky s maximální rychlostí klesání) povolené podle pododstavce (b) a (c).
- (b) Návrhová přistávací hmotnost smí být nejméně:
- (1) 95 % maximální hmotnosti, jestliže minimální zásoba paliva bude taková, že vystačí alespoň na 1/2 hodiny provozu při maximálním trvalém výkonu plus množství, odpovídající hmotnosti paliva, která tvoří rozdíl mezi návrhovou maximální hmotností a návrhovou přistávací hmotností; nebo
 - (2) návrhová maximální hmotnost zmenšená o 25 % celkového objemového množství paliva.
- (c) Návrhová přistávací hmotnost dvoumotorového letounu smí být menší než hmotnost povolená v pododstavci (b), jestliže:
- (1) letoun splňuje požadavky na stoupání s jedním nepracujícím motorem podle požadavků CS 23.67; a
 - (2) (2) je prokázáno splnění požadavků se soustavou pro nouzové vypouštění paliva podle CS 23.1001.
- (d) Zvolený provozní násobek zatížení svislými setrvačnými silami v těžišti letounu pro podmínky pozemního zatížení předepsané v této Hlavě předpisu nesmí být menší než násobek, který by vznikl při přistání rychlostí klesání (V), ve ft/s, rovnající se $4,4(W/S)^{1/4}$, vyjma toho, že tato rychlost klesání nemusí být větší než 3,0 m/s (10 ft/s) a nesmí být menší než 2,1 m/s (7 ft/s).
- (e) Smí se předpokládat, že během přistávacího nárazu působí vztlak křídel nepřesahující 2/3 hmotnosti letounu působící v těžišti. Násobek zatížení reakcí země může být roven násobku zatížení setrvačnými silami zmenšenému o výše předpokládaný poměr vztlaku křídel k hmotnosti letounu.

- (f) Jestliže se provádějí zkoušky absorpce energie za účelem stanovení provozních násobků zatížení odpovídajících požadovaným provozním (mezním) rychlostem klesání, musí být provedeny podle CS 23.723 (a).
- (g) Provozní násobek zatížení setrvačnými silami pro návrhové účely nesmí být menší než 2,67, ani provozní násobek zatížení reakcí země při maximální návrhové hmotnosti nesmí být menší než 2,0; ledaže by takové nižší hodnoty nebyly překračovány při pojíždění rychlostmi do rychlosti vzletu po tak nerovném terénu, jaký lze v provozu očekávat.

23.477 Uspořádání přistávacího zařízení

CS 23.479 až 23.483 nebo podmínky v Dodatku C se vztahují na letouny s klasickým uspořádáním hlavního a příďového podvozku nebo hlavního a ostruhového podvozku.

23.479 Podmínky vodorovného přistání

- (a) Pro vodorovné přistání se předpokládá, že letoun bude mít následující polohy:
 - (1) Pro letouny s ostruhovým kolem: normální poloha vodorovného letu.
 - (2) Pro letouny s příďovými koly: polohy, ve kterých:
 - (i) příďová i hlavní kola dosedají na zem současně; a
 - (ii) hlavní kola dosedají na zem a příďové kolo je těsně nad zemí.
- (b) Při šetření přistávacích podmínek musí být odporové složky, které napodobují síly potřebné ke zrychlení pneumatik a kol na přistávací rychlost (roztáčení), uvažovány ve vhodné kombinaci s odpovídajícími okamžitými svislými reakcemi země a dopředná vodorovná zatížení vyvolaná rychlou redukcí zatížení vzniklého při roztáčení pneumatik a kol v důsledku zpětného odpružení musí být kombinována se svislými reakcemi země v okamžiku špičky dopředného zatížení, přičemž se předpokládá vztlak křídla a součinitel skluzového tření pneumatiky 0,8. Zatížení z odporu však nesmí být menší než 25 % maximální svislé reakce země (vztlak křídla se zanedbává).
- (c) Není-li možné provést zvláštní zkoušky nebo vhodnější výpočet pro určení zatížení při roztáčení kol a zpětného odpružení pro podmínky přistání, musí být použita metoda uvedená v Dodatku D. Jestliže se použije Dodatek D, odporové složky použité pro návrh nesmí být menší než ty, které předkládá Dodatek C.

23.481 Podmínky přistání s velkým úhlem náběhu (na ostruhu)

- (a) Pro přistání s velkým úhlem náběhu se předpokládá, že letoun bude mít následující polohy:
 - (1) Pro letoun s ostruhovými koly: poloha, při které hlavní a ostruhová kola dosedají na zem současně.
 - (2) Pro letoun s příďovým podvozkem: poloha přetažení, nebo maximální úhel dovolující jistou světlost kterékoliv části letounu od země, podle toho, která hodnota je menší.
- (b) Pro letouny buď se záďovými, nebo s příďovými koly se předpokládá, že reakce země jsou svislé a kola byla urychlena na příslušnou obvodovou rychlost před dosažením maximálního svislého zatížení

23.483 Podmínky přistání na jedno kolo

Pro podmínky přistání na jedno kolo se předpokládá, že letoun je ve vodorovné poloze a dotýká se země na jedné straně hlavního podvozku. V této poloze musí být reakce země stejné jako reakce získané na této straně podle CS 23.479.

23.485 Podmínky bočního zatížení

- (a) Pro boční zatížení se předpokládá, že letoun je ve vodorovné poloze a dotýká se země pouze koly hlavního podvozku, tlumiče a pneumatiky jsou stlačeny staticky.
- (b) Provozní násobek svislého zatížení musí být 1,33 se svislou reakcí země rovnoměrně rozdělenou mezi kola hlavního podvozku.
- (c) Provozní násobek bočních setrvačných sil musí být 0,83 s boční pozemní reakcí rozdělenou mezi kola hlavního podvozku takto:
 - (1) 0,5 (W) působí dovnitř na jedné straně; a
 - (2) 0,33 (W) působí ven na straně druhé.
- (d) Předpokládá se, že předepsané boční zatížení podle pododstavce (c) působí v bodu dotyku se zemí a odporová zatížení jsou nulová.

23.493 Podmínky brzdění při pojíždění

Pro podmínky brzdění při pojíždění, kdy jsou tlumiče a pneumatiky stlačeny staticky, platí následující požadavky:

- (a) Provozní násobek svislého zatížení musí být 1,33.
- (b) Poloha letounu a dotyk se zemí musí být takové, jaké jsou předepsány v CS 23.479 pro vodorovné přistání.
- (c) Odporová reakce rovná svislé reakci na kole násobené součinitelem tření 0,8 musí být zavedena v bodě dotyku se zemí u každého kola opatřeného brzdami. Odporová reakce nemusí překročit maximální hodnotu vyplývající z mezního brzdícího momentu.

23.497 Dodatečné podmínky pro ostruhová kola

Při stanovení pozemních zatížení pro ostruhová kola a jejich nosné konstrukce je nutno uvažovat:

- (a) Zatížení od překážky se předpokládá takové, že provozní reakce země, vznikající při přistání s velkým úhlem náběhu, působí směrem dozadu a nahoru pod úhlem 45°. Smí se předpokládat, že tlumič a pneumatika jsou stlačeny staticky.
- (b) Pro boční zatížení se předpokládá, že provozní svislá reakce země je rovna statickému zatížení na ostruhovém kole a uvažuje se v kombinaci s boční složkou stejné velikosti. Dále platí:

- (1) Je-li ostruhové kolo otočné, předpokládá se, že je natočeno o 90° k podélné ose letounu a výsledné zatížení země prochází nápravou;
 - (2) Jestliže je použito aretovací zařízení nebo tlumič bočních kmitů nebo je-li podvozek řízen, předpokládá se také, že kolo je ve vlečené poloze a boční zatížení působí v bodě dotyku se zemí; a
 - (3) Tlumič a pneumatika se uvažují ve statické poloze.
- (c) Má-li být proveden průkaz, že ostruhové kolo, tlumič nebo zařízení k absorpci energie vyhovuje požadavkům CS 23.925 (b), platí:
- (1) Musí být stanovena vhodná návrhová zatížení ostruhového kola, tlumiče nebo absorberu energie, a
 - (2) Nosná konstrukce ostruhového kola, tlumiče nebo zařízení k absorpci energie musí být navržena tak, aby odolala zatížením stanoveným dle pododstavce (c)(1).

23.509 Zatížení při vlečení

Zatížení při vlečení musí být použita při návrhu vlečného zařízení a té části letounu, na níž je vlečné zařízení bezprostředně uchyceno.

- (a) Zatížení při vlečení uvedená v pododstavci (d) musí být brána v úvahu odděleně. Tato zatížení působí na vlečného zařízení rovnoběžně se zemí. Mimo to musí být dodrženy následující podmínky:
- (1) Svislý násobek zatížení $+1,0$ působí v těžišti; a
 - (2) Tlumiče a pneumatiky jsou v polohách odpovídajících jejich statickému zatížení.
- (b) Pro vlečné body, které nejsou na podvozku, ale jsou v blízkosti roviny symetrie letounu, se uvažují složky čelního a bočního zatížení z vlečení stanovené pro pomocný podvozek. Pro vlečné body umístěné vně od hlavního podvozku se uvažují složky čelního a bočního zatížení z vlečení stanovené pro hlavní podvozek. Kde nelze docílit stanoveného úhlu natáčení, musí být použit maximální dosažitelný úhel.
- (c) Zatížení při vlečení letounu stanovená v pododstavci (d) musí být uvedena do rovnováhy následujícím způsobem:
- (1) Proti boční složce zatížení z vlečení na hlavním podvozku působí boční síla na statické dotykové čáře kola, na které působí zatížení.
 - (2) Proti zatížení z vlečení na pomocném podvozku a čelním složkám zatížení z vlečení na hlavní podvozek působí následující reakce:
 - (i) Na osu kola, na které působí zatížení, musí působit reakce o maximální hodnotě odpovídající reakci svislé. K dosažení rovnováhy musí působit dostatečná setrvačnost letounu.
 - (ii) Proti zatížení musí působit setrvačnost letounu.
- (d) Předepsaná zatížení z vlečení jsou uvedena v následující tabulce, kde W znamená maximální návrhovou hmotnost letounu:

Bod vlečení	Poloha	Velikost	Zatížení	
			Č.	Směr
Hlavní podvozek		0,225 W na jednotku hlavního podvozku	1	Dopředu, rovnoběžně s osou čelního odporu
			2	Dopředu, 30° k ose čelního odporu
			3	Dozadu, rovnoběžně s osou čelního odporu
			4	Dozadu, 30° k ose čelního odporu
Pomocný podvozek	Otočen dopředu	0,3 W	5	Dopředu
			6	Dozadu
	Otočen dozadu	0,3 W	7	Dopředu
			8	Dozadu
	Otočen 45° dopředu	0,15 W	9	Dopředu v rovině kola
			10	Dozadu v rovině kola
	Otočen 45° dozadu	0,15 W	11	Dopředu v rovině kola
			12	Dozadu v rovině kola

Hlava D

Všeobecně

23.619 Zvláštní součinitele

Součinitel bezpečnosti stanovený v CS 23.303 musí být násoben nejvyššími příslušnými zvláštními součiniteli bezpečnosti stanovenými v CS 23.621 až 23.625 pro každou část konstrukce, jejíž pevnost:

- (a) Je nejistá
- (b) Se pravděpodobně zhorší během provozu před běžnou plánovanou výměnou
- (c) Má značný rozptyl v důsledku nejistot ve výrobním procesu nebo v kontrolních postupech.

23.625 Součinitele pro spoje

Na každé spoje (část nebo koncovka použité ke spojení jedné části konstrukce ke druhé) se vztahují následující požadavky:

- (a) Pro každý spoj, jehož pevnost není ověřena zkouškami provozním a početním zatížením napodobujícími skutečné namáhání spoje a přilehlé konstrukce, musí být použit součinitel pro spoje alespoň 1,15 pro každou část:
 - (1) spoje;
 - (2) prostředku uchycení; a
 - (3) uložení spojených částí.
- (b) Součinitel pro spoje se nemusí použít pro návrhy spojů založené na důkladných podkladech ze zkoušek (jako jsou souvislé kovové přeplátované spoje, svařované spoje a šikmé spoje ve dřevě).
- (c) U každého integrálního spoje musí být část považována za spojovací až k bodu, ve kterém se vlastnosti průřezu stávají typickými pro daný člen.

Přistávací zařízení

23.723 Zkoušky tlumení nárazu

- (a) Musí být prokázáno, že nebudou překročeny provozní násobky zatížení zvolené při návrhu v souladu s CS 23.473 pro vzletovou hmotnost, nebo případně pro přistávací hmotnost. Průkaz musí být proveden zkouškami tlumení energie s tou výjimkou, že může být použit rozbor založený na zkouškách provedených s přistávacím zařízením se stejnými charakteristikami tlumení energie pro navýšení dříve schválené vzletové a přistávací hmotnosti.
- (b) Podvozek se nesmí porušit, ale může dojít k trvalé deformaci při zkoušce prokazující schopnosti pohltit zásobu energie při napodobení rychlosti klesání rovnající se 1,2násobku mezní rychlosti klesání za předpokladu, že vztlak se rovná hmotnosti letounu.

23.725 Zkoušky mezním pádem

- (a) Prokazuje-li se vyhovění dle CS 23.723 (a) zkouškami volným pádem, musí být tyto zkoušky provedeny buď s celým letounem, nebo s podvozkem správně složeným z kola, pneumatiky a tlumiče, a to volným pádem z výšek ne menších, než jsou vypočteny podle následujícího vzorce:

$$h(m) = 0,0132(mg/S)^{1/2}$$

Avšak výška volného pádu nesmí být menší než 0,234 m (9,2 palce) a nemusí být větší než 0,475 m (18,7 palce).

- (b) Je-li při zkouškách volným pádem brán v úvahu vliv vztlaku křídla, musí být přistávací zařízení shozeno s efektivní hmotností, která se rovná:

$$M_e = M \frac{h + (1 - L)d}{h + d}$$

kde:

M_e = efektivní hmotnost použitá při pádové zkoušce (kg)

h = stanovená výška volného pádu (m);

d = stlačení pneumatiky při dopadu (při schváleném tlaku huštění) plus svislá složka dráhy osy kola vzhledem k padající hmotě (m);

M = M_M pro hlavní podvozky (kg); rovná se statické hmotnosti připadající na tuto jednotku s letounem ve vodorovné poloze (u letounů s příďovým podvozkem je příďové kolo nepodepřené) (kg)

M_e = efektivní hmotnost použitá při pádové zkoušce (kg)

M = M_T pro ostruhový podvozek (kg); rovná se statické hmotnosti připadající na ostruhový podvozek s letounem v poloze na třech bodech;

L = poměr předpokládaného vztlaku křídla k hmotnosti letounu (nemá být větší než 0,667);

g = gravitační zrychlení (m/s^2).

- (c) Provozní násobek zatížení od setrvačných sil musí být při pádové zkoušce stanoven racionálním nebo konzervativním způsobem; s použitím polohy podvozku a působících vodorovných zatížení, které reprezentují přistávací případy.
- (d) Hodnota d použitá ve výpočtu M_e podle pododstavce (b) nesmí překročit hodnotu skutečně získanou při pádové zkoušce
- (e) Provozní násobek zatížení od setrvačných sil musí být stanoven z pádové zkoušky provedené podle pododstavce (b), podle následujícího vzorce:

$$n = n_J \frac{M_e}{M} + L$$

kde:

n_j = násobek zatížení získaný při pádové zkoušce (tj. zrychlení (dv/dt) vyjádřené v násobcích g , zaznamenané při pádové zkoušce) plus 1,0; a

$M_e M a L$ = jsou hodnoty stejné jako při výpočtu pádové zkoušky.

- (f) Hodnota n podle pododstavce (e) nesmí být větší než provozní násobek zatížení od setrvačných sil použitý pro případy přistání podle CS 23.473.

23.726 Dynamické zkoušky na pozemní zatížení

- (a) Je-li vyhovění požadavkům na pozemní zatížení podle CS 23.479 až 23.483 prokazováno dynamicky pádovou zkouškou, musí být jedna pádová zkouška provedena tak, aby byl splněn požadavek CS 23.725 s tím, že pádová výška musí být:
- (1) 2,25násobkem pádové výšky stanovené v CS 23.725 (a); nebo
 - (2) dostatečná k dosažení 1,5násobku provozního násobku zatížení.
- (b) Pro průkaz pevnosti každého z návrhových případů uvedených v CS 23.479 až 23.483 musí být použity kritické podmínky přistání.

23.727 Pádové zkoušky pohlcení zásoby energie

- (a) Prokazuje-li se způsobilost pohltit zásobu energie podle požadavku CS 23.723 (b) zkouškami volným pádem, nesmí být pádová výška menší než 1,44násobek pádové výšky stanovené v CS 23.725.
- (b) Je-li brán v úvahu vliv vztlaku křídla, musí být podvozek shozen s efektivní hmotností odpovídající hodnotě:

$$M_e = M \left(\frac{h}{h + d} \right)$$

kde symboly a ostatní podrobnosti jsou stejné jako v CS 23.725.

23.729 Systém vysouvání a zasouvání přistávacího zařízení

- (a) *Všeobecně.* Na letouny se zatahovacím přistávacím zařízením se vztahují následující požadavky:
- (1) Zatahovací mechanismus každého přistávacího zařízení a jeho nosná konstrukce musí být navržen na maximální letové násobky zatížení se zataženým podvozkem. Návrh musí dále zahrnovat působení kombinace tření, setrvačných sil, krouticího momentu brzd a aerodynamických zatížení, které se vyskytují během zatahování podvozku při kterékoliv rychlosti letu až do 1,6 VS1 se zasunutými vztlakovými klapkami a pro každý násobek zatížení až do násobku uvedeného v CS 23.345 pro případy s vysunutými vztlakovými klapkami.
 - (2) Podvozek a zatahovací mechanismus včetně dvířek podvozku musí odolávat letovým zatížením včetně zatížení vyplývajících ze všech podmínek zatáčení, stanovených v CS 23.351, s vysunutým podvozkem při kterékoliv rychlosti letu až do nejméně 1,6 VS1 se zasunutými vztlakovými klapkami.
- (b) *Zajištění přistávacího zařízení.* Musí být k dispozici spolehlivé prostředky (další, vedle užití hydraulického tlaku) k udržení přistávacího zařízení ve vysunuté poloze.

- (c) *Nouzové ovládání.* Pro pozemní letoun mající zatahovatelny podvozek, který nemůže být ručně vysouván, musí být k dispozici prostředky k vysunutí přistávacího zařízení v případě buď:
- (1) Jakékoliv důvodně pravděpodobné poruchy systému vysouvání přistávacího zařízení; nebo
 - (2) Jakékoliv důvodně pravděpodobné poruchy pohonu, která by zabránila činnosti systému vysouvání přistávacího zařízení.
- (d) *Provozní zkouška.* Správná činnost zatahovacího mechanismu přistávacího zařízení musí být prokázána provozními zkouškami.
- (e) *Ukazatel polohy.* Je-li použito zatahovací zařízení, musí být použit také ukazatel polohy přistávacího zařízení (jakož i nutné spínače pro ovládání ukazatele), nebo jiné prostředky informující pilota, že každé přistávací zařízení je zajištěno ve vysunuté (zasunuté) poloze. Pokud jsou použity spínače, musí být umístěny a zapojeny v mechanickém systému podvozku takovým způsobem, který zabrání chybné indikaci polohy „vysunuto a zajištěno“, pokud každé zařízení není v plně vysunuté poloze, nebo „zasunuto a zajištěno“, jestliže každé přistávací zařízení není v plně zasunuté poloze.
- (f) *Výstraha přistávacího zařízení.* Pozemní letouny musí být vybaveny následujícími akustickými nebo stejně účinnými zařízeními výstrahy přistávacího zařízení:
- (1) Zařízením, které je nepřetržitě v činnosti, jsou-li jedna nebo více ovládacích pák přípustí motoru přivřeny až za nastavením výkonu normálně používaného při přiblížení na přistání, jestliže přistávací zařízení není plně vysunuto a zajištěno. Místo akustického zařízení nesmí být použito zarážky v ovládání přípustí motoru. Je-li použito ruční vypínání výstražného zařízení předepsaného tímto odstavcem, musí být výstražný systém navržen tak, aby po jeho vypnutí po uzavření jedné nebo více přípustí motorů, následném zpomalení přestavením kterékoli přípustí motoru k nebo za polohu pro normální přiblížení na přistání bylo toto výstražné zařízení opět uvedeno v činnost.
 - (2) Zařízením, které je nepřetržitě v činnosti, jsou-li vztlakové klapky vysunuty za maximální polohu pro přiblížení na přistání při normálním postupu na přistání a podvozek není plně vysunut a zajištěn. Toto výstražné zařízení nesmí být možno ručně vypnout. Vysílač snímající polohu vztlakových klapek může být zastavěn na kterémkoliv vhodném místě. V systému tohoto zařízení může být využito kterékoli části systému (včetně akustického výstražného zařízení) zařízení požadovaného v pododstavci (1).
- (g) *Zařízení umístěná v prostoru přistávacího zařízení.* Jestliže je prostor přistávacího zařízení použit pro umístění jiného zařízení, než je přistávací zařízení, musí být toto zařízení navrženo a zastavěno tak, aby možnost poškození byla minimální.

23.731 Kola

- (a) Jmenovitá hodnota maximální statické únosnosti každého kola nesmí být menší, než je odpovídající statická reakce na zemi při:

- (1) Maximální návrhové hmotnosti; a
 - (2) Kritické poloze těžiště.
- (b) Jmenovitá hodnota maximální provozní únosnosti každého kola se musí rovnat nebo přesahovat maximální radiální provozní zatížení stanovené v souladu s příslušnými požadavky CS-23 na pozemní zatížení.

