

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**ZÁVĚREČNÁ  
PRÁCE**

**2021**

**LADISLAV  
VELEBIL**





**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav letadlové techniky**

**Návrh zatahovacího hlavního podvozku  
rychlostního letounu**

**Design of retractable main gear for racing  
airplane**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2021**

**Bc. Ladislav VELEBIL**

**Studijní program:** N3958 Letectví a kosmonautika

**Studijní obor:** 3906T008 Letadlová a kosmická technika

**Vedoucí práce:** Ing. Jakub VALENTA

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Velebil** Jméno: **Ladislav** Osobní číslo: **420001**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**  
Studijní program: **Letectví a kosmonautika**  
Studijní obor: **Letadlová a kosmická technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh zatahovacího hlavního podvozku rychlostního letounu**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of retractable main landing gear for racing airplane**

Pokyny pro vypracování:

Body zadání:

- Návrh kinematického mechanismu
- Zpracování konstrukce
- Stanovení zatížení
- Dimenzování konstrukčních částí
- Hmotový rozbor

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jakub Valenta, ústav letadlové techniky FS**

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **09.09.2021**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jakub Valenta  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Robert Theiner, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, SW atd.) 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 .....

.....

podpis

# Poděkování

Jsem nesmírně vděčný rodičům za veškerou podporu, kterou mi poskytly. Děkuji celému Ústavu letadlové techniky Fakulty strojní ČVUT v Praze za získané znalosti studiem. Mnohokrát děkuji vedoucímu práce, panu ing. Jakubu Valentovi, za vedení při práci. Především za jeho ochotu, za rozšíření vědomostí a za poskytnuté rady. Děkuji.

# Anotace

Autor:	Bc. Ladislav VELEBIL			
Název DP:	Návrh zatahovacího hlavního podvozku rychlostního letounu			
Rok vyhotovení:	2021			
Studijní program:	Letectví a kosmonautika			
Ústav:	Ústav letadlové techniky			
Vedoucí DP:	Ing. Jakub VALENTA			
Bibliografické údaje:	počet stran	93	počet obrázků	50
	počet tabulek	29	počet příloh	4
Klíčová slova:	Zatahovatelny podvozek, návrh, letoun, rychlostní rekord			

**Abstrakt:** Úkolem této diplomové práce je návrh zatahovatelného hlavního podvozku u rychlostního letounu, jehož návrh probíhá na Ústavu letadlové techniky FS ČVUT v Praze. Práce obsahuje rešerši relevantních způsobů zatahování z minulosti a materiálovou rešerši. Dále je stanoveno zatížení podvozku dle předpisu UL2, navržena kinematika podvozku, vypočteny reakce vyvolané zatížením, dimenzovány konstrukční části a proveden hmotový rozbor navrženého podvozku.

# Annotation

Author: Bc. Ladislav VELEBIL

Title of diploma thesis: Design of retractable main landing gear for racing airplane.

Academic year: 2021

Study program: Aerospace engineering

Department: Department of Aerospace Engineering

Supervisor: Ing. Jakub VALENTA

Extent: pages 93 figures 50  
tables 29 attachments 4

Keywords: Retractable landing gear, design, airplane, speed record

Annotation: The task of this diploma thesis is a design of retractable main landing gear for racing airplane, which design is carried out on the Department of Aerospace Engineering of CTU in Prague. The thesis contains recherche of relevant historical cases for retractable gear and material recherche. Then the force load is calculated according to UL2 regulation, kinematic of the mechanism is designed, reactional forces and moments calculated, individual parts are designed and mass characteristics are done.



# Obsah

Obsah .....	1
Seznam obrázků .....	4
Seznam tabulek .....	6
Seznam příloh .....	7
Seznam použitých programů .....	7
Nomenklatura.....	7
1. Úvod.....	10
2. Rešerše typových řešení v minulosti .....	11
3. Materiály .....	17
3.1. Al-slityny .....	18
3.1.1. 2024 (AlCu4Mg1).....	19
3.1.2. 6061 (AlMg1SiCu) .....	20
3.1.3. 7075 (AlZn5.5MgCu) .....	20
3.1.4. 7150 (AlZn6MgCu) .....	21
3.2. Ti-slityny.....	21
3.2.1 Ti-6Al-4V .....	22
3.3. Oceli.....	23
3.3.1. AISI 4130.....	23
3.3.2. AISI 4140.....	23
3.3.3. AISI 4340.....	24

3.4. Kompozity .....	24
3.4.1. Výztuž .....	25
3.4.2. Matrice .....	26
3.4.3 Způsoby výroby .....	28
3.5. Porovnání materiálů .....	29
4. Stanovení zatížení .....	30
4.1. Zatížení a součinitelé bezpečnosti .....	30
4.2. Pozemní zatížení .....	31
4.2.1 Výpočet provozního násobku .....	31
4.2.2 Základní případy přistání .....	33
4.2.3. Boční zatížení kol hlavního podvozku.....	38
4.2.4. Zatížení kol při brždění .....	39
4.2.5. Shrnutí podkapitoly 4.2.....	40
5. Návrh kinematické mechanismu.....	41
5.1. Hledání koncepce kinematiky podvozku .....	42
5.1.1. Příčný pohyb .....	42
5.1.2. Podélný pohyb .....	43
5.1.3. Kombinovaný pohyb.....	43
5.1.4. Shrnutí podkapitoly 5.1 .....	44
5.2. Další varianty zatahování.....	44
5.2.1. Obměna podélného pohybu .....	44
5.2.2. Varianty kombinovaného pohybu.....	45

5.2.3. Shrnutí podkapitoly 5.2.....	48
5.3. Návrh umístění táhla.....	48
6. Zpracování konstrukce.....	54
6.1. Uvolnění mechanismu .....	58
6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 1: .....	59
6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 2 .....	60
6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 3 .....	61
6.3. Výsledky .....	62
7. Dimenzování konstrukčních částí.....	63
7.1. Průběhy momentů.....	63
7.1.1 Prut 1.....	63
7.1.2. Prut 2.....	69
7.1.3. Prut 3.....	73
7.1.4. Shrnutí podkapitoly 7.1.....	74
7.2. Návrh čepových spojů .....	75
7.2.1. Návrh válcových axiálních čepů.....	75
7.2.1.1. Návrh kulových čepů .....	79
8. Hmotový rozbor.....	82
9. Závěr .....	84
10. Zdroje.....	85
Přílohy.....	89

# Seznam obrázků

- Obr.1 3D návrh rychlostního letounu [1]
- Obr.2 Grumman F3F [18]
- Obr.3 Brewster F2A [19]
- Obr.4 Grumman F4F4 Wildcat [20]
- Obr.5 Consolidated PB Y-5a Catalina [21]
- Obr.6 Heinkel He-162 Spatz [22]
- Obr.7 General Dynamics F-16 Fighting Falcon [23]
- Obr.8 General Dynamics F-111 Fighting Falcon [24]
- Obr.9 Bede BD-5 Micro [25]
- Obr. 10 Shark.Aero Shark [26]
- Obr. 11 Swiss Excellence Risen [27]
- Obr. 12 Historický vývoj konstrukčních materiálů v letectví [3]
- Obr. 14 Příloha IV [2]
- Obr. 15 Zakótované rozměry dle Přílohy IV
- Obr. 16 Boční zatížení kol podvozku [2]
- Obr. 17 Vypočtené boční zatížení kol podvozku, převzato a upraveno [2]
- Obr. 18 Zatížení kol při brzdění [2]
- Obr. 19 Vypočtené zatížení kol při brzdění, převzato a upraveno [2]
- Obr. 20 Znázornění příčného zatažení
- Obr. 21 Znázornění podélného zatahování
- Obr. 22 Znázornění kombinovaného pohybu v příčném řezu
- Obr. 23 Znázornění kombinovaného pohybu v podélném řezu
- Obr. 24 Znázornění roviny zatažení
- Obr. 25 Znázornění pohybu v nakloněné rovině
- Obr. 26 Zasunutí vedle pilota s různou výškou ukotvení

Obr. 27 Varianty zalomení podvozkové nohy

Obr. 28 Úhel roviny zatahování podvozku vztažený k rovině XY

Obr. 29 Úhel zalomení menší  $180^\circ$

Obr. 30 Úhel zalomení větší  $180^\circ$

Obr. 31 Zasunutá poloha obrázku 29

Obr. 32 Zasunutá poloha obrázku 30

Obr. 33 Zatažená poloha varianty s rozdílnou výškou ukotvení táhel

Obr. 34 Zatažená poloha varianty s rozdílnou výškou ukotvení táhel

Obr. 35 Výsledný návrh rozměrů podvozku

Obr. 36 Schematické zobrazení staticky určitého podvozku

Obr. 37 Transformace do roviny podvozku

Obr. 38 Transformace pro přistání s velkým úhlem náběhu

Obr. 39 Průměty táhla 1

Obr. 40 Průměty táhla 2

Obr. 41 Průměty táhla 3

Obr. 42 Namáhání prutu 1

Obr. 43 Namáhání prutu 2

Obr. 44 Namáhání prutu 3

Obr. 45 Spoj vidlice s táhlem [13]

Obr. 46 Čep v bodě B

Obr. 47 Čep v bodě D

Obr. 48 Průběh rychlosti a tlaku u nožního čepu [16]

Obr. 49 Kulový čep [16]

Obr. 50 3D model podvozkové nohy jejích krajních polohách

# Seznam tabulek

- Tab. 1 Nejdůležitější stavy tepelně zpracovatelných hliníkových slitin [3]
- Tab. 2 Typické mechanické vlastnosti slitiny 2024 [3]
- Tab. 3 Typické mechanické vlastnosti slitiny 6061 [3]
- Tab. 4 Typické mechanické vlastnosti slitiny 6061 [4]
- Tab. 5 Typické mechanické vlastnosti slitiny 7075 [3]
- Tab. 6 Typické mechanické vlastnosti slitiny 7150[3]
- Tab. 7 Typické mechanické vlastnosti slitiny Ti-6Al-4V [4]
- Tab. 8 Typické mechanické vlastnosti slitiny AISI 4130 a 4340 [4; 17]
- Tab. 9 Porovnání vlastností výztužných vláken [5]
- Tab. 10 Porovnání mechanických vlastností termosetických matric [6]
- Tab. 11 Porovnání mechanických vlastností termoplastických matric [6]
- Tab. 12 Porovnání mechanických vlastností vybraných zástupců skupin materiálů [3,4,6]
- Tab. 13 Vypsání rozměrů dle Přílohy IV
- Tab. 14 Vypsání hmotností pro výpočetní případy [1]
- Tab. 15 Souhrn hodnot vypočtených složek sil
- Tab. 16 Souhrn hodnot všech vypočtených zatížení
- Tab. 17 Označení zatěžujících sil
- Tab. 18 Velikosti zvolených úhlů
- Tab. 19 Přepočet sil
- Tab. 20 Délky ramen
- Tab. 21 Výsledné hodnoty reakcí
- Tab. 22 Maximální ohybové momenty a vnitřní síly v nosníku č. 1
- Tab. 23 Napětí a jistoty pro navržené trubky u nosníku č. 1
- Tab. 24 Hodnoty výslednice vzpěrné RB
- Tab. 25 Maximální ohybové momenty a vnitřní síly v nosníku č. 2

Tab. 26 Napětí a jistoty pro navržené trubky u nosníku č. 2

Tab. 27 Navržené rozměry trubek s hmotnostmi

Tab.28 Navržené čepy

Tab.29 Hmotnosti s polohy těžišť

## Seznam příloh

Příloha 1 Svažitelnost hliníkových slitin

Příloha 2 Charakteristiky vybraných kruhových trubek pro hustotu  $7,85\text{kg}\cdot\text{mm}^{-3}$

Příloha 3 Nastavení výpočtu řešiče MITCalc pro čep v bodě B.

Příloha 4 Nastavení výpočtu řešiče MITCalc pro čep v bodě D.

## Seznam použitých programů

Microsoft Office 365

Dia verze 0.97.2.2 .

Autodesk Inventor Professional 2021

Siemens NX 11

MITCalc

## Nomenklatura

FAI	Mezinárodní letecká federace
USAF	Letectvo Spojených států amerických
RTM	resin transfer moulding
HP – RTM	high pressure resin transfer moulding
LTRM	light transfer moulding
VARTM	vakuum assisted resin transfer moulding
LAAČR	Leteckou amatérskou asociací

ÚCL		Ústavu civilního letectví ČR
MTOM		Maximal Take-Off Mass, maximální vzletová hmotnost
PC		Přední centráž
ZC		Zadní centráž
AISI		materiálový standart
TR KR		trubka kruhová
Rce.		Rovnice
$\rho$	[g/cm <sup>3</sup> ]	hustota
E	[GPa]	Youngův modul
Rm	[MPa]	mez pevnosti v tahu
Re	[MPa]	mez kluzu
$\sigma$	[MPa]	napětí
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v tahu/tlaku
$\sigma_u$	[MPa]	napětí v mezi úměrnosti
$\sigma_{kr}$	[MPa]	kritické napětí
ws	[m/s]	klesající rychlosti při přistání
m	[kg]	hmotnost letounu
g	[m/s <sup>2</sup> ]	zemské zrychlení
S	[m <sup>2</sup> ]	plocha křídla
A	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$n_k$	[-]	provozní násobek na kolech
$n_{pr}$	[-]	provozní násobek působící v těžišti
y	[m]	celková dráha tlumení
$y_{ef}$	[m]	účinná dráha tlumení
$y_{PN}$	[m]	stlačení pneumatiky

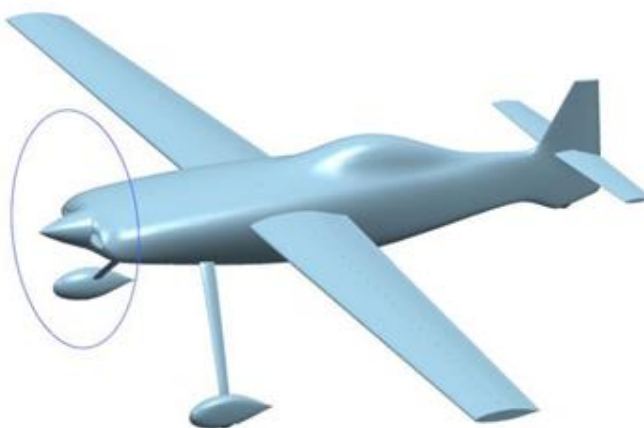


$y_{TL}$	[m]	stačení tlumiče
$G$	[kg. m/s <sup>2</sup> ]	tíha
$a, b, c$	[mm]	kótované rozměry
$m_{PC}$	[kg]	hmotnost letounu při přední centráži
$F_i$	[N]	síla, index konkretizuje
$R_i$	[N]	reakce, index konkretizuje
$M_i$	[Nmm]	moment, index konkretizuje
$l_i$	[mm]	délka, index konkretizuje
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	[°]	úhly
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu
$W_o$	[mm <sup>4</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$D$	[mm]	velký průměr
$d$	[mm]	malý průměr
$k$	[-]	jistota
$\lambda$	[-]	štíhlost
$\lambda_m$	[-]	mezní štíhlost
$n$	[-]	koeficient určující případ vzpěru
$n$	[ot/s]	otáčky
$p_i$	[MPa]	tlak, index konkretizuje
$p_d$	[MPa]	dovolený tlak pro otláčení
$v_s$	[m/s]	obvodová rychlost
$(p.v)_D$	[MPa.m/s]	dovolený součin tlaku a rychlosti

# 1. Úvod

Na ústavu Letadlové techniky Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze probíhá návrh rychlostního letounu (obr.1), který by překonal rychlostní rekordy v C-1a/o a C-1a kategoriích Mezinárodní letecké federace FAI. Koncepční návrh letounu byl vypracován v diplomové práci: Koncepční návrh rychlostního letounu vedoucím této práce panem inženýrem Jakubem Valentou [1]. Návrhovým předpisem byl pro letoun vybrán předpis UL-2 [2] z jara 2019, kterým se tedy tato práce nutně bude dále řídit.

Letoun byl původně navržen s pevným podvozkem s ostruhou. Hlavním důvodem byl předpoklad, že úspora aerodynamického odporu nebude dostatečná k opodstatnění hmotnostního nárůstu zatahovacího podvozku. Dalším byla znatelná komplikace s vyřešením mechanismu zatahovacího podvozku u zvolené konfigurace. Tato práce si dává za úkol navrhnout zatahovací podvozek včetně kinematického mechanismu, stanovení zatížení, zpracování a dimenzování konstrukce s hmotovým rozbohem. V této práci nebude detailně propočítán či měřen ušetřený aerodynamický odpor se zatahovacím podvozkem vůči podvozku pevnému ani navrženo krytování podvozku.



Obr.1 3D návrh rychlostního letounu [1]

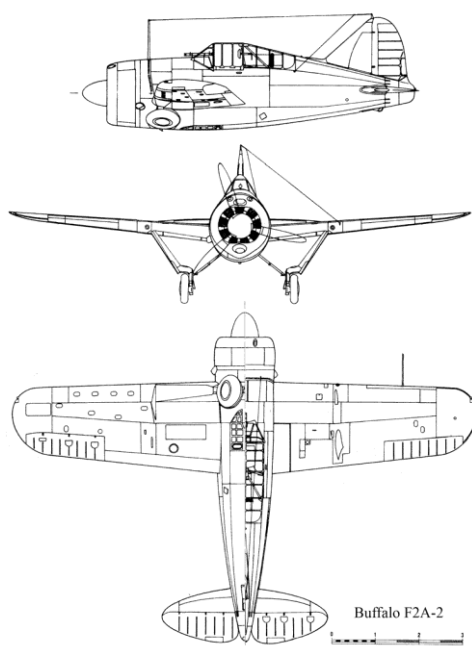
## 2. Rešerše typových řešení v minulosti

U navržené středoplošné koncepce s hlavním podvozkem s ostruhou bylo v historii letectví zatahování podvozku řešeno několika způsoby. U středoplošného uspořádání je problematická zejména délka podvozkových noh. Z tohoto důvodu se v některých případech volilo křídlo lomené do W pro zkrácení jejich délky, příkladem jsou letouny Corsair F4U nebo Junkers Ju-87 Stuka. Takovéto řešení u nás nepřipadá v úvahu, jelikož samotný koncept hlavní nosné plochy je již proveden. U amerických raných druhoválečných letounů navržených ve 30. letech minulého století se objevuje několik exemplářů, které lze zvažovat. Společnost Grumman u posledního palubního dvouplošníku amerického námořního letectva F3F použila podvozek zatahovatelný „nahoru“ do trupu. Zřetelné z obr 2.



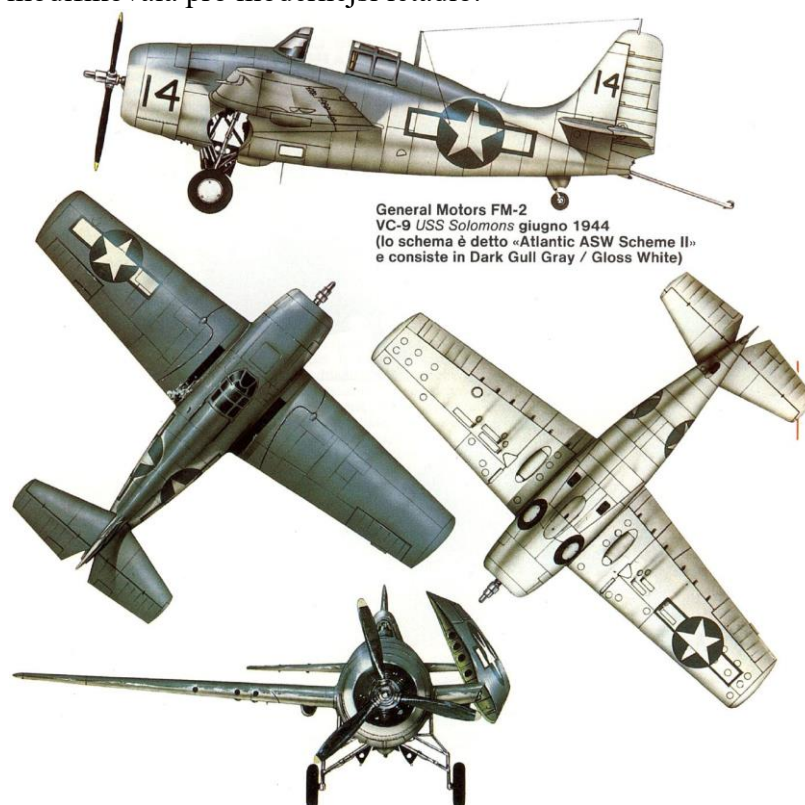
Obr.2 Grumman F3F [18]

U jeho nástupců v podobě první generace palubních jednoplošníků byla také použita zajímavá řešení. U letounu Brewster F2A, který však u USAF neměl dlouhou operační historii a našel uplatnění na jiných než zamýšlených bojištích, měl podvozek podpěru v křídle. Podpěra se zatahovala do křídla, ale samotné kolo bylo zatahováno do trupu (obr.3).



Obr.3 Brewster F2A [19]

U typu Grumman F4F4 Wildcat (obr.4) byla konstrukce již o něco složitější. Je vidět, že společnost Grumman vycházela ze svého staršího typu podvozku u letounu F3F a dále jej zdokonalila a modifikovala pro modernější letadlo.



Obr.4 Grumman F4F4 Wildcat [20]

Dá se říci, že obdobně byl řešen podvozek u letounu Consolidated PBY-5a Catalina (obr.5).



Obr.5 Consolidated PBY-5a Catalina [21]

U německých návrhů z konce druhé světové války lze vystopovat podvozek zatahovatelný podélně do trupu. Některé, jako Focke-Wulf Ta 183, zůstali na papíře, ale například letoun Heinkel He-162 Spatz (obr.6) s první vystřelovací sedačkou byl bojově nasazen.



Obr.6 Heinkel He-162 Spatz [22]

Dalším typovým řešením nad kterým se lze zamýšlet, můžeme najít u moderních vojenských stíhacích letounů či stíhacích bombardérů. Tyto stroje v dnešní době mají mnohdy také středplošnou konfiguraci a zatahují podvozek do trupu. Musí také řešit mnohdy malý úložný prostor kam podvozek mohou zatáhnout. V některých případech dochází k návrhu složitého zatahovacího mechanismu. Příkladem u typu General Dynamics F-16 Fighting Falcon anebo General Dynamics F-111 Aardvark se podvozek zatahuje podélně do trupu. Toto je patrné na obrázku obr.7. a obr.8.

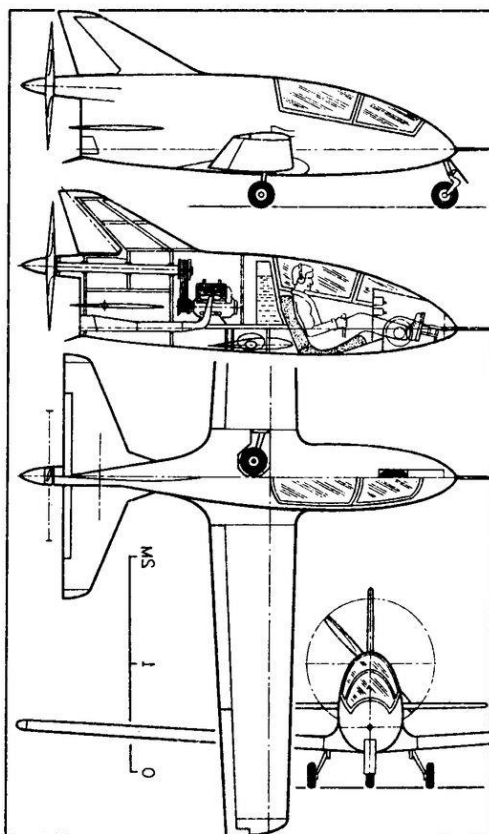


Obr.7 General Dynamics F-16 Fighting Falcon [23]



Obr.8 General Dynamics F-111 Fighting Falcon [24]

U moderních ultralehkých letounů se vyskytuje mnoho přístupů k řešení problému podvozku, ostatně jako k většině problémů v historii letectví. U většiny lze nalézt snahu o minimalistickou konstrukci a tendenci mít mechanismus samotný co nejjednodušší. U amerického letounu z 60. let minulého století Bede BD-5 Micro, které bylo prodáváno zejména jako domácí stavebnice, je podvozek zatahován do velmi stísněného prostoru. Na obr. 9 je vidět, jak složený podvozek obklopuje pilota.



Obr.9 Bede BD-5 Micro [25]

Slovenský ultralehký letoun již z nového tisíciletí Shark.Aero Shark je vyráběn, jak v provedení s pevným podvozkem, tak ale i se zatahovatelným. Jednoduchá konstrukce jeho zatahovatelné varianty je vidět na obr. 10.



Obr. 10 Shark.Aero Shark [26]

Ještě novější letoun je Swiss Excellence Risen, který má nápaditě dlouhé podvozkové nohy. Nicméně u tohoto letounu se hlavní podvozkové nohy zatahují po otočení do trupu.



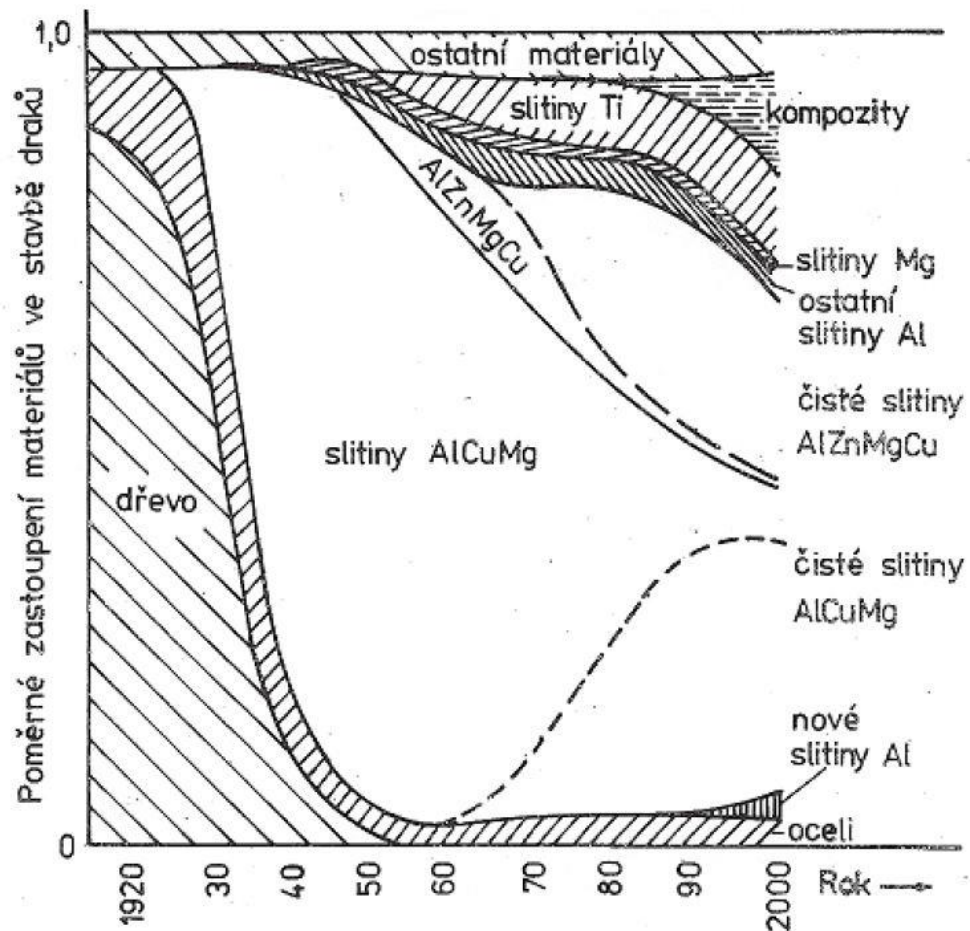
Obr. 11 Swiss Excellence Risen [27]

V minulém ale i současném letectví lze nalézt mnoho kreativních řešení, které jsou pro tuto diplomovou práci relevantní. Výše uvedený strohý výběr dříve vyskytnuvších se variant dává přijatelný náhled do možného způsobu zatahování hlavního podvozku.



