



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Konstrukce pylonu akceleračního
zkušebního stanoviště**

**Design of a pylon for the acceleration test
stand**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Jakub Petrás

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.
Odborný konzultant: prof. Ing. Vojtěch Dynybyl Ph.D.
Odborný konzultant: Ing. Marek Štádler

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Konstrukce pylonu akceleračního zkušebního stanoviště“ vypracoval sám s pomocí vedoucího práce. K vypracování jsem používal pouze literaturu uvedenou v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

Petrás Jakub

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu, panu Ing. Zdeňkovi Češpírovi Ph.D., za rady, pomoc a vstřícnost při tvorbě této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval odborným konzultantům panu prof. Ing. Vojtěchu Dinybylovi Ph.D., za vedení projektu a každotýdenní konzultace, a Ing. Markovi Štádlrovi za podmětné názory a připomínky.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat Ing. Jasoňovi Hamplovi a firmám Dekra cz a.s. a Wstec s.r.o. za odborné konzultace.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Jakub PETRÁS
Název BP:	Konstrukce pylonu akceleračního zkušebního stanoviště
Anglický název:	Design of a pylon for the acceleration test stand
Rok:	2019
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk ČEŠPÍRO Ph.D.
Konzultant:	prof. Ing. Vojtěch Dynybyl Ph.D.
Konzultant:	Ing. Marek Štádler
Bibliografické údaje:	počet stran 57
	počet obrázků 71
	počet tabulek 2
	počet příloh 7
Klíčová slova:	pylon, rolna, kladky, ohybový moment, konstrukce
Keywords:	pylon, roll, pulley, bending moment, construction

Anotace: Cílem diplomové práce je navržení koncepční konstrukce pylonu akceleračního testovacího stanoviště pro zkoušky bezpečnostních prvků auta. Nejprve bude vysvětlena funkce celého testovacího standu, poté bude navrženo několik koncepčních konstrukcí pylonu ve 3D CAD programu. Následně se vybraná verze dopracuje. Nakonec se provedou kontrolní výpočty důležitých částí a na jejich základě se optimalizuje konstrukce.

Abstract: The aim of the diploma thesis is to design a conceptual construction of the pylon for the acceleration test stand for tests of safety car features. First, the function of the entire test stand will be explained, then several conceptual pylon structures will be proposed in the 3D CAD program. The selected version will be finalized. At the end, control calculations of some important parts and optimization of construction will be made.

Obsah

Čestné prohlášení	2
poděkování	3
Anotační list	4
Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Teoretická část	4
2.1. Zkoušky bezpečnosti	4
2.2. Zkoušky pasivní bezpečnosti	4
2.2.1. Decelerační zkoušky pasivní bezpečnosti.....	5
2.2.2. Akcelerační zkoušky pasivní bezpečnosti.....	5
3. Stávající funkční vzorek	7
3.1. Funkce zařízení	7
3.2. Chyby stávající konstrukce	9
3.2.1. Brždění vozíku.....	9
3.2.2. Nepřípustný výkyv akcelerační křivky	9
4. Konstrukce nového stanoviště	11
4.1. Vačka a setrvačníky.....	11
4.2. Vozík s brzdou dráhou.....	11
4.3. Rám.....	12
4.4. Pylon.....	13
4.4.1. Firmou navrhovaná verze	13
4.4.2. „C“ verze.....	14
4.4.3. 3. verze	17
4.4.4. Stávající verze	18
5. Kontrola kritických míst konstrukce a jejich optimalizace	24
5.1. Ložiska kladek.....	24
5.1.1. Rovina rovnoběžná se směrem pohybu.....	24
5.1.2. Rovina kolmá na směr pohybu.....	26
5.1.3. Výsledné reakce v kladkách	27
5.1.4. Ložiska pojezdových kladek	28
5.2. Čepy kladek	28
5.2.1. Čep bočních kladek.....	28
5.2.2. Čep horizontálních kladek	31
5.2.3. Kontrola lisovaného spoje	33
5.2.4. Hertzovy tlaky	35
5.3. Trubky	36
5.3.1. Kratší trubka	36
5.3.2. Delší trubka.....	38
5.4. Šroubové pole držáku spodních kladek	39
5.5. Šroubové pole příruby	42
5.6. Svarové spojení příruby a trubky	45
5.7. Čep výměnné hlavice	46

5.8. Hmotnost	47
6. Závěr.....	48
Seznam použité literatury	49
Seznam obrázků	50
Seznam tabulek	52
Seznam příloh.....	53
Přílohy.....	54

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

F	[N]	síla
M	[Nm]	moment
r	[mm]	poloměr, vzdálenost působících sil
a	[mm]	vzdálenost působících sil, tloušťka svaru
m	[kg]	hmotnost
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[N]	gravitační síla
R	[N]	reakční síla
b	[mm]	vzdálenost mezi svislými rovinami kladek první a druhé hlavy
c	[mm]	vzdálenost působišť gravitační síly od kladek první hlavy
d	[mm]	vzdálenost působišť gravitační síly od kladek druhé hlavy
e	[mm]	vzdálenost působících sil
f	[mm]	vzdálenost mezi levými a pravými horizontálními kladkami
p_r	[%]	procento klopného momentu, který absorbuje první hlava
C_0	[kN]	základní statická únosnost
s_0	[1]	součinitel statické bezpečnosti
P_0	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
F_r	[kN]	radiální zatížení ložiska
l	[mm]	vzdálenost, délka
M_0	[Nm]	ohybový moment
d	[mm]	vnitřní průměr, průměr čepu
h	[mm]	hloubka zápichu
W_0	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
σ	[MPa]	napětí
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
k	[1]	bezpečnost
p	[MPa]	tlak
δ	[μ m]	přesah tolerančních polí
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[1]	součinitel tření
P	[mm]	rozteč závitů
d_3	[mm]	průměr jádra závitu
d_2	[mm]	střední průměr závitu
S	[mm ²]	plocha
γ	[rad]	úhel stoupání
φ'	[rad]	třecí úhel
M_k	[Nm]	kroucí moment
τ	[MPa]	napětí v krutu
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí



W_k	[mm^3]	modul průřezu v krutu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
D	[mm]	vnější průměr
μ	[1]	Poissonovo číslo, součinitel vlivu uložení
D	[mm]	vnější průměr
i_x	[mm]	poloměr setrvačnosti
λ	[1]	štíhlostní poměr
n	[1]	počet
R_e	[MPa]	mez kluzu
ν	[1]	míra využití meze kluzu
σ_{pt}	[MPa]	pevnost v tahu
σ_{kt}	[MPa]	mez kluzu v tahu
q	[1]	součinitel provozního předpětí
x	[mm]	vzdálenost
i	[1]	počet
p_D	[MPa]	dovolený tlak
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
s	[mm]	tloušťka příruby
γ	[1]	součinitel
α	[1]	součinitel anizotropie

1. Úvod

Na bezpečnost je v dnešním světě kladen nejvyšší důraz, a to zejména v odvětví automobilismu. Jistě každý někdy viděl záběry z testů bezpečnosti aut, tzv. crash testů. Musí jimi projít každý nový automobil, a ne jinak je tomu u samostatných pasivních bezpečnostních prvků automobilu, jako jsou pásy, dětské autosedačky a podobně. Jednou z předních firem zabývajících se touto problematikou je nadnárodní firma Dekra.

Drtivá většina testů probíhá tak, že je zkoušený objekt urychlen na požadovanou testovací rychlost a poté je nárazem do překážky rychle zbrzděn. Takovéto testy nazýváme decelerační, protože k samotnému měření dochází při deceleraci měřeného objektu. Jistou inovací je zavedení zkoušek akceleračních. Průběh testování je v tomto případě opačný. Objekt je z klidového stavu urychlen na požadovanou rychlost při dodržení podobné akcelerační křivky jako při deceleračních testech.

Akceleračních testovacích zařízení je v dnešní době na světě jen nepatrná hrstka oproti deceleračním a všechny fungují na stejném principu, a to hydraulickém. Firma Dekra přišla s inovací a pokusila se sestrojít testovací stand, který by fungoval na mechanickém způsobu. To se jim sice podařilo, nicméně mělo toto testovací stanoviště řadu problémů, které bylo třeba vyřešit.

Úkolem našeho projektu bylo navrhnout takové konstrukční řešení, které by vyřešilo problémy stávajícího stanoviště, a zároveň vyhovělo novým požadavkům firmy. S mými kolegy studenty Bc. Petrem Janíkem, Bc. Karlem Mládkem a Bc. Adamem Baborem jsme pod vedením pana prof. Ing. Vojtěcha Dynybyla Ph.D., Ing. Zdeňka Češpíra Ph.D., Ing. Marka Štádlera a hlavního konstruktéra stávajícího funkčního vzorku Ing. Jasoně Hampla, navrhli a zpracovali řešení ve formě funkčního 3D modelu v programu CAD. Nové stanoviště lze rozdělit na 4 části, jimiž jsme se podrobněji zabývali každý ze studentů zvlášť. Jsou jimi vačka a hřídel se setrvačníky, vozík a jeho dráha, na který bude umístěna nástavba se zkoušeným objektem, pylon, zajišťující vazbu mezi vačkou a vozíkem a rám, ve kterém je uložena hřídel s vačkou, setrvačníky a pylon.

V této diplomové práci vysvětlím funkci celého zařízení, zanalyzuji nedostatky stávajícího testovacího standu a popíši navržené konstrukční řešení nového testovacího stanoviště. Dále se ve své práci budu podrobněji věnovat několika koncepčním návrhům pylonu, z nichž zvolenou verzi dopracuji, provedu kontrolní výpočty kritických míst pylonu a následně konstrukci zoptimalizuji na základě získaných výpočtů.

2. Teoretická část

V této části diplomové práce se věnuji základním informacím o testování automobilových prvků, rozdělení zkoušek do skupin na základě jejich vlastností a popsáním jejich výhod a nevýhod.

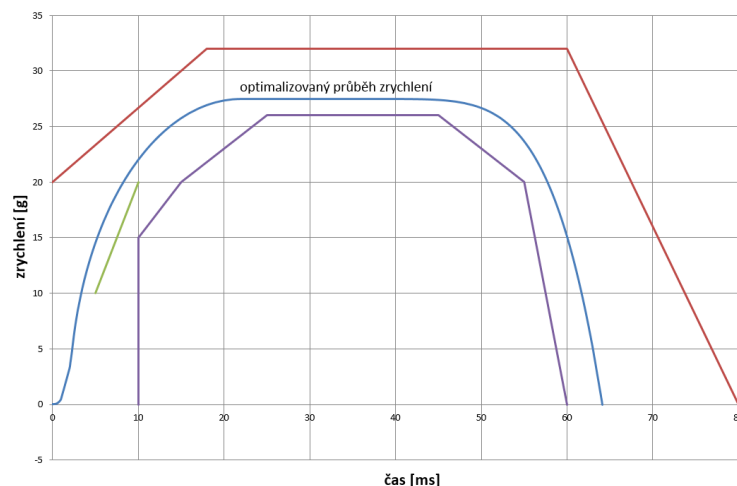
2.1. Zkoušky bezpečnosti

Zkoušky bezpečnosti jsou dnes již nedílnou součástí vývoje automobilů. Dělíme je na dvě základní skupiny, aktivní a pasivní. Součástí prvků aktivní bezpečnosti jsou například systémy ABS (protiblokovací systém), ASR (protiskluzový systém), systémy světel, nebo front a line asistenti. Do skupiny prvků pasivní bezpečnosti řadíme bezpečnostní pásy, dětské autosedačky, airbagy a karoserie s příslušenstvím. Dále se pro účely diplomové práce budeme zabývat pouze testy komponent pasivní bezpečnosti. [1]

2.2. Zkoušky pasivní bezpečnosti

Zkoušky pasivní bezpečnosti můžeme rozdělit opět do dvou skupin. První skupinou jsou testy destruktivní, při kterých dochází k nenávratné deformaci zkoušeného objektu. Tímto způsobem jsou dnes testované výhradně karoserie. Pro ověření bezpečnosti připoutání testovací figuríny však není nutné zničit celý rám auta. Takovéto zkoušky jsou realizované pomocí zkušební vozíku, který se pohybuje po přesně dané dráze tvořené většinou kolejnicemi. Na vozík je namontována nástavba obsahující všechny nezbytné komponenty pro průběh zkoušky a omezuje tedy finance nutné pro její průběh. Vozík se při nárazu nedeformuje, a je tedy možné jeho opětovné použití. Druhou skupinou jsou tedy zkoušky nedestruktivní.

Obecně podléhají pasivní zkoušky několika možným technickým předpisům. Jedním z nich je předpis EHK, jehož obecnou křivku průběhu vidíme na Obr 1. Tvar tolerančního pole je odlišný pro zkoušky různých komponent.



Obr. 1.: Křivka zrychlení EHK

Na Obr. 1 je modrou čarou vynesena optimální průběh zrychlení, červenou a fialovou pak hraniční křivky, za které se nesmí průběh zrychlení při zkoušce dostat. Existují dva způsoby, kterými je možné dostat takovýto průběh zrychlení, decelerační a akcelerační.

2.2.1. Decelerační zkoušky pasivní bezpečnosti

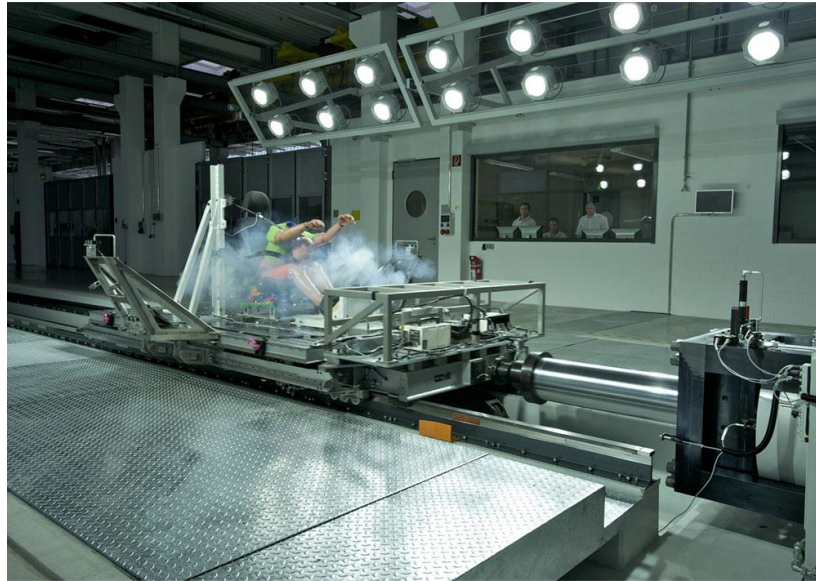
Jak již bylo zmíněno v úvodu, po dlouho dobu existovaly pouze testovací zařízení, fungující na deceleračním principu. Zkušební vozík se roztlačí na požadovanou rychlost a následně je zabrzděn buď hydraulickou brzdou (firma TÜV SÜD Czech s.r.o.) nebo nárazem do překážky (firma DEKRA CZ a.s.), jíž jsou v případě Dekry ocelové tyče s „olivou“ na konci, na které najedou polyuretanové trubky vsazené v ocelových trubkách. Výhoda tohoto způsobu je jednoduchost a možnost několika měření se stejnou sadou polyuretanových trubek. Toto řešení je vidět na Obr. 2. Energie je u obou realizací mařena třením. [1]



Obr. 2.: Decelerační zkoušky DEKRA CZ a.s.