23.733 Pneumatiky

- (a) Každé podvozkové kolo musí mít pneumatiku, jejíž schválená únosnost (statická a dynamická) není překročena:
- (1) Zatížením každé pneumatiky kola hlavního podvozku (v porovnání se statickou únosností schválenou pro tyto pneumatiky), které se rovná odpovídající statické reakci od země při maximální návrhové hmotnosti a kritické poloze těžiště; a
 - (2) Zatížením pneumatik příďového kola (ve srovnání s dynamickou únosností stanovenou pro tyto pneumatiky), které se rovná reakci na příďovém kole za předpokladu, že hmotnost letounu je soustředěna v nejnepříznivější poloze těžiště a působí směrem dolů silou 1,0 Mg a směrem dopředu silou 0,31 Mg (kde Mg je maximální návrhová hmotnost), s reakcemi rozdělenými na příďové kolo a kola hlavního podvozku podle principů statiky a s odporovou reakcí na zemi zavedenou pouze u kol s brzdami.
- (b) Při použití speciálně zkonstruovaných pneumatik musí být kola srozumitelně a nápadně v tomto smyslu označena. Označení musí zahrnovat výrobce, velikost, počet vrstev a identifikační označení vhodné pneumatiky.
- (c) Každá pneumatika používaná v systému zatahovacího přistávacího zařízení musí mít při maximální velikosti předpokládané v provozu dostatečný volný prostor od okolních konstrukcí a systémů, který dostatečně vyloučí možnost styku pneumatiky s kteroukoliv částí konstrukce nebo systémů.

23.735 Brzdy

- (a) Letoun musí mít brzdy. Schopnost pohlcení brzděné kinetické energie brzdové soustavy každého kola hlavního podvozku nesmí být menší, než vyplývá z požadavků na pohlcení kinetické energie stanovených některou z následujících metod:
- (1) Požadavky na absorbování brzděné kinetické energie musí být založeny na racionálním konzervativním rozboru posloupnosti událostí předpokládaných během přistání při návrhové přistávací hmotnosti.
 - (2) Místo racionálního rozboru mohou být požadavky na pohlcování kinetické energie u brzdové soustavy každého kola hlavního podvozku odvozeny podle následujícího vzorce:

$$KE = \frac{1}{2} \frac{MV^2}{N}$$

kde:

KE = kinetická energie na kolo (J);

M = návrhová přistávací hmotnost (kg);

V = rychlost letounu v m/s. V nesmí být menší než V_{S0} – pádová rychlost při volnoběhu motoru v nulové nadmořské výšce, při návrhové přistávací rychlosti a v přistávací konfiguraci

N = počet kol hlavního podvozku s brzdami.

- (b) Brzdy musí být schopny zabránit otáčení kol a pojiždění na zpevněné rozjezdové dráze při vzletovém výkonu u kritického motoru, ale nemusí zabránit pohybu letounu se zablokovanými koly.
- (c) Při stanovení délky přistání podle CS 23.75 nesmí tlak v brzdové soustavě kol překročit tlak stanovený výrobcem brzd.
- (d) Je-li instalováno protismykové zařízení, musí být zařízení a související systémy navrženy tak, aby žádná pravděpodobná jednotlivá nesprávná činnost nebo porucha nezpůsobily nebezpečnou ztrátu brzdící schopnosti nebo směrového řízení letounu.

23.745 Řízení příďového/ostruhového kola

- (a) Je-li zastavěno řízení příďového/ostruhového kola, musí být prokázáno, že jeho používání nevyžaduje zvláštní schopnosti pilota během vzletu nebo přistání, při bočním větru a v případě selhání motoru, nebo musí být jeho používání omezeno na manévrování při nízké rychlosti.
- (b) Pohyb ovladače pro řízení zatažení nesmí ovlivňovat správné zatažení nebo vysunutí přistávacího zařízení.

Dodatek C – (C 23.1) Základní podmínky pro přistání

Podmínky	Typ se zářovým podvozkem		Typ s přířovým podvozkem		
	Vodorovné přistání	Přistání na tři body	Vodorovné přistání se skloněnými reakcemi	Vodorovné přistání s přířovým kolem těsně nad zemí	Přistání s velkým úhlem podélného sklonu
Příslušný požadavek uveden v –	23.479 (a)	23.481 (a)(1)	23.479 (a)(2)(i)	23.479 (a)(2)(ii)	23.481 (a)(2) a (b)
Svislá složka v těžišti	nW	nW	nW	nW	nW
Dopředná a odporová složka v těžišti	KnW	0	KnW	KnW	0
Příčná složka v obou směrech v těžišti	0	0	0	0	0
Zdvih tlumiče (hydraulického)	Pozn. (2)	Pozn. (2)	Pozn. (2)	Pozn. (2)	Pozn. (2)
Výchylka tlumiče (gumový nebo pružinový)	100%	100%	100%	100%	100%
Výchylka pneumatiky	Statická	Statická	Statická	Statická	Statická
Zatížení hlavního podvozku (obě kola) {					
Vr	(n-L)W	(n-L)Wb/d	(n-L)Wa'/d'	(n-L)W	(n-L)W
Dr	KnW	0	KnWa'/d'	KnW	0
Zatížení zářového (přířového) podvozku {					
Vr	0	(n-L)Wa/d	(n-L)Wb'/d'	0	0
Dr	0	0	KnWb'/d'	0	0
Poznámky	(1), (3) a (4)	(4)	(1)	(1), (3) a (4)	(3) a (4)

POZNAMKA(1) Hodnota „K“ může být stanovena následujícím způsobem: $K = 0,25$ pro hmotnost $W = 1361$ kg (3 000 lb) nebo menší; $K = 0,33$ pro hmotnost $W = 2722$ kg (6 000 lb) nebo větší; mezi uvedenými hmotnostmi se hodnota „K“ mění lineárně.

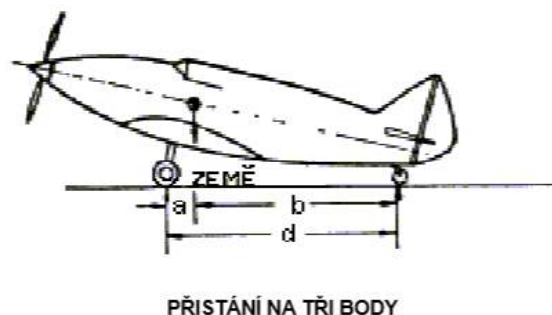
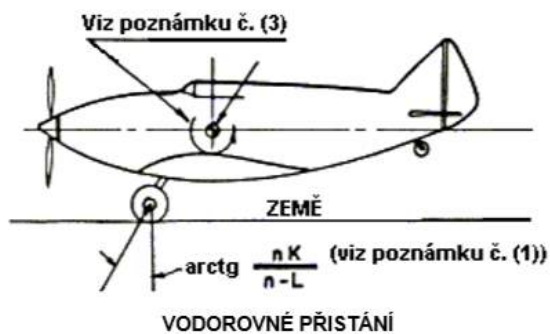
POZNAMKA(2) Není-li prokázáno jinak, předpokládá se pro účely návrhu, že maximální násobek zatížení vzniká během zdvihu tlumiče v rozsahu od 25 % do 100 %. Součinitel zatížení musí být použit pro jakýkoliv zdvih tlumiče, který je nejkritičtější pro každou součást podvozku.

POZNAMKA(3) Nevyvážené momenty musí být vyváženy racionálním konzervativním způsobem.

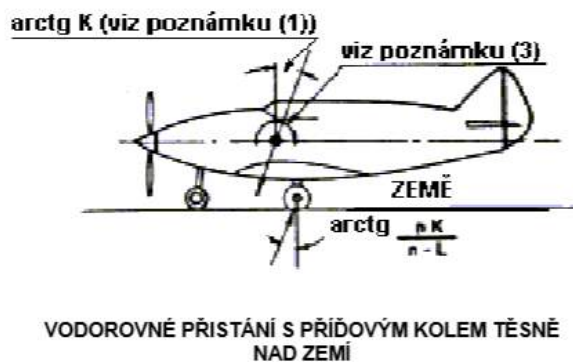
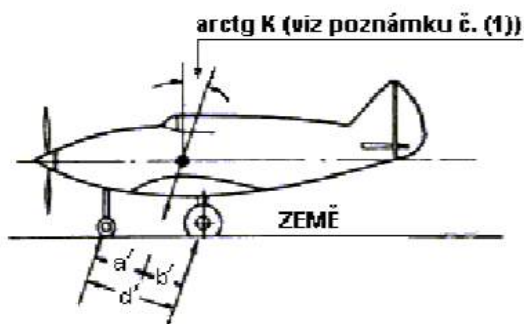
POZNAMKA(4) Veličina „L“ je definována v CS 23.725 (b).

POZNAMKA(5) Veličina „n“ je provozní násobek zatížení od setrvačných sil v těžišti letounu stanovený podle požadavků CS 23.473 (d), (f) a (g).

TYP SE ZÁDOVÝM PODVOZKEM



TYP S PŘÍDOVÝM PODVOZKEM

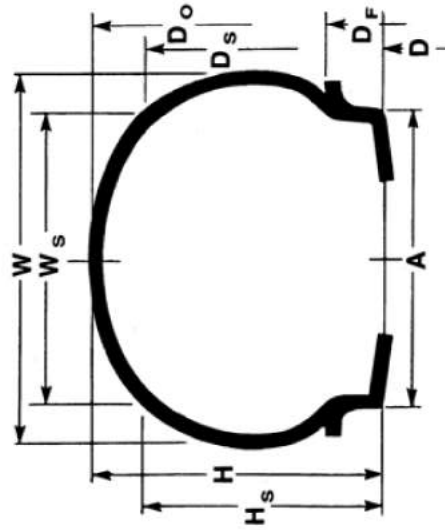


Poznámka: Viz CS.23.481(a)(2)

PŘISTÁNÍ S VELKÝM ÚHLEM PODÉLNÉHO SKLONU



8.7 AIRCRAFT TIRE DIMENSIONS AND DEFLECTION



- D = Rim Ledge Diameter
- D_f = Rim Flange Outer Diameter
- D_o = Outside Diameter
- D_s = Shoulder Diameter
- W = Cross Section Width
- W_s = Shoulder Width
- H = Section Height
- H_s = Shoulder Section Width
- W_s (max) = .90 W (max)
- D_s (max) = 2 (.90 H (max)) + D
- H = $\frac{D_o - D}{2}$
- H_s = $\frac{D_s - D}{2}$

•Maximum dimensions of new, unused inflated tires (after 12 hours stretch minimum).

METHOD OF CALCULATION

$$SLR = \frac{D_M}{2} - d \left[\frac{(D_M - D_F)}{2} \right]$$

SLR = Static Load Radius

D_M = Mean Overall Tire Diameter @ C/L

D_F = Rim Flange Outer Diameter

d = Percent Tire Deflection (in Decimal Form)

8.3 TIRE MEASUREMENT PROCEDURE

Before a tire can be measured, it must be mounted on its proper rim, inflated to the pressure given in the applicable table of the Tire Data section, allowed to stand at least 12 hours at ambient room temperature, and the pressure checked. The outside diameter of the tire should be determined by measuring circumferentially:

$$OD = \frac{\text{Circumference}}{3.1416}$$

8.4 OPERATING TIRE TEMPERATURES

Aircraft tires shown in this handbook are not recommended for usage where tire surface temperatures exceed 225°F (107°C), or where brake heat results in temperatures that exceed 300°F (149°C) at wheel surfaces adjacent to the tire and tube. Consult Goodyear for operation outside these limits.

8.5 LOAD RATINGS USED FOR HELICOPTERS

Special load ratings have been set up for tires used on helicopters. When used on helicopters, standard aircraft tires may be rated up to a factor of 1.50 for both load and inflation. Maximum permissible inflation is usually 1.5 times normal aircraft inflation, but limited cases may be 1.8 times normal aircraft inflation.

These factors are to be applied to ratings shown in the tables for standard aircraft tires. Maximum allowable dimensions for new tires used on helicopters are 4 percent larger than maximum aircraft tire dimensions. (In calculating maximum outside and shoulder diameters, rim diameters are deduced before applying the 4 percent.)

8.6 RADIUS OF GYRATION

TIRE ASSEMBLIES The approximate values for the radius of gyration of tire assemblies are calculated by using the following formula:

$$\text{Radius of gyration} = \frac{\text{Max. O.D.} + \text{Min O.D.}}{5.12}$$

WHEEL ASSEMBLIES Approximate values for radii of gyration of wheel assemblies are calculated by using the following formula:

(Including rotating brake parts) Radius of gyration = 0.40 x "D" ("D" = rim ledge diameter). (The above formula is accurate to ± 20 percent.)








C Parametry pneumatiky ostruhy

Uvedena příslušná strana z katalogu dílů firmy Kašpar a synové [9].

Kašpar®

Pneumatiky, duše

Všechny uvedené pneumatiky jsou vhodné pro použití na UL a VLA letounech.
Rozměry pneumatik v mm jsou uvedeny při použití disků Kašpar.

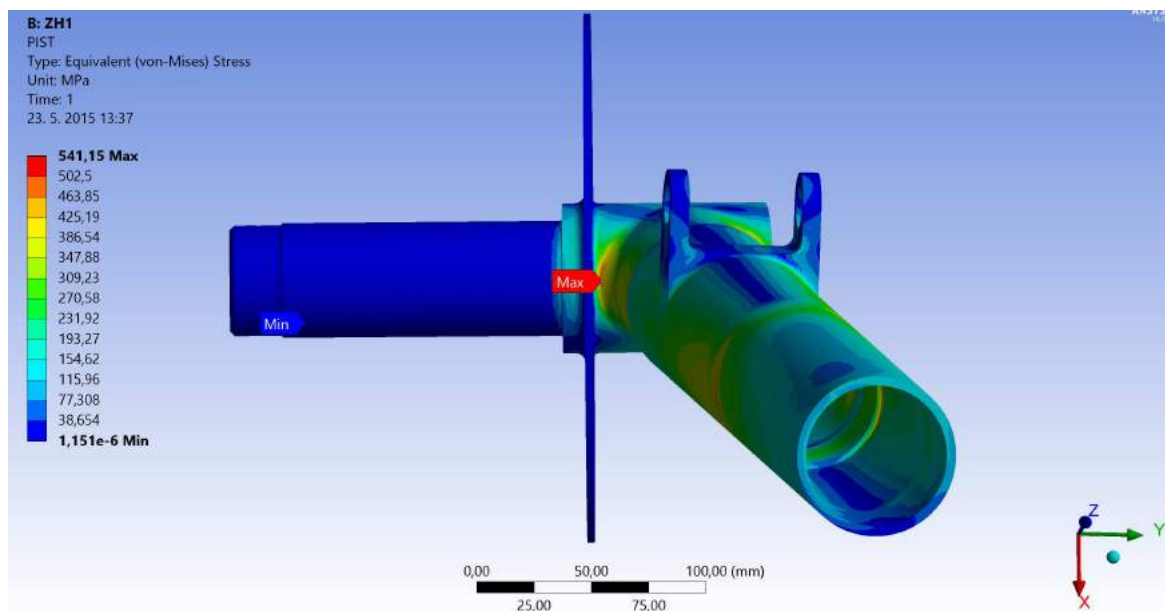
	Tost Aero 4" 4.00x4-8PR (Ø 310mm) K-04P-000 váha: 1.760 g cena: 2.350,- Kč
	Mitas Aero 4" 4.00x4-6PR / 12x4 (Ø310mm) K-04P-001 váha: 1.440 g cena: 640,- Kč
	Mitas Antishimmy 4" 260x85 (Ø260mm) K-04P-002 váha: 1.160 g cena: 3.550,- Kč
	Condor 5" 5.00x5-6PR (Ø 350mm) K-05P-000 váha: 2.500 g cena: 2.800,- Kč
	Sava 6" 4.00x6-6PR / 14x4 (Ø360mm) K-06P-000 váha: 1.280 g cena: 540,- Kč
	Aero Classic 4.00-6-6PR (Ø360mm) K-06P-002 váha: 1.680 g cena: 1.950,- Kč
	Cheng Shin 6" 6.00x6-6PR / 15x6 (Ø350mm) K-06P-001 váha: 2.320 g cena: 984,- Kč