### 3. Materiály

V letectví je používána celá řada materiálů. Na obr.12, je patrný stav do roku 2000.



Obr. 12 Historický vývoj konstrukčních materiálů v letectví [3]

Hořčikové slitiny je možné vyřadit z výběru již od začátku, díky jejich nevhodným vlastnostem. Těmi jsou: vysoká reaktivita, nízký modul pružnosti a nízká pevnost v tahu. Plasty, dřevo jsou pro tuto aplikaci také nevhodné. Pro návrh podvozku v rámci této diplomové práce lze vybírat vhodné materiály z:

- Al slitiny
- Ti slitiny
- Oceli
- Kompozity

### 3.1. Al-slityny

Hliníkové slityny se vyznačují dobrými specifickými vlastnostmi, dobrou obrobitelností, tvářitelností a dobrou korozivzdorností. Za splnění určitých podmínek jsou i přijatelně svařitelné. Mohou být zpevněny příměsemi a dle složení i tepelným zpracováním. [3,4] Značí se čtyřčíselným kódem, jak pro tepané, tak i pro lité slityny. Dodatečné zpracování je značeno písmenem a příslušnými číslicemi za čtyřčíslem. Toto značení se nepoužívá u ingotů. Takto nejsou však označována všechna možná dodatečná zpracování, ale jen ty, které jsou považovány za důležité pro změnu vlastností. Základní rozdělení tepelného zpracování jsou:

<b>F (fabricated)</b>	pro tvářené slityny bez tepelného zpracování nebo zpevnění
<b>O (annealed)</b>	pro tvářené slityny, které jsou žíhány pro co nejnižší pevnost a pro litiny žíhané pro zvýšení tažnosti
<b>H (strain-hardened)</b>	pouze pro deformačně kalené tvářené slityny
<b>W (solution heat-treated)</b>	pro nestabilní zpracování slitin, které stárnou při pokojové teplotě po tepelném zpracování
<b>T (thermally treated)</b>	pro tepelná zpracování jiná než F,O nebo H

U zpracování O, H a T jsou následující číslice uváděny dle konkrétního zpracování. Pro letectví jsou nejdůležitější tepelná zpracování hliníkových slitin T, proto budou níže uvedena pouze ona [3]:

Nejdůležitější stavy tepelně zpracovatelných hliníkových slitin	
T3	rozpouštěcí žihání + kalení + tváření za studena + přirozené stárnutí
T31	rozpouštěcí žihání + kalení + tváření za studena (1% deformace) + přirozené stárnutí
T351	rozpouštěcí žihání + kalení + uvolnění vnitřního napětí řízenou deformací (většinou 0,5 až 3%) + přirozené stárnutí
T4	rozpouštěcí žihání + kalení + přirozené stárnutí
T5	ochlazení ze zvýšené teploty tváření + umělé stárnutí
T6	rozpouštěcí žihání + kalení + umělé stárnutí
T651	rozpouštěcí žihání + kalení + uvolnění vnitřního napětí řízenou deformací (většinou 1 až 3%) + umělé stárnutí
T7	rozpouštěcí žihání + kalení + umělé přestárnutí
T73	rozpouštěcí žihání + kalení + umělé přestárnutí pro dosažení nejlepší odolnosti proti korozi za napětí
T76	rozpouštěcí žihání + kalení + umělé přestárnutí pro dosažení dobré odolnosti proti vrstevnaté korozi
T8	rozpouštěcí žihání + kalení + tváření za studena + umělé stárnutí

Tab. 1 Nejdůležitější stavy tepelně zpracovatelných hliníkových slitin [3]

Za nejrozšířenější Al slitiny lze označit slitiny s označením 2024, 6061, 7075 a 7150. [3]

### 3.1.1. 2024 (AlCu4Mg1)

Slitina dostupná v široké škále tepelného zpracování. Její vlastnosti jsou významně závislé na druhu tepelného zpracování. T3 a T4 propůjčují vysokou houževnatost, zatímco T6 a T8 vysokou pevnost a dobrou korozivzdornost. Za přednosti slitiny 2024 se dají považovat její mechanické vlastnosti za zvýšených teplot. Její creepové vlastnosti jsou také dobré.

Typické mechanické vlastnosti slitiny 2024				
E = 72,4 GPa, ρ = 2,77 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Neplátovaná				
0	185	75	20	90
T3	485	345	18	140
T4, T351	471	325	20	140
Plátovaná hliníkem				
0	180	75	20	-
T3	450	310	18	-
T4, T351	440	290	19	-

Tab. 2 Typické mechanické vlastnosti slitiny 2024 [3]

### 3.1.2. 6061 (AlMg1SiCu)

Rozšířená slitina patřící k duralům. Slitina, která se používá i v určitých kryogenních aplikacích vyžadujících vysokou tuhost. Vyznačuje se dobrou korozivzdorností a střední únavovou pevností. Ve zpracování T4 má dobrou tváritelnost, která je ale špatná při T6. Podobná slitina 6013 v úpravě T6 má o 25% vyšší pevnost než 6061 T6.

Typické mechanické vlastnosti slitiny 6061				
E =68.9 GPa, ρ = 2,7 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Neplátovaná				
0	124	55	25	62
T3	241	145	22	97
T6	310	276	12	97
Plátovaná hliníkem				
0	117	48	25	-
T3	228	131	22	-

Tab. 3 Typické mechanické vlastnosti slitiny 6061 [3]

Typické mechanické vlastnosti slitiny 6013				
E =62Gpa, ρ = 2,71 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Typické hodnoty – plechu T6, tloušťka 3,76mm až 6,32 mm				
L	358,5	331	8	-
L-T	358,5	317	8	-

Tab. 4 Typické mechanické vlastnosti slitiny 6061 [4]

### 3.1.3. 7075 (AlZn5.5MgCu)

Slitina s vysokou pevností a vynikající obrobiteľnosťou. Není vhodná pro eloxování a má špatnou korozivzdornost. Pro zajímavost stojí uvést, že se hojně využívá také v horolezeckém vybavení vyšší kvality, například jako materiál topůrek cepínů. Je dostupná ve zpracování T6, T73 a T76. T6 poskytuje nejvyšší pevnost, ale velmi špatnou odolnost vůči korozi. T73 tuto odolnost zlepšuje výměnou za nižší pevnost. T76 zlepšuje exfoliaci s omezenou korozivzdorností a s lehce sníženou pevností.

Typické mechanické vlastnosti slitiny 7075				
E =71GPa, ρ = 2,8 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Neplátovaná				
0	228	103	17	-
T6,T651	572	503	11	159
T73	503	434	-	159
Plátovaná hliníkem				
0	221	97	17	-
T6, T651	524	462	11	-

Tab. 5 Typické mechanické vlastnosti slitiny 7075 [3]

### 3.1.4. 7150 (AlZn6MgCu)

Patří mezi druhou generaci vycházející z 7050. Byla vyvinuta tak, aby měla vyšší pevnost než její předchůdce v tloušťce přes 3 palce. T61 poskytuje vysokou pevnost s garantovanou lomovou houževnatostí u plechů. T77 má vysokou pevnost s dobrou houževnatostí a korozivzdorností.

Typické mechanické vlastnosti slitiny 7150				
0.12Zr, E =70,3GPa, ρ = 2,83 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Typické hodnoty - desky T-7751, tloušťka 20 až 40mm				
L	579	538	8	-
L-T	579	531	8	-
Typické hodnoty - desky T-77511, tloušťka 20 až 50mm				
L	622	587	8	-
L-T	580	545	-	-
Typické hodnoty - desky T-77511, tloušťka 1 až 6 mm				
L	594	545	7	-
L-T	566	510	-	-

Tab. 6 Typické mechanické vlastnosti slitiny 7150 [3]

## 3.2. Ti-slitiny

Titan je relativně lehký, korozivzdorný materiál, který může být pomocí legur znatelně zpevněn. Zpevnění lze u vybraných slitin titanu dosáhnout následně i tepelným zpracováním. Mezi hlavní oceňované kvality titanu a jeho slitin patří skvělá specifická pevnost při vyšších teplotách. Tedy pevnost vztažená k jednotce hmotnosti. Dále dobré

únavové vlastnosti, dobrá tvárnost za studena. K nevýhodám patří větší pořizovací cena, špatné třecí vlastnosti, horší svařitelnost a horší obrobiteľnosť. V dnešní době ale tato nevýhoda pomalu upadá, jelikož samotná technologie obrábění titanu je zvládnuta. Titanové slitiny se dají dělit na tvářené a pro odlitky. Dalším hojně používaným rozdělením je dle struktury pro žihání vycházející z rovnovážného diagramu [3,4]:

- $\alpha$  slitiny
- pseudo  $\alpha$  slitiny
- $\alpha+\beta$  slitiny
- $\beta$  slitiny
- pseudo  $\beta$  slitiny
- slitiny na bázi intermetalických sloučenin

### 3.2.1 Ti-6Al-4V

Nejpoužívanější titanovou slitinou v letectví spadající do  $\alpha+\beta$  slitin. Jedná se o slitinu s vynikajícími únavovými vlastnostmi a s obrobiteľností odpovídající austenitickým ocelím. Svařitelnost je dobrá při svařování bodovým svarem a fúzním svařováním. K dosažení maximální možné pevnosti je slitina žihána.

Typické mechanické vlastnosti slitiny Ti-6Al-4V, grade A E = 114Gpa, $\rho = 4,43$ g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Typické hodnoty - tyče žihané, tloušťka 12,7 až 25,4mm				
L	896	827	10	-
L-T	896	827	10	-
Typické hodnoty - plechu žihaného, tloušťka do 4,76mm				
L	924	869	8	-
L-T	924	869	8	-
Typické hodnoty - desky žihané, tloušťka 4,76mm až 50,8 mm				
L	896	827	10	-
L-T	896	827	10	-

Tab. 7 Typické mechanické vlastnosti slitiny Ti-6Al-4V [4]

### 3.3. Oceli

Jak bylo ukázáno na obr.12, oceli jsou v letectví používány již od samého začátku. Tehdy byly spolu se dřevem hlavními konstrukčními materiály. Při stavbě letadel se používají zejména pro vysoce namáhané díly kvůli své vyšší pevnosti. K jejich širokému spektru použití silně přispívá jejich značně rozsáhlá škála mechanických vlastností, které mohou být získány především díky tepelnému zpracování. Jedno z běžných dělení je následovné:

- uhlíkové oceli
- nízko legované
- středně legované
- vysokolegované
  - austenitické
  - martenzitické
  - feritické
  - duplexní

Nyní budou stručně popsány vybrané třídy ocelí.

#### 3.3.1. AISI 4130

Jedná se o chrom-molybdenovou nízkolegovanou ocel. Má dobrou svařitelnost, střední tahové vlastnosti a dobrou prokalitelnost. Slitina je hojně využívána v letectví. [4]

#### 3.3.2. AISI 4140

Ocel obdobná AISI 4130 schopná dosáhnout vyšší pevnosti ve větší hloubce materiálu pomocí lehce lepší prokalitelnosti. Svařování je o něco horší než u AISI 4130. [4]

### 3.3.3. AISI 4340

Nikl-chrom-molybdenová ocel, kterou je možné tepelně zpracovat do větší hloubky materiálu než AISI 4140. Dosažitelná je ještě vyšší pevnost než u předchozí slitiny. Ta velmi záleží na tepelném zpracování. V tab.8 jsou vlastnosti pro kalenou a popuštěnou úpravu platné pouze pro materiál elektrodově svařovaný ve vakuu. Pro tuto variantu jsou hodnoty platné dle způsobu kalení pro různé tloušťky. [4]

Typické mechanické vlastnosti slitiny AISI 4130, E =200Gpa, ρ = 7,85 g/ccm				
Stav	Rm [Mpa]	Re [Mpa]	Tažnost [%]	Mez únavy při 500 mil. cyklů [MPa]
Typické hodnoty - tyče žíhané a popuštěné, tloušťka do 4,78mm				
S	676	517	-	-
Typické hodnoty - tyče žíhané a popuštěné, tloušťka nad 4,78mm				
S	620,5	482,6	min. 15	-
Typické mechanické vlastnosti slitiny AISI 4340, E =200Gpa, ρ = 7,85 g/ccm				
Typické hodnoty – tyče, trubky žíhané [17]				
	745	470	22	-
Typické hodnoty – tyče, trubky kalené a popuštěné, tloušťka nad 43,18mm				
	1792,6	1496,2	10	-

Tab. 8 Typické mechanické vlastnosti slitiny AISI 4130 a 4340 [4; 17]

## 3.4. Kompozity

Kompozit je materiál, který je složen ze dvou a více složek o rozdílném strukturálním uspořádání spojenými tak, že mají rozeznatelnou makroskopickou hranici. Mezi jejich hlavní výhody patří měrná pevnost a tuhost, únavová, korozní a chemická odolnost. Dále je mnohdy výhodná možnost výroby komplexních tvarů s nízkými náklady. Za nevýhody se dá označit nutnost zvládnutí specifické technologie výroby, tendence absorbovat vlhkost, což platí především pro matrici, postupná degradace vlastností při cyklickém namáhání a některé další specifické vlastnosti. Například některé kompozity mohou mít až zápornou teplotní roztažnost (např.: uhlíková). Složky kompozitu se rozlišují na:



- 1) Výztuž
- 2) Matrice

V některých případech se dá ještě uvažovat o aditivech. Výztuž se vyskytuje buď jako disperzní nebo vláknová. Hlavní funkcí vláknové výztuže je přenášení zatížení. Matrice slouží k přenosu tohoto zatížení mezi vlákny, spojuje je v jeden celek, k ochraně proti vlivům prostředí a případně určuje vlastnosti kompozitu jako je chemická kompatibilita, teplotní odolnost apod. Výsledný kompozit lze získat různorodou kombinací materiálů. Vlákná a matrice mohou, ale nemusí být z různých materiálů. Příkladem může být používaný kompozit uhlík-uhlík.. Jako předpoklad pro volbu vhodné kombinace materiálů je dobrá mezifázová adheze a deformačně-napěťové vlastnosti. Dále budou rozebrány materiály používané u výztuží, matric a způsob výroby kompozitů. [4; 5; 6]

#### 3.4.1. Výztuž

Vybrané materiály výztuže jsou následné.:

- 1) Skleněné (E,S,D)
- 2) Uhlíkové
- 3) Polymerní
- 4) Bórové
- 5) Čedičové
- 6) Kovové
- 7) Keramické

Za užší materiálový výběr pro výztuž u aplikace probírané v této diplomové práci se dají označit sklo, uhlík a případně aramidová vlákna spadající do kategorie polymerních. Skleněná a uhlíková vlákna jsou dostupná svojí rozšířeností. Dvě modifikace skleněných vláken, konkrétně typ E (vysoce tuhé) je nejrozšířenějším typem, ale typ S (vysoce pevné) má o něco vyšší pevnost a tuhost. Uhlíková vlákna se nabízejí v různých stupních pevnosti

tahu v kombinaci s modulem pružnosti, kde u těchto vlastností platí opačný trend. Aramidová jsou zajímavá svojí vysokou schopností absorbovat energii, ale mají bohužel nízkou pevnost v tlaku. Obchodní značka těchto vláken je Kevlar. Bórová vlákna mají velmi dobrou pevnost v tlaku a jsou tedy používána u součástí namáhaných na tlak. Zároveň mají dobrou adhezi k matrici, bohužel je nelze ohýbat. Keramická se používají v aplikacích vyžadující vysokou tepelnou, případně chemickou odolnost. [4; 5; 6]

Způsoby výroby vláken jsou většinou přísně hlídaným know-how. Obecně vzato se skleněná vlákna vyrábí tažením z taveniny s následným ochlazením a opatřením protioxidační vrstvou. Uhlíková vlákna se vyrábí pyrolýzou polyakrylonitrilových vláken PAN, kdy jsou protahována vícekrát s technologickými mezistupni v podobě stabilizace apod. Jen informativně zmínkou o výrobě bórových a aramidových vláken. Bórová se vyrábí z plynné fáze haogenidu. U aramidových se vytlačuje polymer do studené vody, který je rozpuštěný v koncentrované kyselině sírové s následným propíráním a sušením. [6]

Veličina	Sklo			Quartz	Uhlík				Kevlar		UHMW	Bór	SiC	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
	E	S	D		HS	IM	HM	UHM	49	149	PE			
Přůměr [μm]	9-13			5-10								100	10-20; 140	10-20
Hustota [g/ccm]	2,54	2,48	2,16	2,2	1,78	1,8	2,1	2,2	1,44	1,47	0,97	2,59	3,04	3,95
Modul pružnosti [GPa]	73	86	55	78	240	295	550	900	130	146	110	400		340
Pevnost v tahu [GPa]	3,4	4,4	2,5	3,4	4,4	5,6	3,6	3,8	3,6	3,4	2,7	3,6	3,45	1,9
Cena [\$/kg]	6				50	135	330	120	165		100	550	240	

Tab. 9 Porovnání vlastností výztužných vláken [5]

### 3.4.2. Matrice

Používané materiály matric jsou následné. [5; 6]:

#### 1) Polymerní

##### a. Termosetické (reaktoplastické)

- i. Epoxydové pryskyřice
    - ii. Fenolické pryskyřice
    - iii. Bismaleimidy
    - iv. Polyimidy
  - b. Termoplastické
    - i. Polypropylen
    - ii. Polyamid
    - iii. Polykarbonát
    - iv. Polyether
- 2) Kovové
  - 3) Keramické
  - 4) Uhlíkové
  - 5) Skleněné

Za nejběžnější lze označit termosetické a termoplastické matrice, tedy organické polymerní. Výhodou termosetických je, že zůstávají i při zvýšené teplotě v tuhé fázi. U kompozitních aplikací konstrukčního typu tento druh převládá. Jejich mechanické vlastnosti jsou uvedeny v následné tabulce tab.10: [6]

Matrice	$\rho$ [1000.kg/cm]	E [GPa]	$\sigma_{Pt}$ [MPa]	$\epsilon_m$ krit [%]
Epoxidová pryskyřice	1,1-1,4	2,1-6	35-90	1-10
Polyestery	1,1-1,5	1,3-4,5	45-85	1-5
Fenolické pryskyřice	1,3	4,4	50-60	1-3
Polyimidy (až do teploty 350°C)	1,2-1,39	3-3,1	80-190	2-40

Tab. 10 Porovnání mechanických vlastností termosetických matric [6]

Termoplastické při dosažení kritické teploty začnou měknout a téct, kdy s opětovným ochlazením ztuhnou. Jsou náročnější pro výrobu než termosetické z důvodu mnohanásobně větší viskozity. Mají obecně vynikající tažnost a jsou hojně používány u plněných plastů a částicových kompozitů. Obdobně jak u termosetických matric jsou v tabulce tab.11 uvedeny mechanické vlastnosti vybraných materiálů. [6]

Matrice	$\rho$ [1000.kg/cm <sup>3</sup> ]	E [GPa]	$\sigma_{Pt}$ [MPa]	$\epsilon_m$ krit [%]
Polypropylen	0,9	1,1-1,5	28-41	10-700
Polyamid	1,42	2,8-2,4	76-83	60-300
Polykarbonát	1,21	2,1-2,8	62-76	110-130
Polyether	1,31	3,8	70	50-130

Tab. 11 Porovnání mechanických vlastností termoplastických matric [6]

### 3.4.3 Způsoby výroby

- 1) Kontaktní laminace
- 2) Prepregy
- 3) Infuzní technologie
- 4) Ovíjení
- 5) Navíjení
- 6) Pultruze (tažení)

Nezákladnějším způsobem výroby kompozitních dílů je bezpochyby pomocí kontaktní laminace. Ručním vrstvením vláken a následným nanášením tekutou pryskyřicí, kterou se prosycují jednotlivé vrstvy. Značně nepříznivý poměr matrice a výztuže může být zlepšen případným vakuováním.

Prepregy jsou přednasyčené výztuže a tím umožňují udržovat předem definovaný poměr vláken na konstantní hodnotě i u výroby vícero dílů. Přičemž je velmi žádoucí, aby obsah pryskyřice byl co nejmenší. Podíl výztuže může být až 0,75. Proces výroby pomocí prepregů lze i strojově automatizovat. Snad jedinou větší nevýhodou této technologie je požadavek na čisté místnosti a na skladování v mrazivých boxech u reaktoplastických pryskyřic.

Pro infuzní technologie je typické vstřikování případně vtláčování různými způsoby do forem. Tyto formy mohou být pevné uzavřené, jako například u metody RTM (resin transfer moulding), nebo třeba membránové. Další modifikace metody jsou u velikosti aplikovaného tlaku, HP – RTM (high pressure resin transfer moulding nebo LTRM (light transfer moulding. U vysokotlaké varianty může dosahovat míšící tlak až 15 MPa, ale u

nízkotlaké je dokonce pomyslné znaménko obráceně, pryskyřice je totiž nasávána pod tlakem. Membránová variace RTM je VARTM (vakuum assisted resin transfer moulding), kde se používá k prosycení vakuum. Obvykle je jedna strana tvořena fólií či obdobnou formou hranice. Tyto modifikace jsou asi těmi nejčastějšími, ale lze se setkat i s dalšími.

Navíjení je dvojího typu, za mokra (navíjení tkaniny nebo prepregů prosycených pryskyřicí) či za sucha (navíjení prepregů). Touto technologií je možné vyrábět duté konkávní povrchy.

Pultruzí se vyrábí pomocí vtažení výztuže prosycené tekutou pryskyřicí do stroje, do jeho tvářecí části. Tažením přes tuto část dojde k odstranění přebytečné matrice a díky následnému vytvrzení dojde k dokončení dílu. [7; 8]

### 3.5. Porovnání materiálů

Jako shrnutí k této kapitole je vhodné uvést tabulku s vybranými zástupci jednotlivých skupin materiálů s jejich mechanickými vlastnostmi. Tak jest učiněno v tab.12.

Porovnání mechanických vlastností vybraných zástupců skupin materiálů							
Materiál	Typ	Stav	E [GPa]	$\rho$ [g/ccm]	Rm [MPa]	Re [MPa]	Tažnost [%]
2024	Neplátovaná	T4	72,4	2,77	471	325	20
AISI 4310	tyče žíhané a popuštěné, tloušťka nad 4,78mm	S	200	7,24	620,5	482,6	min. 15
Ti-6Al-4V	tyče žíhané, tloušťka 12,7 až 25,4mm	L	114	4,43	896	827	10
Sklo E	-	-	73	2,54	3400	-	-
Uhlík IM	-	-	295	1,8	5600	-	-

Tab. 12 Porovnání mechanických vlastností vybraných zástupců skupin materiálů [3,4,6]

## 4. Stanovení zatížení

Jak bylo v úvodu zmíněno, návrhovým předpisem, kterým se tato práce musí bez podmínky řídit, byl pro tento letoun zvolen předpis UL-2 [2] z jara 2019. Ten je vydáván Leteckou amatérskou asociací ČR (LAAČR) z pověření Ústavu civilního letectví ČR (ÚCL ČR). Kvůli jeho stěžejní podstatě bude níže uvedena řada odkazování na pasáže z tohoto předpisu, které jsou klíčové pro návrh podvozku ultralehkého letounu. Na závěr úvodu v této kapitole bych chtěl s lehkou nadsázkou, ale s její nepopiratelnou důležitostí, uvést citaci z předpisu, která je uvedena v nařízení za všemi ostatními, které budou níže uvedeny. Tento úryvek se vztahuje k jeho vlastní, tedy nejdůležitější funkci podvozku a je dobré jej mít na paměti během této diplomové práce. Jeho znění je.:

*„UL 2 §721 Všeobecně*

*Letoun musí být navržen, tak aby mohl přistávat bez ohrožení osob na palubě na krátké travnaté ploše.“*

([2], Hlava D – Návrh a konstrukce, III. Podvozek, str.38)

### 4.1. Zatížení a součinitelé bezpečnosti

Pro návrh podvozku a jeho správné dimenzování je nezbytné správné určení zatížení podvozku. To bude početně řešeno v následující kapitole. Ze znění všeobecné definice zatížení z I. části předpisu je zejména důležitý vyplývající způsob výpočtu početního zatížení. Pro toto zatížení je zapotřebí znát neboli určit součinitele bezpečnosti, kterými se násobí provozní zatížení. K těmto součinitelům se vyjadřuje hned následující pasáž v předpisu.

Tato pasáž nabývá důležitosti při konstrukčním návrhu podvozku. Při dimenzování jeho jednotlivých částí, dílů. Zároveň vyplývá, že se při návrhu bude jako základní hodnota součinitele povětšinou brát 1,5 a až dle volby výroby jednotlivé součásti, případně způsobu uložení se bude násobit součinitelem doplňkovým v případě, že bude spadat do některých z kategorií. Je třeba brát na zřetel, že se konkrétně zmiňuje předpis o kompozitních konstrukcích a určuje pro ně rozmezí hodnoty doplňkového součinitele mezi 1 až 1,5. Ten závisí na bodech, které jsou vypsány tamtéž. [2]

## 4.2. Pozemní zatížení

Pro návrh podvozku, jeho dimenzování, tak aby byl navržen bezpečně je nutné určit zatížení, které na něj bude působit. Skutečné zatížení se může v provozu znatelně měnit dle příslušných letových podmínek a dalších vlivů. Předpisy, však na toto pamatují a podle nich navržený podvozek bude nejen kladně posouzen při certifikaci, ale co je hlavní, bude bezpečně plnit svoji funkci. K provoznímu pozemnímu zatížení, které působí na podvozek se k jeho obecné formulaci vyjadřuje všeobecně *UL 2 §471* .([2], Hlava C – pevnost, IX. Pozemní zatížení, str.30)

Další odstavec v předpisu uvádí jednotlivé podmínky pro určení tohoto zatížení a jeho konkrétní způsob výpočtu. Od těchto vzorců se bude vycházet v následujících výpočtech. ([2], Hlava C – pevnost, IX. Pozemní zatížení, str.30)

Dle *UL 2 §473* bodu jedna musí být výpočty splněny pro MTOM (Maximal Take-Off Mass) letounu, tj. pro jeho maximální vzletovou hmotnost. Tato hodnota je brána z [1], kde je na stránkách 44 až 55 v kapitole 8 Hmotový rozbor. MTOM je pro letoun 345kg s uvažováním hmotnosti pilota 80kg.