2.2.2. Akcelerační zkoušky pasivní bezpečnosti

Inovací v bezpečnostních zkouškách jsou testovací zařízení fungující na akceleračním principu. Vozík s nástavbou je z klidu urychlen dle požadované akcelerační křivky (viz Obr. 1). Jednou z možností je akceleraci provádět za pomoci hydraulického systému. Touto variantou se zabývá Americká firma INSTRON a své řešení (Obr. 3) dodala firmě TÜV SÜD Czech do Mladé Boleslavi. Hydraulický simulátor má výhodu zejména ve své univerzálnosti, která bohužel není využita v dostatečném rozsahu při rutinním testování bezpečnostních prvků. Největší nevýhodou je vysoká pořizovací cena. [2]



Obr. 3.: Hydraulický akcelerační simulátor INSTRON [2]

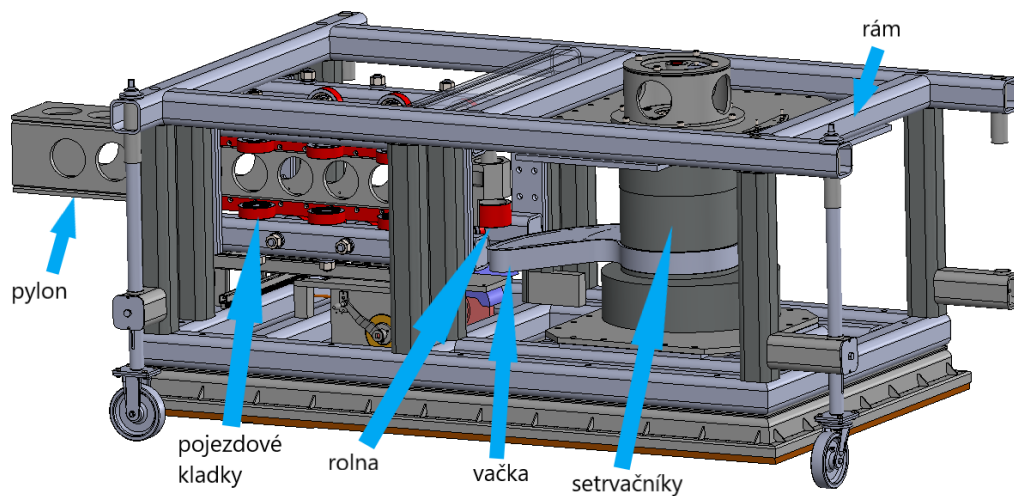
O zkonstruování levnějšího zařízení se pokusila konkurenční firma DEKRA. Její zkušební stanoviště funguje na mechanickém principu, jež zatím nebyl u akceleračních simulátorů nárazu využit a jde tedy o zcela nový projekt. Kromě peněžní úspory má i výhodu ve snadnější montáži bez větších nároků na prostory zkušebny. Nicméně právě díky novému řešení má funkční vzorek několik zásadních vad, které má za úkol vyřešit nová konstrukce navržená v rámci projektu, z něhož vzniklo několik diplomových prací včetně této.

3. Stávající funkční vzorek

Na stávajícím funkčním vzorku vysvětlím, jak celé zařízení funguje, zavedu některé nové pojmy a vysvětlím jeho chyby, které jsme se snažili novou konstrukcí odstranit.

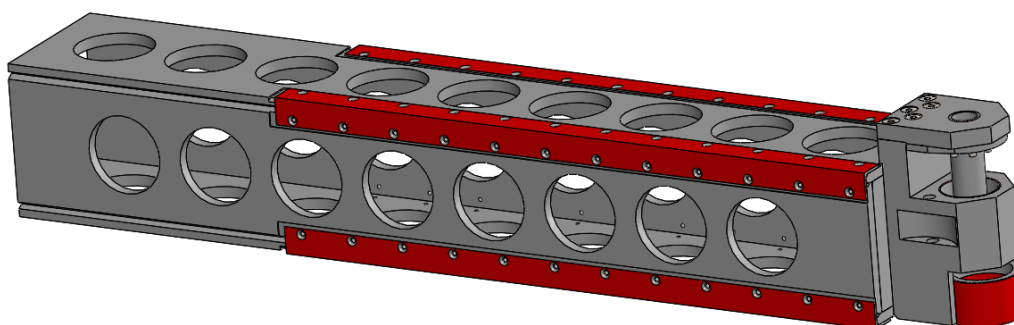
3.1. Funkce zařízení

Na Obr. 4 je sestava celého zařízení, dále též nazývaného „katapult“, bez vozíku, který je pevně spojen s pylonem.



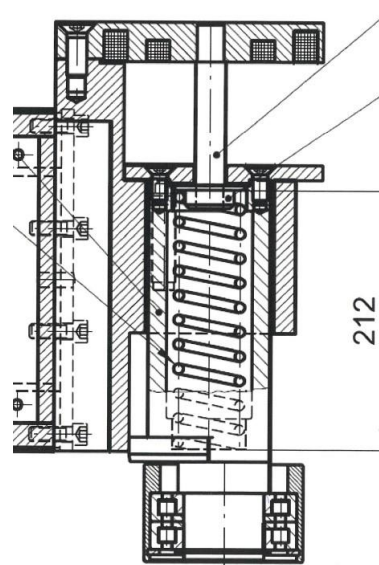
Obr. 4.: Stávající funkční zařízení

Na konci pylonu, jež je svařen z ocelových desek s otvory, je přišroubovaná hlava s vystřelovací rolnou (Obr. 5).



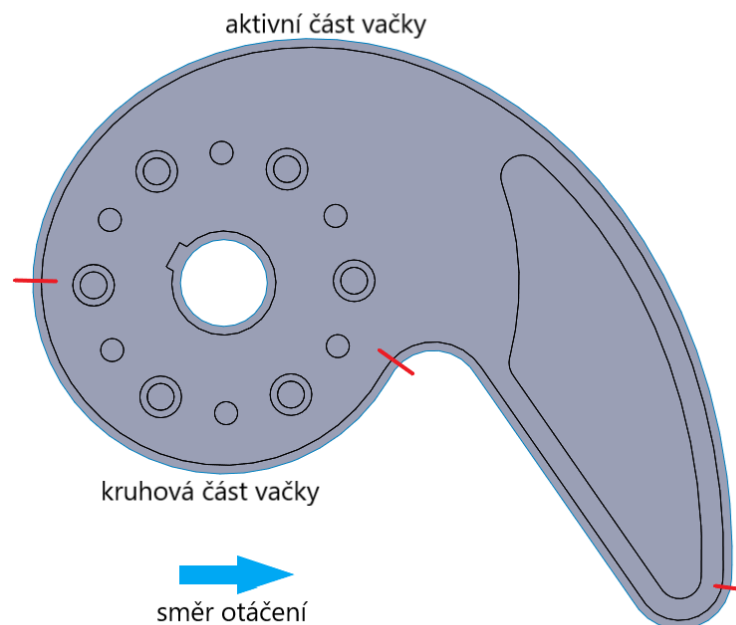
Obr. 5.: Pylon s rolnou

V horní poloze je uvnitř těla rolly stlačená pružina držená elektromagnetem. Při vypnutí elektromagnetu dojde k jeho uvolnění a rolna se vystřelí stlačenou pružinou. Výkres vystřelovací rolly je na Obr. 6.



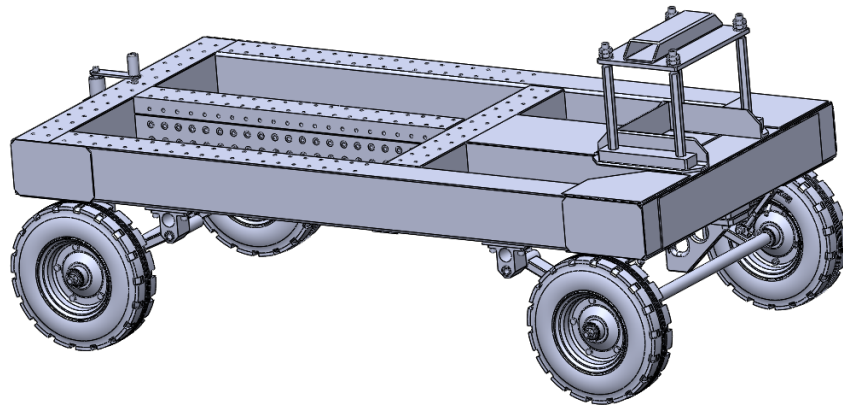
Obr. 6.: Výkres vystřelovací rolny

Na začátku zkoušky dojde za pomoci elektromotoru, který není na Obr. 4 znázorněn, k roztočení hřídele s vačkou a setrvačnicky na požadované otáčky. Protože se magnetické pole elektromagnetu při jeho vypnutí neztratí okamžitě, je elektromagnet vypínán s lehkým předstihem. Rolna tedy v době vypnutí elektromagnetu ještě není nad kruhovou částí vačky. Vypnutím elektromagnetu dojde k vystřelení rolny, která musí dojet do své koncové polohy před začátkem aktivní části vačky (Obr. 7). V okamžiku, kdy se rolna začne odvalovat po aktivní části vačky, dojde k postupnému odsouvání pylonu, potažmo vozíku, a tedy k vytváření akcelerační křivky, která je dána tvarem aktivní části vačky.



Obr. 7.: Vačka

Pylon po urychlení opouští prostor rámu a společně s vozíkem (Obr. 8) je brzděn za pomoci brzděného navijáku ocelových lan, která jsou k vozíku připevněna.



Obr. 8.: Vozík

3.2. Chyby stávající konstrukce

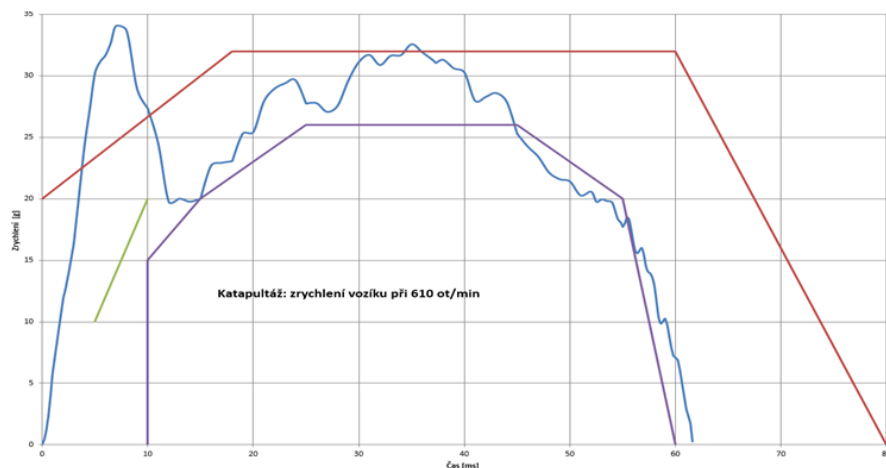
Stávající konstrukce má dvě základní chyby. První je brždění vozíku a druhá je nepřijatelný výkyv akcelerační křivky zasahující mimo povolené hranice dle předpisu EHK.

3.2.1. Brždění vozíku

Kvůli silovému rázu způsobeným velkým momentem setrvačnosti navijáku se ocelová lana přetrhla a nedokázala zastavit vozík s pylonem. Ten následně projel celou halou, a nakonec opustil zkušební prostory úplně.

3.2.2. Nepřijatelný výkyv akcelerační křivky

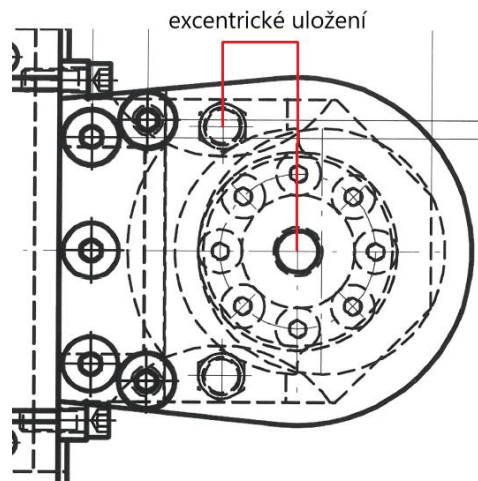
Během několika testů se vždy objevovala podobná špička akcelerační křivky (Obr. 9).