**PNEUMATIKA
UM
ATI
KY
DU
SE**

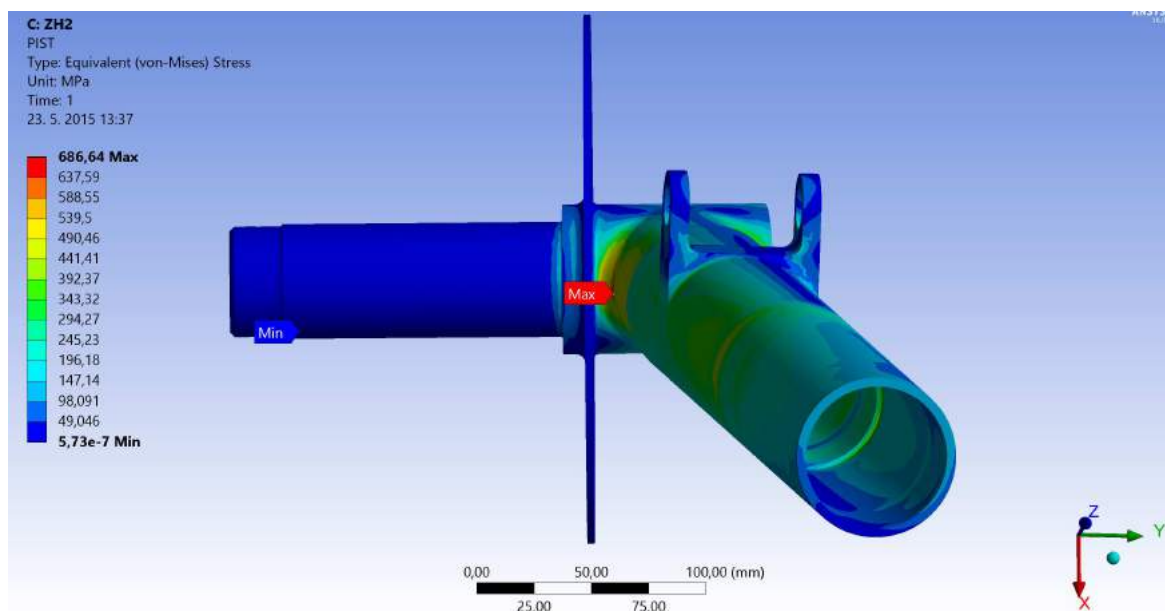
28

D Výsledky MKP hlavního podvozku

Píst tlumiče

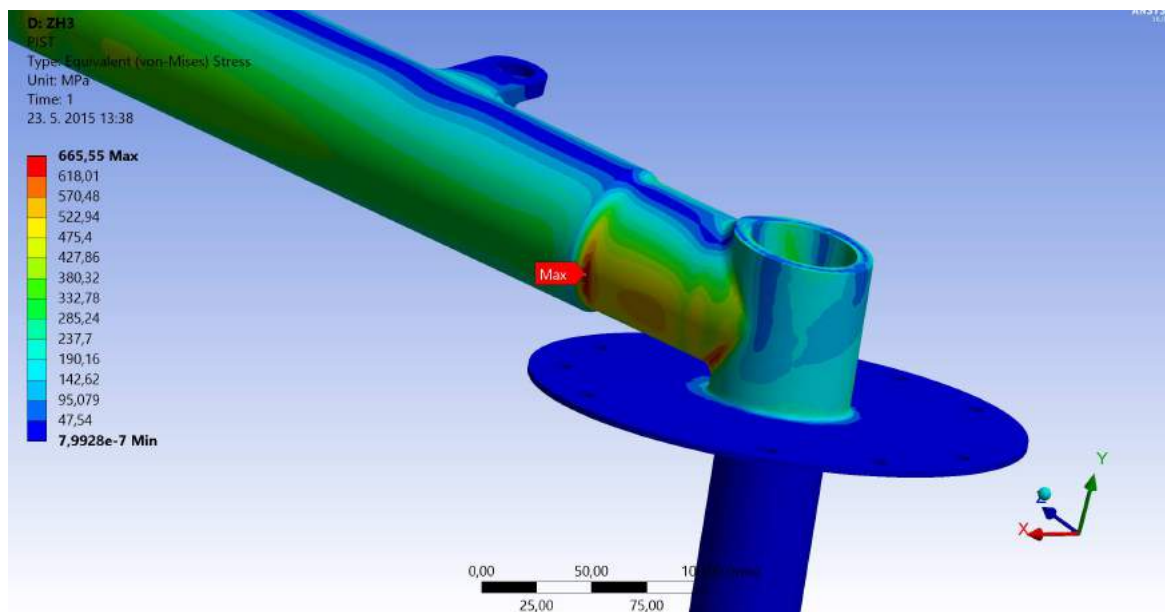


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH1

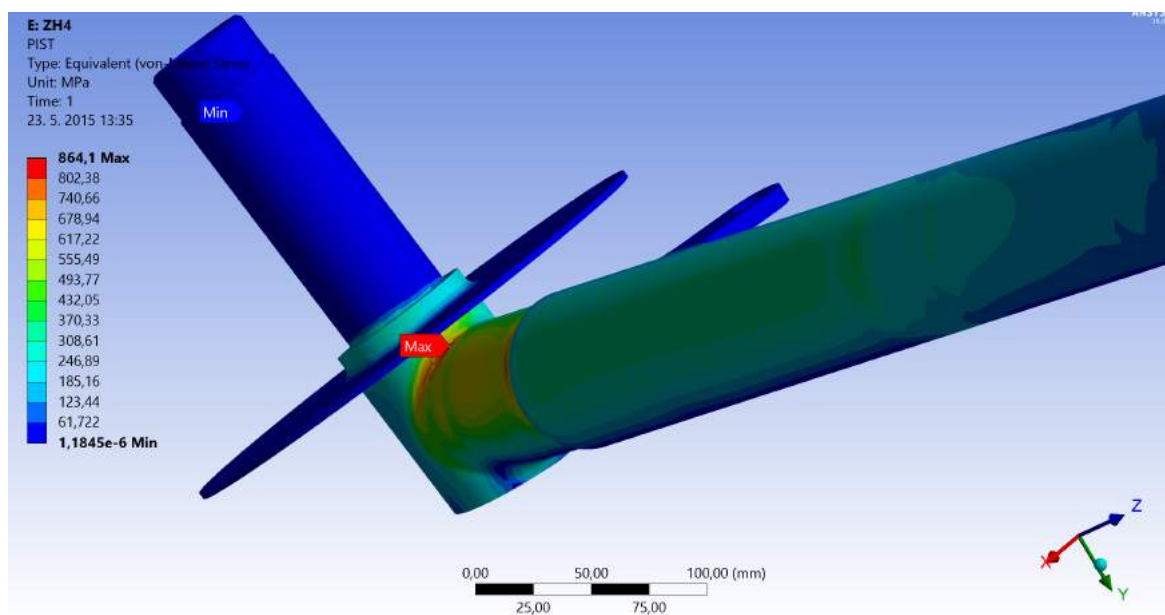


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH2

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

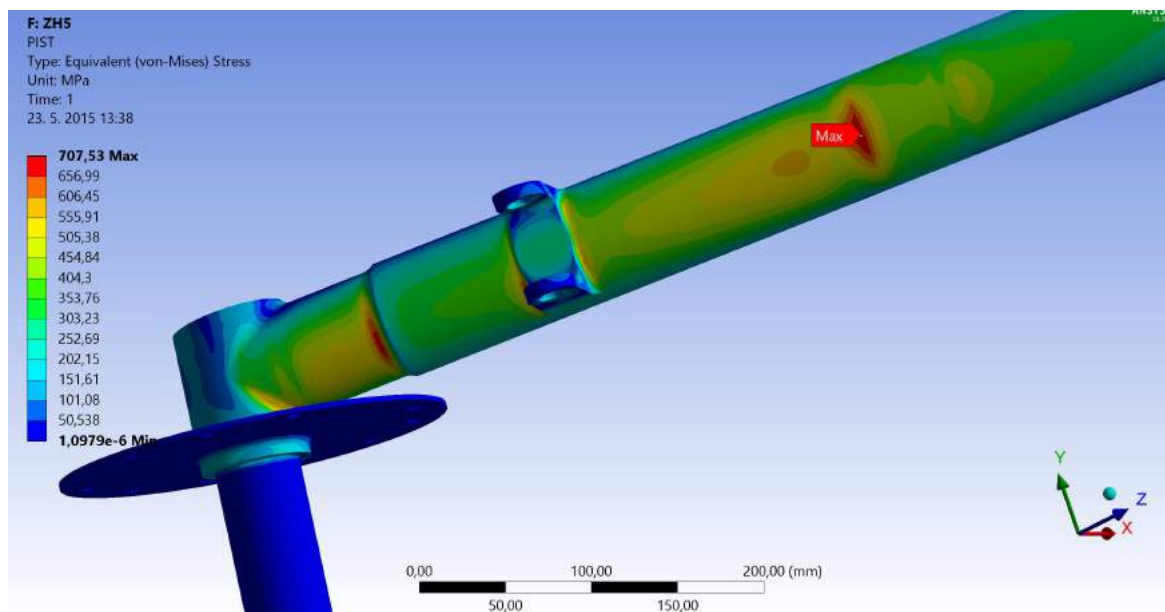


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH3

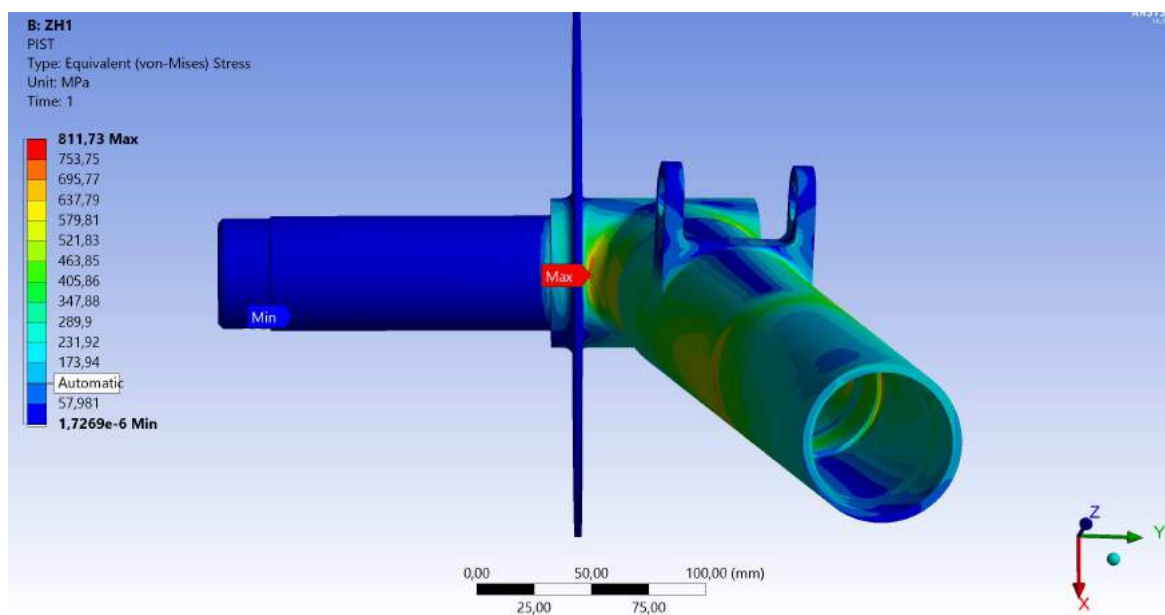


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH4

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

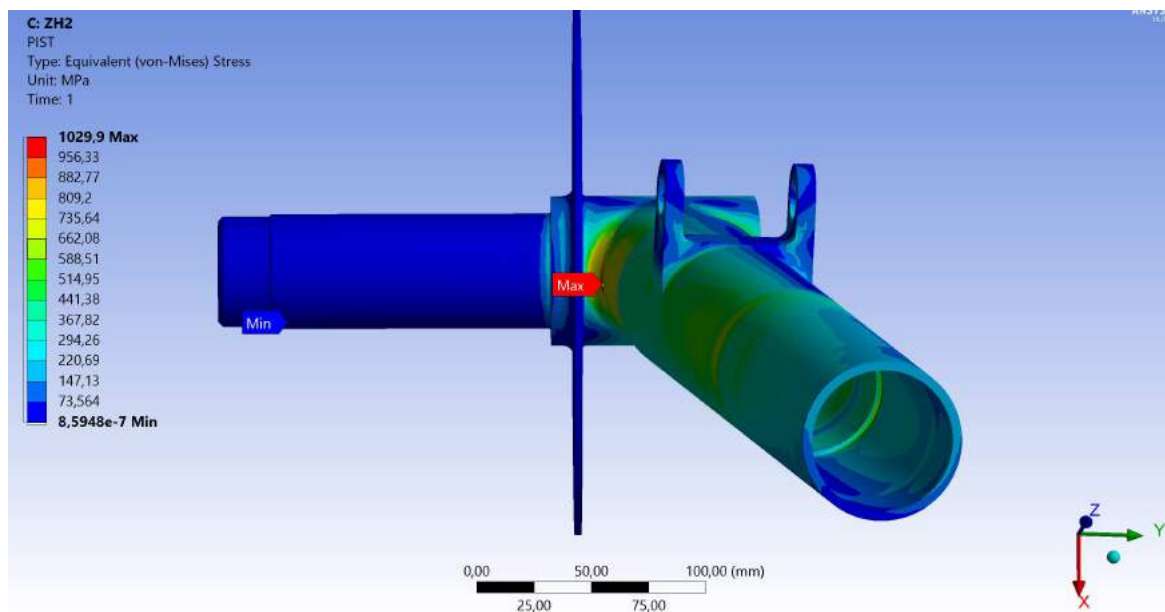


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH5

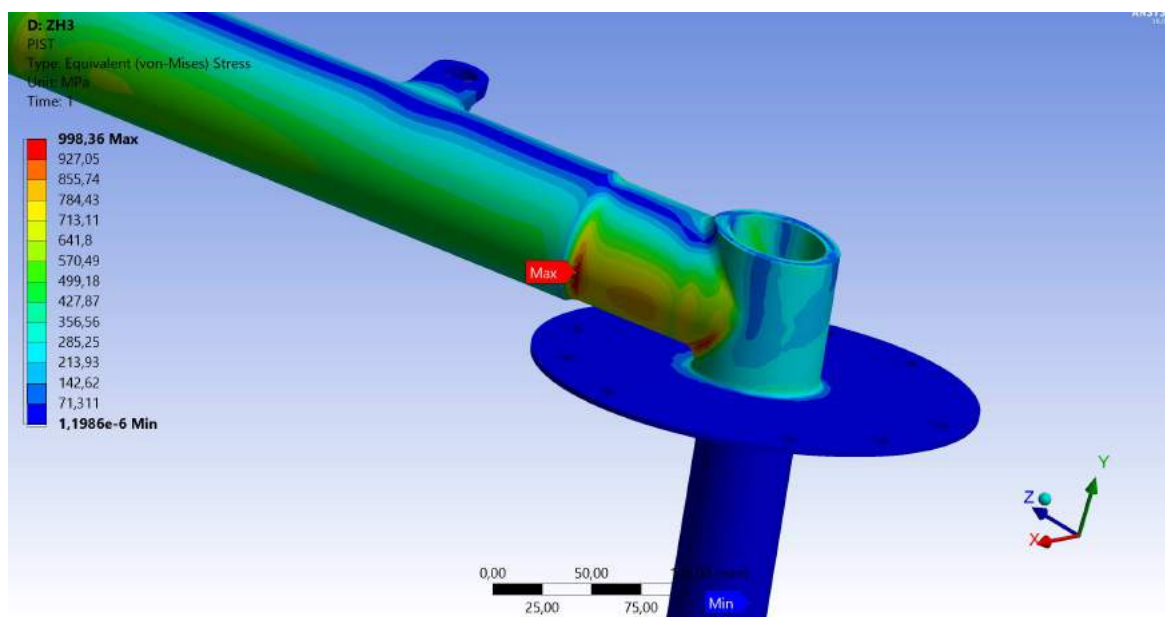


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH1

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

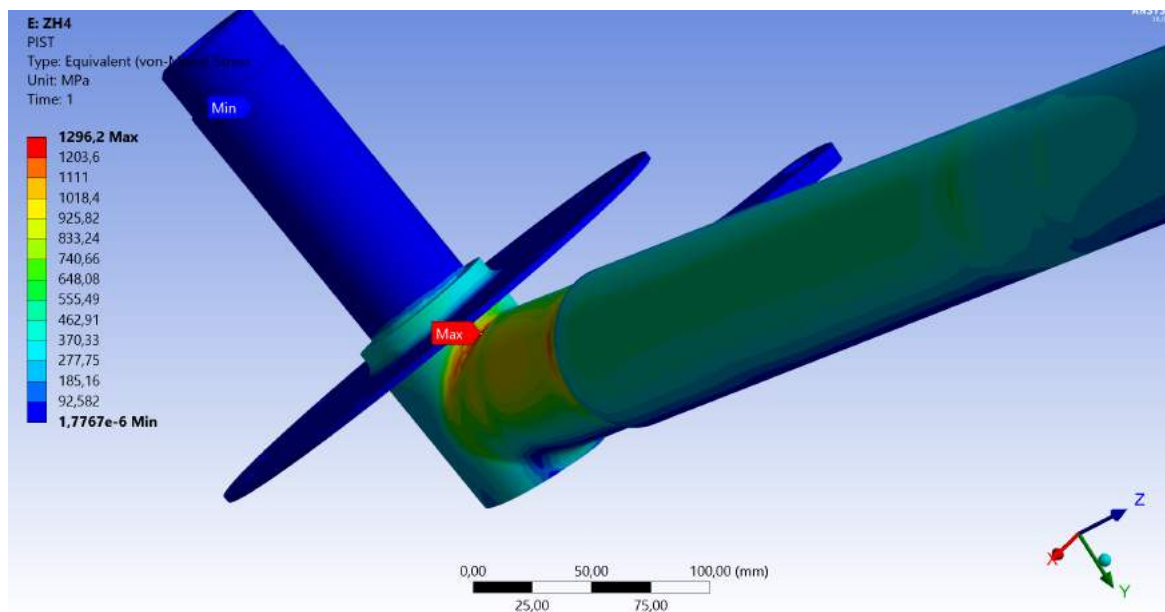


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH2

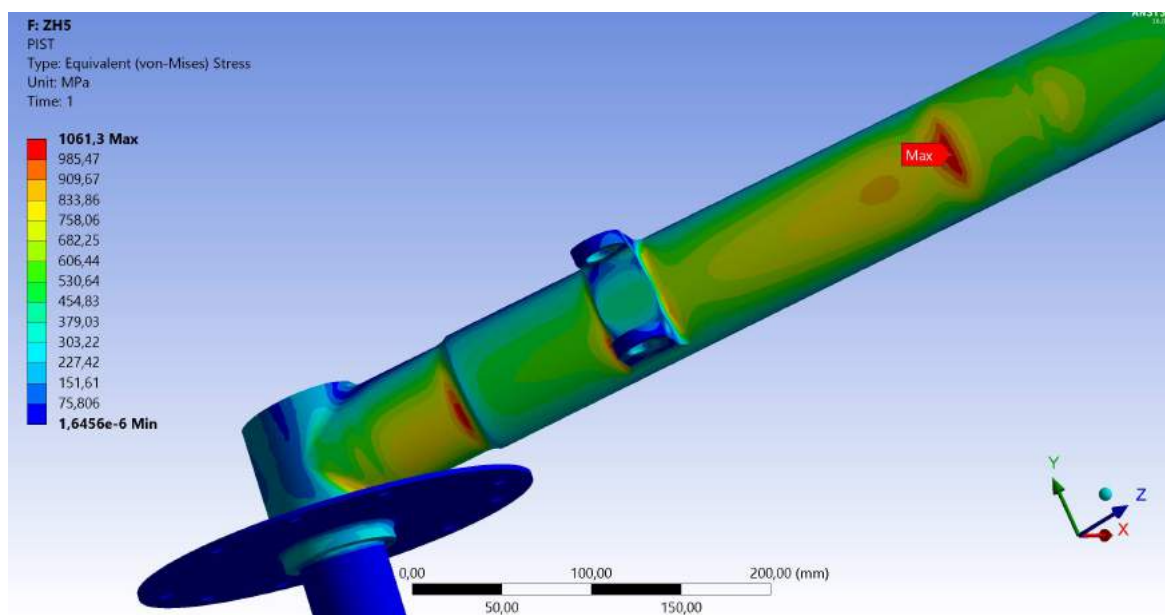


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH3

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

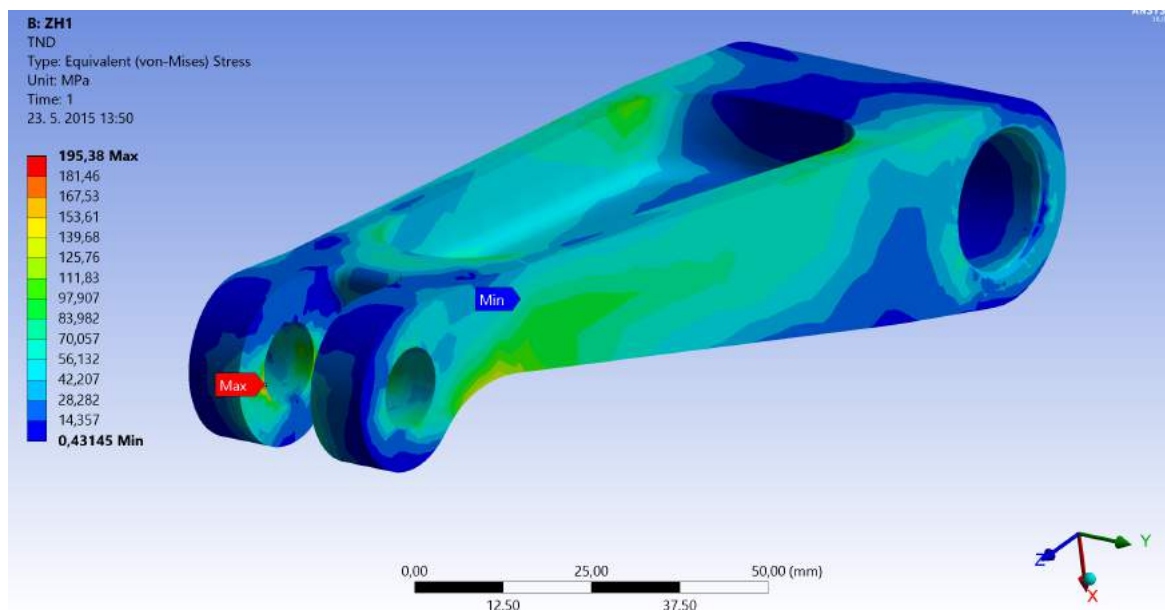


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH4

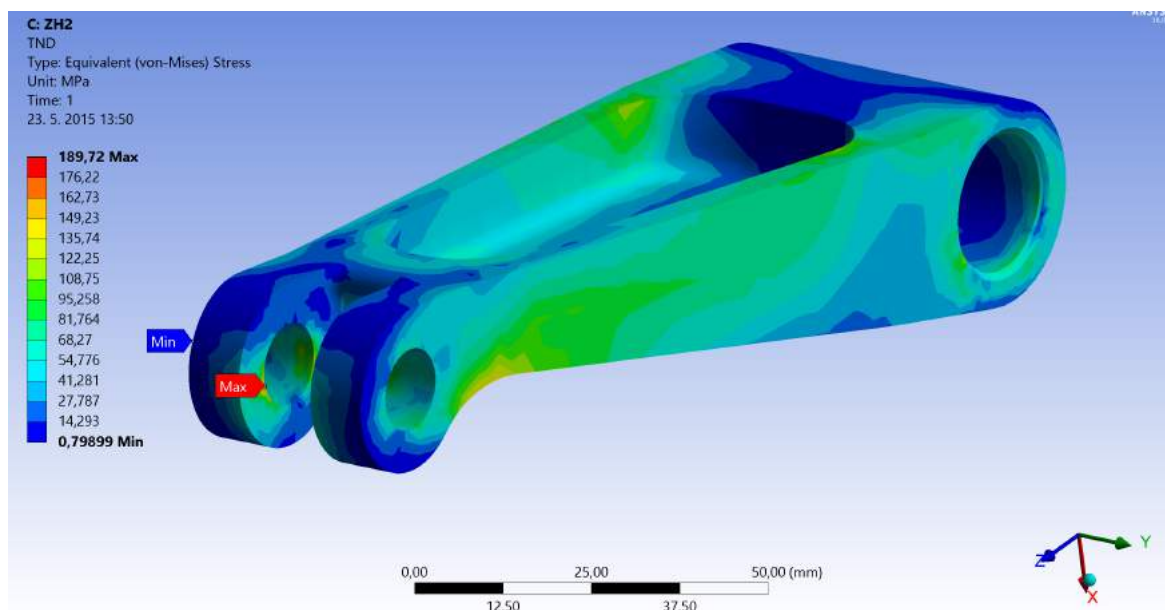


Výsledek pístu tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH5