### 4.2.1 Výpočet provozního násobku

Hodnota, která se použije pro provozní násobek nesmí být menší než hodnota klesající rychlosti při přistání  $w_s$ . Tíhové zrychlení je dle předpisu UL2 [2]  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

S je plocha křídla, jejíž finální hodnota je vyjádřena v rovnici 7.8 na straně 24 v [1],  $S = 5,029 \text{ m}^2$ .

$$ws = 0,51 \cdot \sqrt[4]{m \cdot \frac{g}{S}} = 0,51 \cdot \sqrt[4]{345 \cdot \frac{9,81}{5,029}} = 2,5976 \frac{m}{s} \approx 2,6 \frac{m}{s} \quad (4.1)$$

Pro určení provozního násobku na kolech  $n_k$  potřebného pro stanovení provozního násobku působícího v těžišti  $n_{pr}$  je zapotřebí vypočítat celkovou dráhu tlumení nárazu  $y$  a účinnou dráhu tlumení  $y_{ef}$ . Výpočet  $y$  je složen ze součtu předpokládaného stlačení pneumatiky  $y_{PN}$  a stlačení tlumiče  $y_{TL}$ . Průměr pneumatiky je dle str. 80 rovnice 9.108 v [1] 0,26 m. U ní by se tedy dalo uvažovat stlačení 0,05m. Maximální možné stlačení tlumiče je dáno vzdáleností podvozku k vrtuli, tj. 0,35m. Tato hodnota je hodnotou mezní, a proto ji je potřeba zmenšit o dostatečně velkou bezpečnost. Celkové stlačení  $y$  je voleno 0,3m. K této hodnotě bude muset být vztaženo dimenzování podvozku.

$$y = y_{pn} + y_{tl} = 0,3m \quad (4.2)$$

Účinná dráha tlumení  $y_{ef}$  pro gumové nebo pružinové tlumiče:

$$y_{ef} = 0,5y_{PN} + 0,5y_{YTL} = 0,5y = 0,15m \quad (4.3)$$

Provozní násobek na kolech  $n_k$ :

$$n_k = \frac{0,0132 \cdot \sqrt{m \cdot \frac{g}{S}} + \frac{y}{3}}{y_{ef}} = \frac{0,0132 \cdot \sqrt{345 \cdot \frac{9,81}{5,029}} + \frac{0,3}{3}}{0,15} = 2,946 \quad (4.4)$$

$$\approx 2,95$$

Provozní násobek v těžišti letounu  $n_{pr}$  se pak spočte:

$$n_{pr} = n_k + 0,67 = 2,95 + 0,67 = 3,62 \quad (4.5)$$



Poznámka v témže paragrafu předepisuje eventuálně při překročení hodnoty 4

*„uchycení všech soustředných hmot (motor, palivové nádrže, sedadla posádky) kontrolovat na zatížení odpovídající vypočtenému  $n_{pr}$ “*

([2], Hlava C – pevnost, IX. Pozemní zatížení, str.30)

Hodnota vyšla menší, není tedy vyžadováno přepočítávat uchycení jednotlivých soustředných hmot letounu. Tímto jsou dány podmínky pro výpočet zatížení a nyní přichází na řadu nutnost definovat základní příklady přistání.

#### 4.2.2 Základní případy přistání

Na základní případy pro přistání sice přichází řada v paragrafu *UL 2 §479*, ten ale jen stroze odkazuje na přílohu číslo IV. Příloha IV (obr.14) je velmi stěžejní, bude se z ní vycházet pro určení jednotlivých složek sil při čtyřech základních případech přistání. Za ty se považuje:

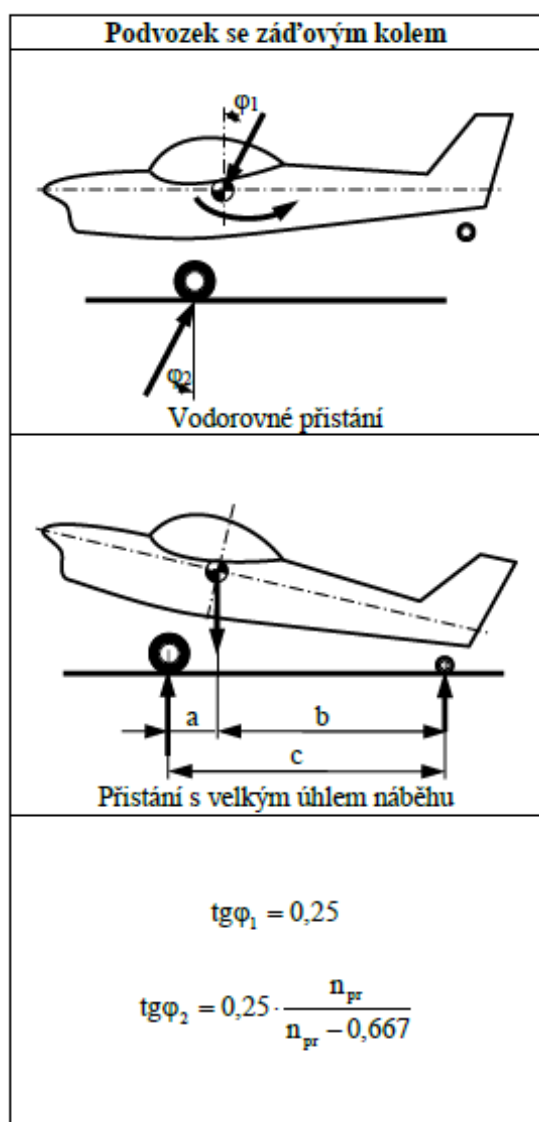
- 1) vodorovné přistání
- 2) přistání s velkým úhlem náběhu
- 3) Boční zatížení
- 4) Zatížení při brždění

Výpočet je tedy proveden pro tyto čtyři případy dané předpisem UL2 [2] ve jmenované příloze IV (obr.14). Nejprve budou níže spočteny předpoklady pro případ vodorovného přistání, následně pro případ s velkým úhlem náběhu

## PŘÍLOHA IV. – ZÁKLADNÍ PŘÍPADY PŘISTÁNÍ

### 1. Se zád'ovým kolem:

Předpoklad přistání	vodorovné přistání	s velkým úhlem náběhu
Svislá složka síly v těžišti letounu	$n_{pr} \cdot G$	$n_{pr} \cdot G$
Vodorovná složka síly v těžišti letounu	$0,25 \cdot n_{pr} \cdot G$	0
Svislá složka síly na kola hlavního podvozku	$(n_{pr} - 0,667) \cdot G$	$(n_{pr} - 0,667) \cdot G \cdot \frac{b}{c}$
Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku	$0,25 \cdot n_{pr} \cdot G$	0
Svislá složka síly na zád'ové kolo	0	$(n_{pr} - 0,667) \cdot G \cdot \frac{a}{c}$
Vodorovná složka síly na zád'ové kolo	0	0



Obr. 14 Příloha IV [2]

Cíleně jsou vynechány pasáže z přílohy IV, které se vztahují pouze pro podvozek s příďovým kolem. Byly by zde nadbytečné a měly by pouze informační charakter. Ve stejném duchu bude vynechán výpočet zatížení vztahující se k ostruze, jelikož v rámci této diplomové práce se má navrhopvat pouze podvozek hlavní. V případě zájmu pro porovnání jsou dohledatelné v příloze IV části dva předpisu [2].

#### 4.2.2.1 Vodorovné přistání

Svislá složka síly v těžišti letounu:

$$n_{pr} \cdot G = n_{pr} \cdot m \cdot g = 3,62 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 12251,71 \text{ N} \quad (4.6)$$

Vodorovná složka síly v těžišti letounu:

$$\begin{aligned} 0,25 \cdot n_{pr} \cdot G &= 0,25 \cdot n_{pr} \cdot m \cdot g = 0,25 \cdot 3,62 \cdot 345 \cdot 9,81 & (4.7) \\ &\approx 3062,93 \text{ N} \end{aligned}$$

Svislá složka síly na kola hlavního podvozku:

$$\begin{aligned} (n_{pr} - 0,667) \cdot G &= (n_{pr} - 0,667) \cdot m \cdot g & (4.8) \\ &= (3,62 - 0,667) \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 9994,28 \text{ N} \end{aligned}$$

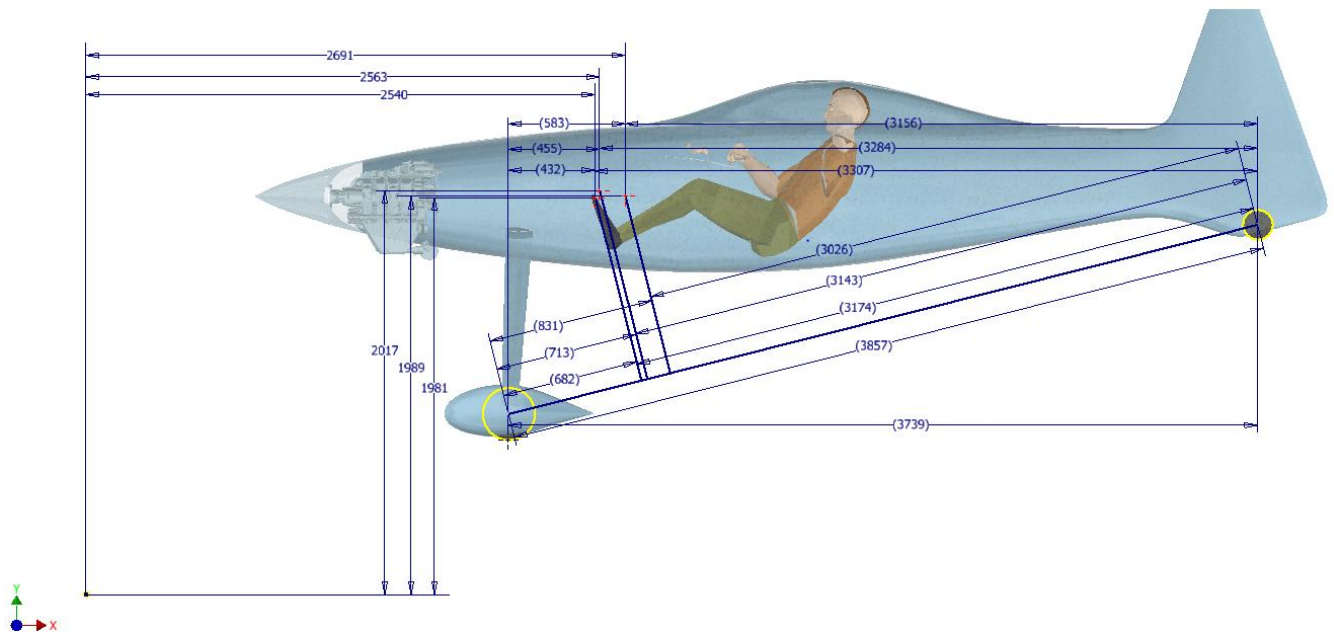
Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku:

$$\begin{aligned} 0,25 \cdot n_{pr} \cdot G &= 0,25 \cdot n_{pr} \cdot m \cdot g = 0,25 \cdot 3,62 \cdot 345 \cdot 9,81 & (4.9) \\ &\approx 3062,93 \text{ N} \end{aligned}$$

#### 4.2.2.2 Přistání s velkým úhlem náběhu

Všechny vodorovné složky pro tento případ vychází nulové (Vodorovná složka síly v těžišti letounu, vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku). Výpočet musí být proveden pro přední (PC) a zadní polohu centráže (ZC) a nejkritičtější případ MTOM s největším ramenem (případ tři v příloze 5 v [1]) odděleně. Vzdálenosti a, b, c znázorněné v Příloze IV (obr.14) byly odečteny z modelu. Jsou zakótovány na následujícím obrázku

(obr.15) a vypsány v milimetrech v tabulce tab.13. V tab.14 jsou uvedeny hmotnosti pro dané případy odečtené z přílohy 5 v [1].



Obr. 15 Zakótované rozměry dle Přílohy IV

Rozměr	S velkým úhlem náběhu			Vodorovné		
	PC	ZC	Krit. MTOM	PC	ZC	Krit. MTOM
a	682	831	713	432	583	455
b	3174	3026	3143	3307	3156	3284
c	3856,5			3739		

Tab. 13 Vypsané rozměry dle Přílohy IV

Varianta	m [kg]
PC	252,3
ZC	300,3
Krit. MTOM	345

Tab. 14 Vypsané hmotnosti pro výpočetní případy, hodnoty z [1]

Nejprve bude spočítána svislá složka síly v těžišti letounu a následně vodorovná. Výpočet s dosazením bude ukázán pro přední centráž. Analogicky jsou spočítány složky síly pro zadní centráž a kritický MTOM. Výsledky jsou vypsány v tabulce tab.15.

Svislá složka síly v těžišti letounu pro PC:

$$n_{pr} \cdot G = n_{pr} \cdot m_{PC} \cdot g = 3,62 \cdot 252,3 \cdot 9,81 = 12250,22 \text{ N} \quad (4.10)$$

Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku pro PC:

$$\begin{aligned}
 (n_{pr} - 0,667) \cdot G \cdot \frac{b_{PC}}{c} &= (n_{pr} - 0,667) \cdot m_{PC} \cdot g \cdot \frac{b_{PC}}{c} & (4.11) \\
 &= (3,62 - 0,667) \cdot 252,3 \cdot 9,81 \cdot \frac{3,174}{3,8565} \\
 &= 8224,33N
 \end{aligned}$$

Předpoklad přistání	vodorovné přistání [N]	s velkým úhlem náběhu [N]		
		PC	ZC	Krit. MTOM
Svislá složka síly v těžišti letounu	12251,71	8959,73	10664,31	12251,71
Vodorovná složka síly v těžišti letounu	3062,93	0		
Svislá složka síly na kola hlavního podvozku	9994,28	6015,38	6825,95	7089,88
Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku	3062,93	0		
Svislá složka síly na zad'ové kolo		-		
Vodorovná složka síly na zad'ové kolo		-		

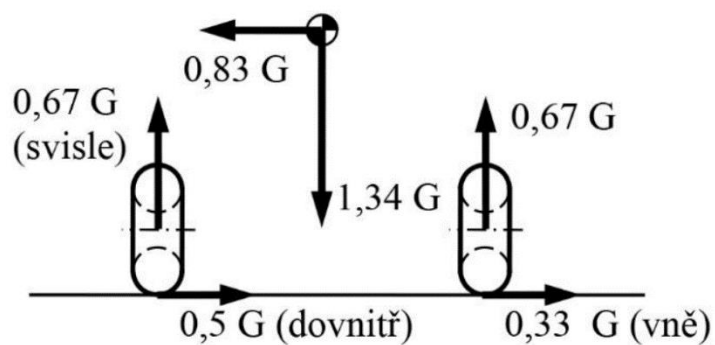
Tab. 15 Souhrn hodnot vypočtených složek sil

V tab.15, jak bylo zmíněno, jsou uvedeny vypočtené hodnoty. Pro vodorovné přistání lze výpočet také rozdělit na výpočet pro PC, ZC a krit. MTOM. Jediná proměna, která by se v příslušných rovnicích měnila, by byla hmotnost, jelikož konkrétní poloha těžiště hraje roli až ve výpočtech pro přistání s velkým úhlem náběhu. Z tohoto důvodu jsou uvedeny jen výsledky s nejvyšší nominální hodnotou, pro MTOM, tedy pro 345kg. Pro přistání s velkým úhlem náběhu vyšly složky největší pro kritické MTOM.

Ještě komentářem k výpočtu provozního násobku na kolech  $n_k$  a v těžišti letounu  $n_{pr}$ . Do jejichž výpočtu (4.4. a 4.5) vstupuje také hmotnost. Díky tomuto faktu by šlo výpočty dále zpřesnit alternativou pro jednotlivé případy polohy centráže, poněvadž se k jejich určení dá přistupovat, jako k určení přibližnému. Dále, protože byl výpočet proveden pro hmotnost největší, tudíž se pohybujeme na straně bezpečnosti, nebyla tato alternace provedena.

### 4.2.3. Boční zatížení kol hlavního podvozku

Komentář a definice výpočtu bočního zatížení, graficky znázorněném v příloze IV, je v UL 2 §485. Ze stejných důvodů, z jakých byla vypuštěna alternace pro provozní násobky, je vypuštěna i pro výpočet bočního zatížení kol hlavního podvozku v této kapitole (4.2.3.) a v kapitole další, zatížení kol při brždění (4.2.4.)



Obr. 16 Boční zatížení kol podvozku [2]

#### Výpočet složek:

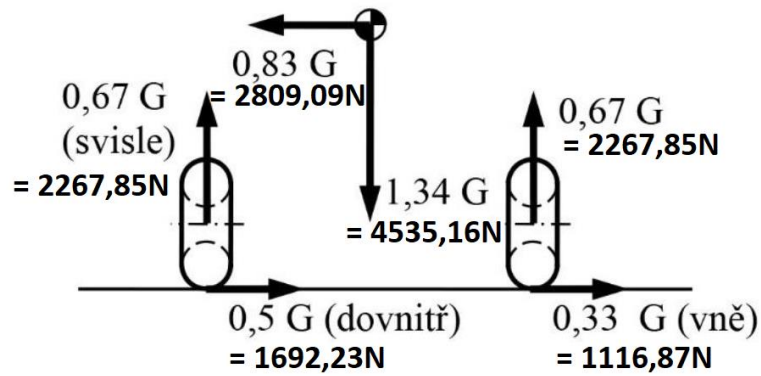
$$0,67 \cdot G = 0,67 \cdot m \cdot g = 0,67 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 2267,85 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$0,5 \cdot G = 0,5 \cdot m \cdot g = 0,5 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 1692,23 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$0,83 \cdot G = 0,83 \cdot m \cdot g = 0,83 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 2809,09 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$1,34 \cdot G = 1,34 \cdot m \cdot g = 1,34 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 4535,16 \text{ N} \quad (4.15)$$

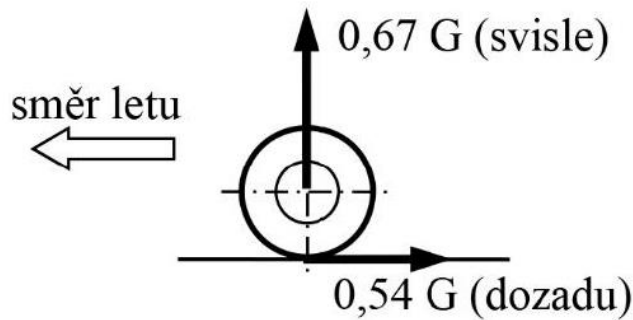
$$0,33 \cdot G = 0,33 \cdot m \cdot g = 0,33 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 1116,87 \text{ N} \quad (4.16)$$



Obr. 17 Vypočtené boční zatížení kol podvozku, převzato a upraveno [2]

#### 4.2.4. Zatížení kol při brždění

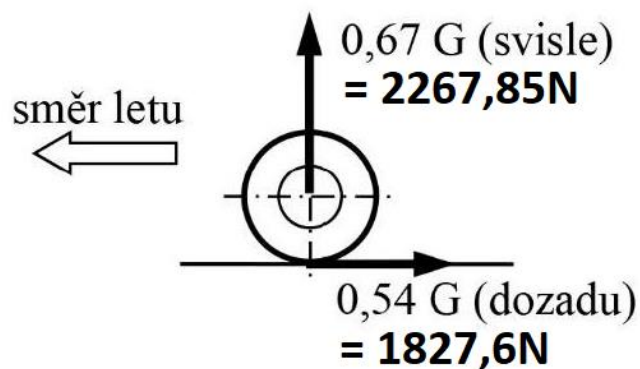
Výpočet složek je definován v *UL 2 §493* [2] a též graficky znázorněn v příloze IV.



Obr. 18 Zatížení kol při brždění [2]

Svislou hodnotu známe z rovnice 4.12. Zbývá tudíž jen dopočíst hodnotu pro složku dozadu.

$$0,54 \cdot G = 0,54 \cdot m \cdot g = 0,54 \cdot 345 \cdot 9,81 \approx 1827,6 \text{ N} \quad (4.17)$$



Obr. 19 Vypočtené zatížení kol při brždění, převzato a upraveno [2]

#### 4.2.5. Shrnutí podkapitoly 4.2.

Předpoklad přistání	vodorovné přistání [N]	s velkým úhlem náběhu [N]
		Krit. MTOM
Svislá složka síly v těžišti letounu	12251,71	12251,71
Vodorovná složka síly v těžišti letounu	3062,93	-
Svislá složka síly na kola hlavního podvozku	9994,28	7089,88
Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku	3062,93	-
	boční zatížení [N]	zatížení při brzdění [N]
Svisle	2267,85	
Dovnitř	1692,23	-
0,83G	2809,09	
1,34G	4535,16	
Vně	1116,87	
Dozadu	-	1827,6

Tab.16 Souhrn hodnot všech vypočtených zatížení

Jako vhodný závěr podkapitoly 4.2 se jeví uvést přehled vypočtených zatížení (tab.16). Hodnoty pro PC a ZC z tab. 15 v ní nejsou uvedeny, protože pro přistání s velkým úhlem náběhu vycházejí menší než pro případ krit. MTOM. Plyne z ní, že největší zátěžnou silou je svislá složka síly působící v těžišti letounu s hodnotou 12251,71N. Tato její hodnota je platná, jak pro vodorovné přistání, tak i pro kritické MTOM při přistání s velkým úhlem náběhu. Pro případ přistání s velkým úhlem náběhu vycházejí složky sil největší pro variantu kritické MTOM. Pomocí vypočtených hodnot uvedených v tab.16 budou dále v práci dimenzovány jednotlivé elementy mechanismu.



## 5. Návrh kinematické mechanismu

Před rozpracováním detailnějšího návrhu je nutné provést úvahu, jaký charakteristický pohyb bude zvolen u podvozku. Je žádoucí zachovat rovinný pohyb. Dalším žádoucím aspektem je uchycení noh v trupu směřovat ke spodní části, tak jak bylo původně zamýšleno u pevného podvozku. Hlavní limitací se jeví prostor, do kterého se musí podvozek zasunout. Jedno ze zjevnějších míst letounu je prostor mezi přepážkou motoru a motorem. Zde by se pohyb podvozku mohl inspirovat u letounů jako byl Grumman F3F nebo Grumman F4F Wildcat a dal by se tedy pojmenovat, jako pohyb příčný, případně jako pohyb v rovině YZ. Druhý způsob by mohlo být zatahování podél trupu „pod pilota“ a dal by se pojmenovat, jako podélný pohyb, neboli pohyb v rovině XZ. Další variantou by mohla být kombinace těchto dvou pohybů při vhodném rozdělení samotné podvozkové nohy. Jak již bylo zmíněno na začátku diplomové práce, křídlo letounu je již navrženo, a proto není žádoucí do něj jakkoliv konstrukčně zasahovat. Uvažovaný hlavní pohyb, kterým by se mohl podvozek zatahovat lze v zásadě rozdělit na tři možnosti:

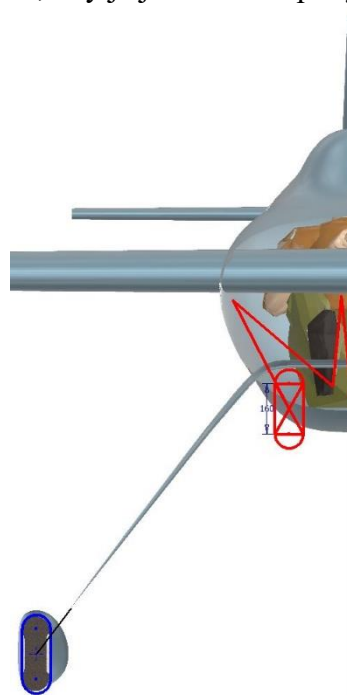
1. Příčný pohyb (rovina YZ) – zalomení před pilota
2. Podélný pohyb (rovina XZ) – zasunutí pod pilota
3. Jejich kombinace

Aretace pohybu není v návrhu navržena do konečné verze, ale budou nastíněny její možné podoby u vybrané varianty. Její konkrétní konstrukční provedení nespadá svým rozsahem do této diplomové práce. Autor chce touto poznámkou pouze zmínit, že na její nutnost nezapomněl a bral její hypotetickou podobu na zřetel.

## 5.1. Hledání koncepce kinematiky podvozku

### 5.1.1. Příčný pohyb

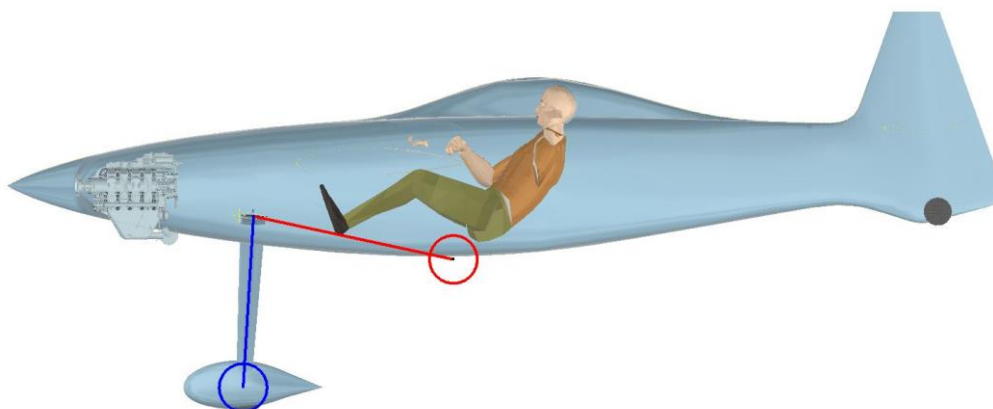
Malý prostor v příčném řezu by kladl zvýšený nárok na vhodné navržení segmentace podvozku, protože bez ní není možné podvozek do prostoru zatáhnout, jelikož podvozková noha je příliš dlouhá. Bohužel je velmi pravděpodobné, že i s vhodným rozdělením podvozkové nohy by nešla pneumatika zcela zatáhnout, je totiž značně objemná a zabírala by místo, které zde není. Samotný pohyb jednotlivých částí, by byl ze všech nejkomplicovanější. Na obrázku 20 nemá navržená koncepce pouze jeden stupeň volnosti. Ty by bylo nutné ubrat vhodným navržením táhel a konečnou aretací. V počátečních návrzích nejsou táhla navržena. Je na ně brán zřetel, ale jejich konkrétní provedení je uvažováno až při obrázku 27 a 28, kdy je již základní pohyb vybrán.