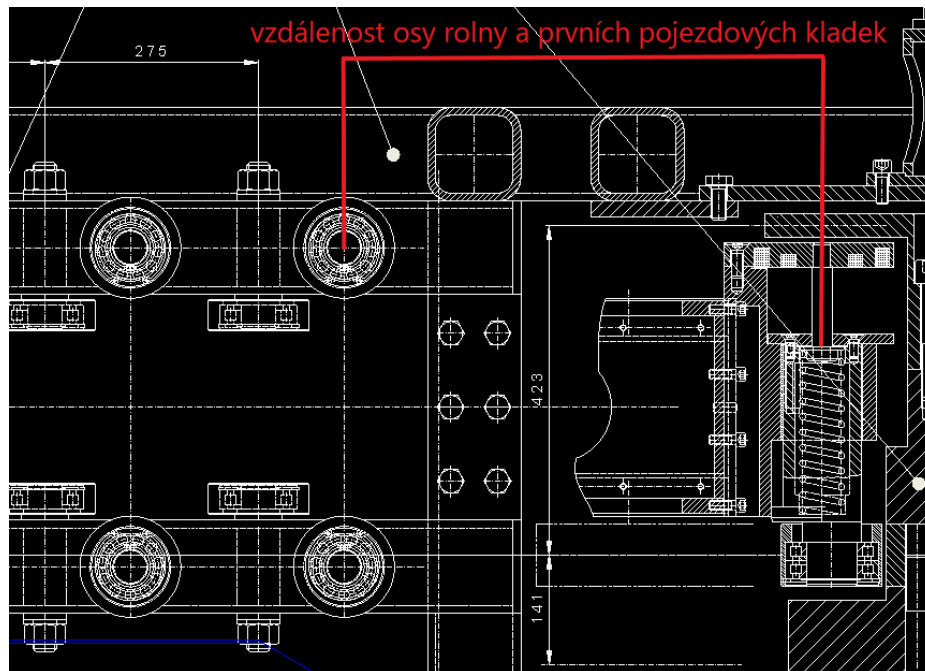
Obr. 9.: Špička akcelerační křivky

Po zhlédnutí záznamu z vysokorychlostní kamery jsme identifikovali dvě příčiny této špičky. Excentricky uložené tlumiče dorazu vystřelované rolny (Obr. 10), které vytvoří při brždění rolny ohybový moment, který ohne celý pylon a způsobí odklonění rolny od kruhové části vačky. Rolna poté opět dosedne na vačku již v její aktivní části, a tím vznikne větší akcelerační ráz, než je přípustný.

Druhou příčinou je příliš velká vzdálenost mezi osou rolny a prvními posuvnými kladkami (Obr. 11) a velká vůle v uložení celého pylonu, která umožňuje jeho deformaci.



Obr. 10.: Excentrické uložení tlumičů rolny



Obr. 11.: Vzdálenost osy rolny a prvních pojezdových kladek

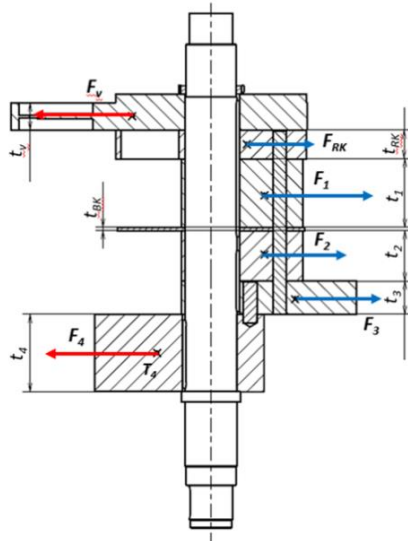
Obě příčiny budou v nové konstrukci odstraněny.

4. Konstrukce nového stanoviště

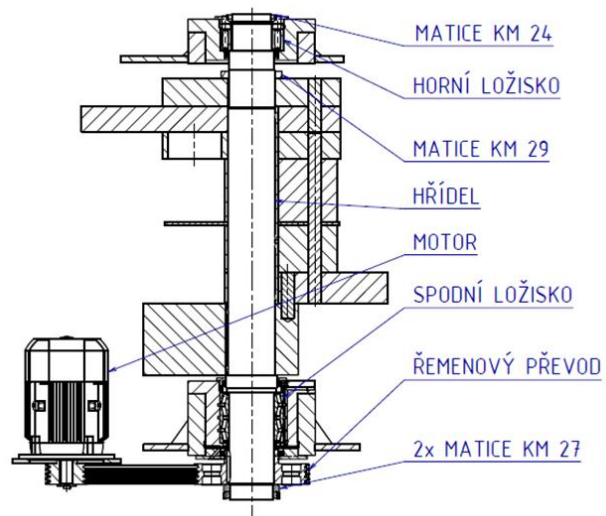
V této kapitole popíši konstrukci nového testovacího standu po jednotlivých částech. Dále uvedu, jaké byly nové požadavky od firmy a podrobněji se budu věnovat vývoji konstrukce pylonu.

4.1. Vačka a setrvačníky

Požadavkem na novou konstrukci je možnost vyměnitelnosti vaček kvůli možnosti dělat různé testy s různými akceleračními křivkami. Kolega Janík se zabýval dvěma variantami, zvedáním vačky nahoru a jejím vysouváním do boku. Nakonec se upustilo od možnosti vačku vyndávat bokem, jelikož by musela být rozdělena na dvě části s tvarovým spojem, konstrukce by tak byla příliš složitá a jejích výhod jsme se nakonec mohli pohodlně vzdát. Vyndávání vačky směrem vzhůru ovlivnilo její pozici na hřídeli se setrvačníky a stejně tak celé vyvážení tohoto systému, kterému se v diplomové práci věnoval kolega Petr Janík (Obr. 12). Dále navrhl nové uložení hřídele a její pohon. Na rozdíl od staré konfigurace bude nyní motor uložen pod vačkou, aby nic nebránilo odstranění domečku horního ložiska a demontáži vačky. Ta se bude vytahovat pomocí jeřábu a celou hřídel v ten okamžik bude držet ve svislé poloze spodní mohutné ložisko (Obr. 13).



Obr. 12.: Vyvážení vačky se setrvačníky

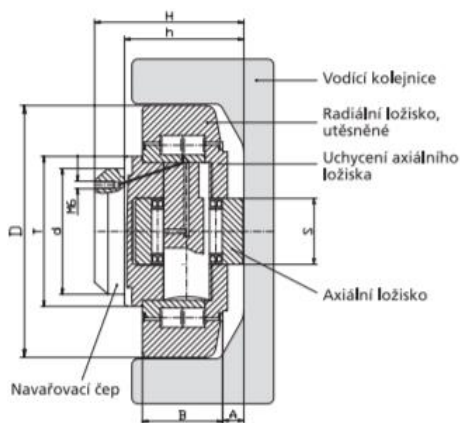


Obr. 13.: Pohon a uložení hřídele

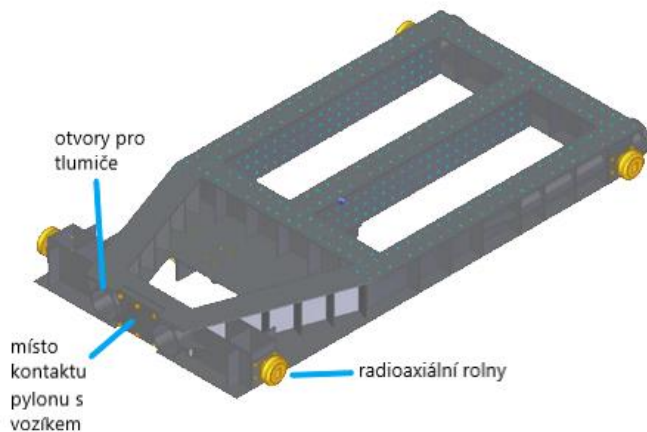
4.2. Vozík s brzdou dráhou

Nově není vozík na kolečkách s volnou dráhou, ale jeho dráha je tvořena kolejnicemi s radioaxiálními pojezdovými rolnami od společnosti T.E.A. Technik (Obr. 14). Kolejnice jsou ustavené na ocelové konstrukci, která bude přišroubována k rámu katapultu. Prostor pod ocelovou konstrukcí dráhy vozíku bude vakuově odsáván pro vyšší přítlačnou sílu, aby neměla dráha tendenci se „utrhnout“ od podlahy. Zároveň se změnil způsob brždění vozíku.

Místo ocelových lan je využita třecí brzda svírající pojezdovou lištu umístěnou pod tratí vozíku. Tato brzda je ovládána hydraulicky. Tlak oleje v hydraulickém systému je závislý na poloze vozíku na dráze, protože je ovládán pomocí mechanického systému, který funguje na principu odvalování válečku po liště s proměnnou výškou, která je připevněná na vnitřní straně ocelové konstrukce dráhy. Na konci tratě jsou umístěné nouzové brzdící tyče s olivou, obdobně jako tomu bylo u deceleračních stanovišť, polyuretanové trubky jsou umístěny v zadní části vozíku. Návrhu vozíku se věnoval kolega Adam Babor a návrhu brzdy kolega Martin Procházka. Finální verze konstrukce nového vozíku je na Obr. 15. [3]



Obr. 14.: Radioaxiální rolna T.E.A. Technik [3]

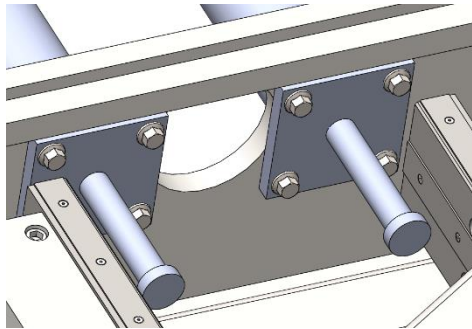


Obr. 15.: Nová konstrukce vozíku

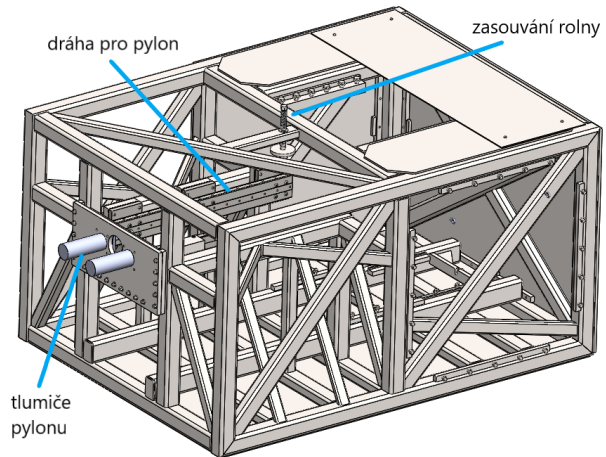
4.3. Rám

V rámu katapultu je uložen pylon s vedením a hřídel s vačkou a motorem. Konstrukce rámu vychází z rozměrových požadavků na hřídel s vačkou a setrvačníky, vyměnitelností vačky, a také rozměrových a funkčních požadavků pylonu, ke kterému se dostaneme v další části. V nové koncepci pylon není součástí vozíku, ale je samostatný prvek a je urychlován i brzděn v rámci rámu, což zvyšuje požadavky na tuhost rámu. Zároveň pro odstranění špičky v akcelerační křivce je potřeba, aby byla celá konstrukce pylonu včetně rámu dostatečně tuhá. Vedení pylonu je součástí rámové konstrukce, a i zde vznikají nemalé reakční síly od urychlující síly mezi rolnou a vačkou. Vzniká zde klopný moment od boční složky urychlující síly, která má tendenci kroutit pylon s jeho vedením. Obdobně jako nosná konstrukce vozíku je i rám katapultu vakuově odsáván pro zvýšení přítlačné síly k podlaze. Rámovou konstrukcí a její MKP analýzou se zabýval kolega Karel Mládek. Na Obr. 16 je vidět způsob brždění pylonu. Jedná se o dva tlumiče firmy ACE s katalogovým označením SCS 38-200 EUF. Katalogový list tlumičů je součástí Přílohy 1. Ty jsou pomocí přední příruby přišroubované k vyztužené desce, která je přišroubovaná k čelní straně katapultu. Po provedení zkoušky, zastavení vačky a opětovném ustavení pylonu je nutné znovu stlačit pružinu rolny. K tomuto účelu slouží mechanismus se závitovou tyčí. Celá konstrukce rámu

je na Obr. 17. Aby po zabrzdění pylonu nedošlo k jeho zpětnému pohybu a vražení do stále rotující vačky, navrhne firma Wstec bezpečnostní systém k zastavení zpětného pohybu pylonu. [4]



Obr. 16.: Brždění pylonu



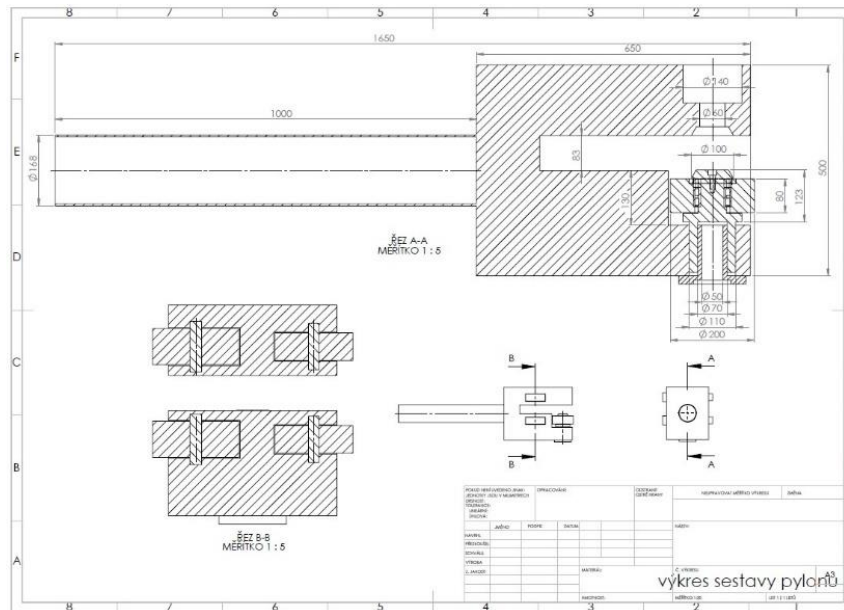
Obr. 17.: Nová konstrukce rámu

4.4. Pylon

Největší změny doznal pylon. V této kapitole se budu věnovat právě jeho vývoji, který přímo ovlivňoval všechny ostatní části katapultu. Firma Dekra vznesla počáteční požadavky na konstrukci pylonu. Byly jimi uloženy tlumiče rolny do roviny shodné s její osou, aby nedocházelo k vzniku ohybového momentu při jejím brždění, dále umístění vodících kladek přímo na pylon a posun prvních kladek co možná nejbližší osy rolny, opět kvůli zmenšení vlivu brždění vystřelené rolny na akcelerační křivku a zmenšení ramen mezi působícími urychlujícími silami a jejich reakcemi. Dalším požadavkem byla změna orientace vystřelování rolny zespodu nahoru, kvůli požadavku na vyměnitelnost vaček, a tedy posun vačky na hřideli vzhůru. Nicméně nám byla dána volnost v hledání řešení a orientace rolny v tuto chvíli nehraje velkou roli.