Dolní torzní nůžky

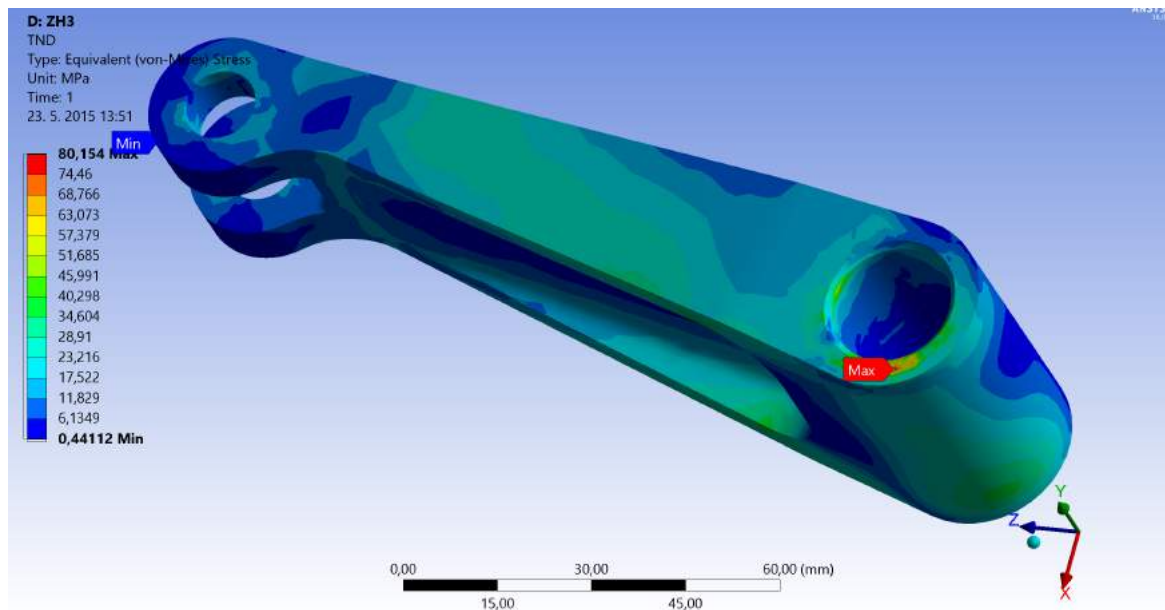


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH1

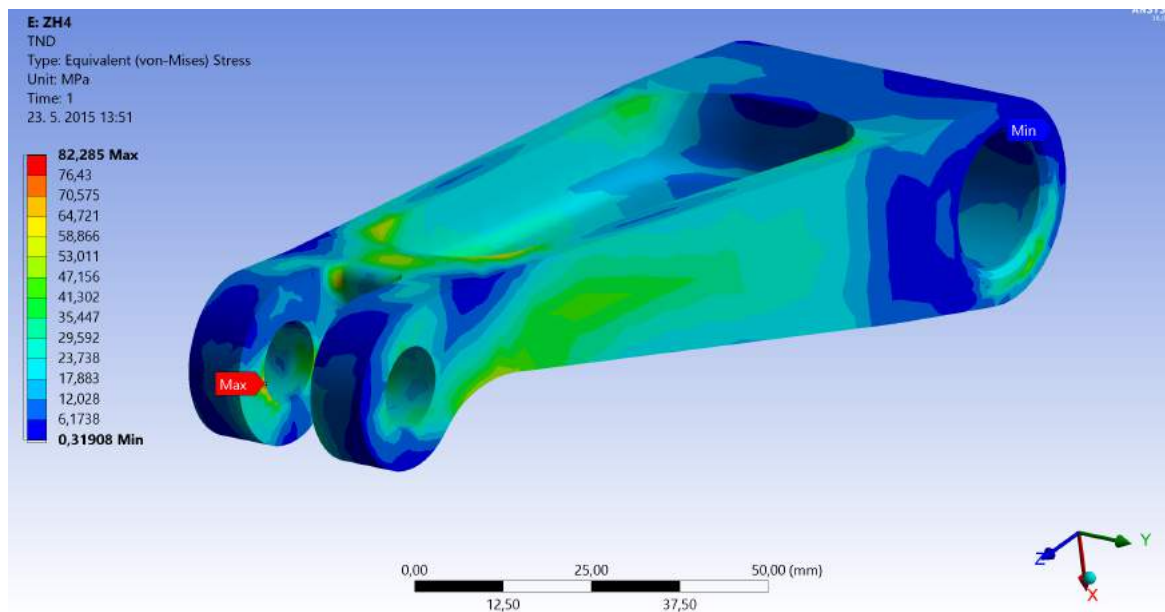


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH2

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

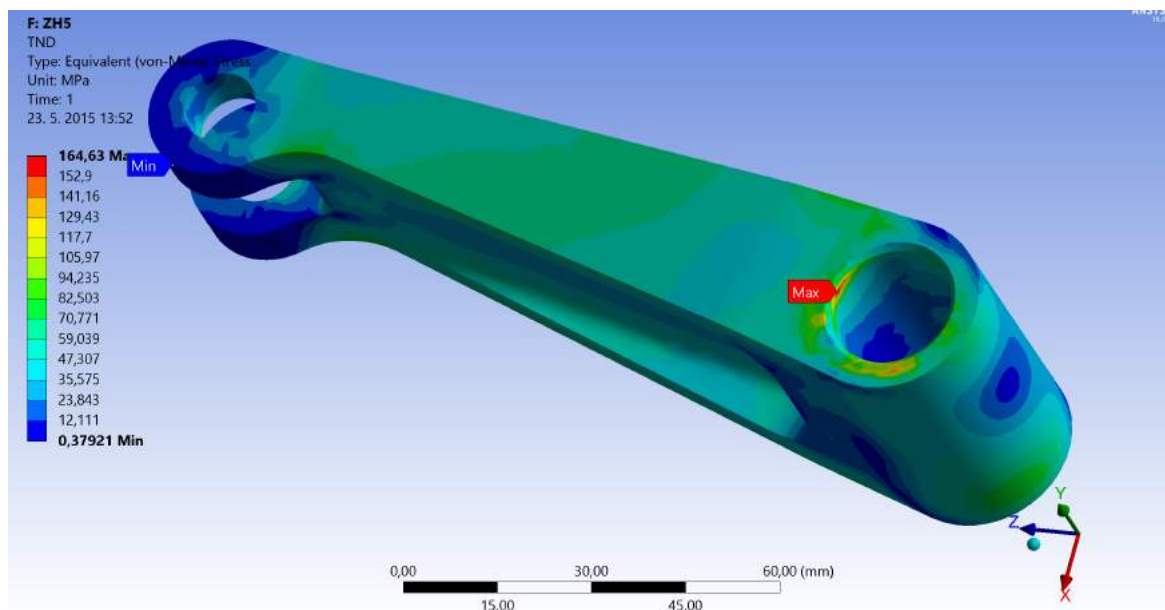


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH3

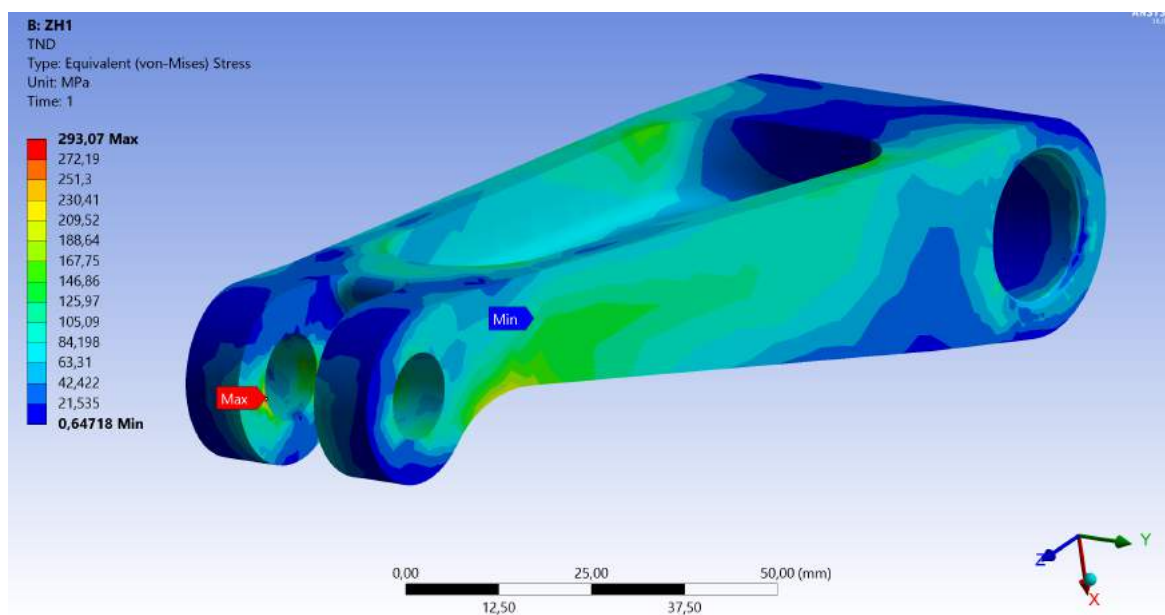


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH4

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

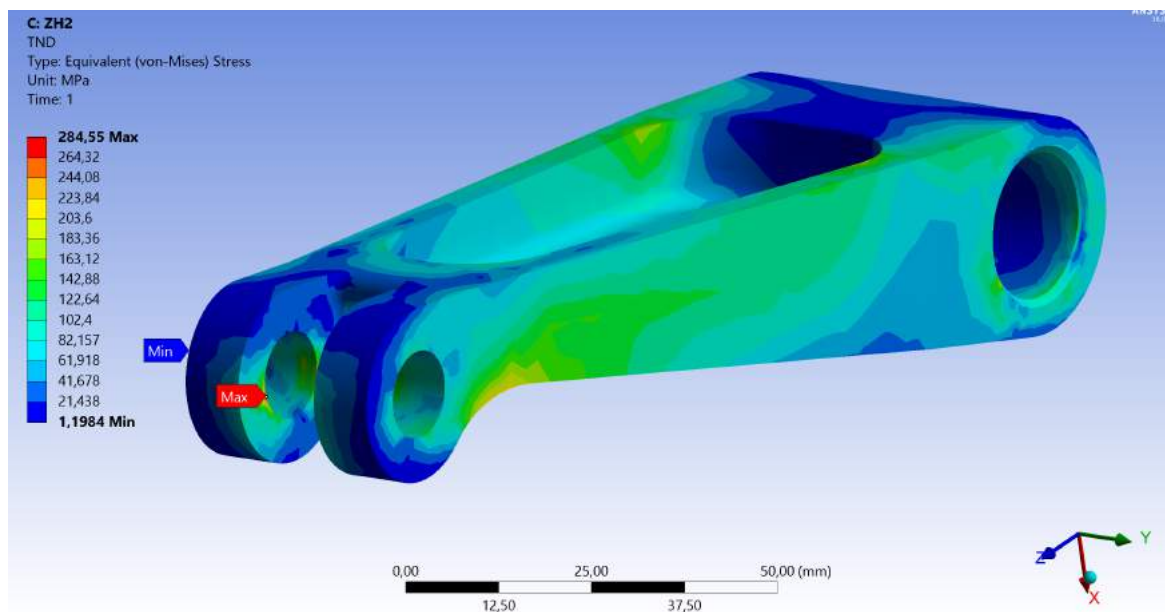


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH5

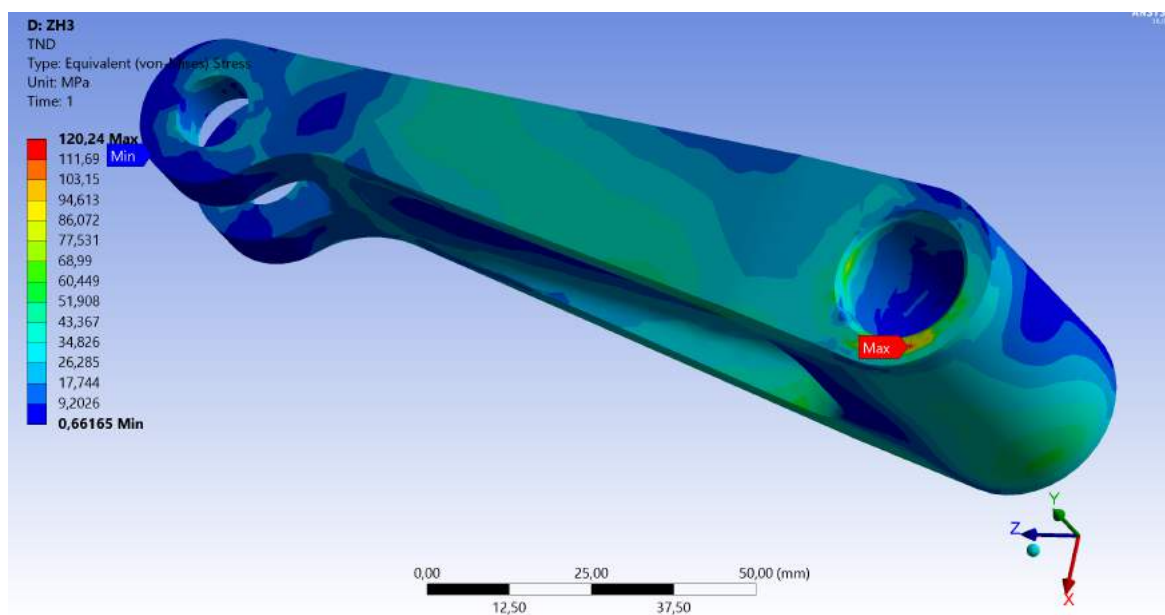


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH1

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

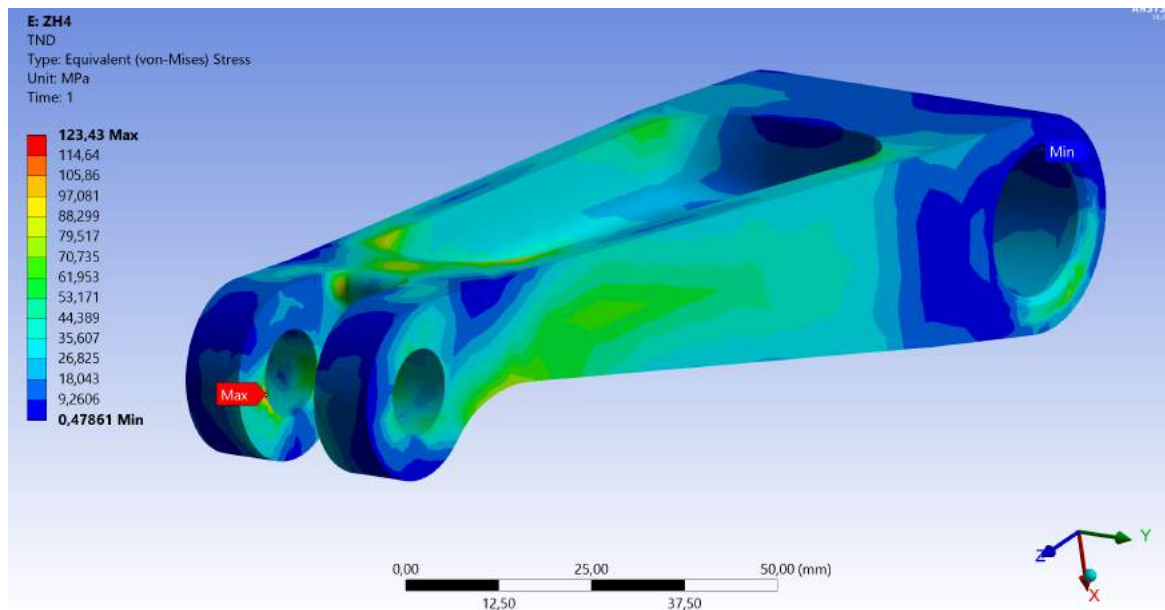


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH2

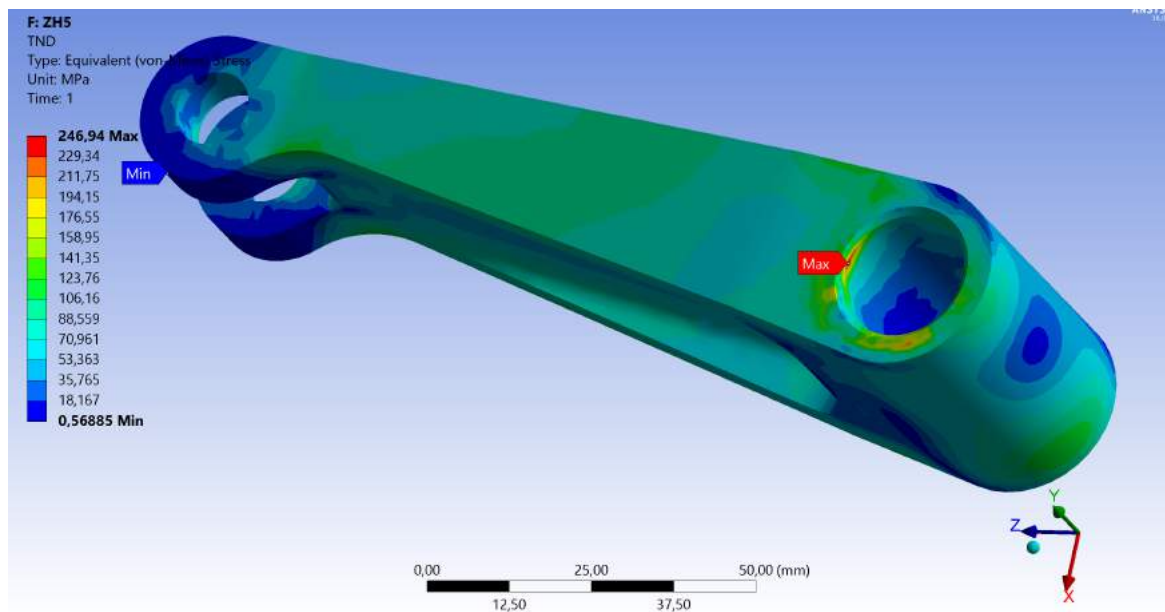


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH3

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

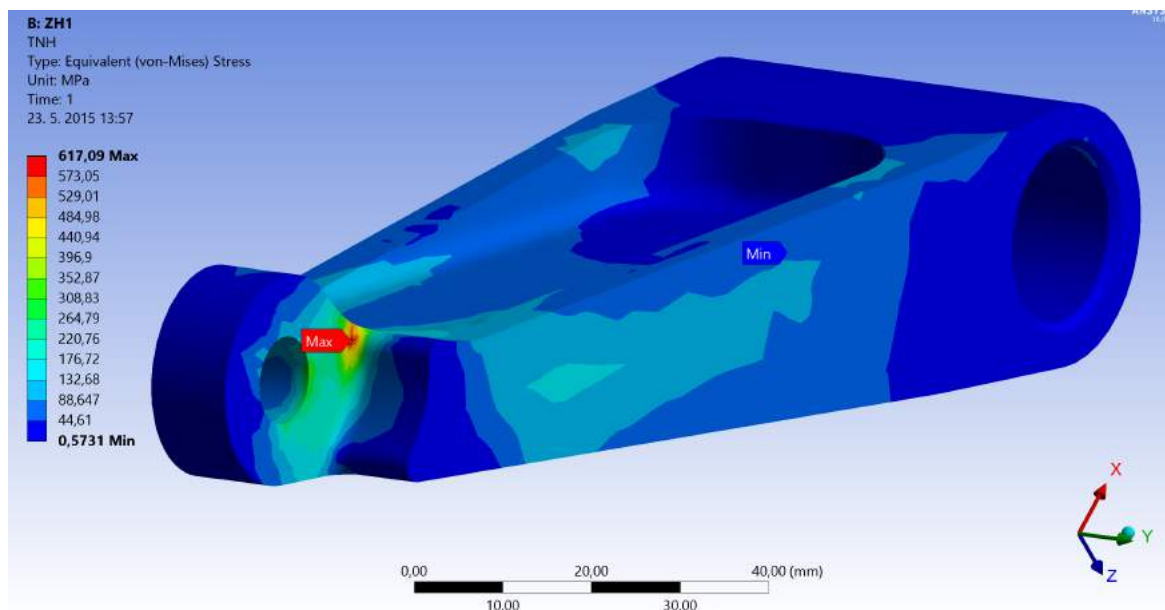


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH4

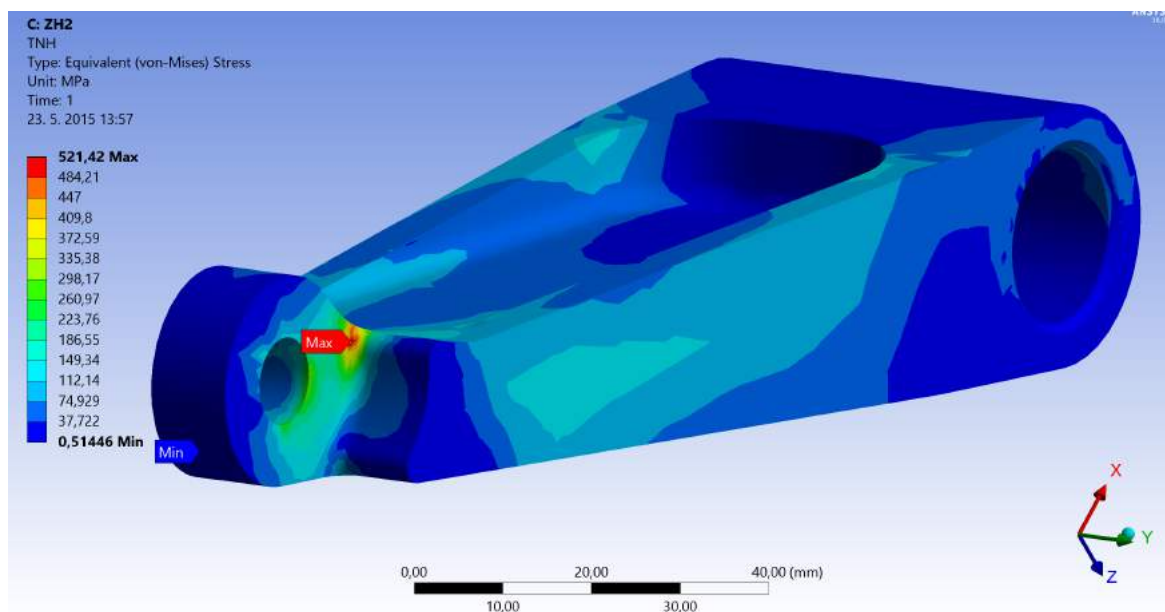


Výsledek dolních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH5

Horní torzní nůžky

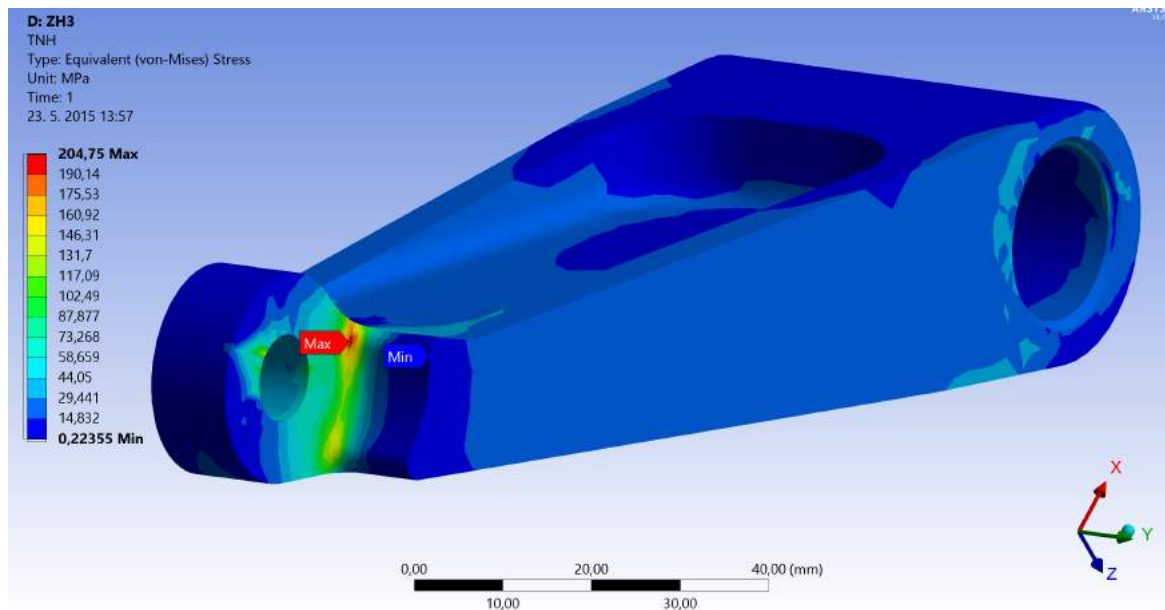