Obr. 20 Znárodnění příčného zatažení

### 5.1.2. Podélný pohyb

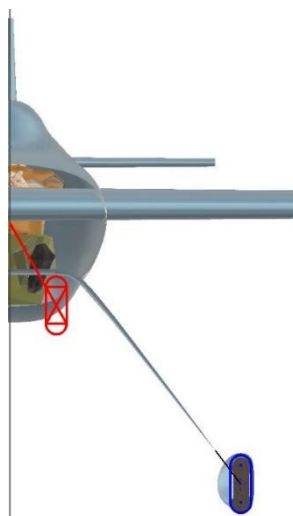
U tohoto pohybu je hlavní limitací samotná délka podvozkové nohy, která při jednoduchém pohybu směrem vzad vychází přímo pod pilotem, kde pro ni není místo (obr.21). Pravděpodobně nejen pneumatika by musela vyčnívat z obrysu letounu, což je samozřejmě nežádoucí. Je otázka, jestli se tomu dá vyhnout s dalšími variantami, ale minimálně lze říci, že by její výstup mimo obrys šlo minimalizovat kombinovaným pohybem.



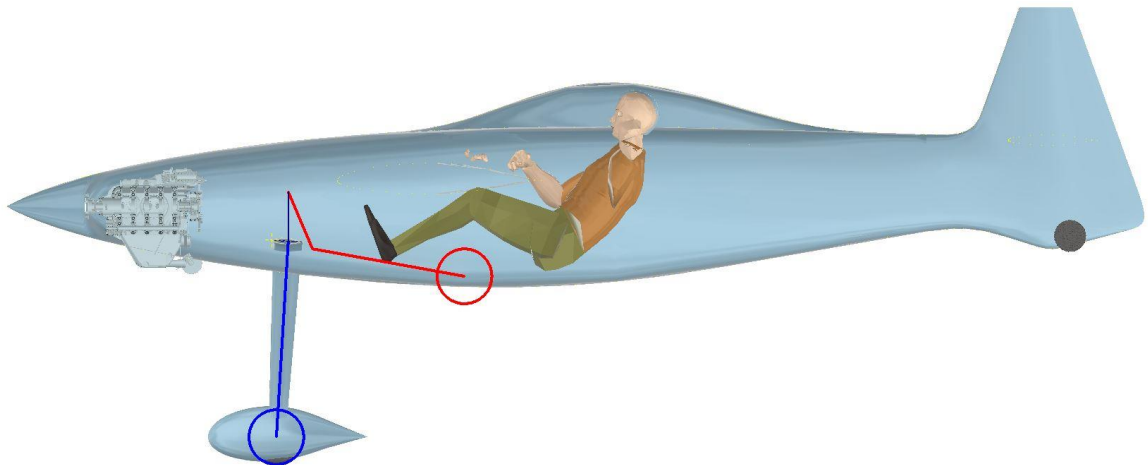
Obr. 21 Znáznornění podélného zatahování

### 5.1.3. Kombinovaný pohyb

Při vhodném rozdělení podvozkové nohy, kdy by se její první část zatahovala příčně a zbylá délka podélně by mohlo dojít k vhodnému řešení. Takováto kombinace je znázorněna na obr. 22 a 23.



Obr. 22 Znáznornění kombinovaného pohybu v příčném řezu



Obr. 23 Znázornění kombinovaného pohybu v podélném řezu

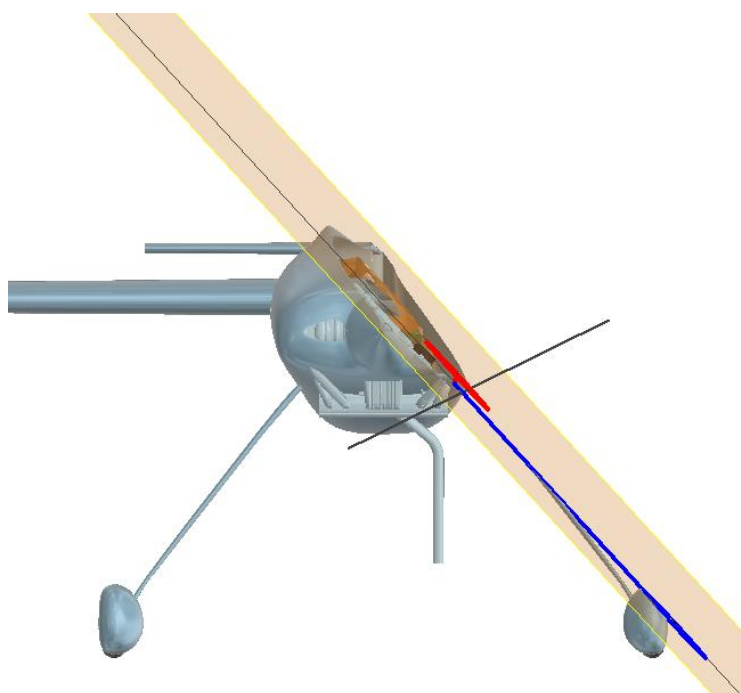
#### 5.1.4. Shrnutí podkapitoly 5.1

Z tohoto prvotního přiblížení lze usuzovat, že řešení příčným pohybem (obr.20) by vycházelo složité s několikanásobným lomením. Tím by s velkou pravděpodobností narostla váha celého mechanismu do hodnot nejvyšších ze zde uvedených možností. Jednoduché zasunutí pod pilota, jak je uvedeno na obr.21 nevychází. Jak je vidět, samotné kolo, o překrytu nemluvě, by nemohlo být zcela schováno do obrysu letounu. Toto s jistotou lze říci u varianty, jak je zde uvedena (pohyb v rovině XZ). Je možné, že pohyb v jiné rovině, například částečně pootočené, by vycházel již dobře. Pohyb kombinovaný se ukazuje jako nejslibnější, protože se nabízí hned další řešení v podobě prvního zalomení dopředu a dále i možného zasunutí kola vedle pilota. Proto spolu se zmíněným poupravěním podélného pohybu bude rozpracován do dalších variant v následující kapitole.

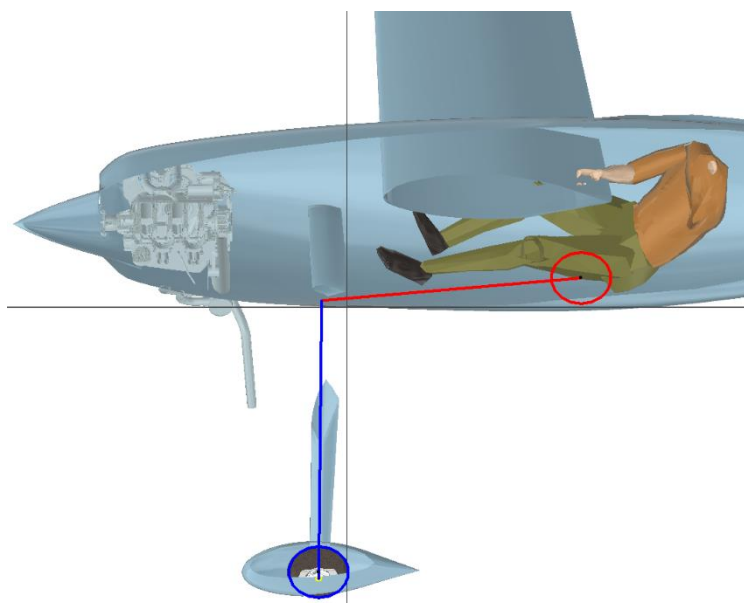
## 5.2. Další varianty zatahování

### 5.2.1. Obměna podélného pohybu

Na obr.24 je znázorněno, kudy nakloněná rovina vede a na obr.25 jak tento pohyb vypadá v této rovině. Tato rovina je definována hranou, kde vstupuje původní podvozková noha a tečností k prvotní křivce podvozku. Samotným nakloněním roviny bez rozdělení podvozkové nohy nelze dosáhnout k jejímu kompletnímu zatažení.



Obr. 24 Znáznornění roviny zatažení

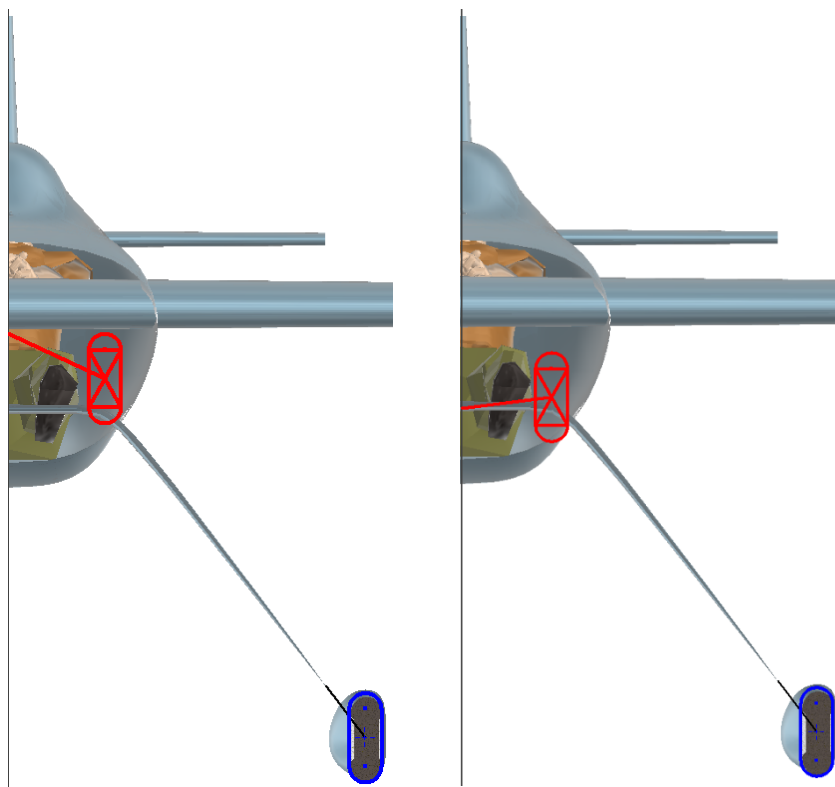


Obr. 25 Znáznornění pohybu v nakloněné rovině

### 5.2.2. Varianty kombinovaného pohybu

Jak bylo zmíněno, je vhodné uvážit i možnost zatažení kola vedle pilota. Z následujících skic (obr.26) se dá vyvodit potěšující stanovisko, že je to možné. U obr.26 je ukázáno ukotvení výše v trupu a v původní výšce. Ukotvení výše je méně žádoucí i kvůli prodloužení podvozkové nohy a tedy nárůstu hmotnosti. Výsledný návrh si klade za cíl mít neměnný úhel mezi kolem a samotnou podvozkovou nohou. V obrázku 26 je dopuštěno zjednodušení, kdy tento úhel není zachován pro zataženou polohu. U konečného návrhu,

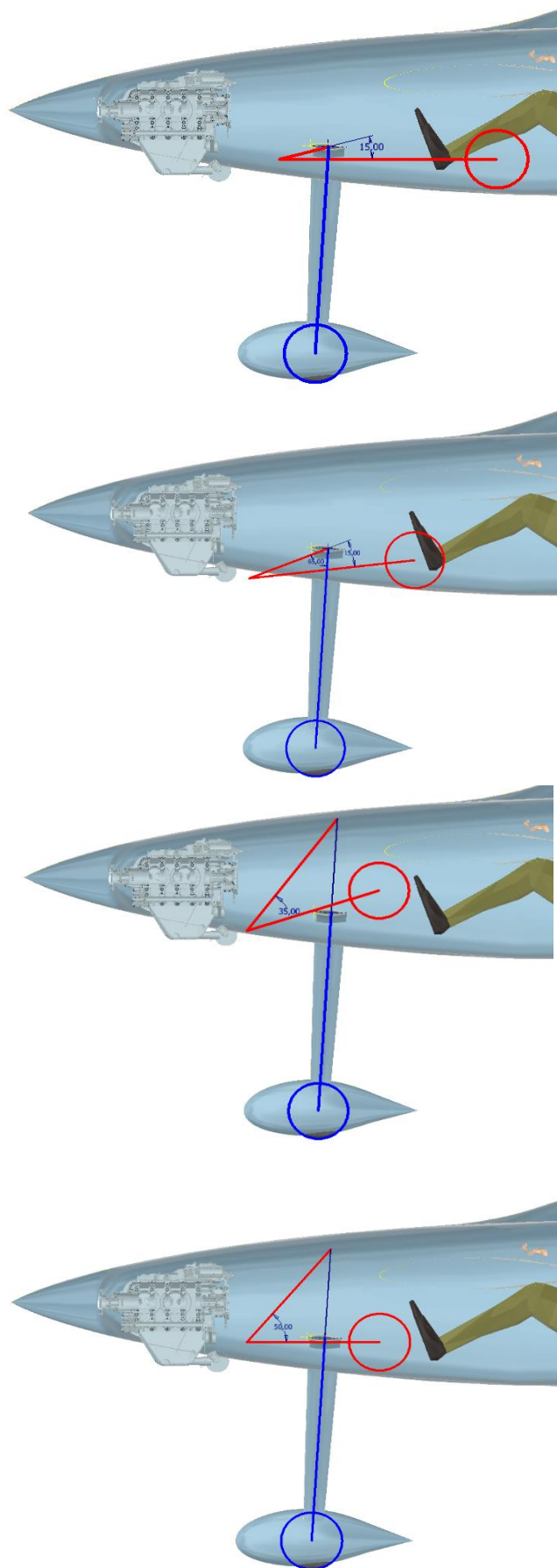
musí být tedy toto zachování úhlu bráno na zřetel a může to mít za následek i případné lehké vystoupení z obrysu.



Obr. 26 Zasunutí vedle pilota s různou výškou ukotvení

Na obr.27 je zobrazeno možné rozdělení podvozkové nohy ve čtyřech variantách. Odlišují se od sebe zejména výškou uchycení. První dvě ukázané varianty jsou s uchycením ve stávajícím místě. V kombinaci s vhodným dělením a se zasunutím vedle pilota, by tato varianta měla být použitelná. Byl u ní použit úhel  $15^\circ$  mezi dvěma částmi podvozkové nohy. Tento úhel lze změnit a případně lze se zalomením vystoupit i z obrysu letounu, pokud se použije překrytu motoru, který by vystupoval alespoň do těchto míst. Toto vystoupení z obrysu je vidět na druhé variantě.

V případě uchycení v téměř „maximální“ výšce, kterou umožňuje průřez trupu v tomto místě, by šlo teoreticky zasunout podvozek před pilota. Tyto další dvě řešení jsou provedena s rozdílným úhlem zalomení mezi dvěma členy podvozkové nohy, konkrétně  $50^\circ$  a  $35^\circ$ .



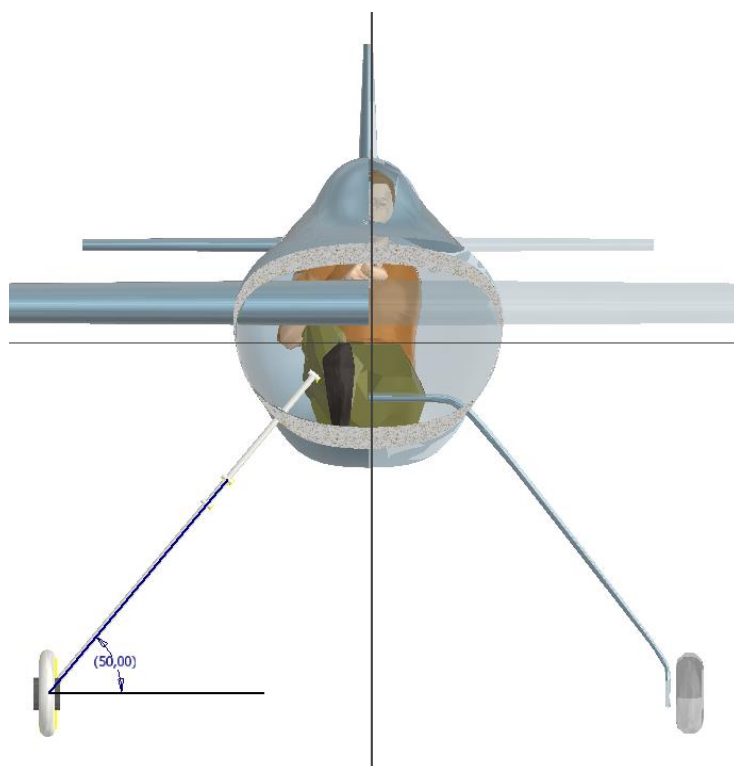
Obr. 27 Varianty zalomení podvozkové nohy

### 5.2.3. Shrnutí podkapitoly 5.2.

V této podkapitole stále nebylo řešeno odebrání stupňů volnosti přidáním táhla. Jeho přidáním se nám zkonkretizuje pohyb podvozku a omezí se rozsah jeho pohybu. Jinam než vedle pilota se kolo nedá reálně zasunout v provedení se zalomením, jak je znázorněno na prvních dvou variantách z obrázku 27. Dále je navrženo umístění táhel a díky tomu i určení již výsledných rozměrů.

### 5.3. Návrh umístění táhla

Rozměry byly brány v nakloněné rovině, ve směru zatahování podvozku. Úhel  $50^\circ$ , jenž tato rovina svírá s rovinou XY, je pro ilustraci znázorněn na obrázku 28.

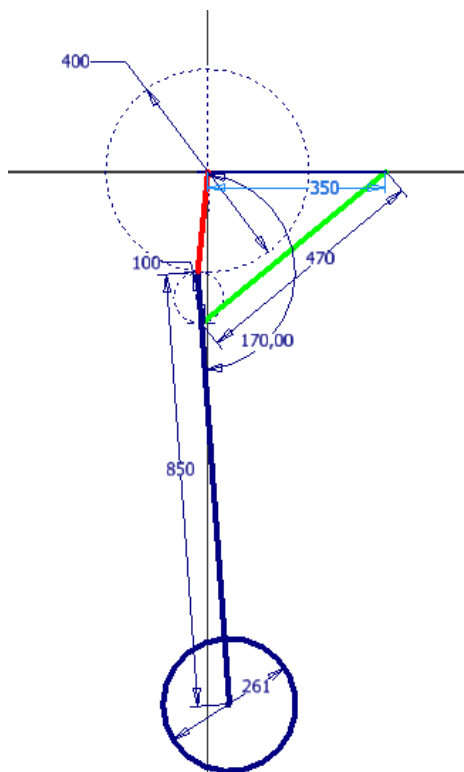


Obr. 28 Úhel roviny zatahování podvozku vztažený k rovině XY

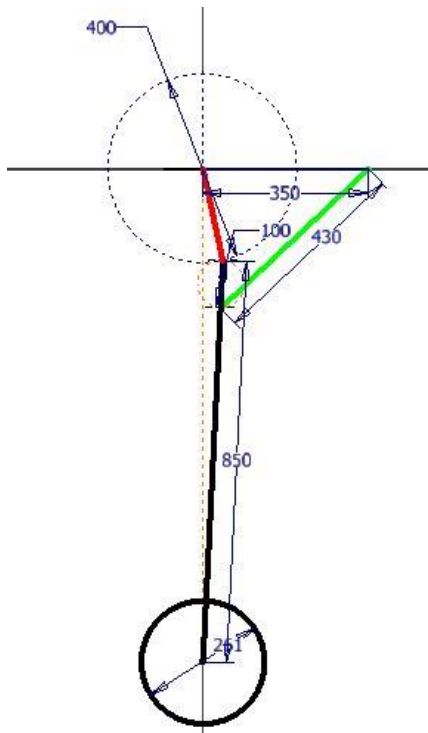
Umístění táhla je uvažováno za hlavním lomením v rovině XZ. Při této pozici jsou principiálně možné tři, reálně dvě vysunuté polohy, pokud se zanedbá výška ukotvení táhla. Tyto pozice jsou v zásadě definovány svěrným úhlem mezi lomením. Jednou je menší než  $180^\circ$  (obr.29.), podruhé roven a po třetí větší (obr. 30), jak tento úhel. Zmíněná poloha, kdy je úhel roven  $180^\circ$  je nežádoucí, protože takováto poloha je indiferentní. Takovéto poloze se



při návrhu snažíme vyhnout i kvůli riziku vzpříčení táhla. Tím, že koncová poloha není indiferentní, tak se také bráníme návrhem proti rozběhnutí se mechanismu v opačném smyslu, než je zamýšleno. Překročení této polohy je v pořádku, pokud je to provedeno při pohybu.



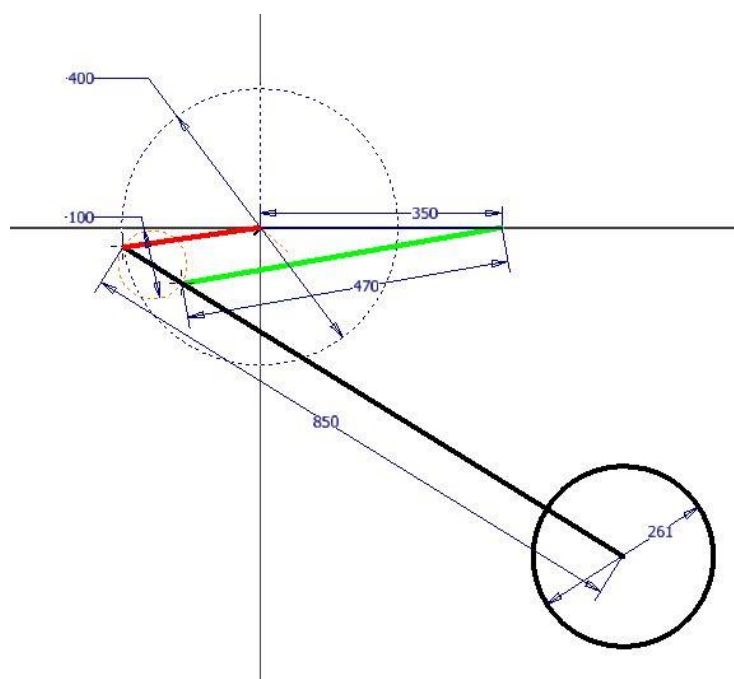
Obr. 29 Úhel zalomení menší  $180^\circ$



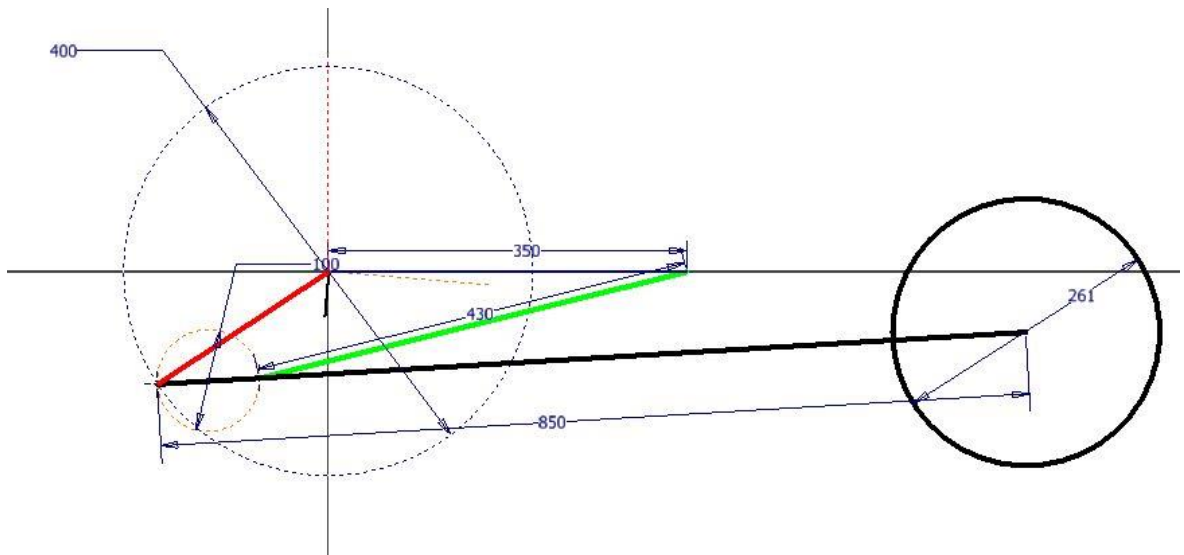
Obr. 30 Úhel zalomení větší  $180^\circ$

Vzhledem k tomu, že se jedná o promítnutí v nakloněné rovině (obr. 29 a 30). Průmět pneumatiky v této rovině jest elipsou, jenž je velmi podobna kružnici. Bylo tedy přikročeno ke zjednodušení průmětu do podoby kružnice.

Komentářem k hledání rozměrů táhel. Na obrázcích 29 a 30 jsou znázorněny vysunuté polohy již konkrétního návrhu s rozměry. Vzhledem k povaze problému a spousty neznámých rozměrů je nutné si některé nejprve zvolit a hledat zbylé. Pevně je dán pohyb červeného a zeleného táhla, který je definován kružnicemi. Ukotvení a délka červeného táhla byla určena, aby jeho zatažená poloha nezasahovala do motoru a vešla se s jistou rezervou za něj. Samotné ukotvení bylo voleno, pokud možno co nejnižší v průřezu trupu. Tímto způsobem byla přibližně určena i délka modrého táhla. Tento rozměr byl dán předem definovanou vysunutou polohou kola. Vzdálenost uchycení zeleného táhla k modrému od zalomení modrého a červeného bylo též voleno. Výsledná kóta vyšla rovna 100mm. Při premise umístění ukotvení zeleného táhla v trupu ve stejné výšce, jako u červeného byla hledána jeho délka. Zasunutá poloha k obrázku 29 je ukázána na obr. 31. Obdobně pro obr. 30 a 32.