4.4.1. Firmou navrhovaná verze

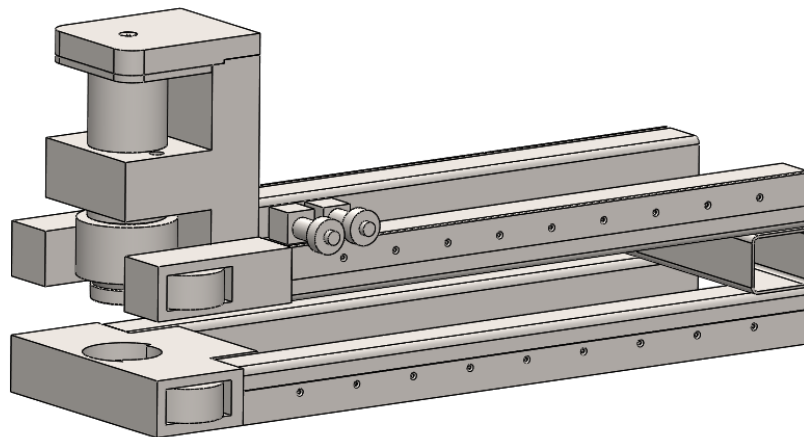
Zároveň s požadavky na konstrukci nového pylonu byla od firmy navržena i jeho první verze, jejíž výkres je na Obr. 18. Pylon je tvořen hlavou s vystřelovací rolnou a čtyřmi bočními kladkami. Kontakt s vozíkem je zajišťován pomocí trubky. Horizontální vedení pylonu je součástí rámu. Hlava i trubka mají každý své vedení. Aby nedošlo při vystřelení ke kontaktu mezi vedením trubky a hlavou, musí být trubka poměrně dlouhá. Boční kladky jsou umístěny blíž k ose rolny, nikoliv však do roviny shodné s osou rolny. Hlava má v sobě díru, kterou prolétává rotující vačka, což naopak snižuje potřebnou délku pylonu o zdvih vačky.



Obr. 18.: Firmou navrhovaná verze

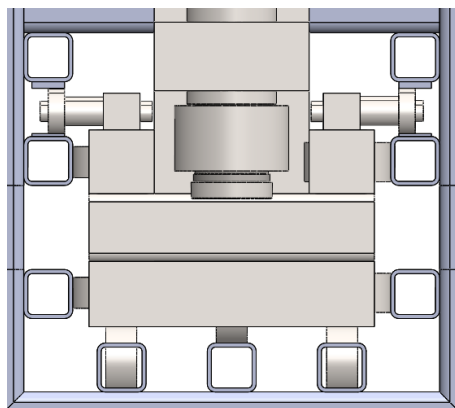
4.4.2. „C“ verze

Jako interní označení druhého konceptu se ujala „C“ verze. Označení vzniklo z tvaru pylonu, který je tvořen hlavou s vystřelovací rolnou a konstrukcí svařených ocelových profilů právě do tvaru obráceného C (Obr. 19).

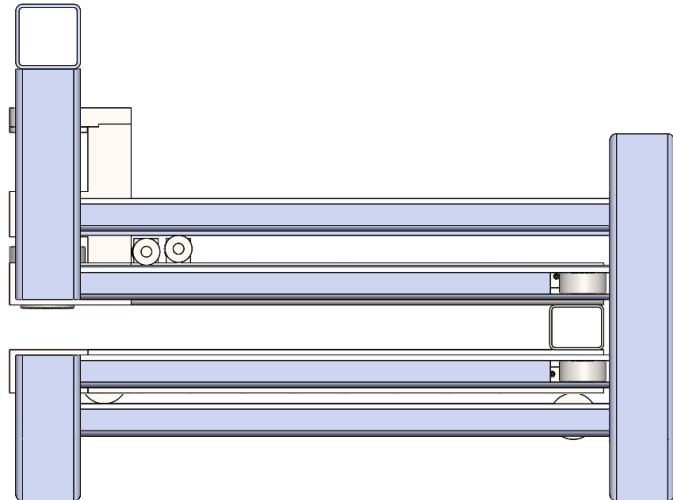


Obr. 19.: C verze pylonu

Součástí pylonu jsou jedny boční kladky. Další kladky jsou součástí vedení pylonu, a to ze strany každého profilu. Podobným způsobem je realizováno vedení na spodní straně pylonu, kde se nachází pouze jedna kladka v úrovni vystřelovací rolny. Ve vedení rámu jsou dvě kladky, pro každý profil jedna (Obr. 20). Horní část je vedená pomocí dvou excentricky uložených kladek mezi jekly rámu (Obr. 21).

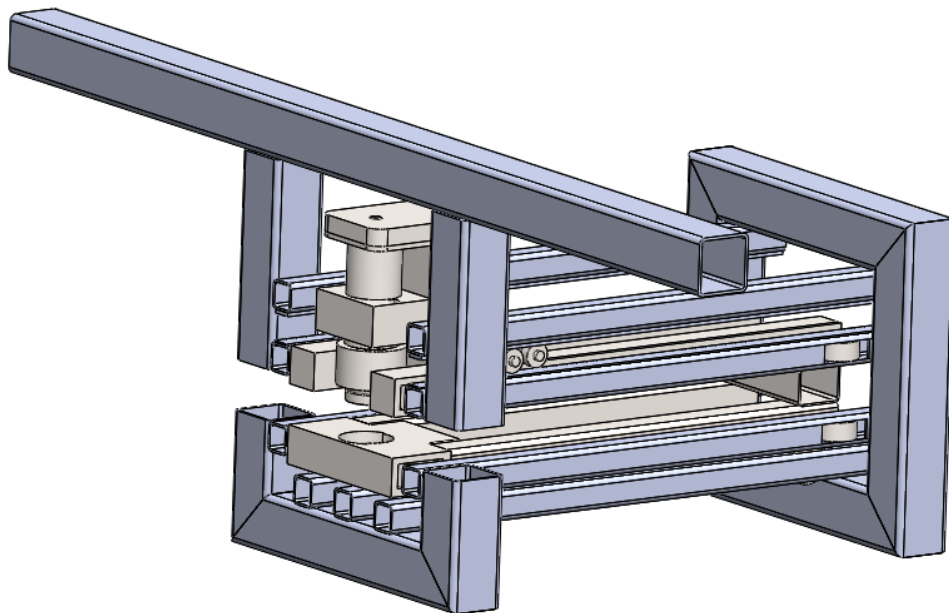


Obr. 20.: Vedení C verze 1



Obr. 21.: Vedení C verze 2

Konstrukci vedení pylonu jsme plánovali umístit do celkového rámu. Na Obr. 22 je ještě pohled z jiného úhlu pro lepší představu.



Obr. 22.: Rám vedení C verze

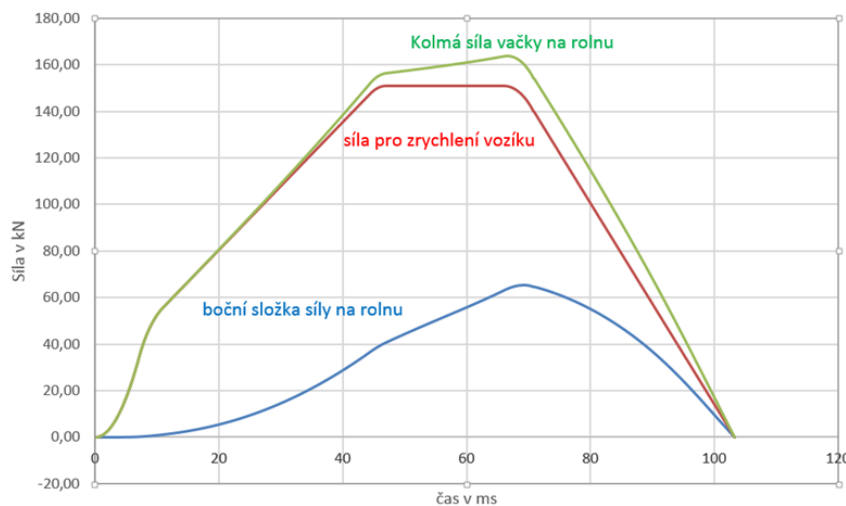
Největší výhodou této verze je zmenšení délky celého rámu, protože trubka zajišťující vazbu mezi pylonem a vozíkem je součástí vozíku a její délka je dána pouze vzdáleností mezi počátečním ustavením vozíku a pylonu. Nahrazením kvádru z plného materiálu dutými profily se také snížila hmotnost. Další výhodou je odstranění letmého uložení rolny, která měla původně po výstřelu zapadnout do samosvorného kuželu. V další verzi se již jen opírá o stranu ve vybrání ve spodní části pylonu ve směru výslednice působící síly od vačky.

Odstranění letmého uložení má nespornou výhodu v minimalizaci ohybového a klopného momentu vnášeného do pylonu.

Na konzultaci s firmou Wstec, která bude zkušební stanoviště vyrábět, jsme probírali jejich výrobní možnosti a nároky na přesnost výroby a ustavení celého pylonu a jeho vedení. Vysoké nároky na přesnost jsou hlavním problémem této verze. Zároveň tuhost celé konstrukce není dle představ firmy. Dalším problémem C verze je, že tato varianta počítala s vyměnitelnou vačkou z boku, a jejím uložení zhruba ve středu sestavy setrvačnicků na hřídeli, jak bylo zmíněno výše. I proto, že jsme tento problém nedokázali spolehlivě vyřešit, a záporů v rozdělení vačky na dvě části bylo více než kladů, jsme od tohoto řešení upustili.

Po konzultaci jsme se ještě zabývali možností využití lineárního vedení, nicméně požadavkům na únosnost v kombinaci s dosažitelnou rychlostí nevyhovovalo žádné dostupné řešení. Nejvyšší dosažená rychlost pylonu je 50 km/h.

Další nevýhodou této varianty, společně s verzí, která byla předestřena na začátku jednání je zkracující se vzdálenost mezi pojezdovými kladkami s tím, jak se pylon přibližuje okraji rámu. To je způsobeno tím, že přední kladky jsou součástí pylonu, zatímco druhé kladky jsou součástí rámu. Působící síla mezi vačkou a rolnou není vždy stejná a stoupá od nulové hodnoty. Dosáhne svého maxima v poslední části zdvihu vačky (Obr. 23).



Obr. 23.: Průběh sil mezi vačkou a rolnou

Ze vztahu pro velikost momentu plyne lineární závislost mezi velikostí reakčních sil a ramenem, na němž působí.

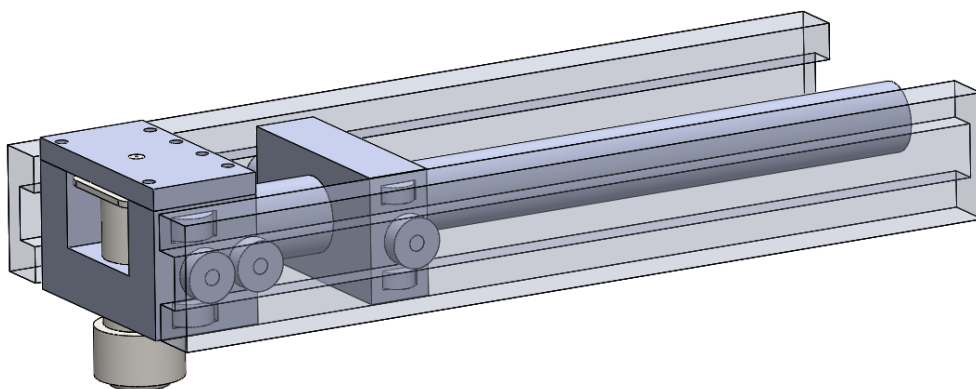
$$M = r * F \rightarrow F = \frac{M}{r} \quad (1)$$

To by mohl být problém, protože maximální zatěžující síla na pylon, vytvářející maximální moment, působí na konci jeho dráhy, kde je vzdálenost mezi kladkami nejmenší. Reakční síly by tedy dosahovaly poměrně velkých hodnot, což je nežádoucí jednak pro pojezdové kladky a celý pylon, jednak pro namáhání rámu.

V návaznosti jsem vytvořil dvě varianty, z nichž byla jedna vybrána a s ní jsem dále pracoval.

4.4.3. 3. verze

Třetí verze počítá se dvěma hlavami, z nichž první nese jako v předchozích variantách vystřelovací mechanismus rolny a první řadu pojezdových kladek. Druhá hlava už nese pouze druhou řadu pojezdových kladek. Jejich vzdálenost je dána délkou trubky, která obě hlavy spojuje. Reakce v kladkách jsou pak závislé pouze na působící síle. Další trubka připojená ke druhé hlavě zajišťuje vazbu s vozíkem. Konceptní návrh 3. verze je na Obr. 24

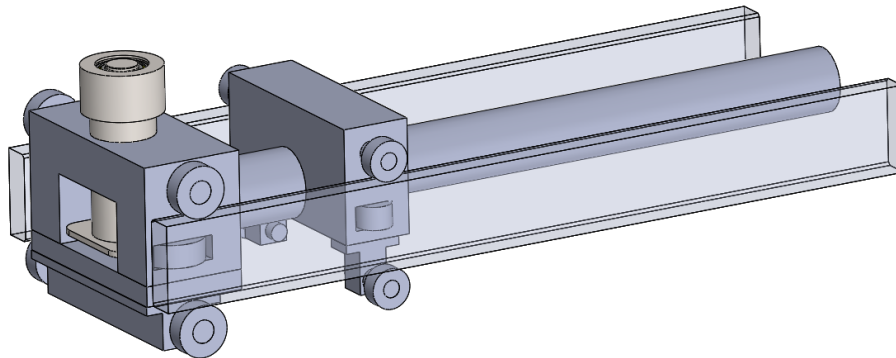


Obr. 24.: Třetí verze

Zde je vidět podobné řešení pojezdových kladek jako ve variantě C. První hlava má excentricky uložené kladky, které jezdí ve vyfrézované drážce v ocelovém kvádru. Přední hlava už má pouze jednu kladku. Bočních kladek je celkem 16, na každé boční straně hlavy jsou dvě. Boční kladky jezdí po nevyfrézované části kvádrů.

Toto řešení má jednoznačně jednodušší vodící dráhu než varianta C, nicméně přesné vyfrézování drážky pro horizontální kladky a vymezení vůle v těchto kladkách je problém, který řeší nadcházející řešení.