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH1

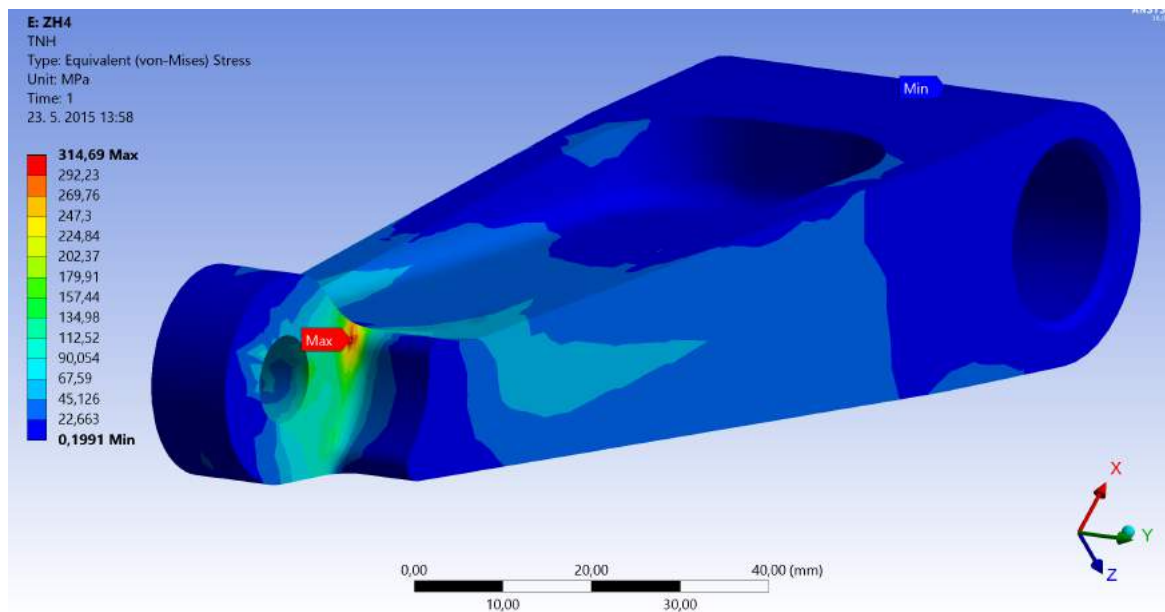


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH2

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

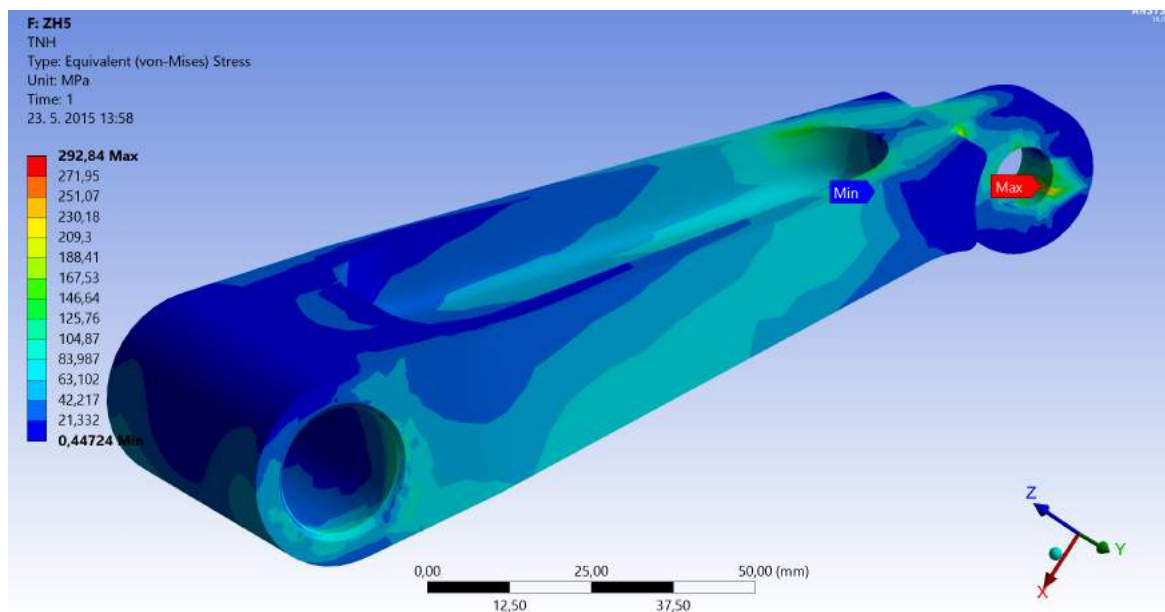


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH3

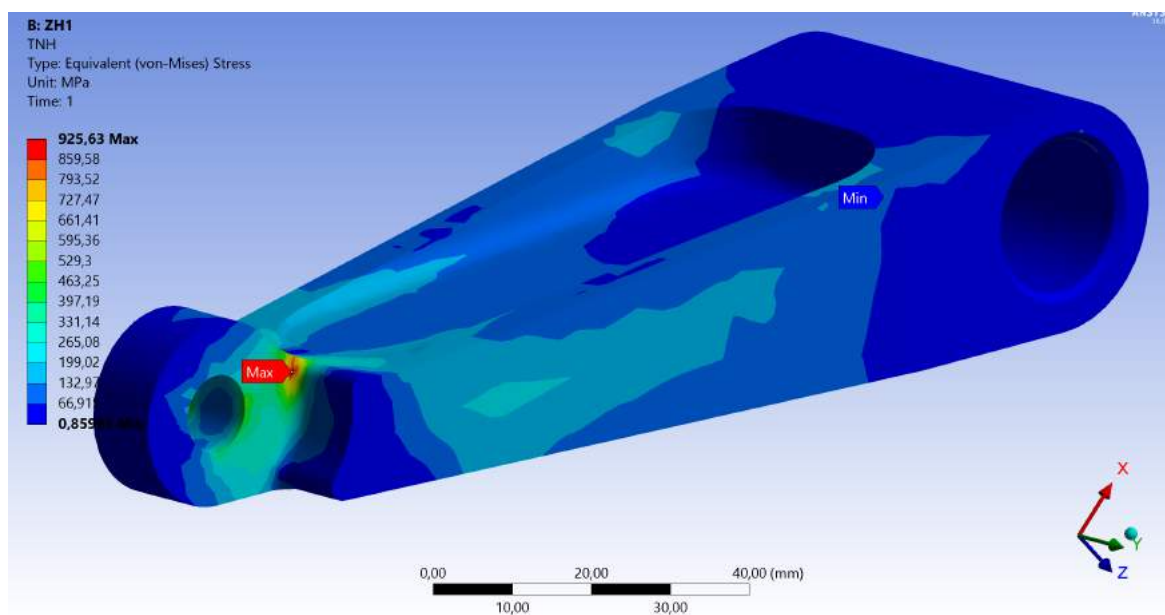


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH4

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

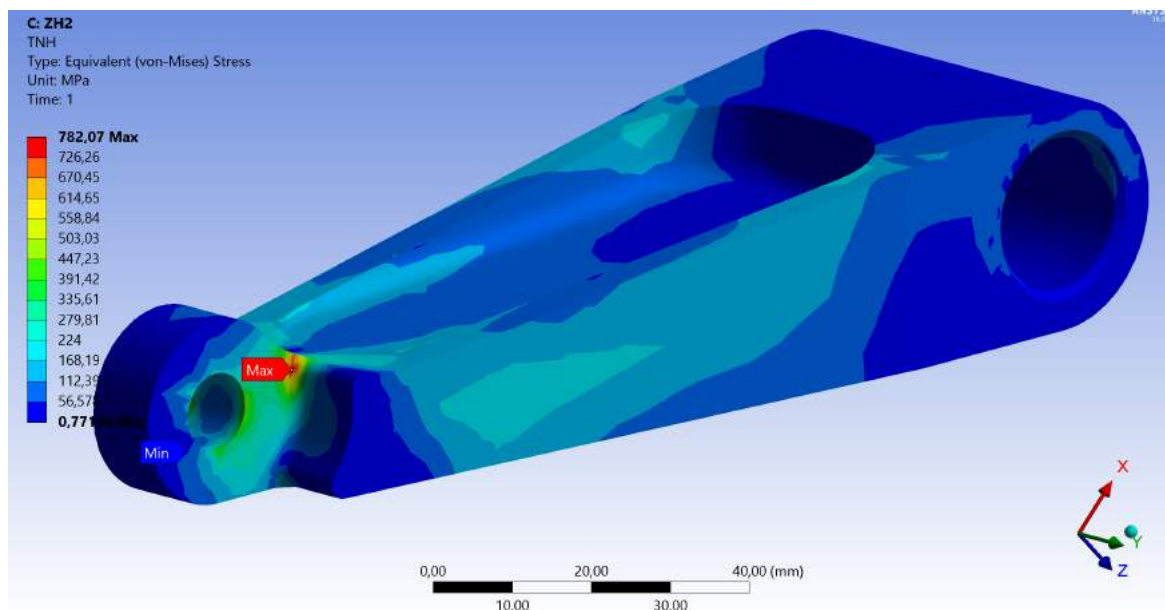


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH5

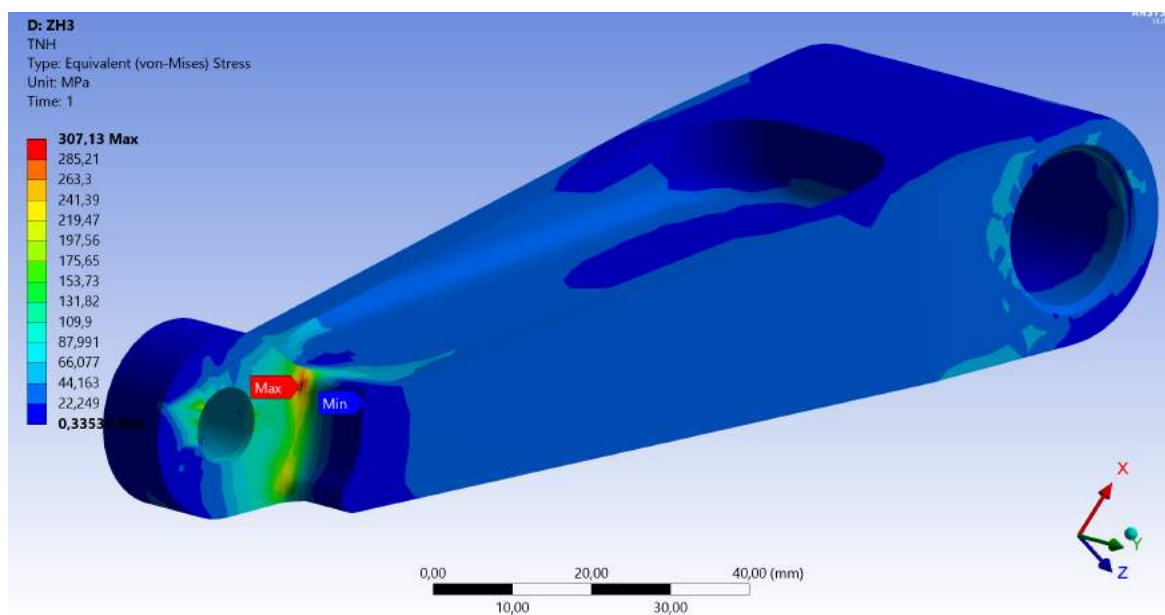


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH1

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

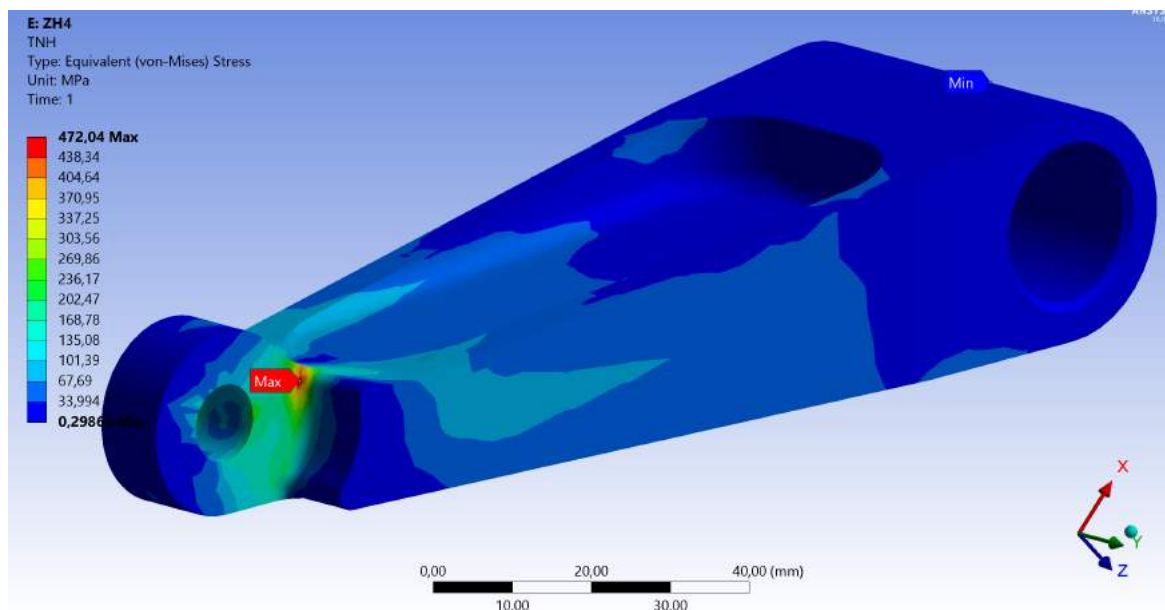


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH2

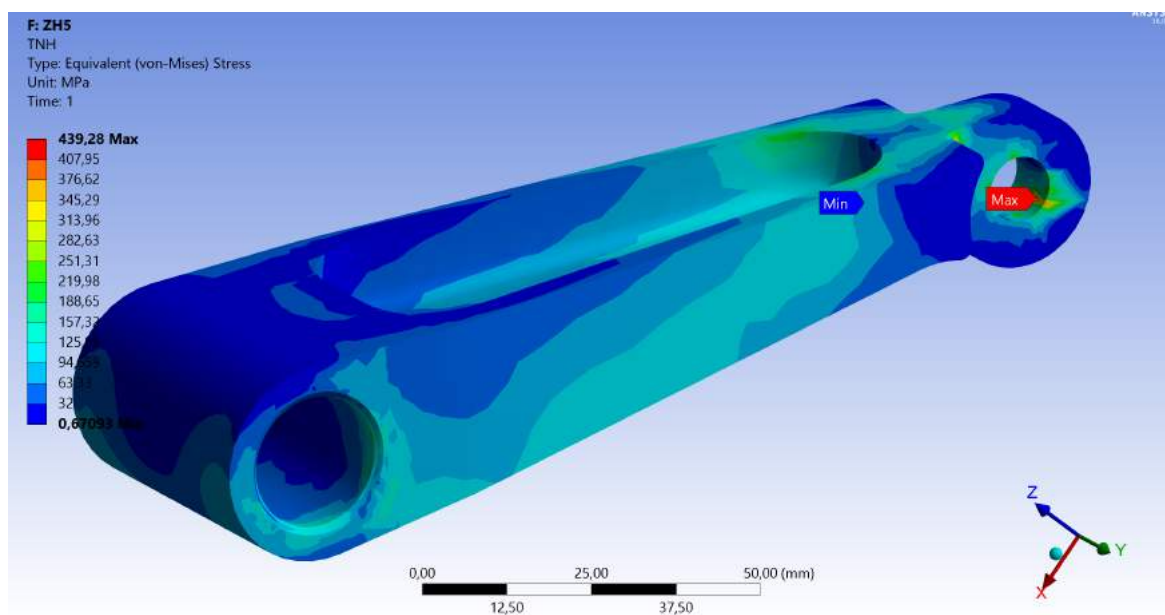


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH3

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

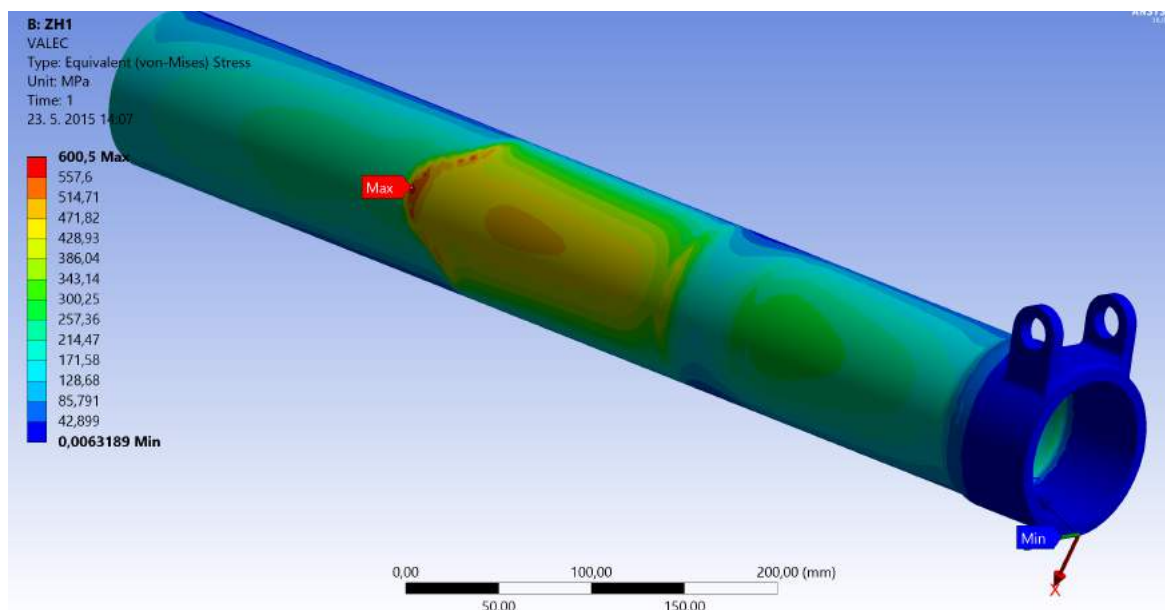


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH4

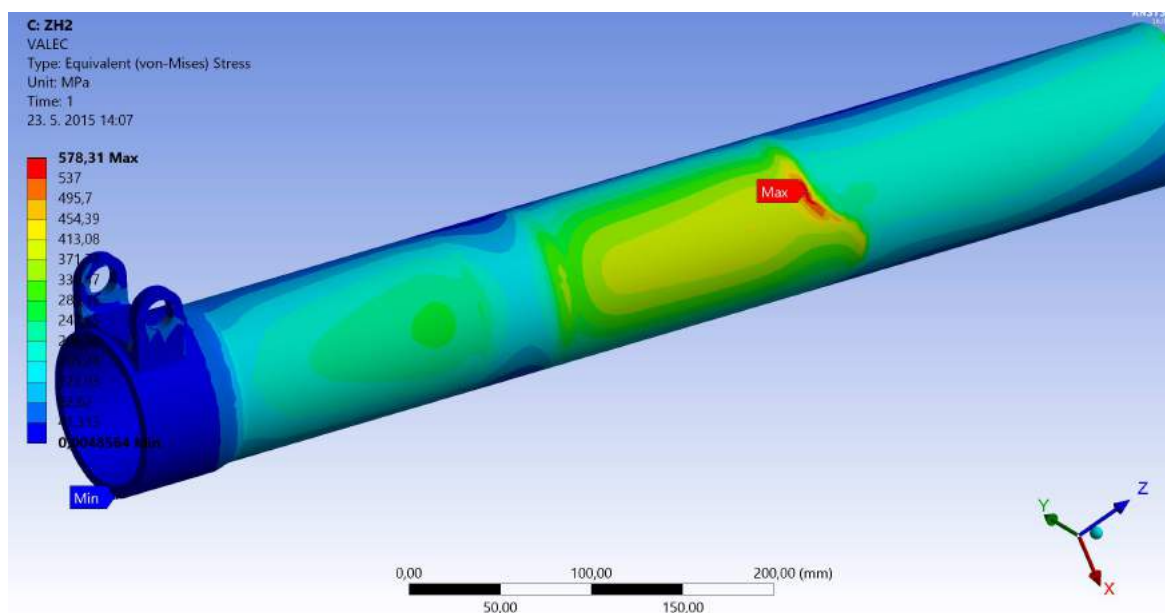


Výsledek horních torzních nůžek hlavního podvozku pro početní zatížení ZH5

Válec tlumiče

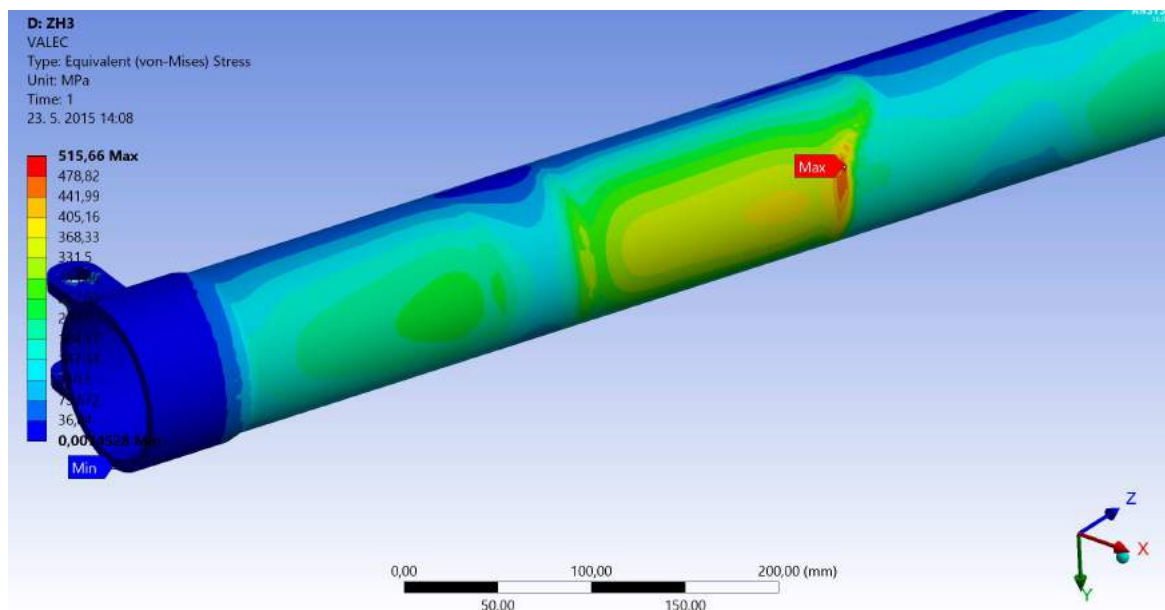


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozků pro provozní zatížení ZH1