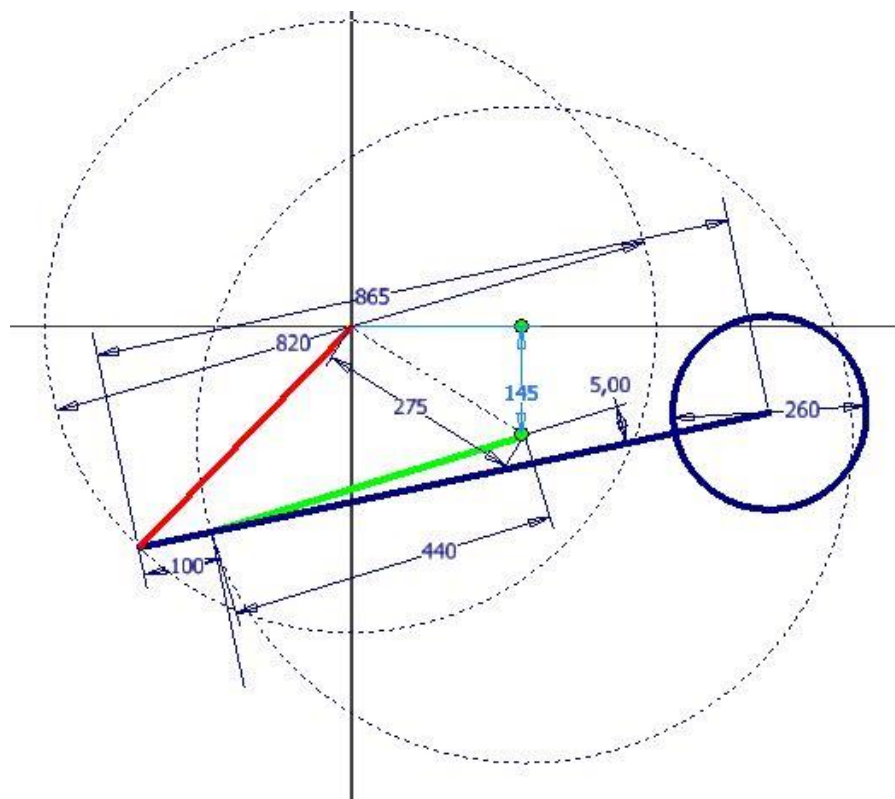


Obr. 31 Zasunutá poloha obrázku 29

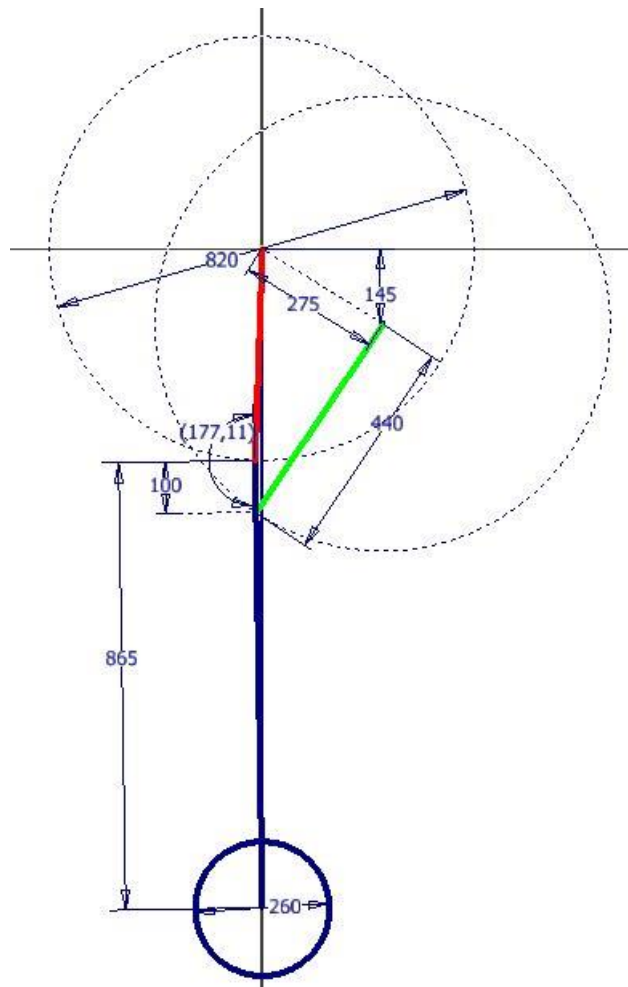


Obr. 32 Zasunutá poloha obrázku 30

Jak je zcela zřejmé, konkrétní provedení z obrázku 29, respektive 31 je nevyhovující ve své zasunuté poloze. Z tohoto důvodu byla dále hledána jeho obdoba. Její výsledná podoba je zobrazena na obrázku 33 (zatažená poloha) a 34 (vysunutá poloha). Vzhledem k uchycení červeného táhla, bylo přikročeno k posunutí ukotvení zeleného táhla níže do trupu.



Obr. 33 Zatažená poloha varianty s rozdílnou výškou ukotvení táhel

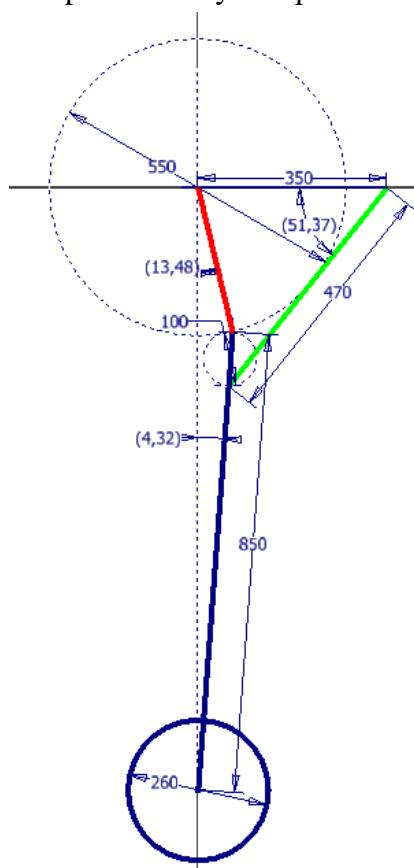


Obr. 34 Zatažená poloha varianty s rozdílnou výškou ukotvení táhel

Při návrhu rozměrů byly nadějně varianty zjednodušeně vymodelovány ve 3D a jejich vhodnost dále zkoumána. Především jejich zatažená poloha a výsledná pozice kola vůči trupu a pilotovi. Dalším hodnotícím kritériem byla i zatažená poloha zalomení červeného a modrého táhla vůči obrysu trupu. Mnoho variant, které se zprvu zdály nadějně bylo takto nutné vyloučit a několikanásobnou iterací se došlo ke konkrétním řešením. Nejnadějnější návrhy zde byly prezentovány a z nich lze ještě dále vybrat dvě. Jednou je varianta s úhlem větším, jak  $180^\circ$  zobrazená na obr. 30 a 32. Druhá, ta, z obr. 33 a 34. Mezi nimi bylo rozhodováno a byl vybrán první zmíněný návrh.

Pro vysvětlení důvodu, proč tomu tak jest, je nejprve nutné nastínit způsob aretace. Například jeden způsob se nabízí umístěním nějakého pevného dosedacího prvku v místech lomení táhel. Druhý, ke kterému se kloní i autor, je provedení aretace v podobě protažení červeného táhla za místo ukotvení čepem dále do trupu. Konec takového protažení by se

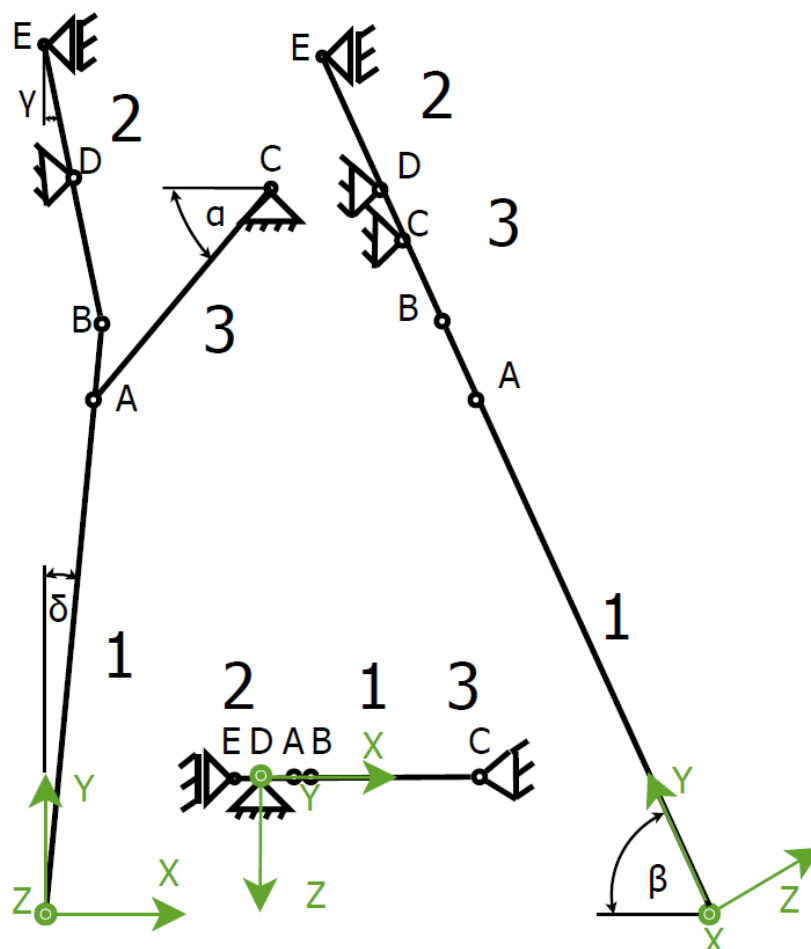
mohl pohybovat v drážce, jehož okrajové polohy by mohly být zajištěny vsunutím kolíku. Jednalo by se o účinné, celkem jednoduché a elegantní řešení. V takovémto provedení není žádoucí, aby tento jistící kolík v krajních polohách podvozku byl prvek, který přenáší namáhání do trupu. Tím by případně měla být samotná drážka, která je bezesporu bezpečnějším přenášejícím prvkem. U variant podvozku s úhlem menším, jak  $180^\circ$  ve vysunutě poloze, by přenášel zatížení kolík. Kvůli tomu je vybrána varianta s úhlem menším. Výsledný návrh ve vysunutě poloze je vyobrazen na obr.35. Jeho rozměry vzešly z úpravy předešlého návrhu do předběžného CAD modelu a byly navrženy, tak aby nevycházely vně trupu. Zároveň, aby vycházely co nejbližně obálce, kde by se daly vhodně ukotvit do trupu. Úhel při zasunutí mezi táhly bude možné definovat přesně až při návrhu konkrétní konstrukce, jakmile budou známy průřezy táhel. Na jejich základě totiž bude nutné navrhnout konstrukci tak, aby se vyhnulo kolizi mezi táhly. Úhel mezi modrým a červeným táhlem vyšel  $4,32^\circ$  pro případ, kdy jsou jejich koncové body ve stejné rovině. Tento úhel je dán aretací. Při eventuální realizaci podvozku by tato poloha mohla být pozměněna.



Obr. 35 Výsledný návrh rozměrů podvozku

## 6. Zpracování konstrukce

Proto aby bylo možné v další kapitole, kapitole 7, s názvem dimenzování konstrukčních částí, dostat jejímu názvu, je nutné nejprve určit velikosti reakcí v táhlech. Ty vypočítáme v navrženém mechanismu, jenž rozkreslený do schématu a promítnutý do příslušných rovin vypadá následovně (obr.36). Na schématu byly již samotné pruty očíslovány od jedničky do trojky a označeny body reprezentující čepy. Tyto body jsou označeny písmeny od A do E. Souřadnicový systém celého podvozku je umístěn do uložení kola a pro rovinu YZ a XZ je pootočen do roviny podvozku (obr.36). Důležité je upozornit, že samotné vykreslení mechanismu, sil apod. není v měřítku. Mechanismus byl převeden do staticky určité polohy aretací (bod E). Jelikož se jedná o trojrozměrný mechanismus, jeho průměty do rovin mohou být lehce zavádějící. Zejména v rovinách YZ a XZ, kvůli pozicím jednotlivých uložení. Pro vykreslení bylo použito freewaru Dia verze 0.97.2.2 .



Obr. 36 Schematické zobrazení staticky určitého podvozku

Zatěžující síly jsou vyznačeny obecně a byly voleny s indexy dle osy souřadného systému do které byly vloženy ( $F_x$ ,  $F_y$  a  $F_z$ ). Rovnice (6.7. až 6.19) jsou odvozeny právě pro tyto obecné síly. Do odvozených rovnic byly poté dosazeny příslušné hodnoty za tyto obecné síly. Zmíněným termínem příslušné hodnoty jsou myšleny přepočtené předpisové zatížení spočtené pro jednotlivé případy přistání. Jak bylo zmíněno již dříve, ty jsou 4 a vypsané byly v tab.16. Případ bočního zatížení je v předpisu [2] výslovně zmíněn pro vodorovné přistání. Zatížení způsobené bržděním nastává při přistání s velkým úhlem náběhu, jelikož k samotnému brždění dochází až při dosednutí na všechny tři body. Zatěžující síly jsou k nalezení v tab.17. Jedná se o upravenou tabulku 16 u níž byly vypuštěny síly působící v těžišti. Zároveň byly síly původně vypočteny, v případě vodorovného přistání a přistání s velkým úhlem náběhu pro krit. MTOM, jako zátěž obou noh, proto je nutné tyto síly zmenšit o polovinu. Pro případy bočního zatížení a zatížení při brždění je toto zahrnuto již předpisem v jeho uvedených výpočtech.

Tyto síly je nutné kvůli pootočení souřadného systému o úhel  $\beta$  (obr.36), konkrétně ve směru os Y a Z, korigovat. Také platí, že síly pro přistání na tři body (případ s velkým úhlem náběhu – Krit. MTOM a brždění), musejí být dosazeny do rovnic po obdobném vynásobení příslušnou goniometrickou funkcí úhlu, který je mezi letounem a přistávací dráhou. Tento úhel je dán v [1] a je  $15^\circ$ . Vztahy pro tyto přepočty jsou rozepsány v rovnicích 6.1 až 6.6. V těchto vztazích jsou síly indexovány dle názvů jejich smyslu daných v tab. 17, respektive tab.16. Tedy dosazením do těchto rovnic za síly dle tabulky 17 jsou dány výsledné hodnoty sil, které vstupují do rovnic rovnováhy (6.7. až 6.19.) a jsou uvedeny souhrnně v tab. 19. Velikosti zvolených úhlů v obr.36 jsou uvedeny v tab.18 a byly odečteny z obr.35. V tabulce 20 jsou uvedeny délky ramen, které vstupují do zmíněných rovnic rovnováhy (6.7. až 6.19). Všechny, až na vzdálenost  $l_{2ED}$  (délka aretačního ramene), se dají odečíst z výsledného návrhu rozměrů podvozku (obr.35). Délka ramene  $l_{2ED}$  je pro výpočet nyní

zvolena 100mm, ale jeho hodnota by šla i optimalizovat v závislosti na chtěné síle v bodě aretace (E).

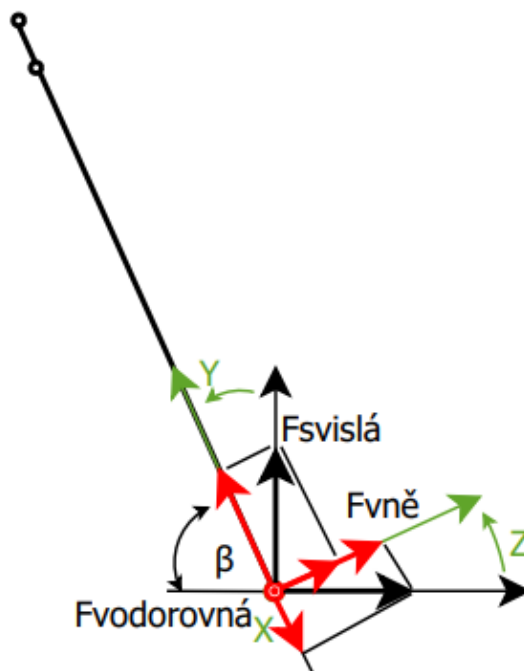
Předpoklad přistání	vodorovné přistání [N]	s velkým úhlem náběhu [N]
		Krit. MTOM
Svislá složka síly na kola hlavního podvozku	4997,14	3544,94
Vodorovná složka síly na kola hlavního podvozku	1531,465	-
	boční zatížení [N]	zatížení při brždění [N]
Svisle	2267,85	
Dovnitř	1692,23	-
Vně	1116,87	
Dozadu	-	1827,6

Tab.17 Označení zatěžujících sil

Označení	Velikost [°]
$\alpha$	51,37
$\beta$	50
$\gamma$	13,48
$\delta$	4,32

Tab.18 Velikosti zvolených úhlů

Rovnice (6.1. až 6.3.) pro přepočítání sil platné pro případy vodorovného přistání a přistání s bočním zatížením, tak jak je naskicováno na obr.37. Tento přepočítání je pootočením souřadného systému o úhel  $\beta$  do roviny podvozkové nohy.



Obr. 37 Transformace do roviny podvozku

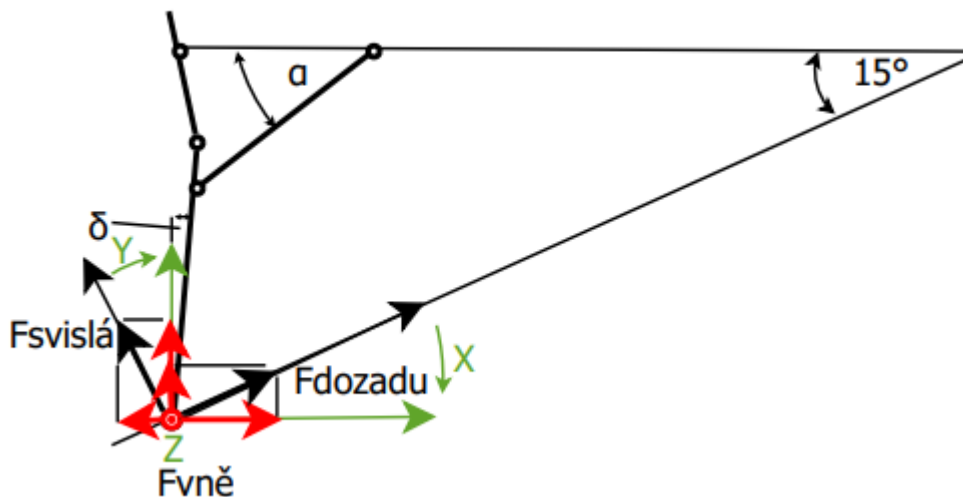


$$F_x = F_{vodorovná} \quad (6.1.)$$

$$F_y = F_{svislá} \sin \beta - F_{vně} \cos \beta \quad (6.2.)$$

$$F_z = F_{svislá} \cos \beta + F_{vně} \sin \beta \quad (6.3.)$$

Rovnice (6.4. až 6.6.) pro přepočítání sil platné pro případy přistání s velkým úhlem náběhu s krit. MTOM a varianty se zatížením při brždění dle obr.38. Síly je potřeba nejprve transformovat o úhel  $15^\circ$  a až poté o úhel  $\beta$ . V těchto rovnicích bylo vypuštěno člen  $F_{vně}$ , ačkoliv by vyobrazen na skice, jelikož je roven nula pro oba případy. Zároveň  $F_{dozadu}$  je v principu stejnou silou jako  $F_{vodorovná}$ , ale do rovnic byla použita, protože je takto označena předpisem pro dva případy pro které jsou tyto rovnice platné.



Obr. 38 Transformace pro přistání s velkým úhlem náběhu

$$F_x = F_{dozadu} \cos 15 - F_{svislá} \sin 15 \quad (6.4.)$$

$$F_y = (F_{svislá} \cos 15 + F_{dozadu} \sin 15) \sin \beta \quad (6.5.)$$

$$F_z = F_{svislá} \cos \beta \quad (6.6.)$$

Případ přistání	Síly	Hodnota [N]
vodorovné přistání [N]	Fx	1531,465
	Fy	3828,031
	Fz	3212,1
boční zatížení [N]	Fx	0
	Fy1	2825,018
	Fz1	161,423
	Fy2	1019,364
	Fz2	2313,318
s velkým úhlem náběhu Krit. MTOM [N]	Fx	-917,498
	Fy	26623,05
	Fz	2278,644
zatížení při brždění [N]	Fx	2040,43
	Fy	1678,078
	Fz	1457,746

Tab.19 Přepočet sil

Pro přistání s bočním zatížením bylo nutno přistoupit k rozlišení indexací u sil Fy a Fz, kvůli dvěma pod případům. Index 1 je zvolen pro variantu se silou dovnitř a s číslem 2 pro ten se silou vně.

Rameno	Délka [mm]
I1	850
I1AB	100
I2BD	275
I2ED	100

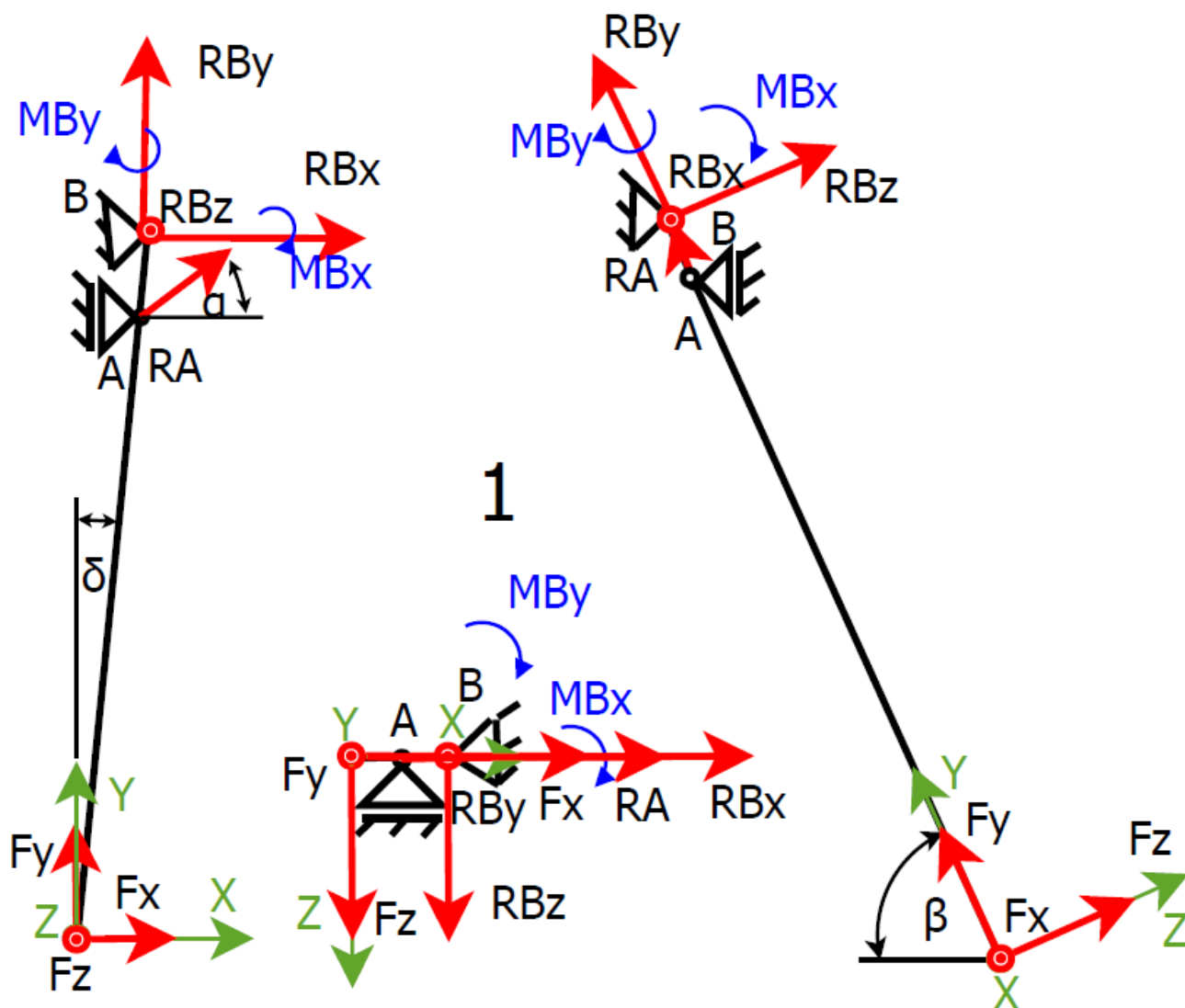
Tab.20 Délky ramen

## 6.1. Uvolnění mechanismu

Uvolnění je provedeno pro celý mechanismus a jeho průřezy do příslušných rovin jsou rozkresleny. Tyto průřezy jsou zobrazeny pro jednotlivá táhla pohromadě a za každým takovýmto obrázkem jsou uvedeny odvozené rovnice pro daný prut. Průřezy táhla jedna jsou takto zakresleny na obr.37, následně průřezy táhla 2 na obr.38 a nakonec pro táhlo 3 na obr.39. V bodech A a C, se předpokládá použití kulového čepu a díky tomu je znám směr

sil ve zmíněných bodech. V bodech B a D se uvažuje využití axiálního čepu s pojištěním. Z tohoto důvodu jsou uvažovány i momenty v těchto bodech, které tyto čepy musí přenášet. V aretačním bodě (E) se uvažuje opření ve dvou směrech a tím vyvození dvou reakčních sil kolmých na táhlo 2. Přičemž platí, že reakce v tomto opření  $R_{E1}$  je síla vyvozená v rovině XY a v rovině YZ je reakce označena jako  $R_{E2}$ . Kvůli snaze o alespoň částečné zpřehlednění byly momenty vyvedeny v modré barvě, síly v červené a zvolený souřadný systém v barvě tmavě zelené.