4.4.4. Stávající verze

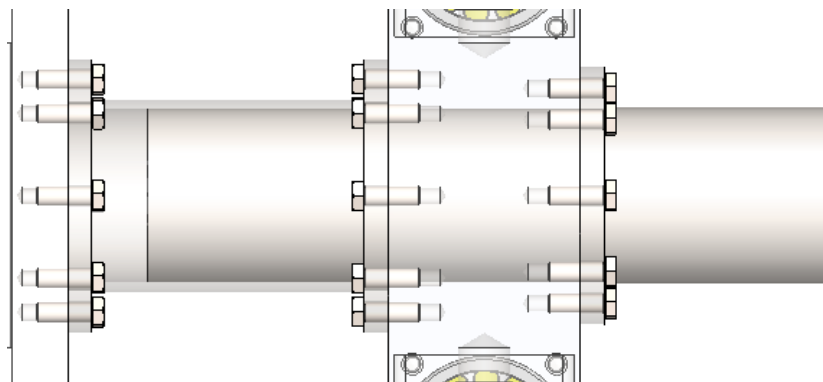


Obr. 25.: Stávající verze

Zvolenou koncepcí k dopracování se stala verze s nejjednodušší pojezdovou dráhou. Tvoří jí opět ocelový kvádr, tentokrát ale bez vyfrézované vodící drážky. Klady jsou v opačném poměru, celkově 4 boční a 16 horizontálních, což se také ukáže jako výhoda v nadcházejících výpočtech. Horizontální klady obepínají vodící kvádr z horní a spodní strany. Vymezování vůlí zde bude jednodušší a také jsem proti předchozí variantě schopen lépe určit jakým způsobem se bude sestava chovat a vypočítat reakční síly v kladkách (Obr. 25).

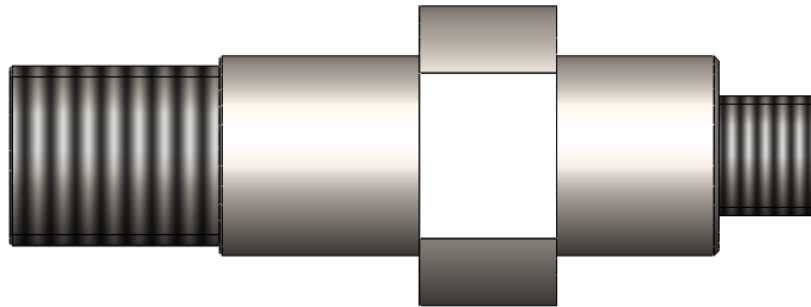
Nevýhodou všech předchozích verzí proti již fungujícímu pylonu je nárůst hmotnosti. Ten je současně s hmotností vozíku určující pro sestavu vačky se setrvačníky a zároveň pro Hertzův tlak mezi rolnou a vačkou. V nadcházejícím snažení jsem byl omezen hlavně hmotností celé sestavy. Ta původně neměla přesáhnout 180 až 200 kg, nicméně po odlehčení vozíku byla povolena váha okolo 240 kg.

Vybraná verze je koncipovaná jako plně rozebratelná, aby bylo možné vyměnit jakoukoliv porušenou či nevhodnou součást. Trubka spojující obě hlavy je přišroubovaná šrouby přes příruby. Obdobně je delší trubka přišroubovaná přes přírubu k druhé hlavě. Pro zajištění souososti prochází delší trubka skrz druhou hlavu a končí téměř u první hlavy (Obr. 26).



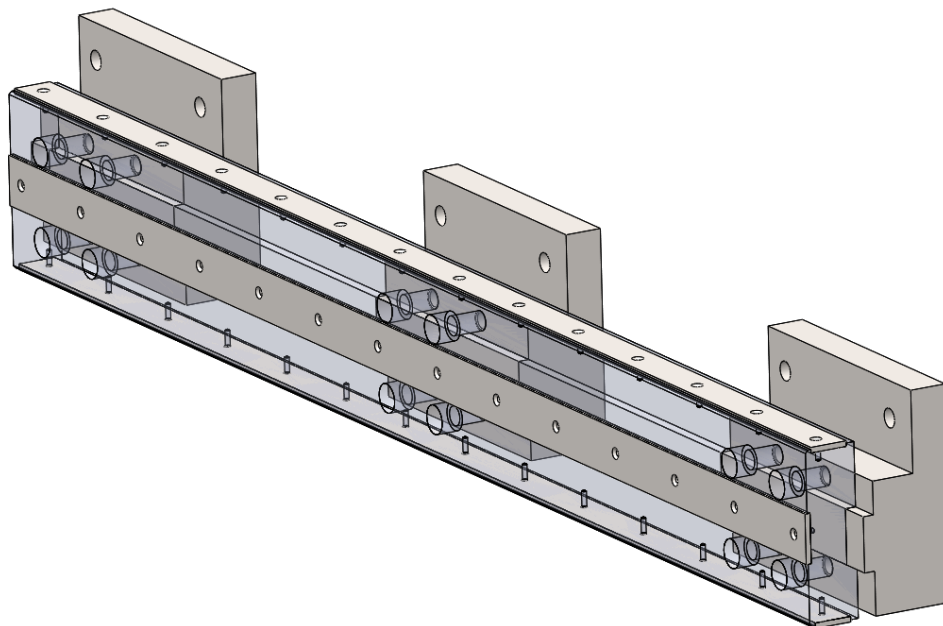
Obr. 26.: Průchozí hlava

Jako problematická část se ukázalo upevnění pojezdových rolen. Jejich čepy je nutné upevnit s dostatečnou přesností do slepé díry. Jako vhodné řešení jsem zvolil lisování čepu p6 pomocí závitu do díry H7. Jde o uložení s malým přesahem, které zajistí, že čep nebude mít vůli a nebude tak docházet k jeho „vykloktání“ a následnému uvolnění. Čep horizontálních pojezdových kladek je na Obr. 27. Čep se bude do hlavy lisovat pomocí klíče, pro který jsou na čepu vytvořené dvě plochy k uchycení.



Obr. 27.: Čep pojezdových rolen

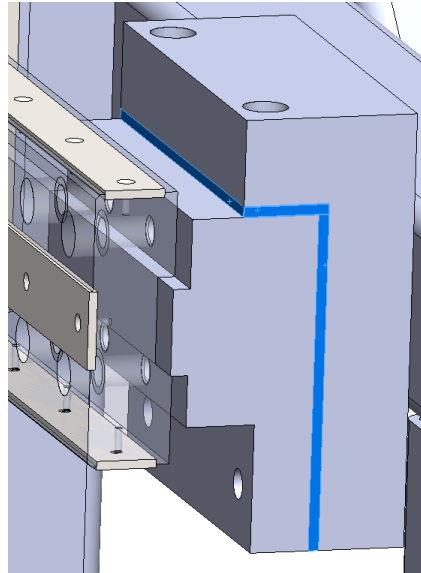
Na čepch jsou umístěna ložiska a na nich tvrzené nákrůžky pro snížení Hertzových tlaků. Ložiska jsem použil NUP 2208 ECP pro horizontální kladky a boční kladky ve druhé hlavě a NUP 2308 ECP pro boční kladky v první hlavě. Obě ložiska jsou od firmy SKF, jejich katalogové listy jsou součástí Přílohy 2 a 3. Tvrzené nákrůžky mají vnější průměr 90 mm pro horizontální a 110 mm pro boční kladky. Tyto tvrzené nákrůžky se budou odvalovat po tvrzené liště přišroubované do vyfrézované drážky kvádrů tvořícího dráhu pylonu (Obr. 28).



Obr. 28.: Dráha pylonu

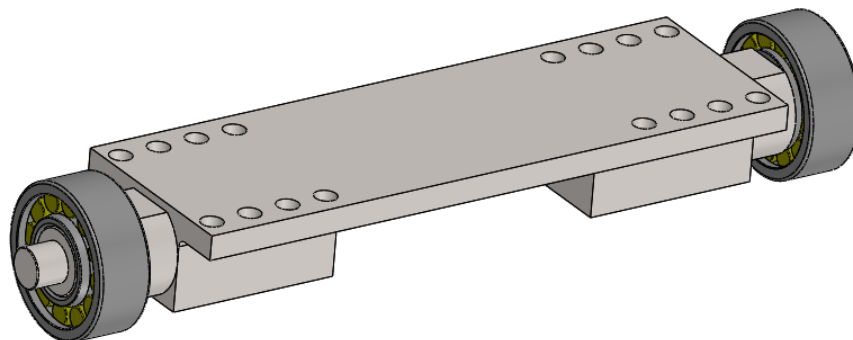
Aby byla zajištěna co nejmenší vůle celé sestavy pylonu, je možné vymezovat vůli v rámu katapultu pomocí podkládání broušených desek mezi ocelová „L“ přišroubovaná na

vodicí kvádr. Kvůli přenosu momentu jsou spojené pomocí tvarového spoje. Broušené desky jsou označeny na Obr. 29. Tímto způsobem jsme schopni docílit přesně požadované polohy pylonu bez větších vůlí.

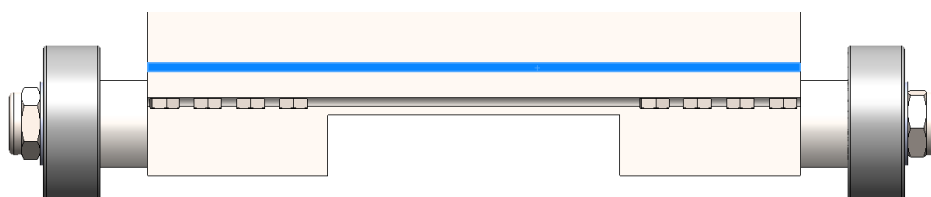


Obr. 29.: Vymezování vůlí dráhy pylonu

Pro vymezení vůlí při montáži pylonu na vodící dráhu je použito stejného řešení. Vrchní horizontální kladky společně s bočními jsou součástí dvou hlav. Spodní dvojice horizontálních kladek jsou součástí podkladatelného držáku spodních horizontálních kladek (Obr. 30). Ten je k hlavě přišroubován pomocí pole šroubů. Mezi držák a hlavu se vloží broušené desky požadované tloušťky k vymezení vůlí (Obr. 31).

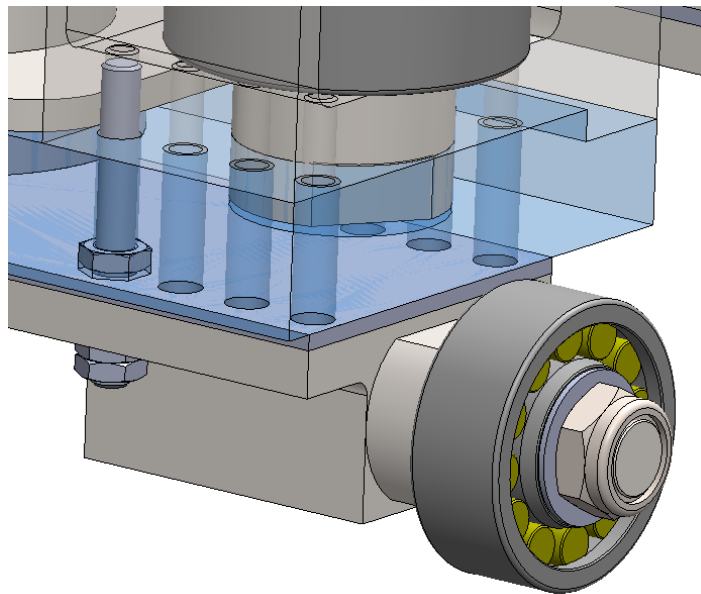


Obr. 30.: Držák spodních horizontálních kladek



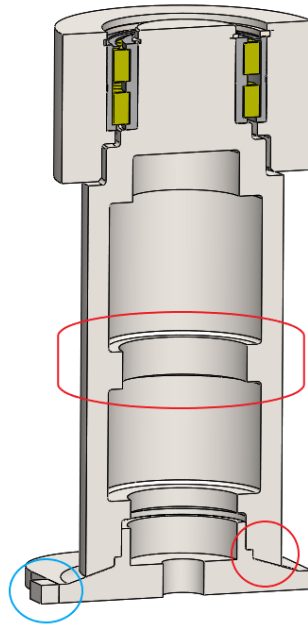
Obr. 31.: Vymezování vůlí pylonu

Konstrukce první hlavy je složitější než druhé. Mezi držákem spodních kladek a samotnou hlavou je ještě víko s magnetem. Závitové díry jsou umístěné v hlavě, víko má pouze průchozí díry pro šrouby. Aby se nemuselo při výměně broušené desky sundávat i víko s magnetem, jsou použity 4 speciální šrouby, které ho budou držet. Zbytek šroubů v poli slouží k uchycení držáku. Víko s magnetem má kruhové díry, které zajišťují správnou polohu víka. Zapadnou do nich konce čepů bočních kladek, které tak slouží i jako kolíky. O dodržení přesné polohy mezi držákem spodních kladek a druhou hlavou, respektive víkem magnetu se postará Westec. Na Obr. 32 je modře zvýrazněné víko s magnetem. Mezi dvěma řadami děr pro šrouby je díra pro konec čepu bočních kladek.



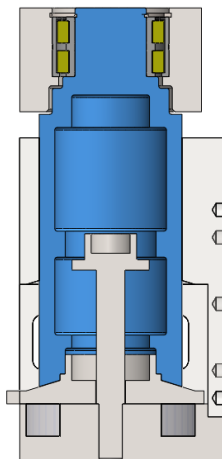
Obr. 32.: Víko s magnetem

Na začátku projektu jsme hledali jiné řešení, kterým by bylo možné rolnu vystřelit, abychom se vyhnuli elektrickému obvodu, který ovládá magnet. Jako další možnost přicházely v úvahu explozivní kapsle do airbagů, nicméně jejich nestálost výbuchů a nutnost bezpečnostních opatření s nimi spojená, včetně odvětrávání prostor, využití znemožnily. Při návrhu nové konstrukce pylonu jsem využili řešení výstřelu rolny již užitá ve funkčním vzorku. Kvůli opačné orientaci výstřelu, kdy gravitace neurychluje rolnu, naopak jí brzdí je třeba použít silnější pružinu a upravit tak lehce tělo vystřelované rolny. Na základě MKP analýzy, kterou provedl kolega Štádler jsem upravil konstrukci rolny v kritických místech označených červeně na Obr. 33. Jsou jimi pata těla, kde vzniklo zkosení a místo, kde je při vystřelení horní strana hlavy. Zde jsem kvůli otlacení přidal prsteneček materiálu. Modře je označen blokovací „nos“ sloužící jako mechanická zábrana brzkému či pozdnímu vystřelení rolny. Součástí sestavy setrvačnicků je blokovací kotouč, který má výřez na nos pouze v úseku, kde je přípustné, aby byla rolna vystřelena. Pokud dojde k dřívějšímu či pozdějšímu vystřelení rolny, bude nos zablokován kotoučem, po kterém se bude smýkat, než dorazí do vymezeného výseku. Zabráníme tak poškození mechanismu při nevhodném uvolnění rolny.