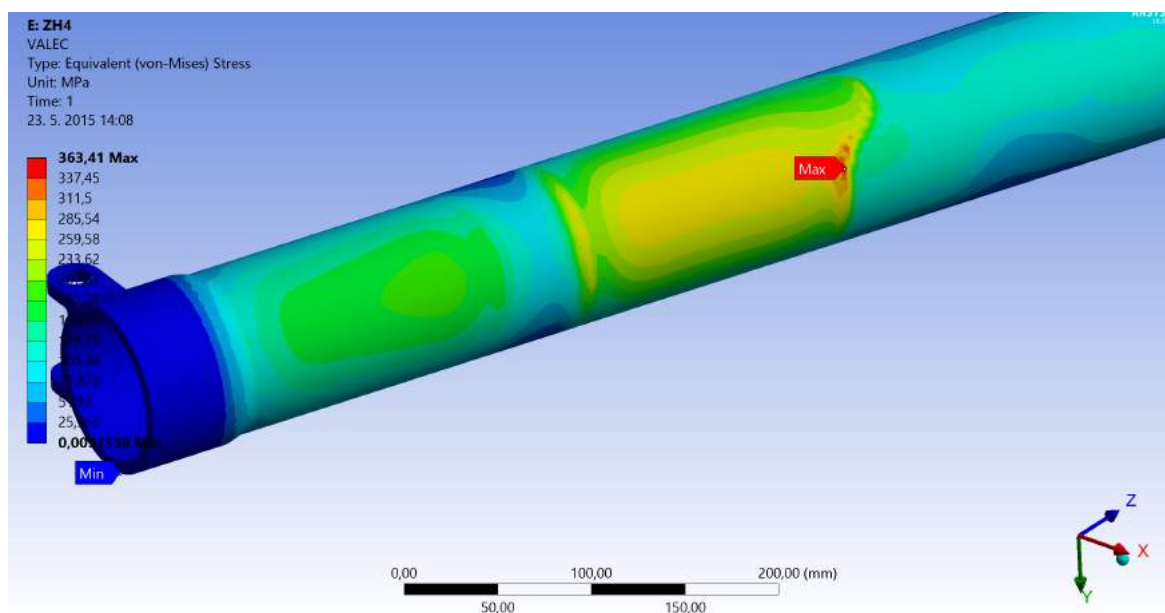


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozků pro provozní zatížení ZH2