### 6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 1:



Obr. 39 Průměty táhla 1

$$X: \quad F_x + R_A \cos \alpha + R_{BX} = 0 \quad (6.7.)$$

$$Y: \quad F_y + R_A \sin \alpha + R_{By} = 0 \quad (6.8.)$$

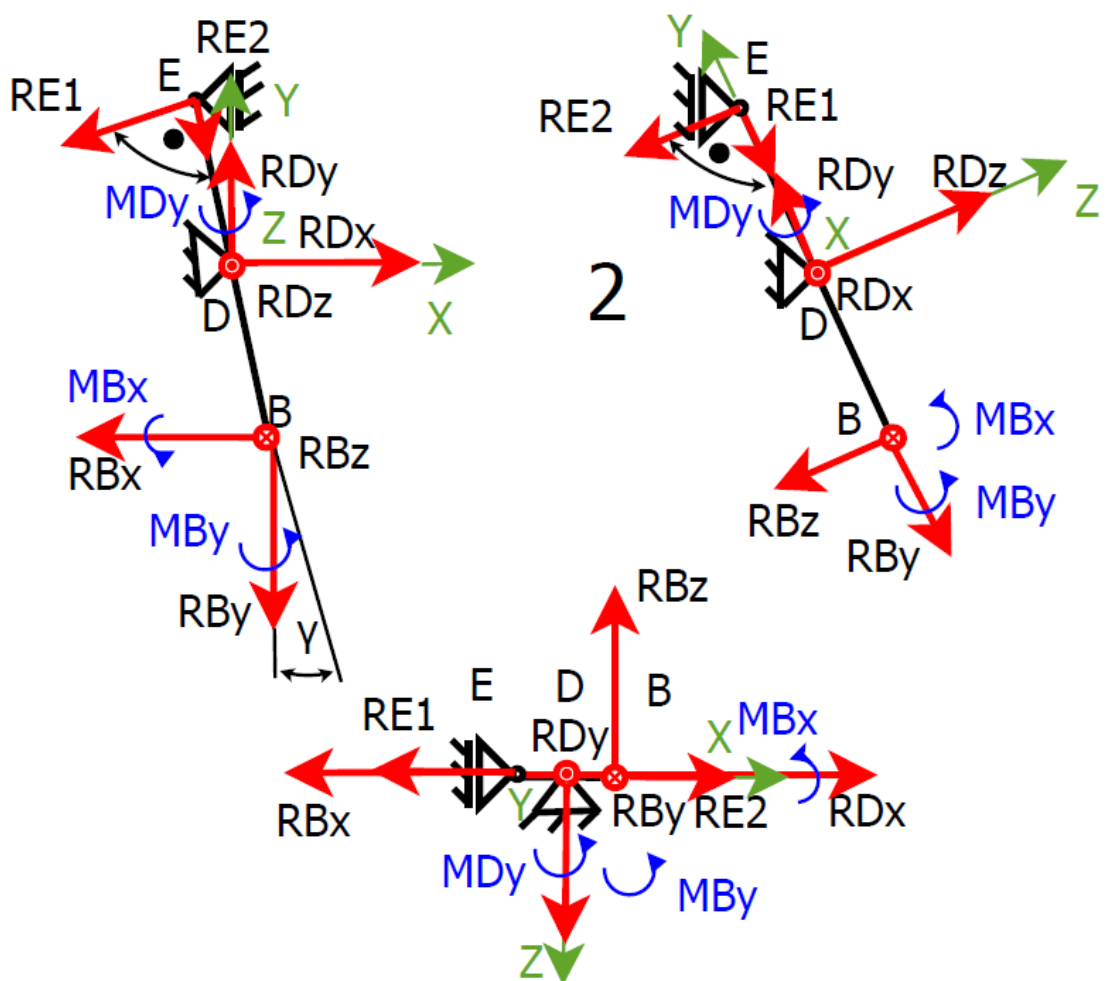
$$Z: \quad F_z + R_{Bz} = 0 \quad (6.9.)$$

$$MXB: \quad -M_{BX} + F_z l_1 = 0 \quad (6.10.)$$

$$MYB: \quad -M_{By} + F_z l_1 = 0 \quad (6.11.)$$

$$MzB: \quad -F_y \sin \delta \cdot l_1 + F_x \cos \delta \cdot l_1 + R_A \cdot \cos(\alpha + \delta) \cdot l_{1AB} = 0 \quad (6.12.)$$

### 6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 2



Obr. 40 Průměty táhla 2

$$X: \quad -R_{Bx} + R_{Dx} - R_{E1} \cos \gamma = 0 \quad (6.13.)$$

$$Y: \quad -R_{By} + R_{Dy} - R_{E1} \sin \gamma = 0 \quad (6.14.)$$

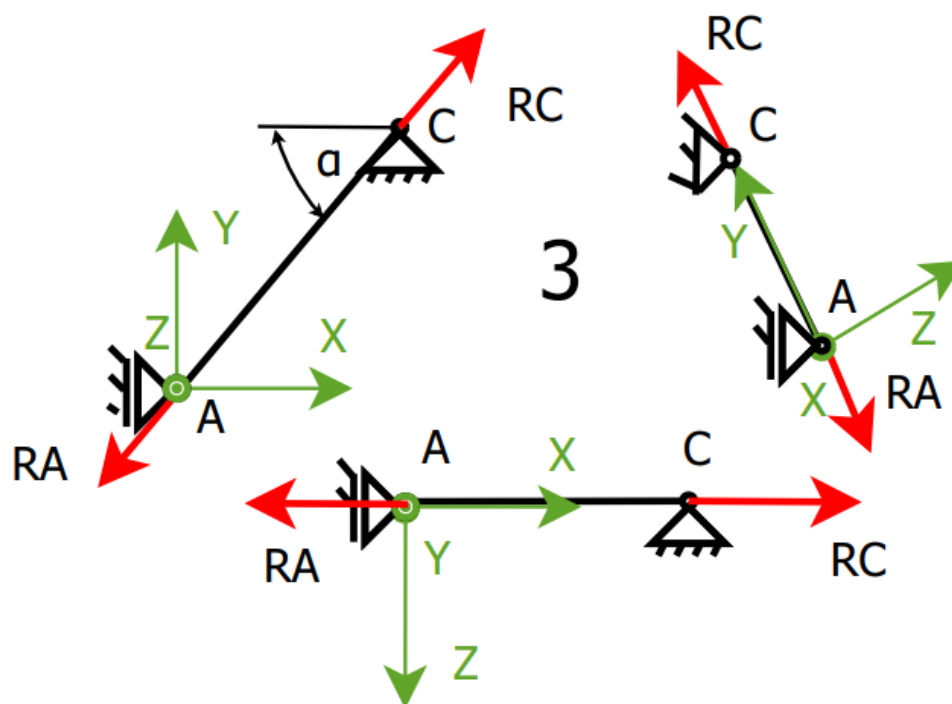
$$Z: \quad -R_{Bz} + R_{Dz} - R_{E2} = 0 \quad (6.15.)$$

$$MXD: \quad M_{Bx} - R_{Bz} l_{2BD} + R_{E2} \cdot l_{2ED} = 0 \quad (6.16.)$$

$$MYD: \quad M_{By} + M_{Dy} + R_{Bz} \cdot l_{2BD} = 0 \quad (6.17.)$$

$$MZD: \quad R_{By} \sin \gamma \cdot l_{2BD} + R_{Bx} \cos \gamma \cdot l_{2BD} - R_{E1} l_{2ED} = 0 \quad (6.18.)$$

### 6.1.1. Průměty a rovnice rovnováhy táhla 3



Obr. 41 Průměty táhla 3

$$R_A = R_C \quad (6.19.)$$

### 6.3. Výsledky

V tab.21 jsou zapsány vypočtené hodnoty reakčních sil a momentů pro jednotlivé výpočetní případy přistání. Tyto hodnoty byly vypočteny pomocí odvozených rovnic rovnováhy (6.7. až 6.19.). Tučně jsou zvýrazněny největší hodnoty, jak pro kladný, tak i záporný smysl. Jak je následně vidět, největší reakční momenty vychází pro vodorovné přistání. Reakční síly největších hodnot jsou pak rozděleny mezi tři případy a to pro vodorovné přistání, boční zatížení se silou dovnitř a pro případ přistání s velkým úhlem náběhu s krit. MTOM.

	Vodorovné	Boční dovnitř	Boční vně	S velkým úhlem	Brždění
<b>Síla</b>	[N]				
RA	-10529,465	<b>1808,796</b>	652,676	<b>-226240</b>	-12916,7
RBX	<b>5041,961</b>	<b>-1129,21</b>	-407,458	114616,3	6385,67
RBY	4397,521	<b>-4238,04</b>	-1529,23	<b>177655,1</b>	8050,012
RBZ	<b>3212,1</b>	161,423	2313,318	2278,644	1457,746
RC	-10529,465	<b>1808,796</b>	652,676	<b>-226240</b>	-12916,7
RDX	20895,265	<b>-6707,72</b>	-2420,38	<b>523430,9</b>	28010,28
RDY	8197,71	<b>-5575,26</b>	-2011,75	<b>275651,9</b>	13233,64
RDZ	<b>-20878,65</b>	-1049,25	-15036,6	-14811,2	-9475,35
RE1	16302,413	<b>-5736,54</b>	-2069,94	<b>420395,9</b>	22237,21
RE2	<b>-24090,75</b>	-1210,67	-17349,9	-17089,8	-10933,1
<b>Moment</b>	[Nm]				
MBX	<b>2730,285</b>	137,21	1966,32	1936,847	1239,084
MBY	<b>2730,285</b>	137,21	1966,32	1936,847	1239,084
MDY	<b>-3613,613</b>	-181,601	-2602,48	-2563,48	-1639,96

Tab.21 Výsledné hodnoty reakcí

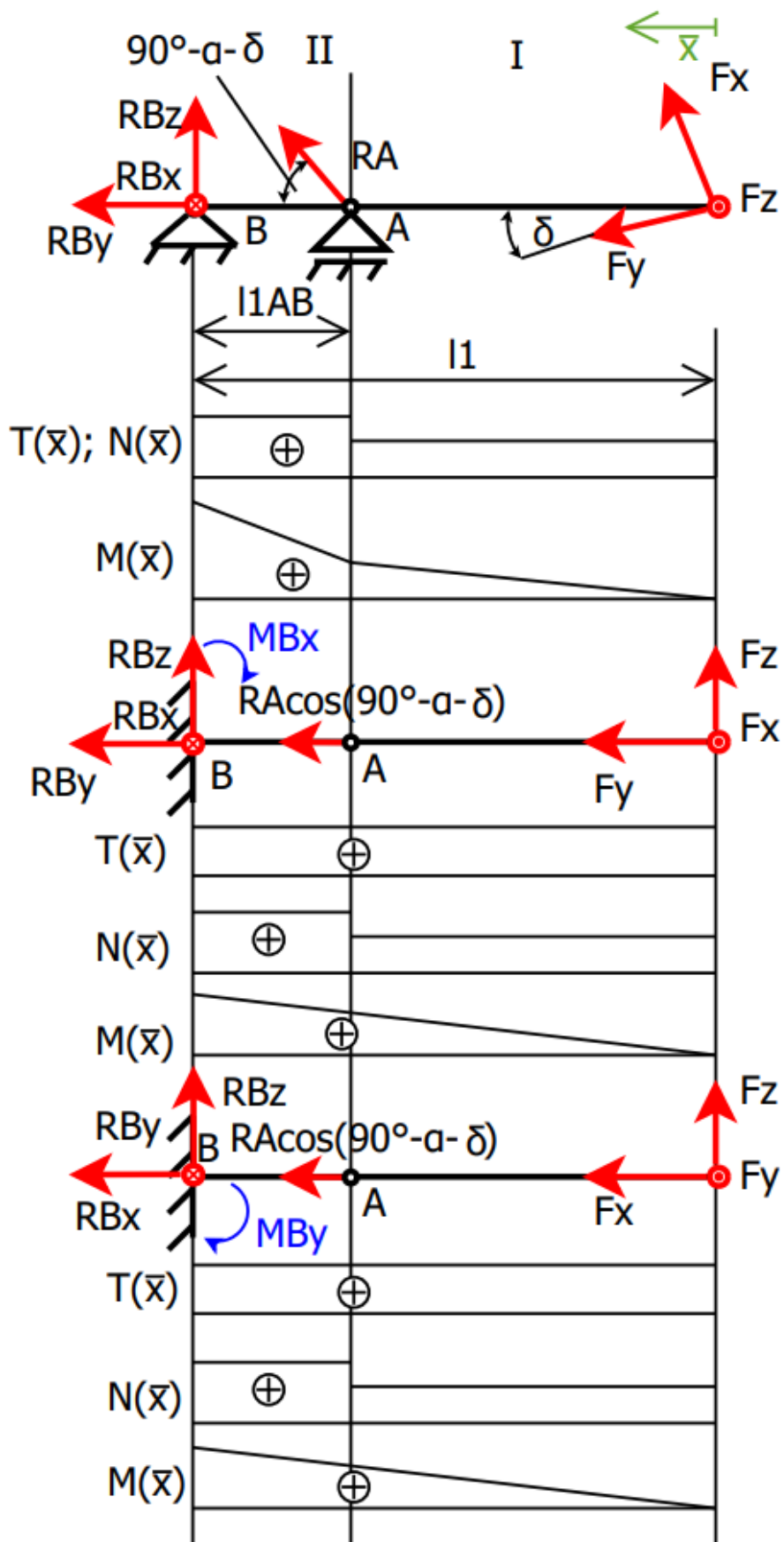
## 7. Dimenzování konstrukčních částí

Reakční síly, které jsou uvedené v tab. 21, je třeba dále rozdělit dle druhu namáhání, které způsobují vůči danému členu. Z nichž budou určeny, vždy pro konkrétní způsob namáhání a daný prut, ty největší a vůči nim bude průřez dimenzován. Pro toto je nejprve nutné vyšetřit průběhy sil a momentů v daných prutech. To je učiněno pro každý prut a pro jeho průměty do základních rovin zvlášť. Přičemž je nezbytné přepočítat v některých případech síly do směru prutů. Jelikož se uvažuje použití tenkých štíhlých nosníků, vliv posouvající síly je zanedbán. Snaha je použít pro návrh konstrukce bezešvých kruhových trubek z oceli AISI 4340 v žíhaném stavu;  $E=200\text{GPa}$ ;  $R_m=745\text{MPa}$ ;  $R_e=470\text{MPa}$  (tab.8). Tento materiál je osvědčený v letectví pro podvozkovou aparaturu a má vysokou únosnost. Toto uvádí i samotní dodavatelé [9; 10]. Zároveň bude snaha o použití běžně dostupných rozměrů trubek, které jsou vypsány se svými průřezovými charakteristikami v příloze 2.

### 7.1. Průběhy momentů

#### 7.1.1 Prut 1

U tohoto prutu je přistoupeno ke zjednodušení a uvažuje se, pevné uložení v bodě B v průmětech do rovin YZ s XZ. Pro rovinu XY toto neplatí. Není totiž uvažováno, že čep v bodě B přenáší moment kolem osy Z. Z důvodu toho, jak bylo dříve zmíněno, že se uvažuje pouze použití axiálního čepu s pojištěním, proto v bodě B musí být moment nulový. Zatěžujícími silami, pak jsou síly  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  a  $R_A$ , které je nutné promítnout do osy prutu a kolmo na něj pomocí příslušných goniometrických funkcí. Na obrázku 42 je zobrazeno promítnutí, takového prutu do jednotlivých rovin a je vyšetřen průběh momentů, posouvající a vnitřní síly. Vykreslení není v měřítku. Platí, že pro segment I  $\bar{x} \in \langle 0; 750 \rangle = \langle 0; l_1 - l_{1AB} \rangle$  a pro II  $\bar{x} \in \langle 750; 850 \rangle = \langle l_1 - l_{1AB}; l_1 \rangle$ . Síla  $R_A$  vychází největší pro dvě varianty, pro vodorovné přistání je rovna  $-10529,465\text{N}$  a u bočního zatížení číslu 1808,796. Proto je varianta průběhu ohybového momentu a posouvající síly platná pouze pro boční zatížení.



Obr.42 Namáhání prutu 1



Pro všechny roviny lze shodně psát pro průběh vnitřní síly Na průběh vnitřní síly  $N(\bar{x})$ :

$$I: \quad N(\bar{x}) = F_x \sin \delta + F_y \cos \delta \quad (7.1.)$$

$$II: \quad N(\bar{x}) = F_x \sin \delta + F_y \cos \delta + R_A \cos(90 - \delta - \alpha) \quad (7.2.)$$

Pro průběh ohybového momentu v rovině XY platí následující:

$$I: \quad M(\bar{x}) = (F_x \cos \delta + F_y \sin \delta) \bar{x} \quad (7.3.)$$

$$II: \quad M(\bar{x}) = (F_x \cos \delta + F_y \sin \delta) \bar{x} + R_A \sin(90 - \delta - \alpha) (\bar{x} - (l_1 - l_{1AB})) \quad (7.4.)$$

Pro průběh ohybového momentu u rovin YZ a XZ lze shodně psát pro celý nosník:

$$I; II: \quad M(\bar{x}) = F_z \bar{x} \quad (7.5.)$$

Při dosazení za síly a reakce pro jednotlivé druhy přistání dostaneme výsledky jako maximální hodnoty (při dosazení  $l_1 = 850$  za  $\bar{x}$ ) ty uvedené v tab.22. Tučně jsou zvýrazněny největší hodnoty. Pro výpočet průřezu není směrodatný směr ohybového momentu, a proto je ztučněn jeho největší výsledek ve smyslu velikosti absolutní hodnoty. Na tyto hodnoty bude napočítán průřez nosníku.

Veličina	Rovina	Segment	Vodorovné	Boční dovnitř	Boční vně	S velkým úhlem	Brzdění
N(X) [N]	XY; YZ; XZ	I	3932,516	2816,992	1016,468	<b>26478,299</b>	1827,009
		II	-2002,63	3836,556	1384,362	<b>-101046,45</b>	-5453,75
M(X) [Nm]	XY	I	1361,6	159,6	57,589	817,904	1620,778
		II	949,633	282,836	102,057	<b>-11825,518</b>	1108,806
	YZ; XZ	I; II	2730,285	137,20955	1966,3203	1936,8474	1239,084

Tab. 22 Maximální ohybové momenty a vnitřní síly v nosníku č. 1

Nejprve je proveden výpočet stability. U něho se předpokládá, že se stále pohybujeme v platnosti Eulerova vztahu a nikoliv v Tetmajerově oblasti. Pro Eulerovo řešení se jedná u roviny XY v segmentu I a II o případ vzpěru druhého druhu, kdy  $n=1$  [14].

Největší vzpěrná síla vychází 26478,299N pro segment I a pro II je rovna 101046,45N. Tyto síly je nutné vynásobit součinitelem bezpečnosti 1,5 [2]. Za délku vzpěru je dosazena délka druhého segmentu,  $l_1 = 850\text{mm}$  a u prvního  $l_{1AB} = 100$  Je spočítán minimální kvadratický moment pro tuto sílu, tedy je dosazena zatěžující síla, jako síla kritická pro vzpěr. Dle tohoto kvadratického momentu je dále vybrána příslušná trubka.

$$I: \quad 1,5F_{kr} = n \frac{\pi^2 E J_{min}}{4 \cdot l^2} \rightarrow J_{min} = n \frac{1,5 \cdot F_{kr} \cdot 4l^2}{\pi^2 E} = \quad (7.6.)$$

$$= 1 \frac{1,5 \cdot 26478,299 \cdot 100^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 201,21 \text{mm}^4$$

$$II: \quad 1,5F_{kr} = n \frac{\pi^2 E J_{min}}{4 \cdot l^2} \rightarrow J_{min} = n \frac{1,5 \cdot F_{kr} \cdot 4l^2}{\pi^2 E} = \quad (7.7.)$$

$$= 1 \frac{1,5 \cdot 101046,45 \cdot 850^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 55477,953 \text{mm}^4$$

Při použití trubek s větším kvadratickým momentem než  $J_{min} = 55477,953 \text{mm}^4$  se bude jednat o pevnostní problém, nikoliv o stabilitní a proto lze psát vztah 7.8. Za modul průřezu bylo dosazeno podle vzorce v [15]. Výpočet byl proveden v excelu, kde byl iterován pro výsledné navržené trubky pro jednotlivé segmenty zvlášť. Maximální ohybový moment a maximální vnitřní síla jsou shodně vynásobeny při výpočtu součinitelem bezpečnosti 1,5. Pro segmentu I je navržena TR KR 20x2. U TR KR 38x2,5 vychází jistota, ale bohužel jí není možné použít. Její kvadratický moment je pouze  $44140,11 \text{mm}^4$  (příloha 2) a tedy je menší než spočtený  $J_{min}$ . Z těch, které pak vychází se jeví optimální TR KR40x3 s kvadratickým momentem  $60066,466 \text{mm}^4$ . Pro trubky je podle vztahu 7.9. vypočtena příslušná jistota k. Výsledky jsou uvedeny v tab.23

$$I; II: \quad \sigma = \sigma_O + \sigma_T = \frac{1,5 \cdot M_{Omax}}{W_O} + \frac{1,5 \cdot F}{A} = \frac{1,5 \cdot M_{Omax}}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}} + \frac{1,5 \cdot F}{\frac{\pi(D - d)^2}{4}} \quad (7.8.)$$

I; II:

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_D} \quad (7.9.)$$

Veličina	Segment	TR KR 20x2	TR KR 38x2,5	TR KR 40x3
$\sigma_O$ [MPa]	I	313,271	32,91	24,184
	II	1912,693	200,931	147,655
$\sigma_T$ [MPa]	I	351,179	142,45	113,896
	II	-1340,17	-543,618	-434,65
$\sigma$ [MPa]	I	664,45	175,36	138,08
	II	3252,863	744,549	582,305
k [-]	I	<b>1,121</b>	4,248	5,395
	II	0,229	<b>1,001</b>	<b>1,279</b>

Tab.23 Napětí a jistoty pro navržené trubky u nosníku č. 1

Pro navržené trubky je nyní potřeba provést zpětně kontrolu, jestli byl předpoklad správný a výpočet se pohybuje v Eulerově oblasti. Porovnává se štíhlost prutu s mezní štíhlostí a kritické napětí s napětí v mezi úměrnosti. Pokud kontrola nevyjde jedná se o tzv. nepružný vzpěr pro nějž je nejjednodušší výpočet podle Tetmajera, který počítá kritické napětí jako přímkou. [14;15] Mez úměrnosti je obtížně zjistitelná. U materiálů s nevýraznou mezí kluzu je téměř totožná s mezí kluzu a mezí elasticity. Materiál AISI 4340 do této kategorie také patří, proto je přistoupeno ke zjednodušení a je předpokládá se, že  $\sigma_u \approx R_e 470 \text{MPa}$ . V takovém případě je kritické napětí totožné s napětím meze úměrnosti, a podmínka je splněna. Pro segment II štíhlost vychází téměř totožná, a proto se jedná o hraniční oblast, kde ještě lze při zjednodušení předpokládat platnost Eulerových vzorců.

Pro segment I:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{850}{\sqrt{\frac{60066,466}{348,72}}} = 64,765 \quad (7.10.)$$

$$\lambda_M = \pi \sqrt{\frac{nE}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{1.2 \cdot 10^5}{470}} = 64,8 \quad (7.11.)$$

$$\lambda \approx \lambda_M \quad (7.12.)$$

$$\begin{aligned} \sigma_u = 470 \text{MPa} \geq \sigma_{kr} &= R_e - (R_e - \sigma_u) \frac{\lambda}{\lambda_M} \\ &= 470 - (470 - 470) \frac{67,556}{64,8} = 470 \text{MPa} \end{aligned} \quad (7.13.)$$

Pro segment II:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{100}{\sqrt{\frac{4636,991}{113,097}}} = 15,62 \quad (7.14.)$$

$$\lambda_M = \pi \sqrt{\frac{nE}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^5}{470}} = 64,8 \quad (7.15.)$$

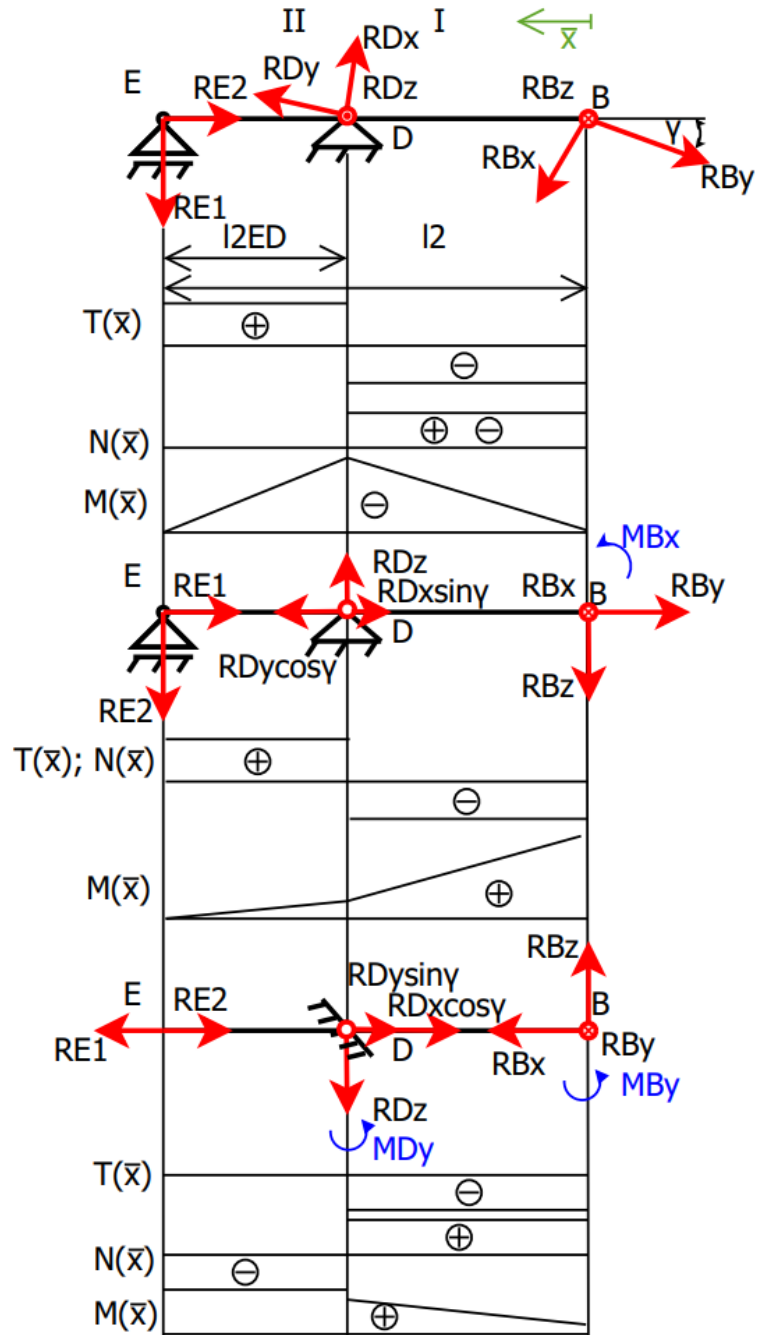
$$\lambda < \lambda_M \quad (7.16.)$$

Výpočet je mimo Eulerovu oblast, a proto je potřeba tuto trubku přepočítat podle Tetmajera. Výpočet i pro stejnou trubku 20x2 vychází s jistotou 3,3. Síla kritická je porovnávána se silou zatěžující vynásobenou o součinitel bezpečnosti 1,5.

$$F_{kr} = \sigma_{kr} A = 470 \cdot 113,097 = 53155,748 > 1,5 \cdot 26478,299 \quad (7.17.)$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{531155,748}{1,5 \cdot 26478,299} = 1,338 \quad (7.18.)$$

7.1.2. Prut 2



Obr.43 Namáhání prutu 2

Pro průběh vnitřní síly lze psát pro všechny průřěty:

$$I: \quad N(\bar{x}) = -R_{By} \cos \gamma + R_{Bx} \sin \gamma \quad (7.19.)$$

$$II: \quad N(\bar{x}) = -R_{By} \cos \gamma + R_{Bx} \sin \gamma - R_{Dx} \sin \gamma + R_{Dy} \cos \gamma \quad (7.20.)$$

Pro segment I  $\bar{x} \in \langle 0; 275 \rangle = \langle 0; l_2 - l_{2ED} \rangle$  a pro II  $\bar{x} \in \langle 275; 375 \rangle = \langle l_2 - l_{2ED}; l_2 \rangle$ . Pro ohybový moment v rovině XY platí:

$$I: \quad M(\bar{x}) = -(R_{Bx} \cos \gamma + R_{By} \sin \gamma) \bar{x} \quad (7.21.)$$

$$II: \quad M(\bar{x}) = -(R_{Bx} \cos \gamma + R_{By} \sin \gamma) \bar{x} + (R_{Dx} \cos \gamma + R_{Dy} \sin \gamma) (\bar{x} - (l_2 - l_{2ED})) \quad (7.22.)$$

Pro rovinu YZ:

$$I: \quad M(\bar{x}) = -R_{Bz} \bar{x} + M_{Bx} \quad (7.23.)$$

$$II: \quad M(\bar{x}) = -R_{Bz} \bar{x} + M_{Bx} + R_{Dz} (\bar{x} - (l_2 - l_{2ED})) \quad (7.24.)$$

Pro rovinu XZ:

$$I: \quad M(\bar{x}) = R_{Bz} \bar{x} + M_{By} \quad (7.25.)$$

$$II: \quad M(\bar{x}) = R_{Bz} \bar{x} + M_{By} - R_{Dz} (\bar{x} - (l_2 - l_{2ED})) + M_{Dy} = 0 \quad (7.26.)$$

Obdobně jako pro nosník č.1 je nejdříve vypočten minimální kvadratický moment  $J_{\min}$  pro Eulerovu oblast vzpěru. Jsou počítány tři případy a to pro vzpěrnou výslednici sil  $R_{By}$  a  $R_{Bx}$  u segmentu I ( $l_{2BD}=275\text{mm}$ ). Ta je počítána v rovnici 7. a je do ní dosazeno z tab.21, čímž se dostanou výsledky uvedené v tab.25.  $R_B$  je vzpěrnou silou pokud vyjde záporná. Dále pro  $R_{E1}$  a  $R_{E2}$  u části II ( $l_{2ED}=100\text{mm}$ ). Vzhledem k tomu, že namáhají vzpěrem stejnou část je použito při výpočtu pouze té větší dle tab.21, tj.  $R_{E1}=420395,9\text{N}$ . Dle průmětu nosníku do roviny XZ (obr.43) je uvažován vzpěr prvního typu,  $n=1/4$ , u první části. U zjednodušení v tomto průmětu by se jednalo o stejný případ, ale podle dvou zbylých se jedná o druhý typ vzpěru, kde  $n=1$ , jelikož toto číslo bude mít za následek větší potřebný kvadratický moment a je záhodno se pohybovat na straně bezpečnosti, je použito této hodnoty. Nejprve výpočet  $R_B$  podle vztahu 7.27., hodnoty po dosazení jsou v tab.24.

$$R_B = -R_{By} \cos \gamma + R_{Bx} \sin \gamma \quad (7.27.)$$

	Vodorovné	Boční dovnitř	Boční vně	S velkým úhlem	Brždění
RB [N]	-3101,06	3858,062	1392,121	<b>-146043,203</b>	-6339,707

Tab.24 Hodnoty výslednice vzpěrné RB

$$I: \quad 1,5F_{kr} = n \frac{\pi^2 E J_{min}}{4 \cdot l^2} \rightarrow J_{min} = n \frac{1,5 \cdot F_{kr} 4l^2}{\pi^2 E} = \quad (7.28.)$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \frac{1,5 \cdot 146043,203 \cdot 275^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 2098,207 mm^4$$

$$II: \quad 1,5F_{kr} = n \frac{\pi^2 E J_{min}}{4 \cdot l^2} \rightarrow J_{min} = n \frac{1,5 \cdot F_{kr} 4l^2}{\pi^2 E} \quad (7.29.)$$

$$= 1 \cdot \frac{1,5 \cdot 420395,9 \cdot 100^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 3194,626 mm^4$$

Za stejného předpokladu použití trubek o větším kvadratickém momentu lze použít opět rovnice 7.8 a 7.9. Maximální ohybový moment může pak být u roviny XY v bodě D, u XZ a YZ buď v B nebo D. Výsledky získané dosazením z tab.21 do odvozených průběhů dostaneme tab.25 a výsledné napětí s jistotou pro navržené trubky v tab.26.