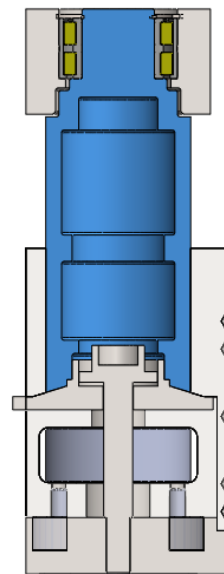


Obr. 33.: Tělo rolny

Na obrázcích 34 a 35 je poloha rolny v nevystřeleném a vystřeleném stavu.



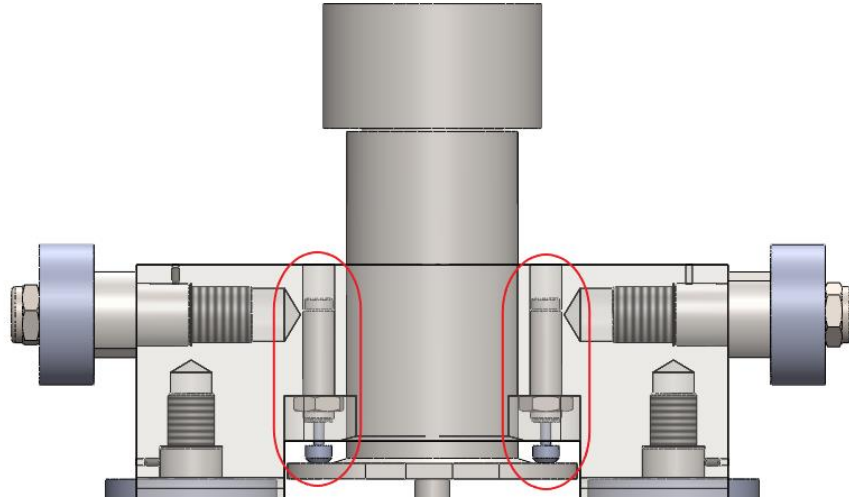
Obr. 34.: Nevystřelená rolna



Obr. 35.: Vystřelená rolna

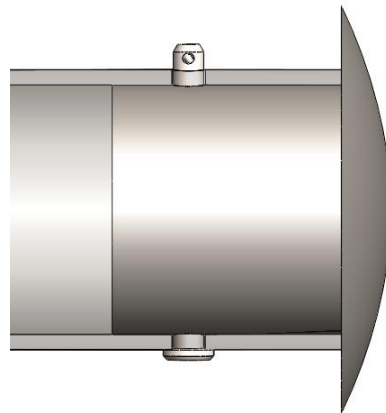
Ložisko rolny je dvouřadé válečkové NNCF 5011 CV od SKF. Katalogový list je součástí Přílohy 4. [5]

Tlumiče rolny jsou dle požadavků sepsaných na začátku kapitoly 4.4. umístěny do roviny osy rolny. Použitými tlumiči jsou dva hydraulické tlumiče od firmy Bibus s katalogovým označením ACE SC300EUM-5. Katalogový list je součástí Přílohy 5. Tlumiče rolny jsou označeny červeně na Obr. 36. [4]



Obr. 36.: Tlumiče rolny

Ke kontaktu mezi pylonem a vozíkem slouží výměnná hlavice s velkým poloměrem zaoblení. Je z tvrdšího materiálu než dosedací deska na vozíku. V průběhu zkoušek dojde na desce k vytvoření důlku o stejném poloměru jako má hlavice, a tím i k její fixaci. Hlavice bude jištěna pomocí čepu se závlačkou proti samovolnému vysunutí při brždění pylonu (Obr. 37).

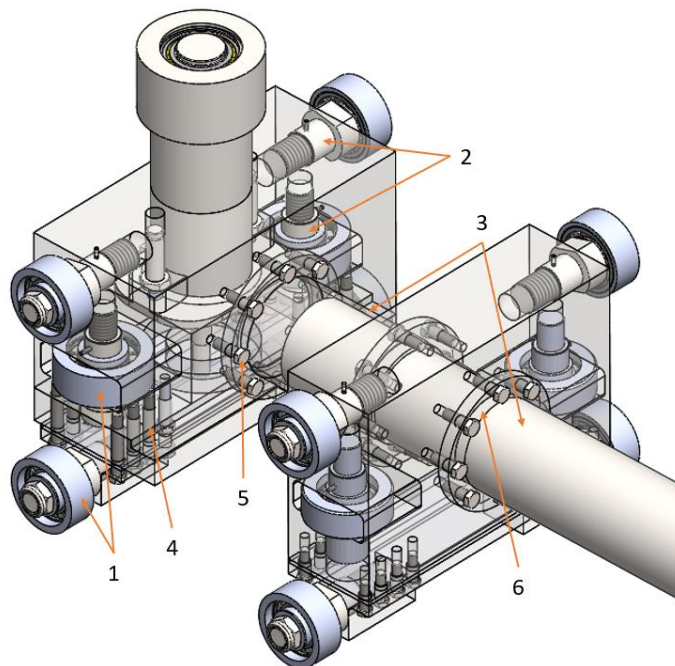


Obr. 37.: Pojištění hlavice

V další části diplomové práce se budu věnovat kontrole kritických míst a optimalizaci konstrukce.

5. Kontrola kritických míst konstrukce a jejich optimalizace

V této kapitole provedu kontrolu kritických míst konstrukce (Obr. 38). Jsou jimi ložiska horizontálních a bočních kladek (1) a jejich čepů (2). U čepů provedu kontrolu pevnosti, otláčení a kontrolu závitů při lisování do hlavy. Kratší trubku zkontroluji na ohyb, delší trubku na vzpěr (3). Dále vypočítám šroubové pole v držácích spodních horizontálních kladek (4) a šroubové pole v přírubě trubek (5). Navrhnu svarové spojení příruby a trubky (6) a průměr čepu pro pojištění vyměnitelné hlavice. Pro nevyhovující kritická místa provedu optimalizaci konstrukce.



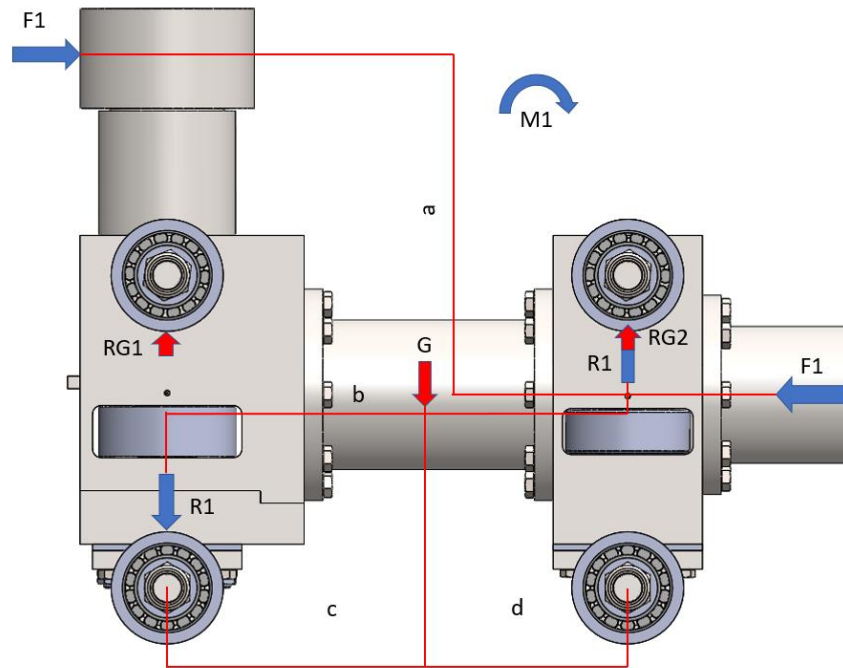
Obr. 38.: Kritická místa konstrukce

5.1. Ložiska kladek

Prvním kritickým místem jsou ložiska kladek. Působí v nich reakční síly od působící síly na rolnu. Soustava je staticky neurčitá, nicméně pro zjednodušení budeme v každé rovině považovat soustavu za určitou a výsledné složky reakcí na jednotlivé kladky v obou rovinách sčítat.

5.1.1. Rovina rovnoběžná se směrem pohybu

V této rovině budu předpokládat, že se výsledná reakce dělí rovným dílem na přední a zadní kladky, které nejsou v pohledu z boku vidět. Abychom neřešili dynamickou soustavu, budeme předpokládat, že je sestava v klidu. Aby tomu tak bylo, je reakce mezi vozíkem a pylonem stejně velká, opačně orientovaná jako působící síla F_1 mezi rolnou a vačkou. Obě síly působí na rameni a , čímž vzniká moment M_1 . Schéma působení sil v rovině působení síly urychlující vozík je na Obr. 39.



Obr. 39.: Schéma působení sil v rovině působení síly urychlující vozík

Z dodaných dat od firmy Dekra je maximální síla urychlující vozík $F_{1\max} = 173 \text{ kN}$. Při vysunutě rolně a předpokladu působení síly ve středu výšky rolny je rameno $a = 270 \text{ mm}$. Moment M_1 je pak:

$$M_1 = a \cdot F_1 = 270 \cdot 173 = 46710 \text{ Nm} \quad (2)$$

Hmotnost, se kterou počítám je $m = 240 \text{ kg}$ a tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$. Gravitační síla pak:

$$G = m \cdot g = 240 \cdot 9,81 = 2354,4 \text{ N} \quad (3)$$

Gravitační síla vytváří reakce v horních kladkách, moment M_1 v pravých horních a levých spodních kladkách. Výsledné reakce jsou:

$$R_1 = \frac{F_1 \cdot a}{b} = \frac{173 \cdot 270}{370} = 126,2 \text{ kN} \quad (4)$$

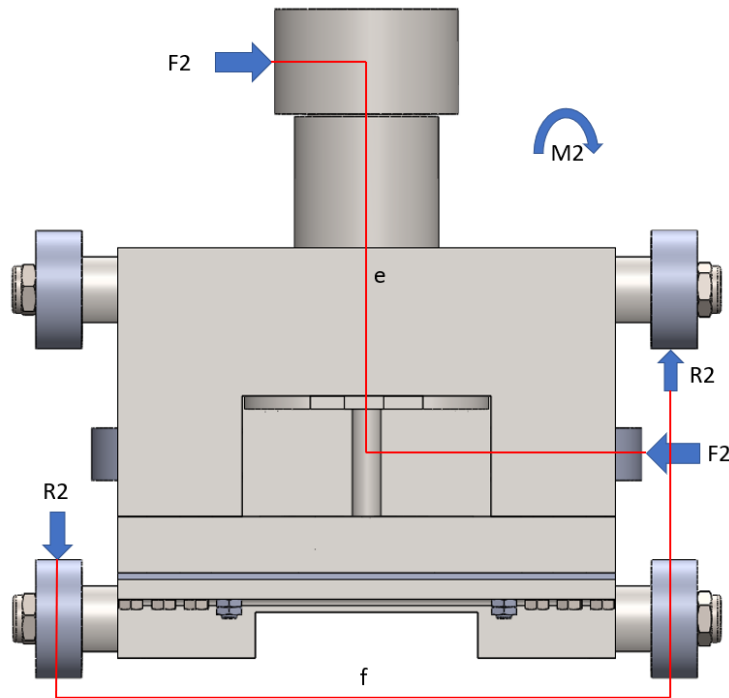
$$R_{G1} = \frac{G \cdot d}{c + d} = \frac{2354 \cdot 151}{219 + 151} = 961 \text{ N} = 1 \text{ kN} \quad (5)$$

$$R_{G2} = \frac{G \cdot c}{c + d} = \frac{2354 \cdot 219}{219 + 151} = 1394 \text{ N} = 1,4 \text{ kN} \quad (6)$$

kde vzdálenost os kladek v první a druhé hlavě $b = 370 \text{ mm}$, vzdálenost působišť G od osy kladek v první hlavě $c = 219 \text{ mm}$ a vzdálenost působišť síly G od osy kladek ve druhé řadě $d = 151 \text{ mm}$.

5.1.2. Rovina kolmá na směr pohybu

V rovině kolmé na směr pohybu pylonu působí složka výsledné síly F_2 snažící se pylon zkroutit. Reakce stejné velikosti opačné orientace působí v pravé boční kladce. V tomto případě pouze v první hlavě, protože jsou kladky umístěné v rovině osy rolny. Dále budu předpokládat, že poměr, v jakém se klopný moment dělí mezi první a druhou hlavu, je 50 %. S tímto předpokladem budu pracovat i v dalších podkapitolách. Schéma působení sil v rovině působení kolmé složky urychlující síly je na Obr. 40.



Obr. 40.: Schéma působení sil v rovině působení kolmé složky urychlující síly

Obdobně jako v předchozím případě vypočítám M_2 z maximální boční síly $F_2 = 77 \text{ kN}$ působící na rameni $e = 300 \text{ mm}$.

$$M_2 = e \cdot F_2 = 300 \cdot 77 = 23100 \text{ Nm} \quad (7)$$

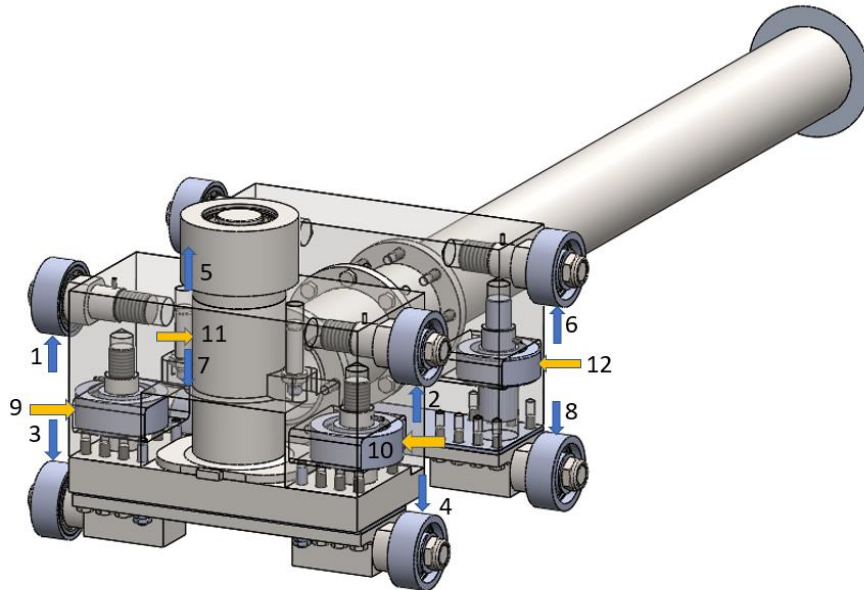
Výsledná reakce v kladkách je:

$$R_2 = \frac{F_2 \cdot e}{f} = \frac{77 \cdot 300}{470} = 49,1 \text{ kN} \quad (8)$$

kde vzdálenost mezi levými a pravými horizontálními kladkami $f = 470 \text{ mm}$.