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

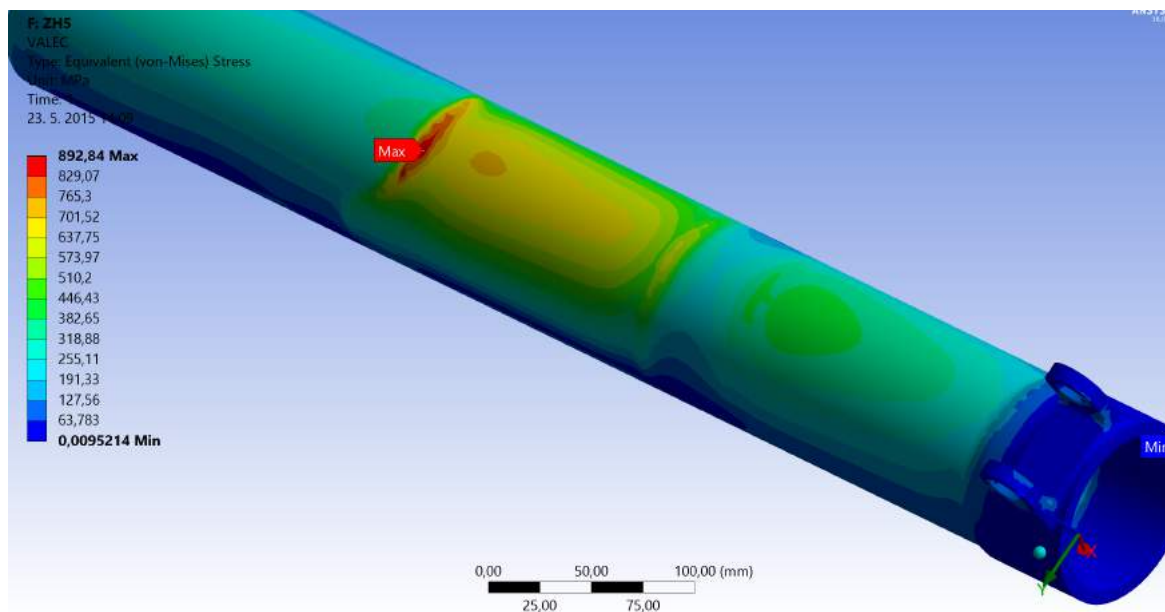


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH3

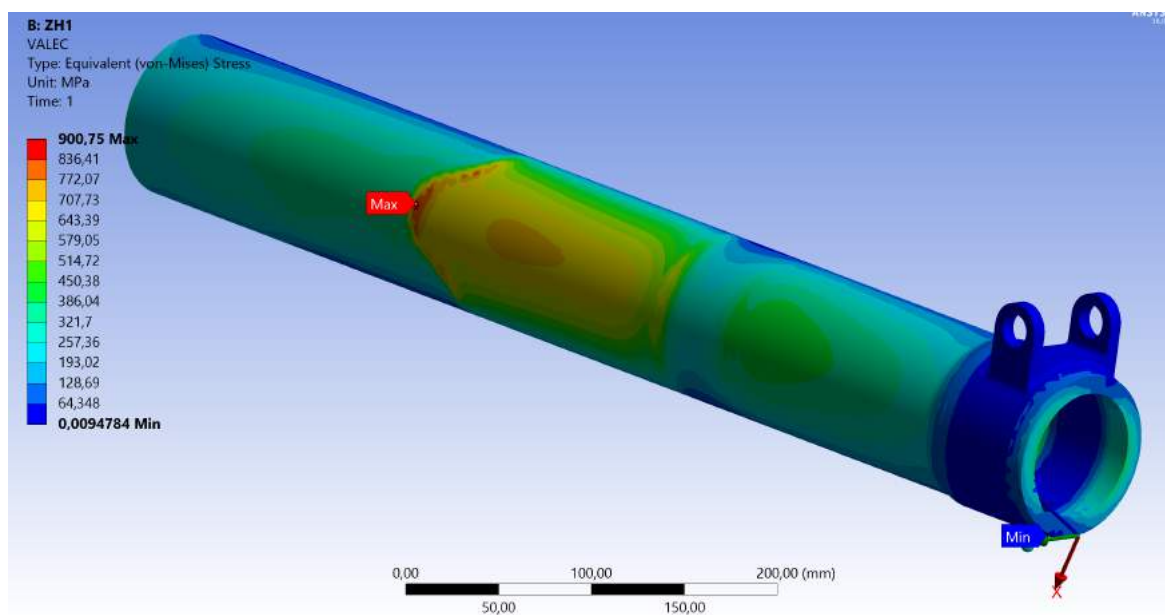


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH4

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

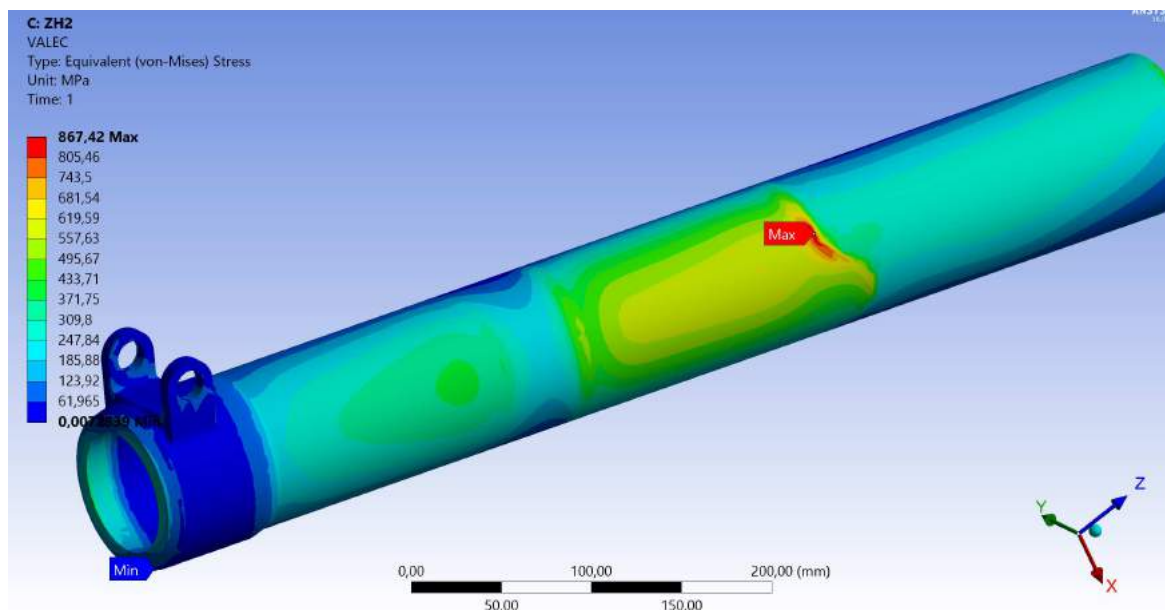


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH5

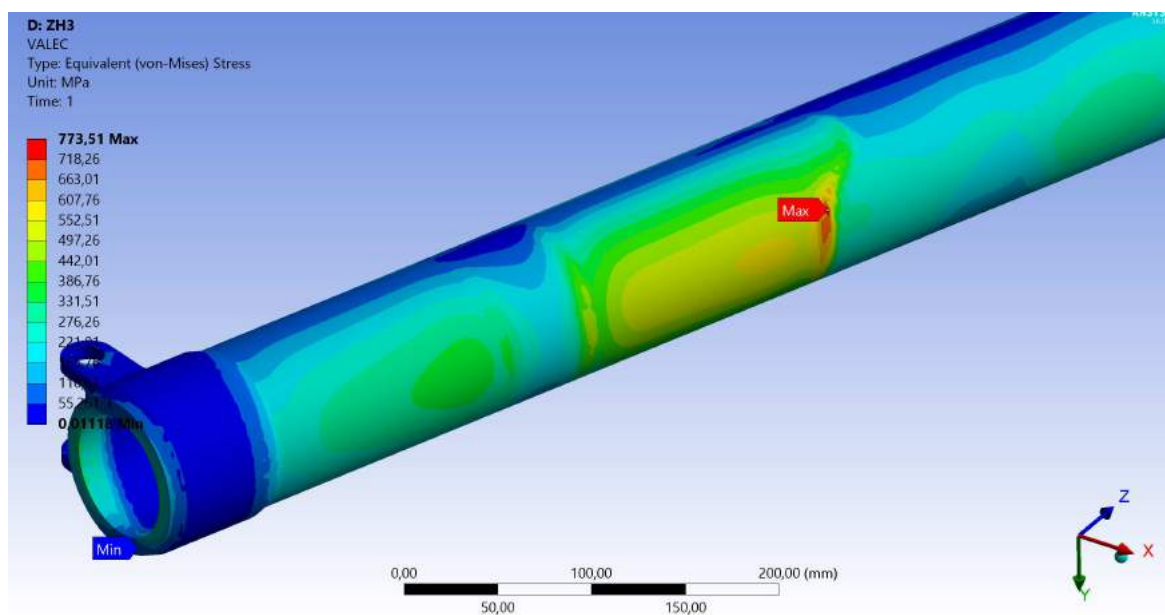


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH1

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

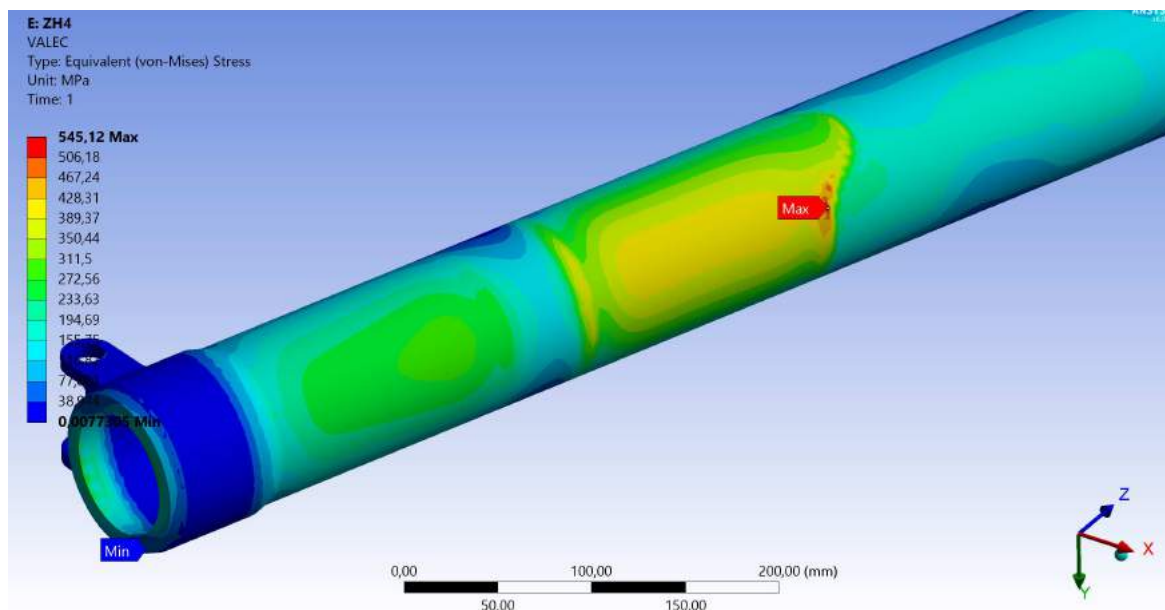


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH2

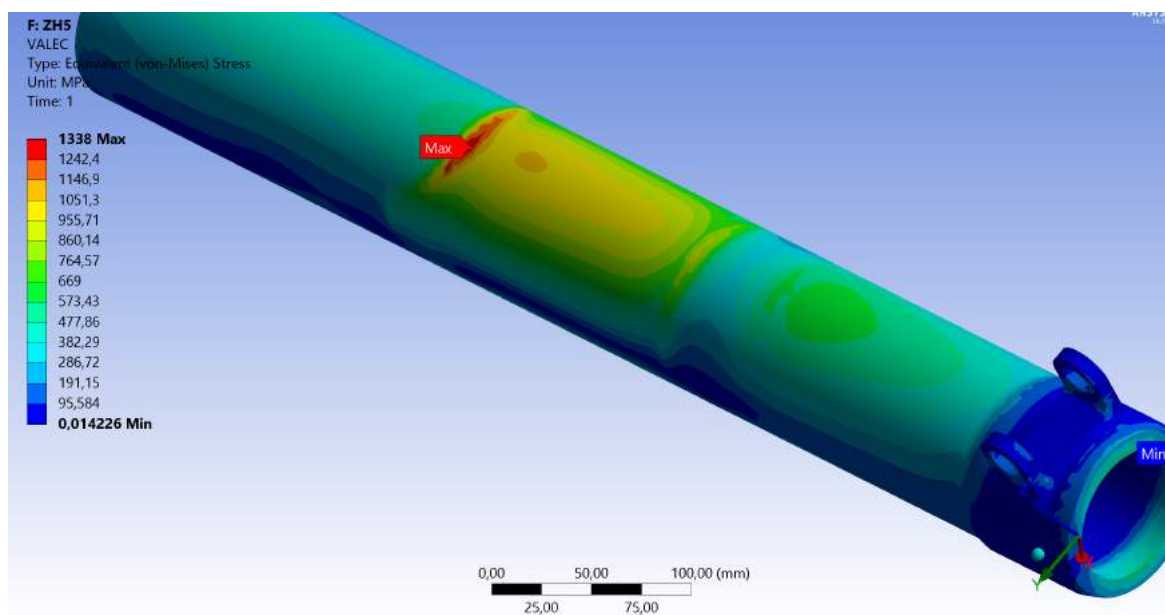


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH3

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

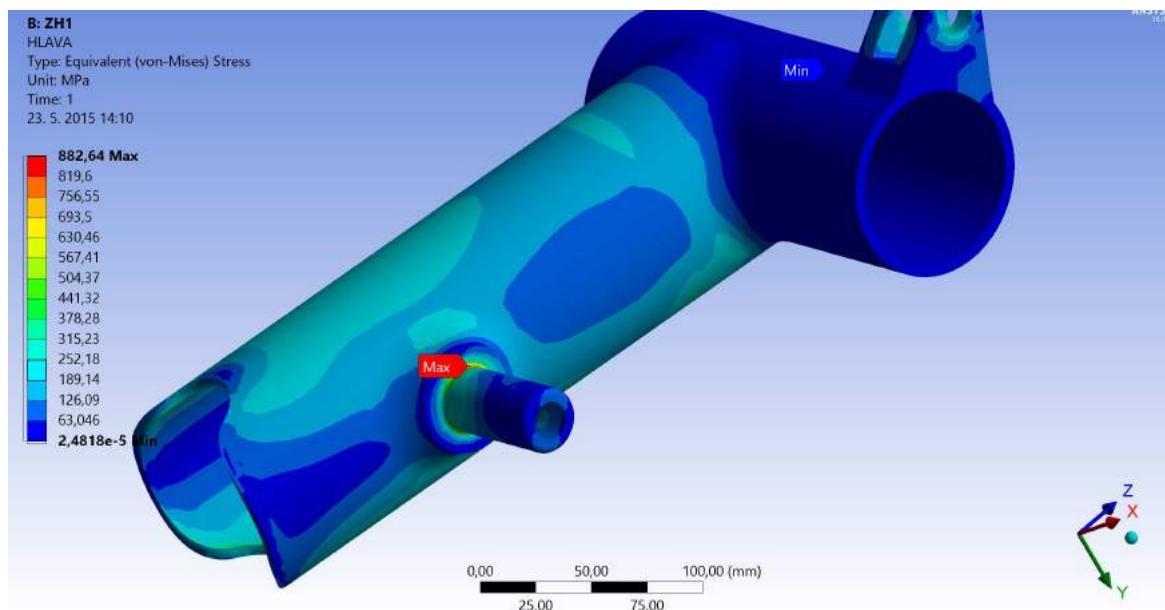


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH4

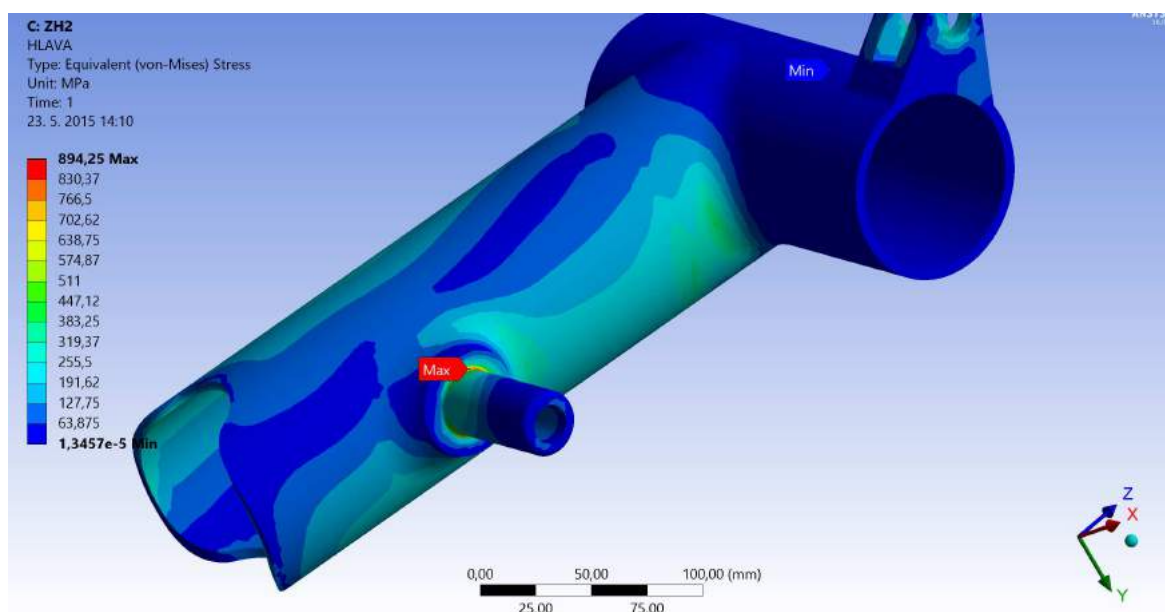


Výsledek válce tlumiče hlavního podvozku pro početní zatížení ZH5

Hlavice nohy

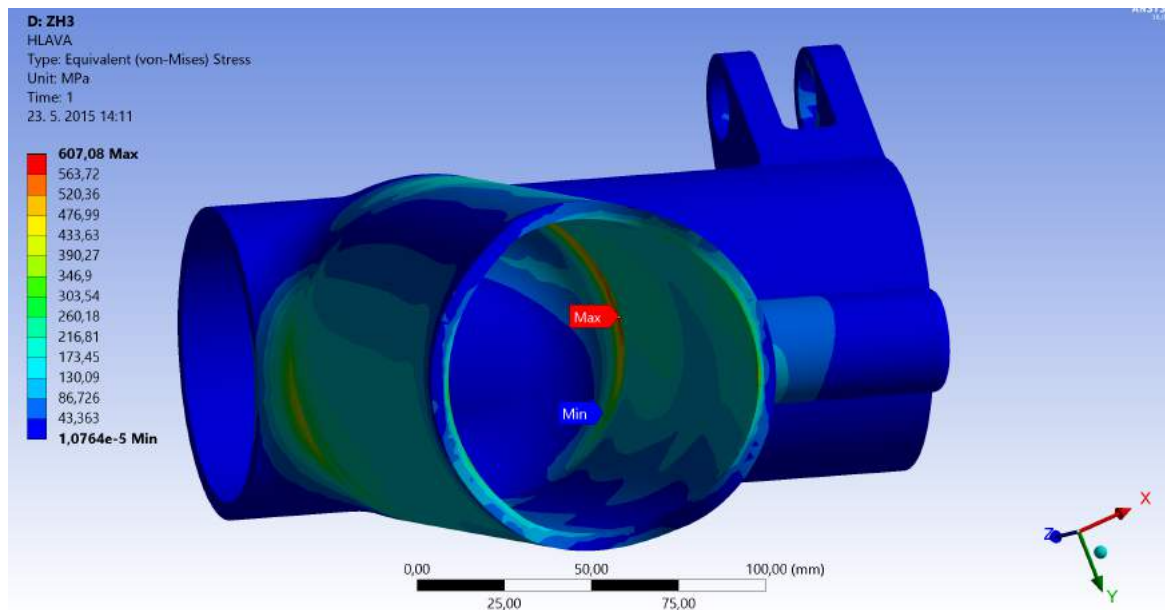


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH1

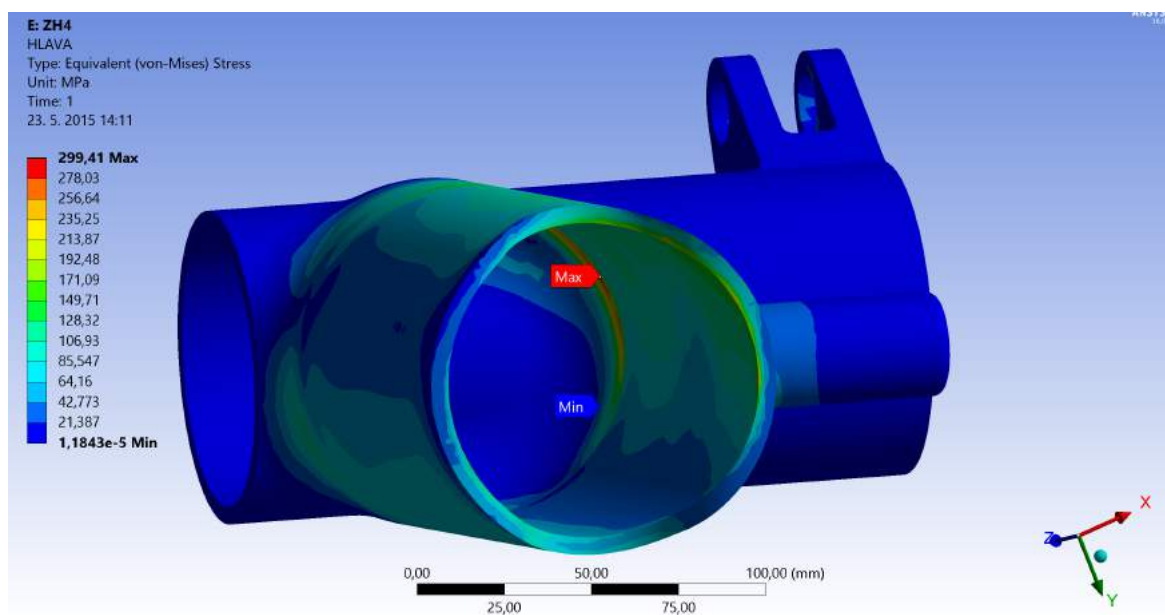


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH2

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

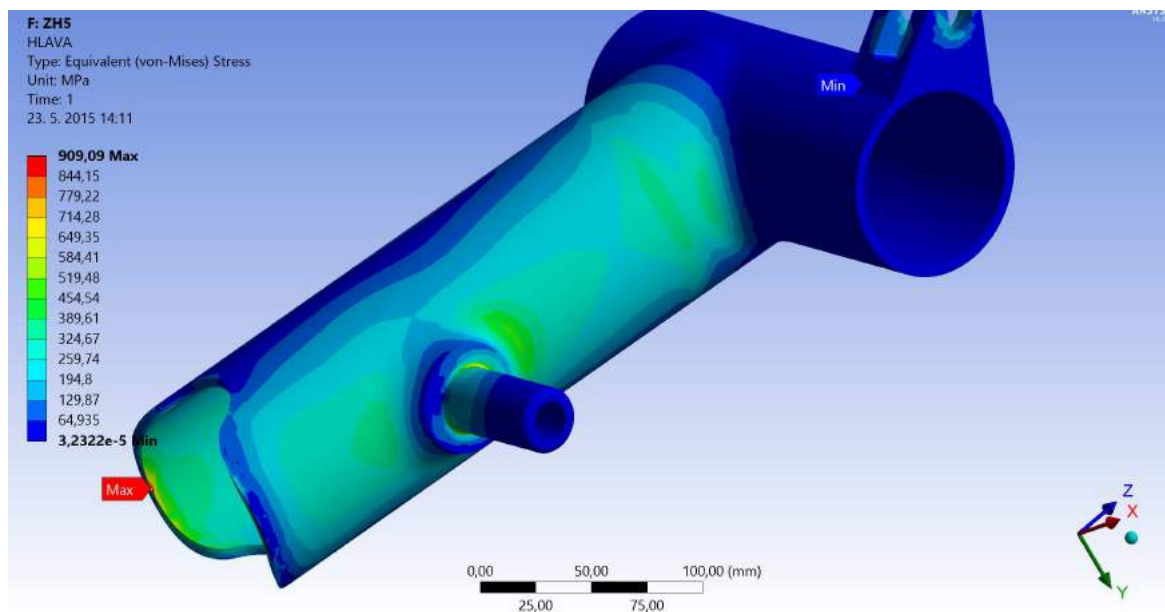


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH3

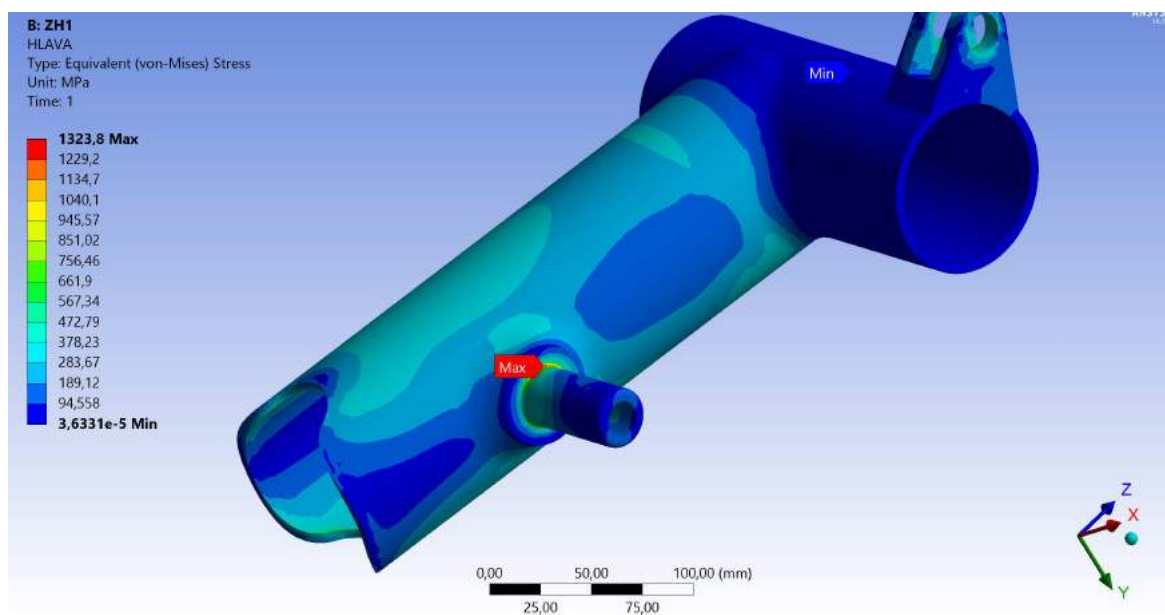


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH4

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

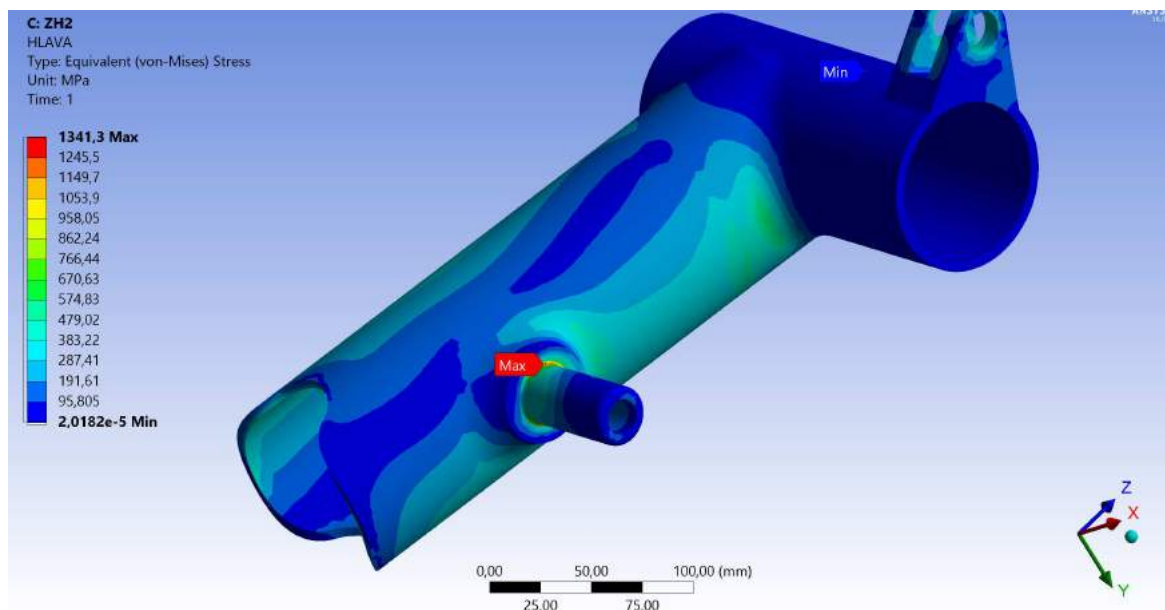


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro provozní zatížení ZH5

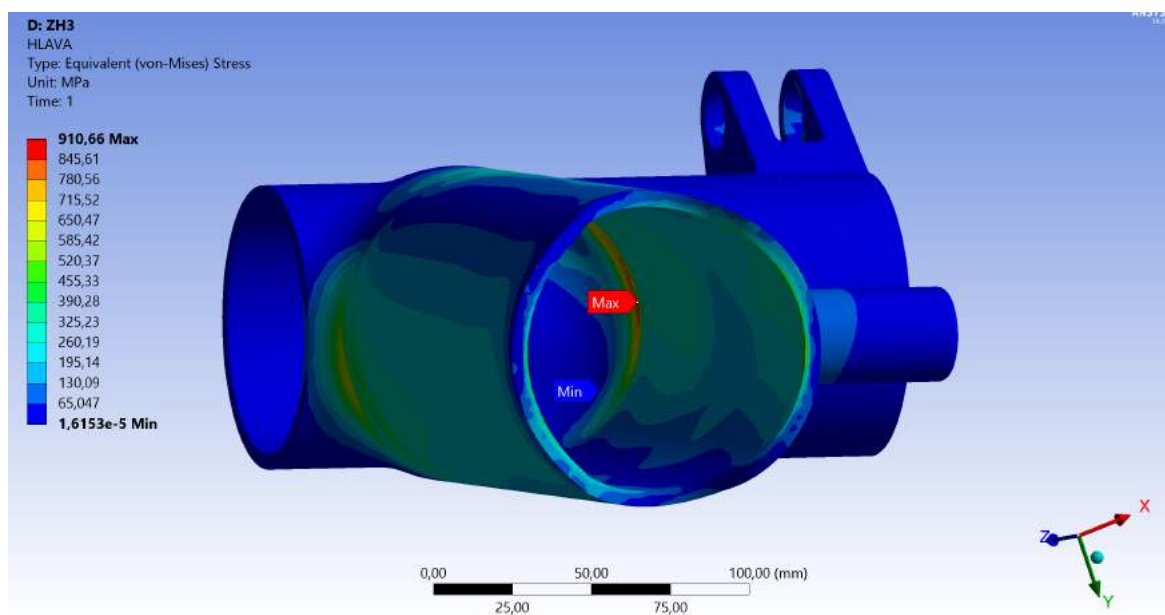


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro početní zatížení ZH1

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU

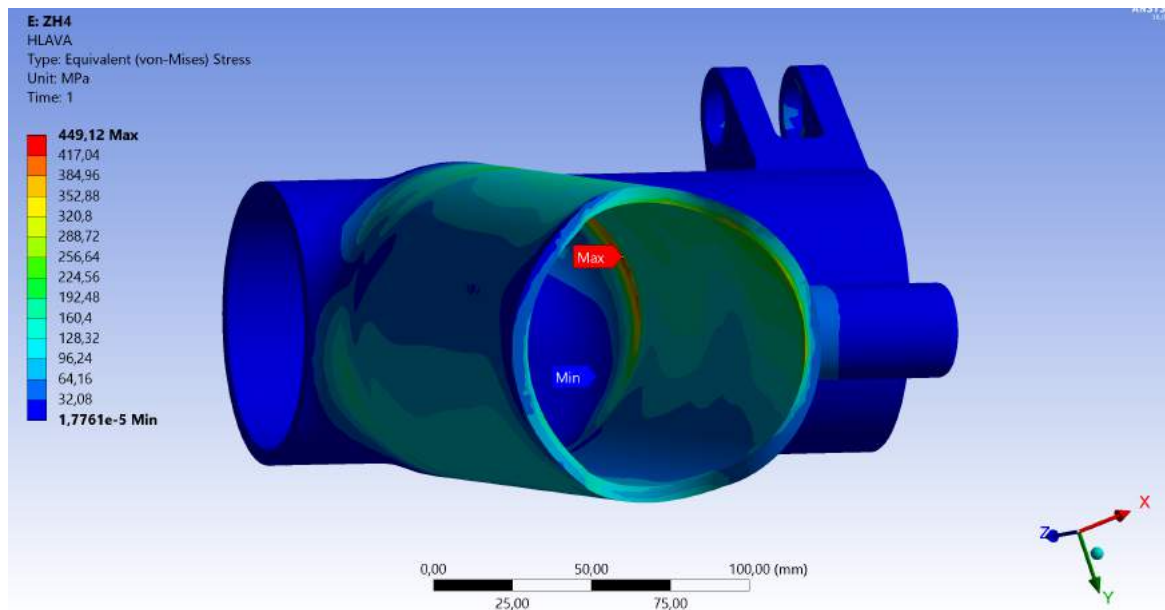


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro početní zatížení ZH2

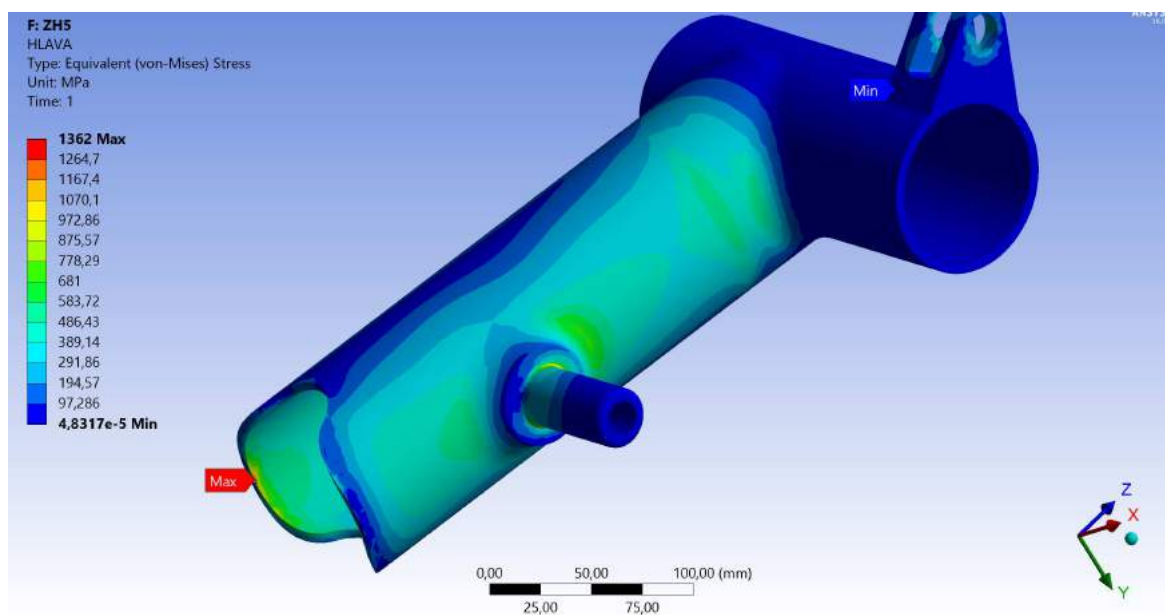


Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro početní zatížení ZH3

D VÝSLEDKY MKP HLAVNÍHO PODVOZKU



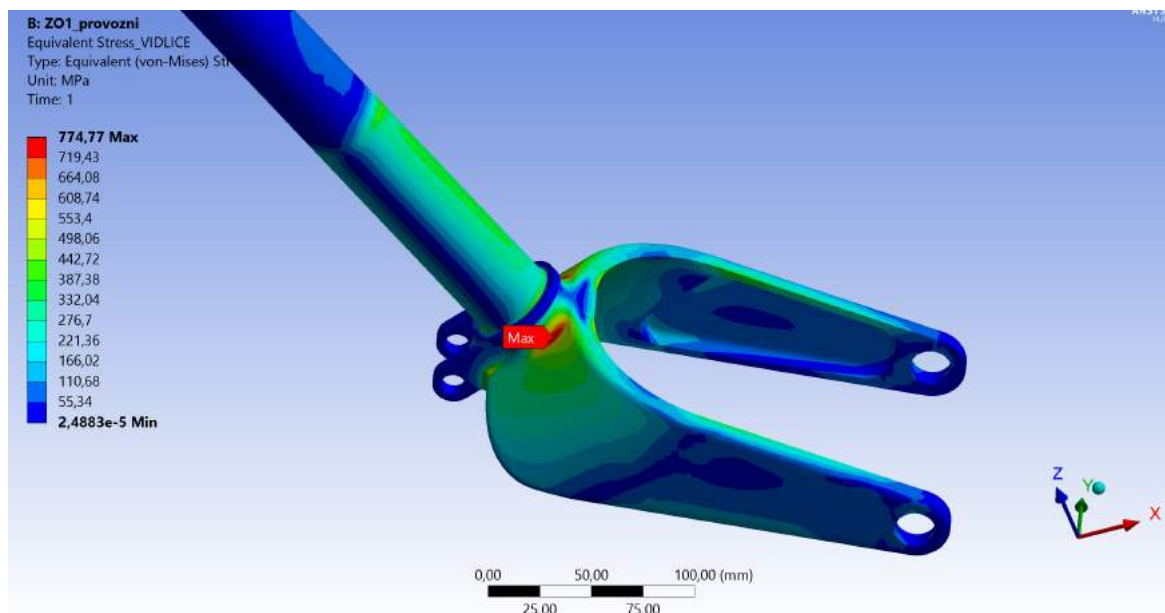
Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro početní zatížení ZH4



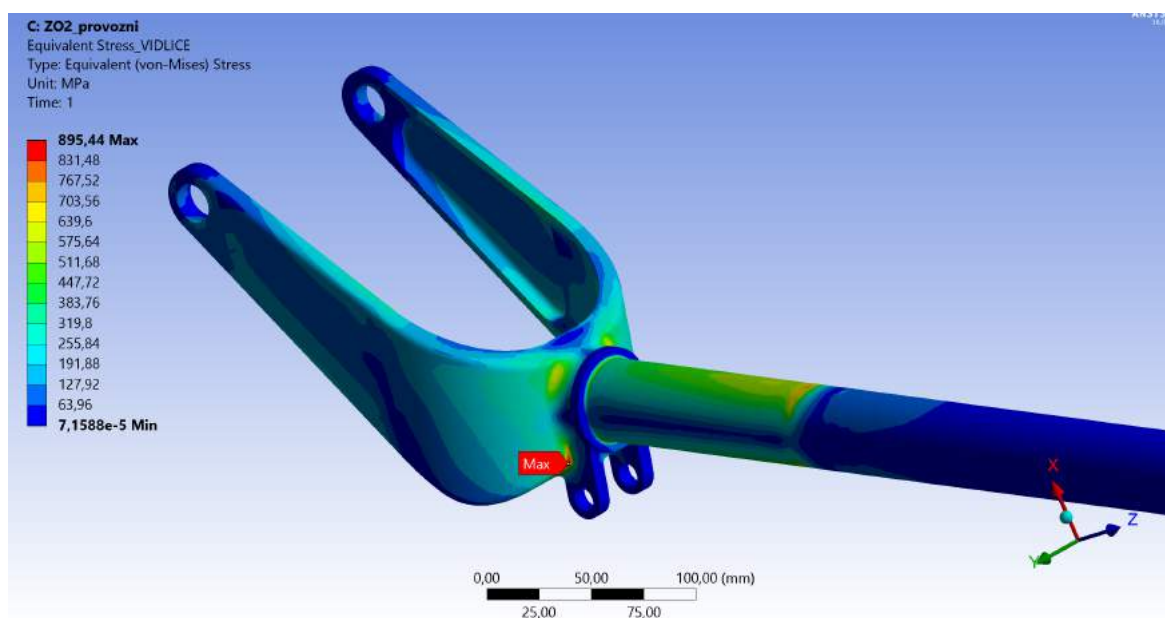
Výsledek hlavice nohy hlavního podvozku pro početní zatížení ZH5