Veličina	Rovina	x	Vodorovné	Boční dovnitř	Boční vně	S velkým úhlem	Brždění
N(X) [N]	XY; YZ; XZ	275	-3101,064	3858,06 2	1392,12 1	<b>-146043,203</b>	-6339,71
		375	0	0	0	0	0
Momax(X) [Nm]	XY	275	-1630,241	573,654	206,994	<b>-42039,589</b>	-2223,72
		275	1846,958	92,819	1330,15 8	1310,22	838,204
	0	2730,285	137,21	1966,32	1936,847	1239,084	
	XZ	275	3613,613	181,601	2602,48 2	2563,474	1639,964
		0	2730,285	137,21	1966,32	1936,847	1239,084

Tab. 25 Maximální ohybové momenty a vnitřní síly v nosníku č. 2

Veličina	TR KR 57x2,9	TR KR 48,3x4,05	TR KR 40x5
$\sigma_O$ [MPa]	174,351	226,904	367,039
$\sigma_T$ [MPa]	444,455	389,094	398,46
$\sigma$ [MPa]	618,806	615,998	765,499
k [-]	<b>1,212011519</b>	1,217536421	0,979753076

Tab.26 Napětí a jistoty pro navržené trubky u nosníku č. 2

V tab.26 je uvedeno vícero rozměrů trubek. S rozměry 40x5 jen těsně nevychází. TR KR 48,3x4,05 také vychází, ale má větší hmotnost na jednotku délky (příloha 2) než TR KR 57x2,9 ( $J=180840,545\text{mm}^4$ ),  $3,869\text{kg/m}$  vs  $4,42\text{kg/m}$ , proto je volena druhá zmíněná. Pro navržené rozměry je opět zpětně nutné ověřit, jestli předpoklad o Eulerově oblasti byl správný.

$$I \quad \lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{275}{\sqrt{\frac{180840,545}{492,884}}} = 14,367 \quad (7.30.)$$

$$II \quad \lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{100}{\sqrt{\frac{180840,545}{492,884}}} = 5,221 \quad (7.31.)$$

$$I \quad \lambda_M = \pi \sqrt{\frac{nE}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \frac{2 \cdot 10^5}{470}} = 32,4 \quad (7.32.)$$

$$II \quad \lambda_M = \pi \sqrt{\frac{nE}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{1 \cdot 2 \cdot 10^5}{470}} = 64,8 \quad (7.32.)$$

$$I; II \quad \lambda < \lambda_M \quad (7.30.)$$

Výpočet je mimo Eulerovu oblast pro obě oblasti nosníku, a proto je potřeba tuto trubku přepočítat podle Tetmajera. Výpočet pro trubku 57x2,9 nevychází. Při použití stejné tepelné úpravy (žíhání) u materiálu AISI 4340 vychází až trubka TR KR 95x5 (rce. 7.31 a 7.32). Jejíž rozměr je značný, proto je nabídnuta varianta s kalenou a popuštěnou trubicí z materiálu AISI 4340 o vyšších pevnostech,  $R_m=1793\text{MPa}$  a  $R_e=1496\text{MPa}$  (rce. 7.33 a 7.34). Navržen je stejný rozměr.



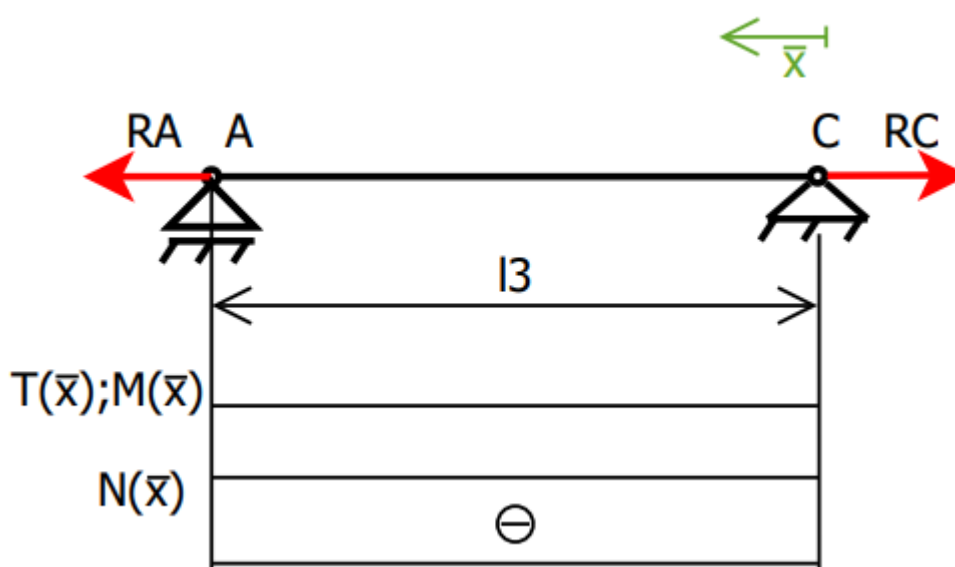
$$F_{kr} = \sigma_{kr}A = 470.1413,717 = 664446,846 > 1,5.420395,9 \quad (7.31.)$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{664446,846}{1,5.420395,9} = 1,054 \quad (7.32.)$$

$$F_{kr} = \sigma_{kr}A = 1496.492,884 = 737355,169 > 1,5.420395,9 \quad (7.31.)$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{737355,169}{1,5.420395,9} = 1,17 \quad (7.32.)$$

### 7.1.3. Prut 3



Obr.44 Namáhání prutu 3

Pro přistání s velkým úhlem náběhu s krit. MTOM vychází síla  $R_A$  respektive  $R_C$  -22640N, tedy namáhání vzpěrem. Konkrétně zde o vzpěr druhého typu. Pro přistání s bočním zatížením tyto síly vychází 1808,796N a tudíž se jedná o namáhání tahem. Pro případ tahu platí:

$$\sigma_{TD} \geq \frac{1,5R_A}{A} \quad (7.33.)$$

$$A \geq \frac{1,5R_A}{\sigma_{TD}} = \frac{1,5.1808,796}{745} = 3,642mm^2 \quad (7.34.)$$

$$F_{kr} = n \frac{\pi^2 E J_{min}}{l^2} \rightarrow J_{min} = 1 \frac{1,5 \cdot F_{kr} l^2}{\pi^2 E} = \frac{1,5 \cdot 22640 \cdot 470^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} \quad (7.35.)$$

$$= 3800,438 \text{ mm}^4$$

K vypočtenému minimálnímu kvadratickému momentu vychází velmi blízko, dle přílohy 2, TR KR 20x1,5 s kvadratickým momentem  $J=3754,154 \text{ mm}^4$  s jednotkovou hmotností 0,684kg/m, nebo 18x2,5  $J=3751,0134 \text{ mm}^4$  a s 0,956kg/m. Ani jedna jen těsně nevyhází a bylo by možné o nich uvažovat. Jako nejlepší vůči hmotnosti, která vychází, a proto se jeví TR KR 20x2 s  $J=4636,991 \text{ mm}^4$  a s 0,888kg/m. Jejich plochy průřezu jsou zcela dostatečné pro namáhání v tahu.

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{470}{\sqrt{\frac{4636,991}{113,09}}} = 73,4 \quad (7.36.)$$

$$\lambda_M = \pi \sqrt{\frac{nE}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5}{470}} = 29,173 \quad (7.37.)$$

$$\lambda > \lambda_M \quad (7.38.)$$

#### 7.1.4. Shrnutí podkapitoly 7.1.

V tabulce 27 jsou shrnuty navržené rozměry trubek dle výpočtů, které byly provedeny. Pro výpočetní délky jsou uvedeny jejich hmotnosti. Hmotnost skutečných trubek bude větší například o hmotnost vidlice. Ikdyž je pro nosník číslo 2 zvolena trubka kruhová 57x2,9 je pro zajímavost uvedena i ta s rozměrem 95x5 pro žíhanou variantu AISI 4340.

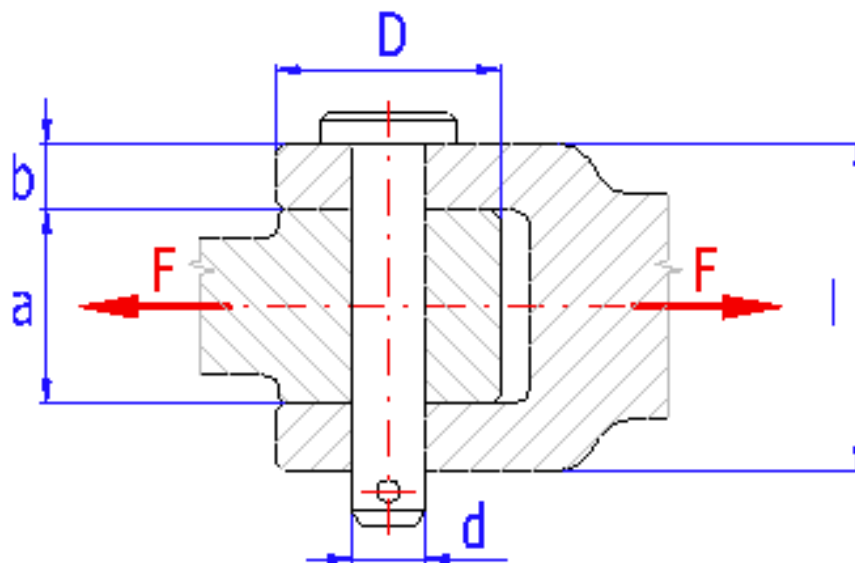
Nosník	Segment	Tr KR [mm]	[kg/m]	l [mm]	m [kg]
1	I	20x2	0,888	100	0,089
	II	40x3	2,737	850	2,326
2	I	57x2,9	3,869	275	1,064
	II			100	0,387
	I, II	95x5	11,098	375	4,162
3	I	20x1,5	0,684	470	0,321

Tab. 27 Navržené rozměry trubek s hmotnostmi

## 7.2. Návrh čepových spojů

### 7.2.1. Návrh válcových axiálních čepů

Válcový axiální čep je navrhován na ohybové namáhání. Zároveň se ještě kontroluje při výpočtu na otláčení stykových ploch a smyk čepu. Při výpočtu se přistupuje ke kolíku jako k nosníku na dvou podpěrách při spojitém zatížení břemenem, jehož délka je rovna rozměru  $a$  (obr.45), šířka táhla. Při zjednodušení je někdy toto břemeno nahrazeno buď dvěma silami nebo dokonce jen jednou působící ve středu nosníku. [12; 13; 16]



Obr.45 Spoj vidlice s táhlem čepu [13]

Pro osové zajištění čepů se volí obvykle buď pojištění, ale existují i další kombinace [16]:

- a) závlačkami a podložkami.
- b) Zajištění hladkého čepu pojistnými třmenovými kroužky
- c) Zajištění čepu s hlavou pojistným kroužkem
- d) Zajištění čepu s hlavou a závitěm maticí s podložkou

Za možnou variantu, která by šla použít, lze navrhnout upravenou variantu d s dvěma maticemi. Přidáním druhé matice by se zajistilo, že se první nepovolí. Lze zajisté navrhnout i jiné vhodné řešení, ale s jistotou lze říci, že neupravené první tři varianty jsou nedostačující.

### 7.2.1.1. Bod B

Síla na který musí být spoj dimenzován v tomto případě je reakce  $R_B$  jenž je největší pro přistání s velkým úhlem náběhu pro krit. MTOM. Síla, kterou je čep namáhán je složena pouze ze dvou složek a to z  $R_{Bx}$  a  $R_{By}$ . V dřívějších zjednodušeních se nepředpokládá  $R_{Bz}$ , že bude přenášena. Velikost  $R_B$  z jejich složek spočteme jako velikost vektoru a získanou hodnotu je potřeba vynásobit součinitelem bezpečnosti 1,5:

$$\begin{aligned} 1,5R_B &= 1,5\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 1,5\sqrt{114616,3^2 + 177655,1^2} & (7.39.) \\ &= 1,5 \cdot 211419,561 = 317129,342N \end{aligned}$$

Pro výpočet čepu bylo použito demoverze konstrukčního řešiče MITCalc. Při volbě rozměrů bylo postupováno podle empirických vzorců v návodu MITCalc [13], které se příliš neliší od těch uvedených v [12;17].

$$a \approx (1,5 \text{ až } 1,7)d \rightarrow a = 1,5d = 135mm \quad (7.40.)$$

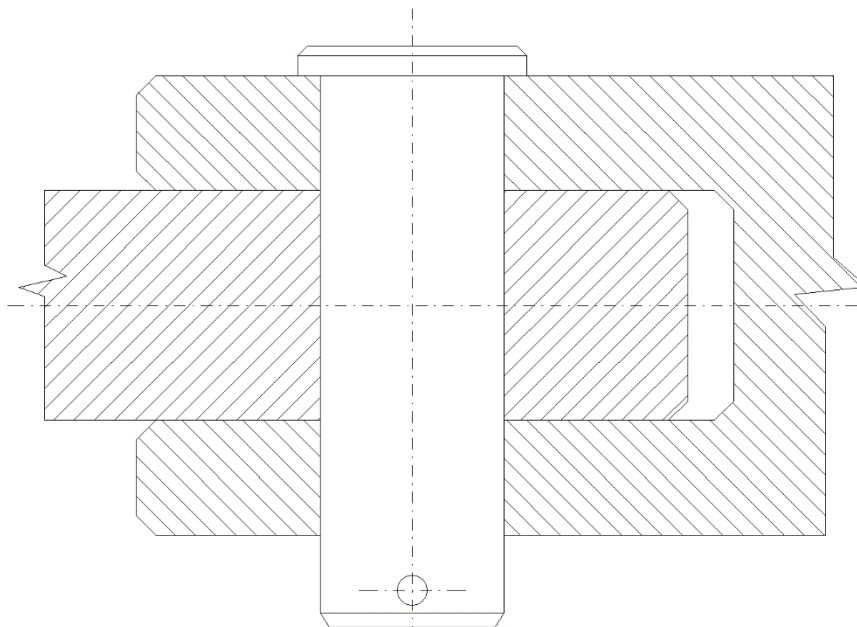
$$b \approx (0,3 \text{ až } 0,5)a \rightarrow b = 0,33a = 45mm \quad (7.41.)$$

$$l \approx (2 \text{ až } 2,5)d \rightarrow l = 2,88d = 260 \quad (7.42.)$$

$$D \approx (2,5)d \text{ pro ocel} \rightarrow D = 2d = 180mm \quad (7.43.)$$

Pro výpočet byly voleny čepy s hlavou a dírou pro závlačku ČSN EN 22341 z povrchově kalené oceli o pevnosti v tahu 700MPa a HRC 45 až 53. Šířka táhla  $a=135mm$ , šířka vidlice  $b=45mm$ . Výsledný čep, pak vychází s délkou s průměrem 90mm a délkou 260mm. Délka vychází větší než doporučená, kvůli normované délce. Nejmenší, která vychází je 225mm. Pro rozměr D bylo ustoupeno od doporučené hodnoty 2,5d pro ocel, kvůli zajištění nekolidující konstrukce při změnách polohy podvozku. Při kontrolách pak vychází

bezpečnost na smyk 4,1, u ohybu 1,28, pro otláčení čep-vidlice 1,02 a čep-táhlo 1,53. Nastavení a výsledné hodnoty jsou zachyceny v příloze 3. Lze navrhnout i menší čep ale nebylo by dodrženo ostatních empirických doporučení na rozměry spoje pro daný materiál. Spoj je vykreslený v měřítku na obr.46.



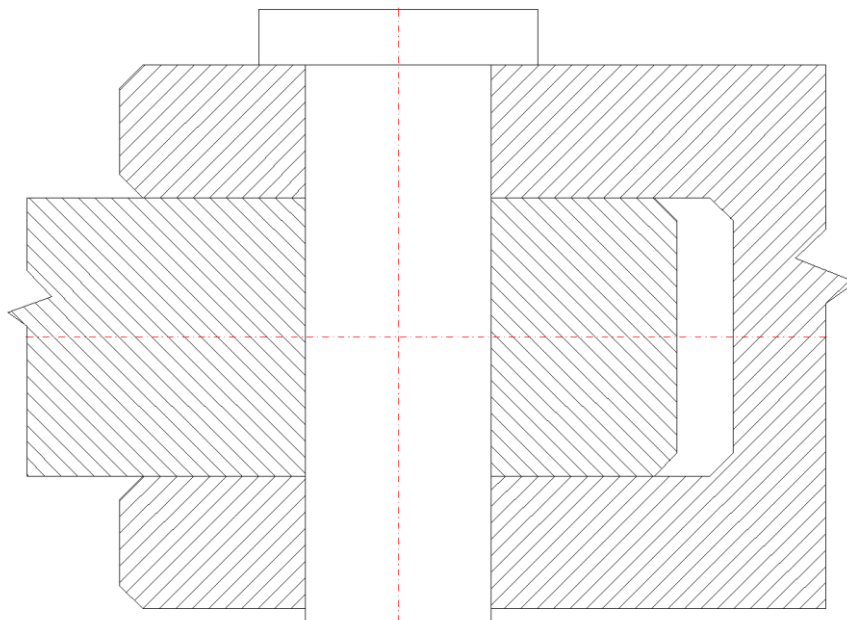
Obr. 46 Čep v bodě B

#### 7.2.1.2. Bod D

Obdobně jako u bodu B je přistoupeno k výpočtu v bodě D. Složky síly jsou zase největší pro přistání s velkým úhlem náběhu pro MTOM krit a to  $R_{Dx}=523430,9N$  a  $R_{Dy}=27651,9N$ .

$$\begin{aligned}
 1,5R_D &= 1,5\sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = 1,5\sqrt{523430,9^2 + 27651,9^2} & (7.44.) \\
 &= 1,5 \cdot 524160,791 = 786241,186N
 \end{aligned}$$

Pro výpočet byl volen vlastní čep, jelikož ČSN EN 22341 nabízí pouze maximální průměr čepu 100mm. Byl volen materiál jako povrchově kalená ocel o pevnosti v tahu 700MPa a HRC 45 až 53. Šířka táhla  $a=210\text{mm}$ , šířka vidlice  $b=100\text{mm}$ . Výsledný čep, pak vychází s délkou s průměrem 140mm a délkou 420mm. U rozměru D bylo přistoupeno, jako v předchozím případě k jeho zmenšení ze stejného důvodu, zajištění pohyblivosti podvozku v celém rozsahu. Při kontrolách pak vychází bezpečnost na smyk 3,92, u ohybu 1,07, pro otlačení čep-vidlice 1,42 a čep-táhlo 1,50. Nastavení a výsledné hodnoty jsou zachyceny v příloze 4. Spoj je vykreslený v měřítku na obr.47 a empirické vzorce vyčísleny pod ním.



Obr. 47 Čep v bodě D

$$a \approx (1,5 \text{ až } 1,7)d \rightarrow a = 1,5d = 210\text{mm} \quad (7.45.)$$

$$b \approx (0,3 \text{ až } 0,5)a \rightarrow b = 0,5a = 100\text{mm} \quad (7.46.)$$

$$l \approx (2 \text{ až } 2,5)d \rightarrow l = 3d = 420\text{mm} \quad (7.47.)$$

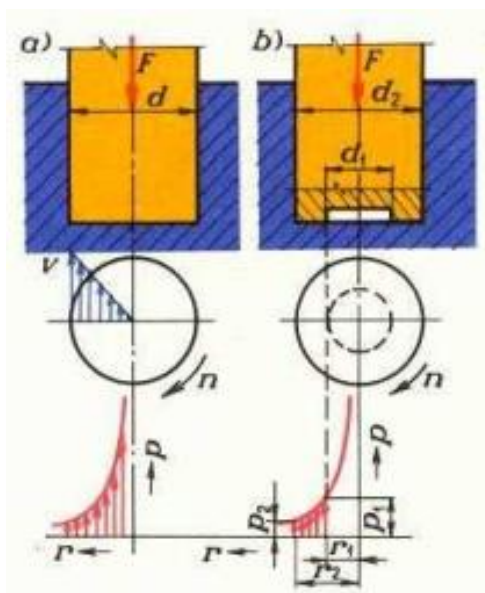
$$D \approx (2,5)d \text{ pro ocel} \rightarrow D = 2d = 280\text{mm} \quad (7.48.)$$

### 7.2.1.1. Návrh kulových čepů

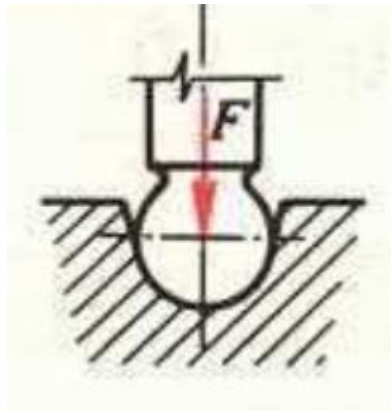
Kulové čepy jsou uvažovány pro body A a C. Síla na ně působící je silou  $R_A$ , respektive  $R_C$ , které jsou si rovny v absolutní hodnotě a působí ve směru nosníku. Tudíž návrh pro oba je totožný. Je nutné také pamatovat na to, že sílu je potřeba vynásobit součinitelem bezpečnosti 1,5. Čep je namáhán axiálně dle rozdělení v [16]. K výpočtu se zde píše, že jsou navrhovány na tlak a na otláčení. Dále, že se výpočetní kontrola dělá pouze pro otláčení a oteplení, jelikož napětí v tlaku bývá většinou malé. Je předpokládáno, že tento čep bude mazán. Výpočet je proveden dle postupu v [16]. Je zde navržena i konstrukční úprava, zdůvodněná takto:

*„Kluzná rychlost roste směrem k obvodu nosné plochy (obr.48a). Proto dochází na obvodu čepu k většímu opotřebení než uprostřed. Zaběhaná plocha je mírně klenutá, v okolí osy čepu nadměrně stoupá tlak a čep se zadírá. Tento nedostatek se odstraní vybráním střední části čepu (obr.48b).“*

([16]; Součásti k přenosu točivého a přímočarého pohybu, str.186)



Obr.48 Průběh rychlosti a tlaku u nožního čepu [16]



Obr.49 Kulový čep [16]

Kontrola tlaku. Za dovolený tlak otláčení pro vysokopevnostní ocel volím shodně s předešlými čepy 40MPa [16]. Poloměr navrženého čepu je 35mm a poloměr vybrání 5mm. Předpokládá se použití stejné vysokopevnostní oceli jako u nosníků, AISI 4340.

$$p_{max} = p_1 = \frac{F}{2\pi(r_2 - r_1)r_1} = \frac{1,5.22640}{2\pi(35 - 5)5} = 36,27MPa \leq p_d \quad (7.49.)$$

$$= 40MPa$$

Střední tlak:

$$p = \frac{F}{\frac{1}{4}\pi(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{1,5.22640}{\frac{1}{4}\pi(70^2 - 10^2)} = 9,008MPa \leq p_d \quad (7.50.)$$

$$= 40MPa$$

Kontrola čepu na oteplení, zde se kontroluje součin p.v. Ten je uvažován jako 2 (šedá litina), jelikož údaje pro vysokopevnostní ocel nejsou k dispozici[17]. Do výpočtu zde vstupují otáčky, které jsou neznámé. Lze, ale úvahou dojít k tomu, že při vysouvání i zasouvání podvozku nebude značná Samotný pohyb mezi polohami podvozku nebude příliš rychlý a čep při změně polohy neudělá ani celou otáčku. Do výpočtu lze dosadit 1 ot/s a i v takovém případě, kontrola vyjde s dostatečně velkou rezervou.:

$$v_s = \pi d_s n = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} n \quad (7.51.)$$



$$p \cdot v_s \leq (p \cdot v)_D \text{ [MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.52.)$$

$$9,008\pi \frac{0,01 + 0,07}{2} 1 = 1,132 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \leq (p \cdot v)_D$$

$$= 2 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Shrnuté rozměry navržených čepů jsou uvedeny v tab. 28.