5.1.3. Výsledné reakce v kladkách

Kladky jsem očísloval od jedné do dvanácti dle Obr. 41.



Obr. 41.: Číslo kladek

Složení reakcí a výsledná reakční síla pro každou kladku je v Tab. 1.

Tab. 1: Složení reakcí a výsledné reakční síly v kladkách

kladky	reakce	složení reakcí	výsledná reakce [kN]
1	Rv1	$RG1/2$	0,5
2	Rv2	$R2 \cdot p_r + RG1/2$	25,1
3	Rv3	$R2 \cdot p_r + R1/2$	87,7
4	Rv4	$R1/2$	63,1
5	Rv5	$R1/2 + RG2/2$	63,8
6	Rv6	$R2 \cdot (1 - p_r) + R1/2$	87,7
7	Rv7	$R2 \cdot (1 - p_r)$	24,6
8	Rv8	0	0
9	Rv9	0	0
10	Rv10	F2	77
11	Rv11	0	0
12	Rv12	0	0

kde p_r je procento klopného momentu od síly F2, které absorbuje první hlava. V tomto případě $p_r = 50\%$.

Z Tab. 1 vidíme, že nejvíce zatížené jsou kladky 3 a 6 a to silou necelých 88 kN. Z bočních kladek je zatížena pouze kladka číslo 10 silou 77 kN.

Při změně procentuálního zatížení první hlavy na 70 % stoupne výsledná reakce v kladkách 3 a 4 o 10 kN na 34,9 a 97,5 kN. O stejnou hodnotu klesne zatížení kladek 6 a 7.

5.1.4. Ložiska pojezdových kladek

Navrženými bočními ložisky v první hlavě jsou NUP 2308 ECP. Jejich základní statická únosnost $C_{0-2308} = 120$ kN. Dle SKF je součinitel statické bezpečnosti: [5]

$$s_{0-bocni} = \frac{C_{0-2308}}{P_0} = \frac{120}{77} = 1,56 \quad (9)$$

kde $P_0 = F_r$ radiální síla působící na ložisko.

Obdobně jsou navrženými horizontálními ložisky NUP 2208 ECP se základní statickou únosností $C_{0-2208} = 75$ kN. Jejich součinitel statické bezpečnosti je:

$$s_{0-horiz} = \frac{C_{0-2208}}{P_0} = \frac{75}{87,7} = 0,86 \quad (10)$$

Takto navržená ložiska nevyhovují. Zvolil jsem proto i pro horizontální kladky stejná ložiska jako pro boční. Součinitel bezpečnosti poté vychází

$$s_{0-horiz2308} = \frac{C_{0-2308}}{P_0} = \frac{120}{87,7} = 1,37 \quad (11)$$

Bezpečnost 1,37 je již dostatečná. Vzhledem k většímu průměru horizontálních posuvných kladek je třeba mírně upravit vodící kvádr dráhy pro pylon, který je součástí rámu katapultu.

Je plánováno cca 1000 výstřelů za rok. Doba jednoho výstřelu je 0,1 s a dráha cca 1 m. Počítat životnost ložisek tedy nemá význam.

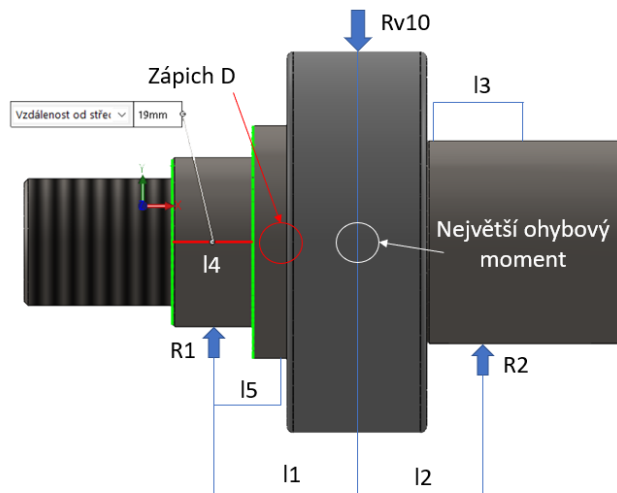
Bočními ložisky ve druhé hlavě zůstávají ložiska NUP 2208 ECP, kvůli jejich menšímu průměru. Díky tomu může být druhá hlava tenčí, čímž sníží hmotnost pylonu.

5.2. Čepy kladek

Čepy kladek jsou zatěžovány výslednými reakcemi z Tab. 1. Pro oba čepy provedu výpočet redukovaného napětí a kontrolu na otlacení. U čepu horizontálních kladek provedu kontrolu závitů při lisování.

5.2.1. Čep bočních kladek

Redukované napětí jsem spočítal pro dvě místa. Pro místo největšího ohybového momentu v místě působitě síly a pro zápich D. Obě jsou vyznačena na Obr. 42. $l_1 = 33,75$ mm a $l_2 = 30,75$ mm jsou vzdálenosti působitě reakcí od působitě zatěžující síly. $l_3 = 26,5$ mm a $l_4 = 18,5$ mm jsou vzdálenosti, na kterých je čep uložen v hlavě a $l_5 = 16,15$ mm je vzdálenost reakce R_1 a středu zápichu D.



Obr. 42.: Namáhání čepu bočních kladek

Reakce R1 a R2 jsem spočítal z rovnic:

$$R_1 = \frac{R_{V10} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{77 \cdot 30,75}{33,75 + 30,75} = 36,7 \text{ kN} \quad (12)$$

$$R_2 = \frac{R_{V10} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{77 \cdot 33,75}{33,75 + 30,75} = 40,3 \text{ kN} \quad (13)$$

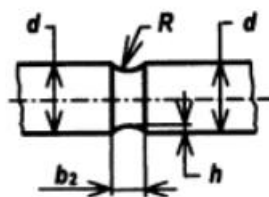
Maximální ohybový moment a ohybový moment působící pod zápichem je pak roven:

$$M_{omax} = R_1 \cdot l_1 = 36,7 \cdot 33,75 = 1238,9 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_{ozapich} = R_1 \cdot l_5 = 36,7 \cdot 16,15 = 592,9 \text{ Nm} \quad (15)$$

Průměr čepu na části s ložiskem je $d = 40 \text{ mm}$, zápich D je vytvořen na stejné ploše. Dle tabulky pro rozměry zápichu D je hloubka zápichu $h = 0,3 \text{ mm}$ (Obr. 43). [6]

Zápich D mezi válcovými plochami stejných jmenovitých průměrů:



Rozměry zápichů tvaru D

Rozměry v milimetrech

Rozsahy průměrů hřídelů		Rozměry		
d		b ₂	h ₂	R ₂
přes	do			
-	10	0,8	0,1	1,0
10	30	1,4	0,2	1,6
30	80	2,2	0,3	2,5
80	180	3,4	0,4	4,0
180	500	3,4	0,4	4,0

Obr. 43.: Tabulka rozměrů zápichu tvaru D [6]

Snížený průměr čepu pod zápichem je potom:

$$d_D = d - 2 \cdot h = 40 - 2 \cdot 0,3 = 39,4 \text{ mm} \quad (16)$$

Dále spočítám modul průřezu v ohybu, následně napětí v obou místech a větší z nich porovnám s dovolenou hodnotou. [7]

$$W_{oR} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283 \text{ mm}^3 \rightarrow 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (17)$$

$$W_{oD} = \frac{\pi \cdot d_D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 39,4^3}{32} = 6005 \text{ mm}^3 \rightarrow 6,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (18)$$

$$\sigma_R = \frac{M_{omax}}{W_{oR} \cdot 10^6} = \frac{1238,9}{6,28} = 197,2 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$\sigma_Z = \frac{M_{ozapich}}{W_{oD} \cdot 10^6} = \frac{592,9}{6,0} = 98,7 \text{ MPa} \quad (20)$$

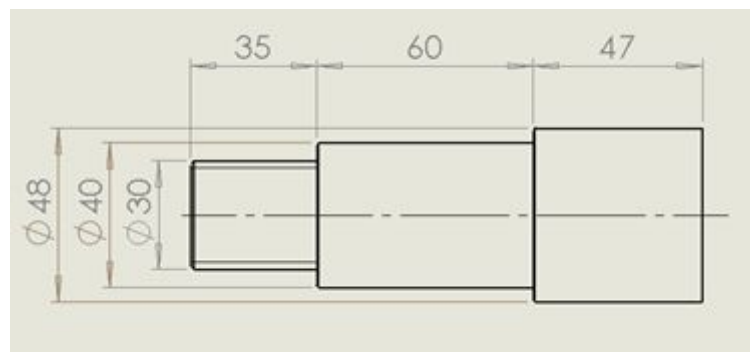
Smluvní mez kluzu pro zvolený materiál 18CrNiMo7-6 je $R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$ (Obr. 44). Materiálový list oceli 18CrNiMo7-6 je součástí Přílohy 6. [8]

Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popuštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) ¹⁾	Průměr mm	R _{p0,2 min} MPa
	d ≤ 11	980
	11 < d ≤ 25	735
	25 < d ≤ 50	640
	50 < d ≤ 100	490

Obr. 44.: Vlastnosti oceli 18CrNiMo7-6 [8]

Bezpečnost k pro nepříznivější variantu je pak:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_R} = \frac{640}{197,2} = 3,2 \quad (21)$$



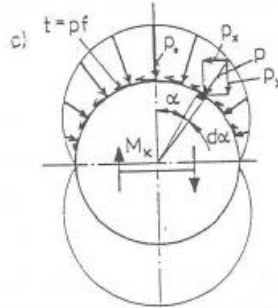
Obr. 45.: Průměry čepu boční kladky

Tlak působící na polovině čepu p:

$$p_1 = \frac{R_1}{l_4 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{36700}{18,5 \cdot \frac{40}{2}} = 99,2 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$p_2 = \frac{R_2}{l_3 \cdot \frac{d_2}{2}} = \frac{40291}{26,5 \cdot \frac{48}{2}} = 63,4 \text{ MPa} \quad (23)$$

kde průměr čepu v místě působivosti reakce R_2 je $d_2 = 48 \text{ mm}$ (Obr. 45). [9]

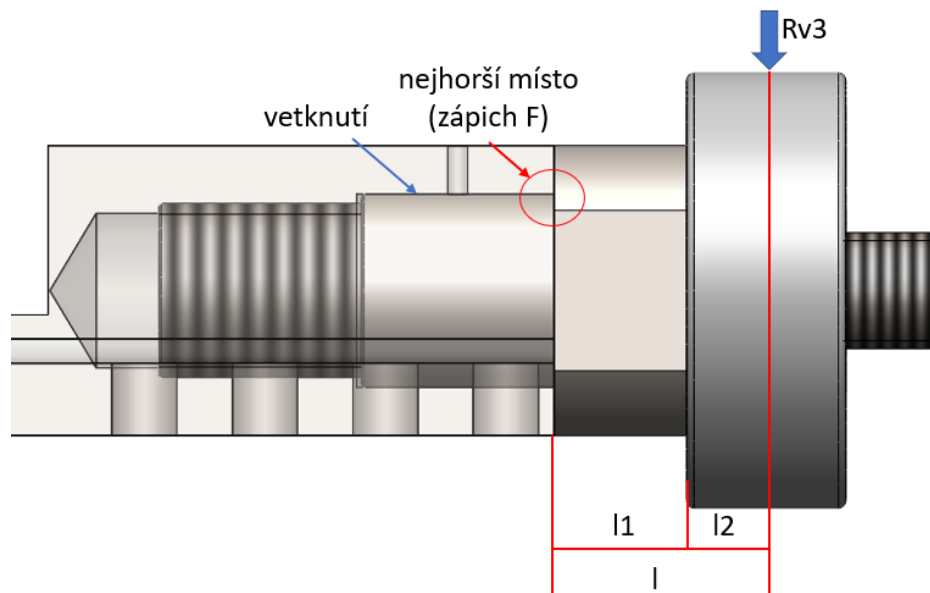


Obr. 46.: Kosinové rozložení tlaku [9]

Pro kontrolu otláčení čepu předpokládám kosinové rozložení tlaku (Obr. 46), kde největší hodnota tlaku p_0 pro místo působení tlaku p_1 je:

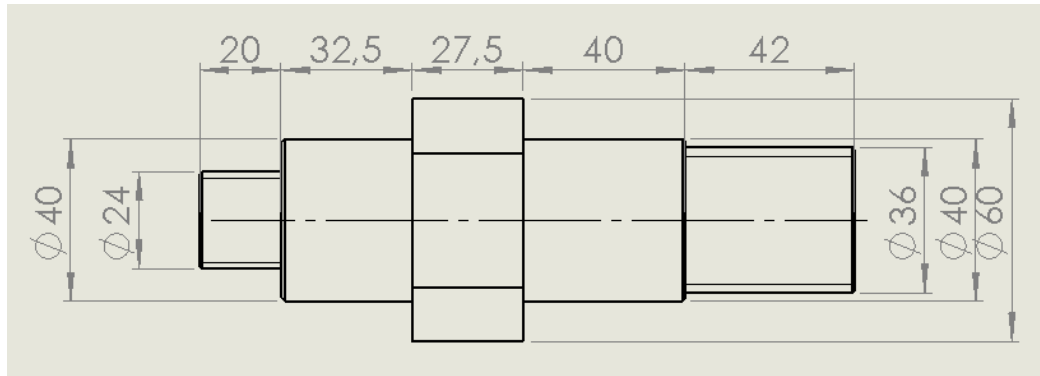
$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot p_1 = \frac{4}{\pi} \cdot 99,2 = 126,3 \text{ MPa} \quad (24)$$

5.2.2. Čep horizontálních kladek



Obr. 47.: Namáhání čepu horizontálních kladek

Pro čepy horizontálních kladek postupuji stejně jako u bočních. Na Obr. 47 je znázorněné namáhání čepu horizontálních kladek, na Obr. 48 pak jejich rozměry.