E Výsledky MKP ostruhy

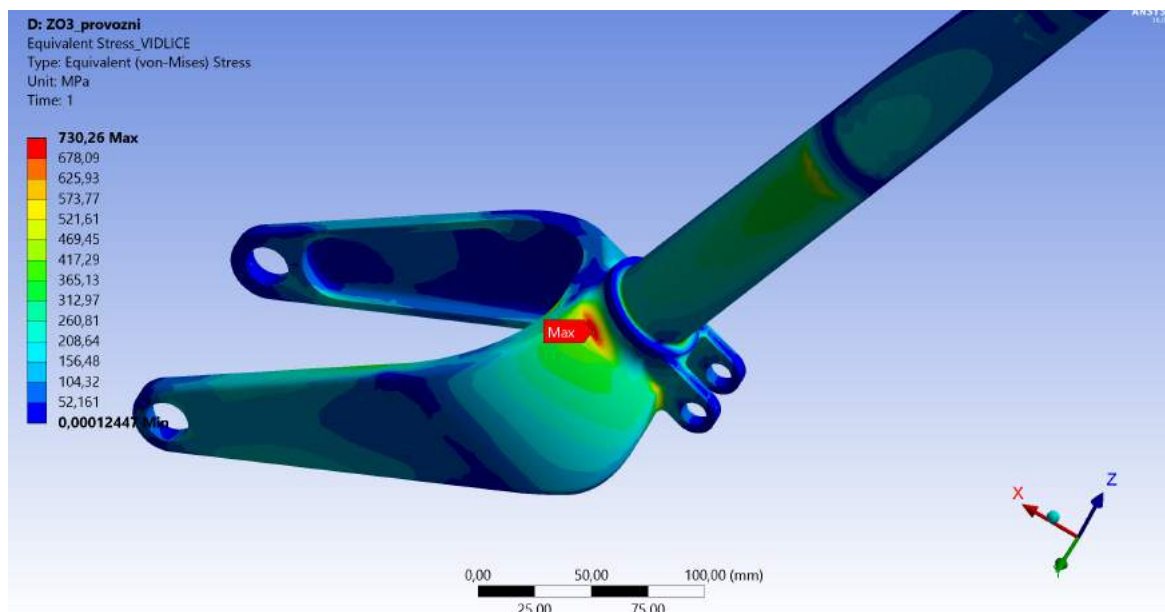
Vidlice



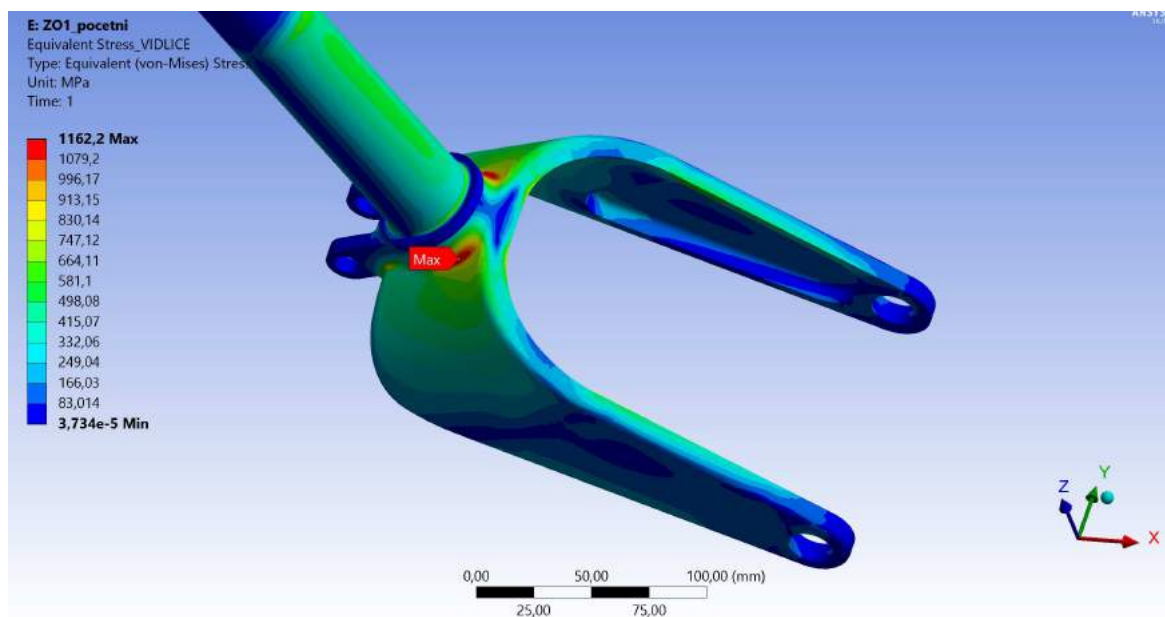
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení Z01



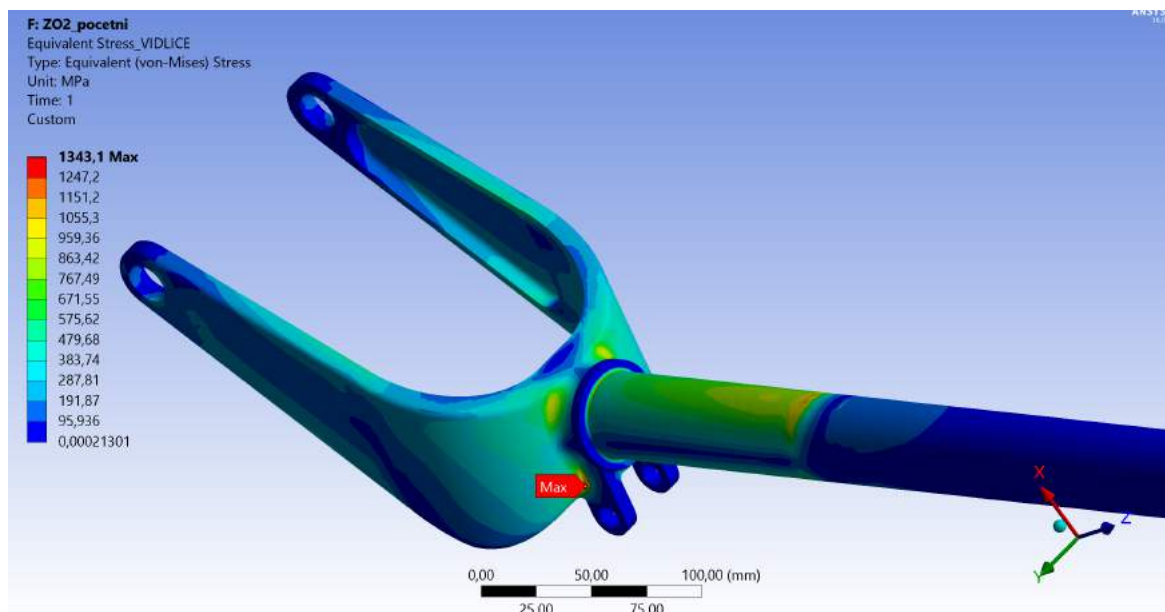
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení Z02



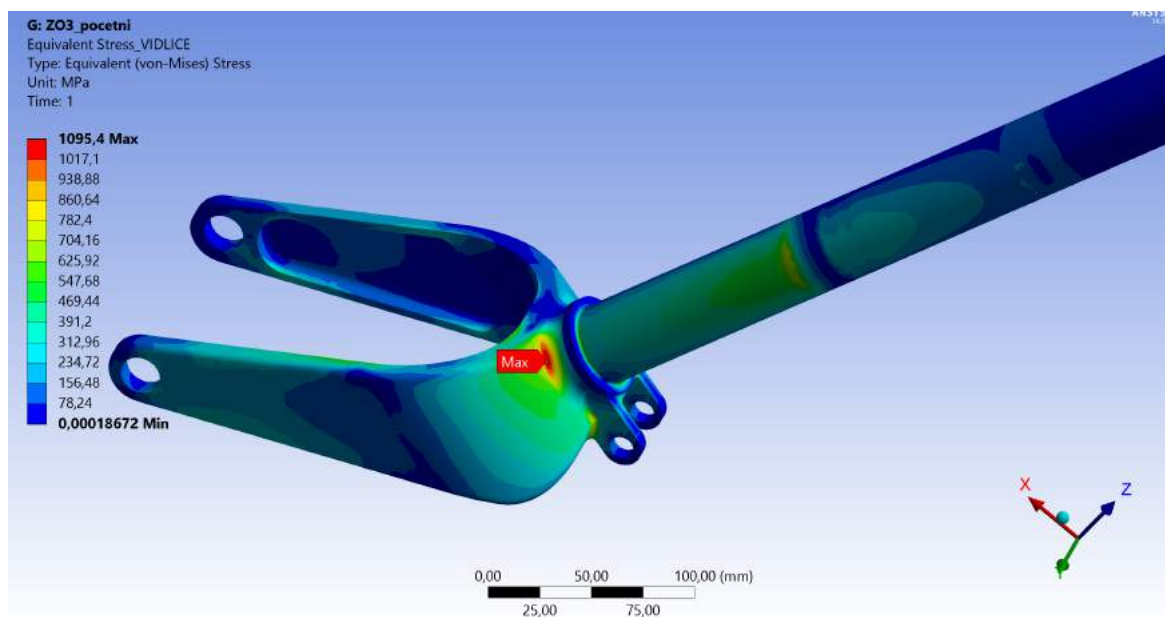
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení ZO3



Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO1

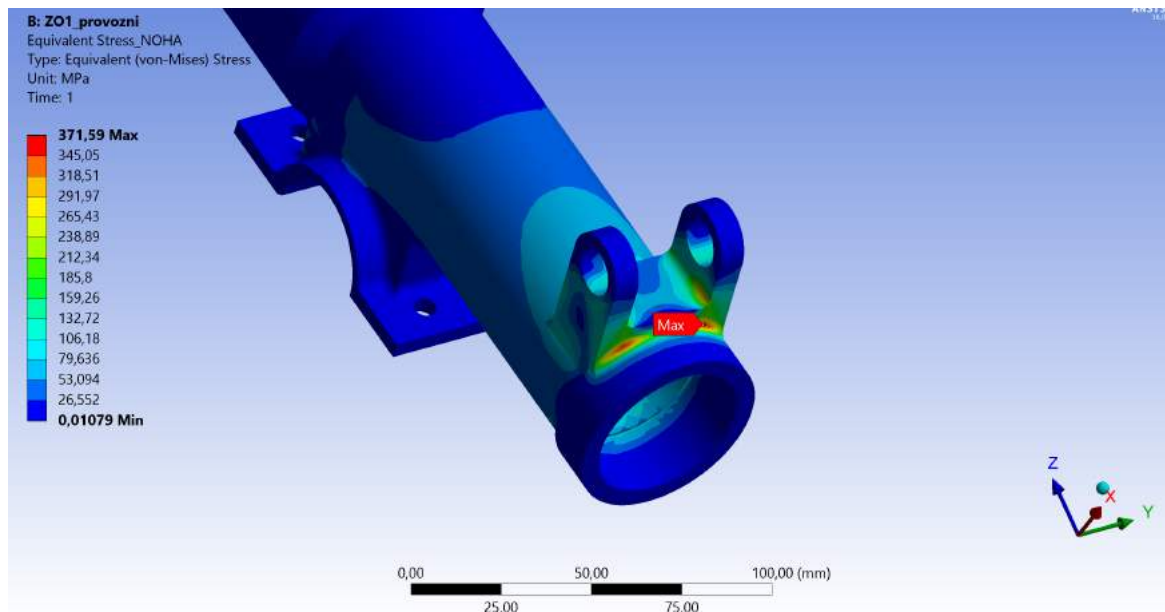


Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO2

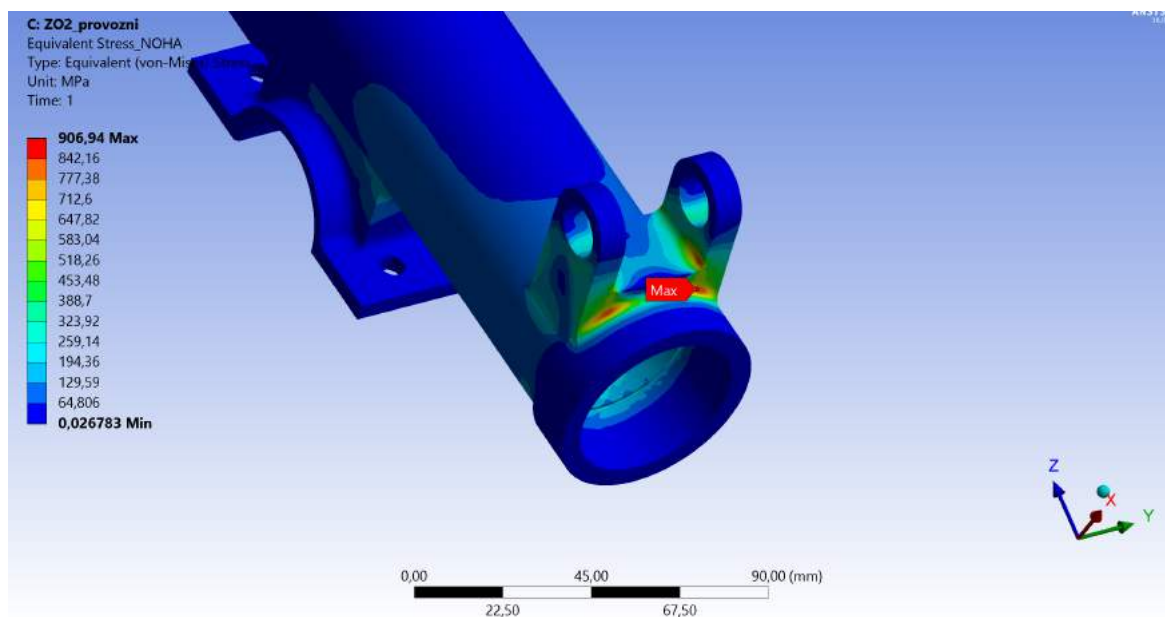


Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO3

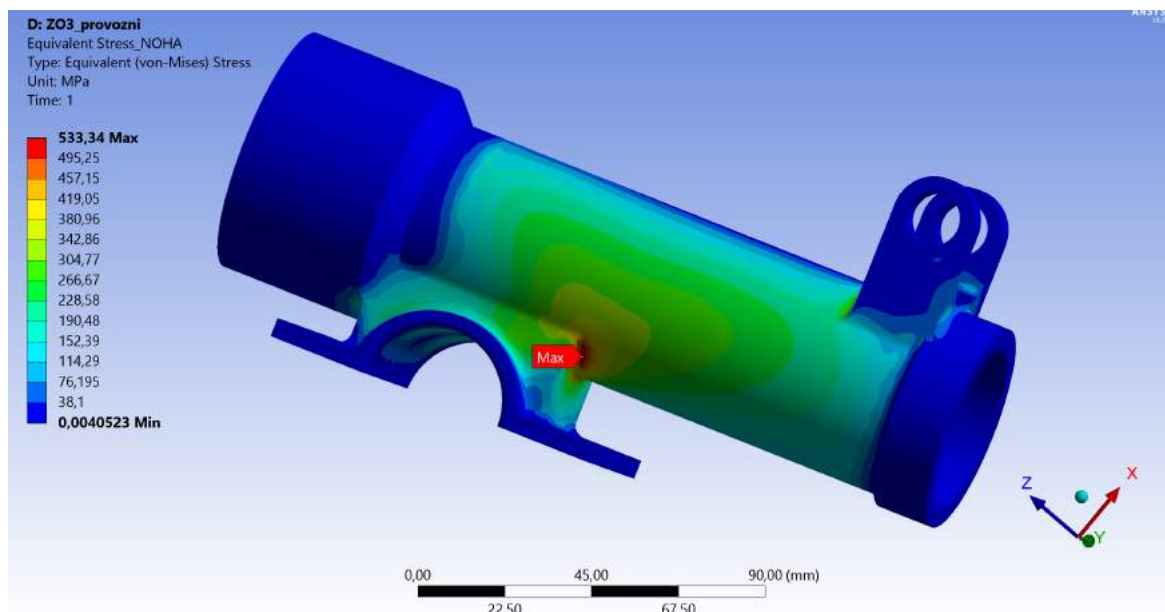
Noha



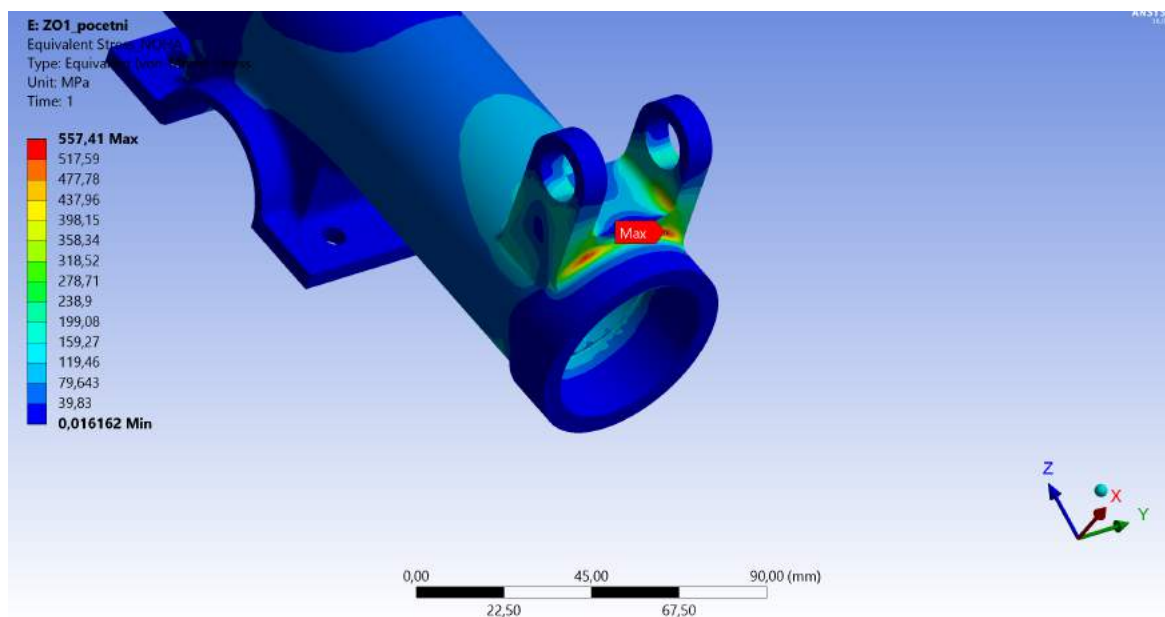
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení ZO1



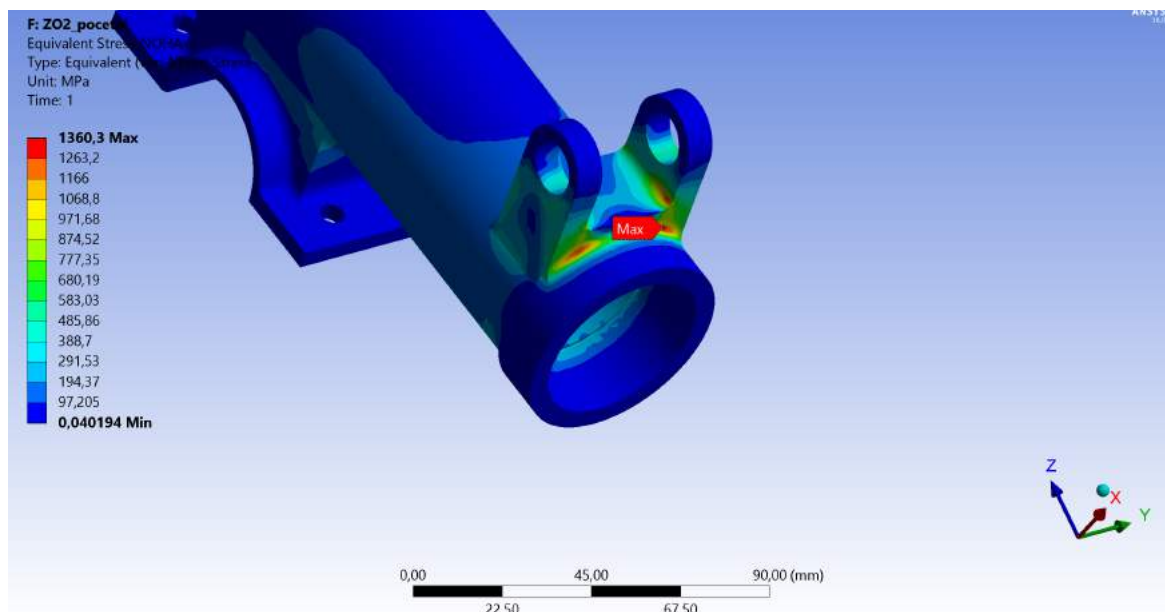
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení ZO2



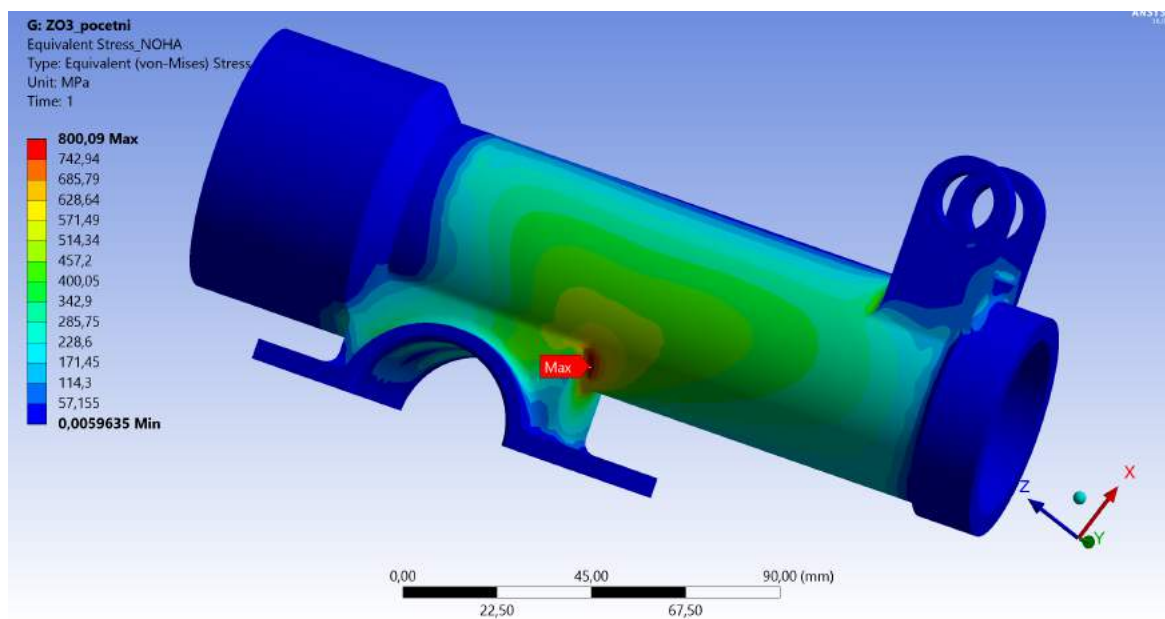
Výsledek vidlice ostruhy pro provozní zatížení ZO3



Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO1



Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO2



Výsledek vidlice ostruhy pro početní zatížení ZO3

F Přiložené přílohy

- Tabulka statistiky
- Systémový výkres
- Datový nosič
 - 3D model přistávacího zařízení
 - Práce v el. podobě s přílohami
 - Výpočtové soubory