Uložení	Typ	Rozměr
B	Válcový	KR90-260
D	Válcový	KR100-420
A; C	Kulový	KR70

Tab. 28 Navržené čepy

## 8. Hmotový rozbor

Z modelu podvozku vyhotoveném v CAD systému Inventor Professional 2021 byly odečteny hmotnosti jednotlivých částí s polohou jejich těžiště v souřadném systému letounu a jsou uvedeny v tab. 29. V této tabulce jsou uvedeny hodnoty pro jednu podvozkovou nohu. Celková hmotnost podvozku je tedy dvojnásobná. V modelu byly vymodelovány vidlice i čepy, ale bez pojištění. Kolo s jeho čepem, brzdou apod. nebylo zahrnuto. Totéž platí o tlumiči, který nebyl navrhován v této práci. Nad jeho reálnou podobou je otazník. Šlo by jít cestou pístitnice s tlumícími válci. Případně navrhnout pružnici v místo nosníku 1, který je dostatečně dlouhý a mohl by to umožnit. Ten je vymodelován včetně uložení čepu A a táhlem pro čep B. Toto uložení bylo vymodelováno pouze orientačně a je pravděpodobné, že ve skutečnosti by vycházelo o něco hmotnější. Součástí nosníku 2 je vidlice čepového spoje B s uložení pro čep D v podobě táhla. Vidlice čepu D s uložení čepu C je též vymodelována a zahrnuta do rozboru. Vidlice a táhla čepů válcových s uložení čepů kulových jsou vymodelována s co největší přesností, ale přesto orientačně. Při vysouvání a zasouvání nedochází ke kolizi, ale z modelu vychází několik důležitých upozornění. Tak jak je podvozek navrhnout, tak trubka mezi čepem A a B je zcela pohlcena do konstrukce uložení čepů. To samé se dá říci o trubce mezi body E a D.

Z tab. 29. je do očí bijící fakt, že čepové spoje válcové vychází naprosto masivní. U čepu B vychází nejmenší součinitel u kontroly na otláčení mezi čepem a vidlicí. Možné by tedy bylo jít cestou navrhnutí materiálu, který by byl v tomto parametru odolnější. V bodě D vychází nejmenší hodnota pro kontrolu na ohyb. Pevnějším materiálem by bylo tedy možné zlepšit výslednou hmotnost. Nicméně lze se domýšlet, že pokud by materiály neměli tyto parametry razantně lepší nedošlo by ani k výraznému snížení hmotnosti. Další cestou by bylo pokusit se snížit zatěžující síly v těchto bodech úpravou rozměrů podvozku, úpravou ramen momentů apod. Tato poslední zmíněná cesta asi skrývá největší potenciál pro snížení celkové hmotnosti.

Při neuvažování čepových spojů v bodech B a D a vyjítí z hmotností navržených trubek v tabulce 27, uvažováním hmotnosti nosníku 3 z tab. 29 a zahrnutím uložení čepů kulových vyjde hmotnost jedné podvozkové nohy 12,565kg. Hmotnost jedné podvozkové nohy se zahrnutím všech čepových spojů (vidlice, táhlo, čep) vychází v CAD programu závratných 301,526kg!

Součást	Hmotnost [kg]	Poloha těžiště [mm]			
		Vytaženo		Zataženo	
		X	Y	X	Y
Nosník 1	19,984	2156,834	1347,344	2394,47	1751,155
Nosník 2	100,622	2128,818	1828,528	2078,25	1834,184
Nosník 3	3,047	2312,384	1725,469	2245,818	1788,157
Čep B (KR 90x260)	12,984	3788,673	1678,877	1965,014	1703,899
Čep D (KR 140x420)	50,753	2111,322	1872,237	2111,322	1872,237
Vidlice D	113,391		1909,354		1909,354
Vidlice B	26,948	2156,834	1347,344	1980,327	1721,517
Uložení čepu C	0,745	2436,645	1855,891	2436,645	1855,891
Celá podvozková noha	301,526	2128,843	1784,814	2089,584	1853,832

Tab. 29 Hmotnosti s polohy těžišť



Obr.50 3D model podvozkových noh v jejich krajních polohách

## 9. Závěr

Ve vypracované práci byl navrhnout zatahovací podvozek pro rychlostní letoun s kinematikou, samotnými rozměry a byly dimenzovány jeho části bez tlumícího prvku. Podvozek byl navrhnout v souladu s předpisem UL-2 [2]. Na základě tohoto předpisu bylo spočítáno zatížení, které působí při různých druzích přistání a na něj byl podvozek dimenzován.

Pro nalezený návrh mechanismu s jeho krajními polohami je ukázáno, že i při omezených prostorových možnostech existuje řešení, které lze navrhnout bez většího vyčnívání z obrysu letounu. Samotné rozměry kruhových trubek a tedy i jejich hmotnosti vycházejí na předpisová zatížení přijatelně. Bylo by dokonce možné je ještě zmenšit například volbou varianty kalené a popuštěné materiálu AISI 4340. Kulové čepy vycházejí poměrně přijatelně především díky tomu, že táhlo mezi nimi nepřenáší takové síly. Největší nevýhodou zatahovatelného podvozku jsou výsledné nereálné rozměry čepů válcových. Ačkoliv byla provedena částečná optimalizace, stále vycházejí příliš enormní. Je otázkou, do jaké míry by se daly jejich rozměry ještě zmenšit. Nejistější cestou by bylo upravit rozměry nosníků při návrhu kinematiky. Celkovou změnou geometrie by se snad dalo docílit zmenšení sil a momentů, které musejí přenášet. Přesto lze konstatovat, že je zde jistý potenciál pro zatahovatelný podvozek.

## 10. Zdroje

- [1] VALENTA, Jakub: Diplomová práce - Koncepční návrh rychlostního letounu; Praha; 2019; dostupné online k 18.11.2020: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/84757/F2-DP-2019-Valenta-Jakub-Diplomova%20prace%20-%20Koncepni%20navrh%20rychlostniho%20letounu.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>
- [2] Požadavky letové způsobilosti SLZ: Ultralehké letouny řízené aerodynamicky, Letecká amatérská asociace ČR, vydání 1., Praha 2019; dostupné online k 18.11.2020: [http://www.laacr.cz/SiteCollectionDocuments/predpisy/UL2%20%C4%8D%C3%A1st%20I\\_26.3.2019.pdf](http://www.laacr.cz/SiteCollectionDocuments/predpisy/UL2%20%C4%8D%C3%A1st%20I_26.3.2019.pdf)
- [3] BENEŠ, Libor: Přednášky předmětu Materiály pro leteckou techniku; dostupné online k 6.12.2020: <http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet.html>
- [4] MIL-HDBK-5J Metallic materials and element for aerospace vehicle structures, Department of Defense, United states of America; 31. ledna 2003; dostupné online k 6.12.2020: [http://everyspec.com/MIL-HDBK/MIL-HDBK-0001-0099/MIL\\_HDBK\\_5J\\_139/](http://everyspec.com/MIL-HDBK/MIL-HDBK-0001-0099/MIL_HDBK_5J_139/)
- [5] CABRNOCH, Bohuslav: Přednášky předmětu Technologie výroby letadlové a kosmické techniky, zimní semestr akademického roku 2020/2021
- [6] VRBKA, Jan: Mechanika kompozitů; Ústav těles, mechatroniky a biomechaniky, Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně; Brno; 2008; dostupné online k 8.4.2021: <https://www.vut.cz/studenti/predmety/detail/136273?apid=136273>
- [7] Přednášky předmětu Kompozitní materiály; Ústav materiálového inženýrství FS.

- [8] JEDINÍK, Petr: Diplomová práce - Analýza mechanických vlastností kompozitů vyrobených technologií HP-RTM; Liberec; 2017; dostupné online k 8.4.2021: [https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/150949/Diplomova\\_prace\\_2017\\_Petr\\_Jedinak.pdf?sequence=1&isAllowed=n](https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/150949/Diplomova_prace_2017_Petr_Jedinak.pdf?sequence=1&isAllowed=n)
- [9] Informace od dodavatel AISI 4340 LINKUN METAL SUPERMARKETS dostupné online k 25.8.2021: <http://cz.lksteelpipe.com/4340-alloy-steel-bar>
- [10] Informace od dodavatel AISI 4340 XL METAL s.r.o.; dostupné online k 25.8.2021: <https://www.xlmetal.cz/materialy/nerezova-ocel/aisi/4340.html>
- [11] ŘEZNÍČEK, Jan: Pružnost pevnost I přednášky, Fakulta strojní ČVUT v Praze, Praha; 2018; 9. přepracovaná a doplněná verze
- [12] ZELENÝ, Jiří: Stavba strojů – strojní součásti, Učebnice pro střední průmyslové školy; Computer Press; Brno; 2003; Vydání druhé; ISBN 80-726-311-0
- [13] Návod řešiče MITCalc, dostupný online k 25.8.2021: <https://www.mitcalc.com/doc/help/cz/index.htm>
- [14] ŘEZNÍČEK, Jan: Pružnost pevnost II komentované přednášky, Fakulta strojní ČVUT v Praze, Praha; 2009; dostupné online k 25.8.2021: [http://users.fs.cvut.cz/~simunale/PP\\_II\\_600\(2\).pdf](http://users.fs.cvut.cz/~simunale/PP_II_600(2).pdf)
- [15] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; Strojnické tabulky, Albra; Úvaly; 2008; čtvrté doplněné vydání; ISBN 978-80-7361-051-7
- [16] KRÍŽ, Rudolf a kol.: Stavba a provoz strojů I, části strojů; SNTL – nakladatelství; Praha; 1977
- [17] Materiálové vlastnosti oceli AISI 4340 v žíhaném stavu; dostupné online k 25.8.2021: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6772>

- [18] Obrázek F3F3; dostupné online k 20.11.2020 <https://www.scalemodellingnow.com/aircraft-revell-monogram-grumman-f3f3-to-g32a-build-review>
- [19] Obrázek F2a; dostupné online k 20.11.2020 <https://drawingdatabase.com/brewster-f2a-buffalo/>
- [20] Obrázek F4F; dostupné online k 20.11.2020 <https://www.pinterest.cl/pin/796785359043610552/>
- [21] Obrázek PBY 5A Catalina; dostupné online k 20.11.2020 [https://www.google.com/search?q=pby+catalina&sxsrf=ALeKk028D008kf4kRkoG8OV0UxutuWZuKg:1606984102895&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=2ahUKEwiChvOksrHtAhVU8uAKHZY2AtAQ\\_AUoAXoECAYQAw&biw=1920&bih=903#imgrc=sdQEn9ea73iMqM](https://www.google.com/search?q=pby+catalina&sxsrf=ALeKk028D008kf4kRkoG8OV0UxutuWZuKg:1606984102895&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=2ahUKEwiChvOksrHtAhVU8uAKHZY2AtAQ_AUoAXoECAYQAw&biw=1920&bih=903#imgrc=sdQEn9ea73iMqM)
- [22] Obrázek F16; dostupné online k 20.11.2020 [https://www.google.com/search?q=F-16+Fighting+Falcon+landing+gear&tbm=isch&ved=2ahUKEwjIkszBsrHtAhWKOuwKHQ9OBSQQ2-cCegQIABAA&oq=F-16+Fighting+Falcon+landing+gear&gs\\_lcp=CgNpbWcQAzIECAAQE1CAFViAFWD3I2gAcAB4AIABfIgfBfJIBAzAuMZgBAKABAaoBC2d3cy13aXotaW1nwAEB&sclient=img&ei=46HIX4iVBIr1sAePnJWgAg&bih=903&biw=1899&hl=cs#imgrc=4frB4ZDF9IJFXM](https://www.google.com/search?q=F-16+Fighting+Falcon+landing+gear&tbm=isch&ved=2ahUKEwjIkszBsrHtAhWKOuwKHQ9OBSQQ2-cCegQIABAA&oq=F-16+Fighting+Falcon+landing+gear&gs_lcp=CgNpbWcQAzIECAAQE1CAFViAFWD3I2gAcAB4AIABfIgfBfJIBAzAuMZgBAKABAaoBC2d3cy13aXotaW1nwAEB&sclient=img&ei=46HIX4iVBIr1sAePnJWgAg&bih=903&biw=1899&hl=cs#imgrc=4frB4ZDF9IJFXM)
- [23] Obrázek He-162; dostupné online k 22.11.2020 <http://www.aircraftaces.com/heinkel-162.htm>
- [24] Obrázek F-111; dostupné online k 22.11.2020 [https://en.wikipedia.org/wiki/General\\_Dynamics%E2%80%93Grumman\\_F-111B#/media/File:F-111B\\_CVA-43\\_approach\\_July1968.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/General_Dynamics%E2%80%93Grumman_F-111B#/media/File:F-111B_CVA-43_approach_July1968.jpg)

- [25] Obrázek BD-5; dostupné online k 22.11.2020  
<https://www.pinterest.co.uk/pin/741123682404274243/>
- [26] Obrázek letounu Shark; dostupné online k 22.11.2020  
<https://www.pilotmix.com/sportshark>
- [27] Obrázek letounu Risen; dostupné online k 22.11.2020  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Swiss\\_Excellence\\_Risen#/media/File:Swiss\\_Excellence\\_Risen.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/Swiss_Excellence_Risen#/media/File:Swiss_Excellence_Risen.jpg)
- [27] Webové stránky dodavatelel ocelových trubek AKROS, s.r.o. dostupné online k 1.9.2020 <https://www.akros.cz/>



# Přílohy

## Příloha 1: Svařitelnost hliníkových slitin

**Table 3.1.3.4(a). Fabrication Weldability of Wrought Aluminum Alloys**

MIL-HDBK-5 Section No.	Alloy	Tempers	Weldability <sup>ab</sup>	
			Inert Gas Metal or Tungsten Arc	Resistance Spot <sup>c</sup>
3.2.1	2014	O T6, T62, T651, T652, T6510, T6511	C B	D B
3.2.2	2017	T4, T42, T451	C	B
3.2.3	2024	O T3, T351, T361, T4, T42 T6, T62, T81, T851, T861 T8510, T8511, T3510, T3511	D C C C	D B B B
3.2.4	2025	T6	C	B
3.2.5	2090	T83	B	B
3.2.6	2124	T851	C	B
3.2.7	2219	O T62, T81, T851, T87, T8510, T8511	A A	B-D A
3.2.8	2618	T61	C	B
3.2.9	2519	T87	A	...
3.5.1	5052	O H32, H34, H36, H38	A A	B A
3.5.2	5083	O H321, H323, H343, H111, H112	A A	B A
3.5.3	5086	O H32, H34, H36, H38, H111, H112	A A	B A
3.5.4	5454	O H32, H34, H111, H112	A A	B A
3.5.5	5456	O H111, H321, H112	A A	B A
3.6.1	6013	T6	A	A
3.6.2	6061	O T4, T42, T451, T4510, T4511, T6 T62, T651, T652, T6510, T6511	A A A A	B A A A
3.6.3	6151	T6	A	A
3.7.1	7010	All	C	B
3.7.2	7040	All	C	B
3.7.3	7049	All	C	B
	7149			
3.7.4	7050	All	C	B
3.7.5	7055			
3.7.6	7075	All	C	B
3.7.7	7150	All	C	B
3.7.8	7175	All	C	B
3.7.9	7249			
3.7.10	7475	All	C	B

a Ratings A through D are relative ratings defined as follows:

A - Generally weldable by all commercial procedures and methods.

B - Weldable with special techniques or for specific applications which justify preliminary trials or testing to develop welding procedures and weld performance.

C - Limited weldability because of crack sensitivity or loss in resistance to corrosion and mechanical properties.

D - No commonly used welding methods have been developed.

b When using filler wire, the wire should contain less than 0.0008 percent beryllium to avoid toxic fumes.

c See AMS-W-6858 for permissible combinations.

Příloha 2: Charakteristiky vybraných kruhových trubek pro hustotu 7,85kg.mm<sup>-3</sup> [15; 27]

ØD [mm]	t [mm]	A [mm <sup>2</sup> ]	J [mm <sup>4</sup> ]	kg/m
14	1	40,841	867,865	0,321
14	1,5	58,905	1167,053	0,462
14	2	75,398	1394,867	0,592
14	2,5	90,321	1563,679	0,709
14	3	103,673	1684,679	0,814
15	1	43,982	1083,064	0,345
15	1,5	63,617	1467,173	0,499
15	2	81,681	1766,36	0,641
15	2,5	98,175	1994,175	0,771
15	3	113,097	2162,987	0,888
16	1	47,124	1331,25	0,37
16	1,5	68,33	1815,006	0,536
16	2	87,965	2199,115	0,691
16	2,5	106,029	2498,303	0,832
16	3	122,522	2726,117	0,962
16	4	150,796	3015,929	1,184
18	1	53,407	1936,007	0,419
18	1,5	77,754	2667,949	0,61
18	2	100,531	3267,256	0,789
18	2,5	121,737	3751,013	0,956
18	3,5	159,436	4434,309	1,252
18	4	175,929	4662,124	1,381
20	1	59,69	2700,984	0,469
20	1,5	87,179	3754,154	0,684
20	2	113,097	4636,991	0,888
20	2,5	137,445	5368,933	1,079
20	3,5	181,427	6451,997	1,424
20	4	201,062	6836,106	1,578
20	5	235,619	7363,108	1,85
22	1	65,973	3645,033	0,518
22	1,5	96,604	5101,897	0,758
22	2	125,664	6346,017	0,986
22	2,5	153,153	7399,187	1,202
22	3,5	203,418	9013,966	1,597
22	4	226,195	9613,274	1,776
25	2	144,513	9628,196	1,134
25	2,5	176,715	11320,78	1,387
25	3,5	236,405	14021,76	1,856
25	4	263,894	15074,93	2,072
25	5	314,159	16689,71	2,466
28	2	163,363	13885,84	1,282
28	2,5	200,277	16435,19	1,572
28	3,5	269,392	20625,29	2,115
28	4	301,593	22317,88	2,368
28	5	361,283	25018,86	2,836
30	2,5	215,984	20586,02	1,695
30	2,5	215,984	20586,02	1,695
30	3,5	291,383	26024,12	2,287

30	4	326,726	28261,77	2,565
30	5	392,699	31906,8	3,083
32	2	188,496	21300	1,48
32	4	351,858	35185,84	2,762
35	1,5	157,865	22189,9	1,239
35	2	207,345	28328,53	1,628
35	2,5	255,254	33900,98	2,004
35	3,5	346,361	43489,9	2,719
35	4	389,557	47574,71	3,058
35	5	471,239	54487	3,699
38	2	226,195	36756,64	1,776
38	2,5	278,816	44140,11	2,189
38	3	329,867	50882,02	2,589
38	3,5	379,347	57020,64	2,978
38	4	427,257	62593,09	3,354
38	5	518,363	72182,02	4,069
40	2	238,761	43215,75	1,874
40	2,5	294,524	52001,95	2,312
40	3	348,717	60066,47	2,737
40	3,5	401,338	67449,95	3,151
40	4	452,389	74191,85	3,551
40	5	549,779	85902,93	4,316
42,4	2	253,841	51915,5	1,993
42,4	2,6	325,092	64644,55	2,552
42,4	3	371,336	72473,7	2,915
42,4	3,5	427,728	81560,22	3,358
42,4	4	482,549	89908,46	3,788
42,4	5	587,478	104553,4	4,612
44,5	2	267,035	60425,1	2,096
44,5	2,5	329,867	72993,43	2,589
44,5	3	391,128	84642,61	3,07
44,5	3,5	450,819	95418,56	3,539
44,5	4	508,938	105366,1	3,995
44,5	5	620,465	122948,9	4,871
48,3	2,5	359,712	94599,41	2,824
48,3	2,6	373,284	97765,42	2,93
48,3	4,05	563,013	138956,1	4,42
48,3	5	680,155	161527,4	5,339
50	3	442,965	122811,9	3,477
50	5	706,858	181132,5	5,549
57	2,9	492,884	180840,5	3,869
57	4	666,018	235187,5	5,228
57	5	816,814	278635,7	6,412
60,3	2,9	522,95	215923,9	4,105
60,3	3,2	574,032	234682,1	4,506
60,3	3,6	641,262	258737,2	5,034
60,3	5	868,65	334765,9	6,819

Příloha 3: Nastavení výpočtu řešiče MITCalc pro čep v bodě B.

**Výpočet čepových a kolíkových spojů**

**i Výpočet bez chyb.**

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.

1.3 Způsob uložení čepu: Táhlo - uložení s vůlí; Vidlice - uložení s vůlí

1.4 **Zatížení spoje**

1.5 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.6 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.7 Kroubový moment	T	47,49	[Nm]
1.8 Působící síla	F	317129,3	[N]

1.9 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.10 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.11 Typ kolíku	Plný kolík
1.12 Způsob uložení	Točné uložení
1.13 Požadovaná bezpečnost	s <sub>r</sub> 1,00

1.14 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.15	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.16	Minimální pevnost v tahu	R <sub>min</sub> 700,0 [MPa]
1.17	Dovolený tlak (pevné uložení)	p <sub>0</sub> 250,0 [MPa]
1.18	Dovolený tlak (točné uložení)	p <sub>0</sub> 40,0 [MPa]

1.19 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.20	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.21	Minimální pevnost v tahu	R <sub>min</sub> 700,0 [MPa]
1.22	Dovolený tlak (pevné uložení)	p <sub>0</sub> 250,0 [MPa]
1.23	Dovolený tlak (točné uložení)	p <sub>0</sub> 40,0 [MPa]

2.0  **Návrh rozměrů spoje**

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ČSN EN 22341 B - Čepy s hlavou a dírou pro závlačku

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku: 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji: 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje**

2.6	Koeficient rozložení zatížení	K <sub>L</sub> 1,00
2.7	Provozní koeficient (tlak)	K <sub>Sp</sub> 1,00
2.8	Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K <sub>So</sub> 1,00

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>
2.11	Minimální pevnost v tahu	R <sub>min</sub> 700,0 [MPa]
2.12	Dovolený tlak (pevné uložení)	p <sub>0</sub> 250,0 [MPa]
2.13	Dovolený tlak (točné uložení)	p <sub>0</sub> 40,0 [MPa]
2.14	Dovolené napětí ve smyku	τ <sub>0</sub> 100,0 [MPa]
2.15	Dovolené napětí v ohybu	σ <sub>0</sub> 160,0 [MPa]

2.16 **Rozměry spoje**

2.17	Šířka táhla	a	135,0000	[mm]
2.18	Šířka vidlice	b	45,0000	[mm]
2.19	Doporučený průměr kolíku		79,4 ~ 90	[mm]
2.20	Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21	Průměr kolíku	d	90,0000	90 [mm]
2.22	Dovolený rozsah délek kolíku		180 ~ 500	[mm]
2.23	Délka kolíku	L	260,0000	260 [mm]
2.24	Min. funkční délka kolíku	L <sub>min</sub>	225	[mm]
2.25	Funkční délka kolíku	L <sub>f</sub>	237,5000	[mm]

3.0  **Pevnostní kontroly spoje**

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2	Dovolené napětí ve smyku	τ <sub>0</sub> 100,0 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ 24,9 [MPa]
3.4	Bezpečnost	4,01

3.2 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6	Dovolené napětí v ohybu	σ <sub>0</sub> 160,0 [MPa]
3.7	Srovnávací napětí	σ 124,6 [MPa]
3.8	Bezpečnost	1,28

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10	Dovolený tlak	p <sub>0</sub> 40,0 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p 39,2 [MPa]
3.12	Bezpečnost	1,02

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhlo**

3.14	Dovolený tlak	p <sub>0</sub> 40,0 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p 26,1 [MPa]
3.16	Bezpečnost	1,53

4.0  **Grafický výstup, CAD systémy**

4.1 Výstup 2D výkresu do: AutoCAD 2021, 2022

4.2 Měřítko 2D výkresu: 1:5

Příloha 4: Nastavení výpočtu řešiče MITCalc pro čep v bodě D.

**Výpočet čepových a kolíkových spojů**

i **Výpočet bez chyb.**  
 ii  **Informace o projektu**

**Kapitola vstupních parametrů**

**1.0  Zatížení a základní parametry spoje**

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.**

1.3 Způsob uložení čepu: Táhlo - uložení s vůlí; Vidlice - uložení s vůlí

1.4 **Zatížení spoje**

1.5 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.6 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.7 Krouticí moment	T	47,49	[Nm]
1.8 Působící síla	F	786241,2	[N]

1.9 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.10 Typ zatížení	Klídné zatížení	
1.11 Typ kolíku	Piný kolík	
1.12 Způsob uložení	Točné uložení	
1.13 Požadovaná bezpečnost	$s_F$	1,00

1.14 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.15	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>		
1.16	Minimální pevnost v tahu	$R_{min}$	700,0	[MPa]
1.17	Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	250,0	[MPa]
1.18	Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	40,0	[MPa]

1.19 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.20	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>		
1.21	Minimální pevnost v tahu	$R_{min}$	700,0	[MPa]
1.22	Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	250,0	[MPa]
1.23	Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	40,0	[MPa]

**2.0  Návrh rozměrů spoje**

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2	Vlastní kolík	
2.3	Dovolený rozsah průměru kolíku	
2.4	Počet kolíků ve spoji	1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje**

2.6	Koeficient rozložení zatížení	$K_L$	1,00
2.7	Provozní koeficient (tlak)	$K_{Sp}$	1,00
2.8	Provozní koeficient (ohyb, smyk)	$K_{Sb}$	1,00

2.16 **Rozměry spoje**

2.17	Šířka táhla	a	210,0000	[mm]	
2.18	Šířka vidlice	b	100,0000	[mm]	
2.19	Doporučený průměr kolíku		123,5 ~ 140	[mm]	
2.20	Vyhledání vhodného kolíku	<	Hledat	>	
2.21	Průměr kolíku	d	140,0000	140	[mm]
2.22	Dovolený rozsah délek kolíku				
2.23	Délka kolíku	L	420,0000	420	[mm]
2.24	Min. funkční délka kolíku	$L_{min}$	410	[mm]	
2.25	Funkční délka kolíku	$L_f$	420,0000	[mm]	

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10	G...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	<input checked="" type="checkbox"/>		
2.11	Minimální pevnost v tahu	$R_{min}$	700,0	[MPa]
2.12	Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	250,0	[MPa]
2.13	Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	40,0	[MPa]
2.14	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	100,0	[MPa]
2.15	Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_D$	160,0	[MPa]

**3.0  Pevnostní kontroly spoje**

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2	Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	100,0	[MPa]
3.3	Srovnávací napětí	$\tau$	25,5	[MPa]
3.4	Bezpečnost		3,92	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6	Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_D$	160,0	[MPa]
3.7	Srovnávací napětí	$\sigma$	149,6	[MPa]
3.8	Bezpečnost		1,07	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10	Dovolený tlak	$p_D$	40,0	[MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	28,1	[MPa]
3.12	Bezpečnost		1,42	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhlo**

3.14	Dovolený tlak	$p_D$	40,0	[MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	26,7	[MPa]
3.16	Bezpečnost		1,50	

**4.0  Grafický výstup, CAD systémy**

4.1	Výstup 2D výkresu do:	AutoCAD 2021, 2022
4.2	Měřítko 2D výkresu	1:5