Obr. 48.: Rozměry čepu horizontálních kladek

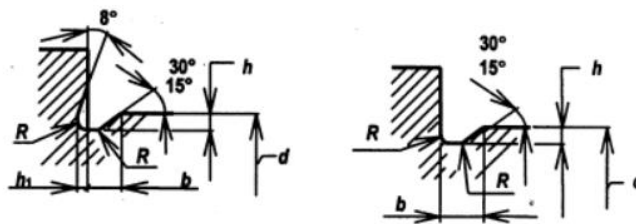
Působící síla $R_{v3} = 87,7$ kN, délka ramene $l = l_1 + l_2$, kde $l_1 = 27,5$ mm a $l_2 = 16,5$ mm. Výsledná délka ramene, na které působí reakce 3 je tedy $l = 44$ mm. To způsobuje moment velikosti:

$$M_o = R_{v3} \cdot l = 87,7 \cdot 44 = 3858,6 \text{ Nm} \quad (25)$$

Průměr čepu v místě zápichu F je $d = 40$ mm. Dle tabulky Strojnických tabulek pro zápich F je jeho hloubka $h = 0,3$ mm (Obr. 49). [6]

Zápich F pro běžné použití:

Zápich G pro použití na NC a CNC výrobních zařízeních:



Rozměry zápichů

Rozměry v milimetrech

Průměr součástí		Šířka zápichu	Hloubka zápichu	Hloubka	Poloměr zaoblení	Zkosení nebo zaoblení souvisejících součástí
pres	do	b	h	h_1	R	
	1,6	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1
1,6	3	1,0	0,1	0,1	0,2	0,1
3	18	2,0	0,2	0,1	0,4	0,3
18	80	2,5	0,3	0,2	0,8	0,6
80		4,0	0,4	0,3	1,2	1,0

Obr. 49.: Tabulka rozměrů zápichu F [6]

Z čehož plyne stejná snížená hodnota průměru jako v případě zápichu D:

$$d_F = d - 2 \cdot h = 40 - 2 \cdot 0,3 = 39,4 \text{ mm} \quad (26)$$

$$W_{oF} = \frac{\pi \cdot d_F^3}{32} = \frac{\pi \cdot 39,4^3}{32} = 6005 \text{ mm}^3 \rightarrow 6,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (27)$$

$$\sigma_F = \frac{M_o}{W_{oF} \cdot 10^6} = \frac{3858,6}{6,0} = 642,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

Materiál je opět 18CrNiMo7-6 se smluvní mezí kluzu $R_{p0,2} = 640$ MPa. Bezpečnost je tedy: [8]

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_F} = \frac{640}{642,6} = 1 \quad (29)$$

což je pro nás dostačující hodnota.

Délka vetknutí l_3 :

$$l_3 = 40 - 2,5 - 0,5 = 37 \text{ mm} \quad (30)$$

kde 0,5 mm je zkosení a 2,5 mm šířka zápichu.

$$p_3 = \frac{R_{v3}}{l_3 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{87700}{37 \cdot \frac{40}{2}} = 118,5 \text{ MPa} \quad (31)$$

Tlak působící na polovinu čepu o průměru $d = 40$ mm je p_3 . Opět předpokládám kosinové rozložení sil jako v předchozím případě, pak maximální hodnota tlaku je:

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot p_3 = \frac{4}{\pi} \cdot 118,5 = 151 \text{ MPa} \quad (32)$$

Z tabulky na Obr. 52 je pro běžné oceli dovolený tlak 200 až 250 MPa. Ocel NiCrMo7-6 použitá na čepy by měla mít dovolený kontaktní tlak přesahující 250 MPa. Hodnota 151 MPa je tedy přípustná.

5.2.3. Kontrola lisovaného spoje

Pro obě varianty lisovaného spoje jsem navrhl uložení s mírným přesahem H7/p6. V Tab. 2 jsou uvedeny hodnoty tolerancí pro díru (Obr. 50) a čep (Obr. 51). [6]

Úchyly rozměrů děr do 3150 mm pro toleranční pole G až H9

Úchyly v mikrometrech

Jmenovitý rozměr (mm)	přes	do	G		H									
			6	7	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
		3	+8 +2	+12 +2	+0,8 0	+1,2 0	+2 0	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	
		3	6	+12 +4	+16 +4	+1 0	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+5 0	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0
		6	10	+14 +5	+20 +5	+1 0	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+6 0	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0
		10	18	+17 +6	+24 +6	+1,2 0	+2 0	+3 0	+5 0	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0
		18	30	+20 +7	+28 +7	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+6 0	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0
		30	50	+25 +9	+34 +9	+1,5 0	+2,5 0	+4 0	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0

Obr. 50.: Tabulka tolerancí děr [6]

Úchyly rozměrů hřídelů do 500 mm pro toleranční pole p a r

Úchyly v mikrometrech

Jmenovitý rozměr (mm)	přes	do	p						r					
			4	5	6	7	8	9	4	5	6	7	8	
		3	+9 +6	+10 +6	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+31 +6	+13 +10	+14 +10	+16 +10	+20 +10	+24 +10	
		3	6	+16 +12	+17 +12	+20 +12	+24 +12	+30 +12	+42 +12	+19 +15	+20 +15	+23 +15	+27 +15	+33 +15
		6	10	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+30 +15	+37 +15	+51 +15	+23 +19	+25 +19	+28 +19	+34 +19	+41 +19
		10	18	+23 +18	+26 +18	+29 +18	+36 +18	+45 +18	+61 +18	+28 +23	+31 +23	+34 +23	+41 +23	+50 +23
		18	30	+28 +22	+31 +22	+36 +22	+43 +22	+55 +22	+74 +22	+34 +28	+37 +28	+41 +28	+49 +28	+61 +28
		30	50	+33 +26	+37 +26	+42 +26	+51 +26	+65 +26	+88 +26	+41 +34	+45 +34	+50 +34	+59 +34	+73 +34

Obr. 51.: Tabulka tolerancí hřídelů [6]

Tab. 2: Tolerance uložení H7/p6

horní úchylka díry	D _h	25	μm
dolní úchylka díry	D _d	0	μm
horní úchylka čepu	d _h	42	μm
dolní úchylka čepu	d _d	26	μm
největší přesah	δ	42	μm

Modul pružnosti v tahu oceli E = 210000 MPa, poloměr čepu r = 20 mm, vzdálenost od osy čepu k nejbližší stěně r₃ = 30 mm. Tlak způsobený nalisováním za přesahu: [10]

$$p = \frac{\delta \cdot E}{d} \cdot \frac{r_3^2 - r^2}{r_3^2} = \frac{0,042 \cdot 210000}{20} \cdot \frac{30^2 - 20^2}{30^2} = 122,5 \text{ MPa} \quad (33)$$

Síla potřebná k nalisování: [9]

$$F = \pi \cdot d \cdot l_3 \cdot p \cdot f = \pi \cdot 40 \cdot 37 \cdot 122,5 \cdot 0,15 = 85435 \text{ N} \rightarrow 85,4 \text{ kN} \quad (34)$$

kde délka nalisování náboje l₃ = 37 mm a součinitel tření pro ocel f = 0,15 jako střední hodnota z tabulky součinitelů tření lisovaného spoje na Obr. 52. [9]

Tab. VIII

materiál náboje	f	α [1/°C]	p _D [MPa]
ocel	0,12 ÷ 0,18	11,5 · 10 ⁻⁶	200 ÷ 250
šedá litina	0,10 ÷ 0,15	10,5 · 10 ⁻⁶	20 ÷ 50
bronz	0,07 ÷ 0,08	18 · 10 ⁻⁶	10 ÷ 20
Al - slitiny	0,05 ÷ 0,07	23 · 10 ⁻⁶	10 ÷ 20
plast	0,25 ÷ 0,40	---	---

materiál hřídele: ocel

Obr. 52.: Tabulka součinitelů tření lisovaného spoje [9]

Závit, kterým se bude čep lisovat je M36x3 S roztečí závitů P = 3 mm, průměrem jádra závitů d₃ = 32,319 mm a středním průměrem závitů d₂ = 34,051 mm (Obr. 53). [6]

Metrické závity ISO pro všeobecné použití - rozměry pro M20 až M48

Rozměry v milimetrech					
Jmenov. průměr závitů d = D	Rozteč závitů P	Střední průměr závitů D ₂ = d ₂	Malý průměr závitů D ₁ = d ₁	Průměr jádra závitů d ₃	Označení závitů
20	2,5	18,376	17,294	16,933	M 20x2
	2	18,701	17,835	17,546	M 20x2
	1,5	19,026	18,376	18,160	M 20x1,5
	1	19,350	18,917	18,773	M 20x1
	0,75	19,513	19,188	19,080	M 20x0,75
	0,5	19,675	19,459	19,387	M 20x0,5
22	2,5	20,376	19,294	18,933	M 22
	2	20,701	19,835	19,546	M 22x2
	1,5	21,026	20,376	20,160	M 22x1,5
	1	21,350	20,917	20,773	M 22x1
	0,75	21,513	21,188	21,080	M 22x0,75
	0,5	21,675	21,459	21,387	M 22x0,5
33	3,5	30,727	29,211	28,706	M 33
	3	31,051	29,752	29,319	M 33x3
	2	31,701	30,835	30,546	M 33x2
	1,5	32,026	31,376	31,160	M 33x1,5
	1	32,350	31,917	31,773	M 33x1
	0,75	32,513	32,188	32,080	M 33x0,75
35	1,5	34,026	33,376	33,160	M 35x1,5 *
	1	34,350	33,917	33,773	M 35x1
36	4	33,402	31,670	31,093	M 36
	3	34,051	32,752	32,319	M 36x3
	2	34,701	33,835	33,546	M 36x2
	1,5	35,026	34,376	34,160	M 36x1,5
	1	35,350	34,917	34,773	M 36x1
	0,75	35,513	35,188	35,080	M 36x0,75

Obr. 53.: Rozměry závitů M36x3 [6]

Plocha průřezu závitů S je:

$$S = \pi \cdot r_3^2 = \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{32,319}{2}\right)^2 = 820,4 \text{ mm}^2 \quad (35)$$

Úhel stoupání γ, třecí úhel φ' a součinitel tření v ostrém závitě f' jsou pak:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{3}{\pi \cdot 34,051}\right) = 0,02803675 \text{ rad} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\varphi') = f' = 1,15 \cdot f = 1,15 \cdot 0,15 = 0,1725 \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg}(0,1725) \\ = 0,17081893 \text{ rad} \end{aligned} \quad (37)$$

kde součinitel tření $f = 0,15$, krouticí moment šroubu M_k je potom: [9]

$$\begin{aligned} M_k = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 85435 \cdot \frac{34,051}{2} \cdot \operatorname{tg}(0,02803675 + 0,17081893) \\ = 293126 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (38)$$

Napětí v krutu τ a tahu σ :

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\tau \cdot d_3^3}{16}} = \frac{293126}{\frac{\pi \cdot 32,319^3}{16}} = 44 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{85435}{820,4} = 104 \text{ MPa} \quad (40)$$

Redukované napětí potom bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{104^2 + 4 \cdot 44^2} = 136 \text{ MPa} \quad (41)$$

Bezpečnost k :

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{136} = 4,7 \quad (42)$$

5.2.4. Hertzovy tlaky

Hertzův tlak budu počítat pro obě nejvíce zatížené rolny. Jedná se o případ odvalování válce po rovině, kde Poissonovo číslo pro ocel $\mu = 0,3$, modul pružnosti oceli $E = 210000$ MPa. Pro boční kladky je zátěžná síla $F_1 = 77$ kN, vnější průměr tvrzeného nákrůžku $d_1 = 110$ mm a délka styku $l_1 = 40$ mm. Pro horizontální kladky je zátěžná síla $F_2 = 87,7$ kN, vnější průměr tvrzeného nákrůžku $d_2 = 100$ mm a délka styku $l_2 = 35$ mm. Potom maximální Hertzovy tlaky jsou: [11]

$$p_{1max} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{F_1 \cdot E}{d_1 \cdot l_1}} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{77 \cdot 210}{110 \cdot 40}} = 1,13 \text{ GPa} \quad (43)$$

$$p_{2max} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{F_2 \cdot E}{d_2 \cdot l_2}} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{87,7 \cdot 210}{100 \cdot 35}} = 1,36 \text{ GPa} \quad (44)$$

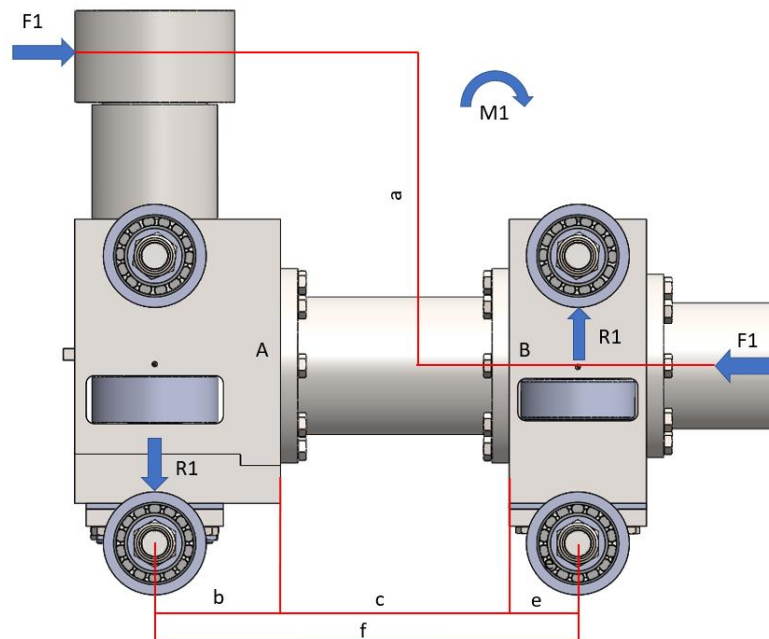
1,36 GPa Hertzova tlaku je poměrně velká hodnota, nicméně po domluvě s pracovníky firmy akceptovaná. V případě nutnosti snížení této hodnoty je možno zvětšit průměr tvrzených nákrůžků, případně zvětšit jejich šířku. Pro oba případy byla provedena kontrola pomocí kalkulátoru: <https://www.mesys.ch/calc/hertz.fcgi?lang=en>, jímž byly dosaženy stejné výsledky.

5.3. Trubky

U kratší trubky spočítám redukované napětí a její bezpečnost, delší trubku zkontroluju na vzpěr.

5.3.1. Kratší trubka

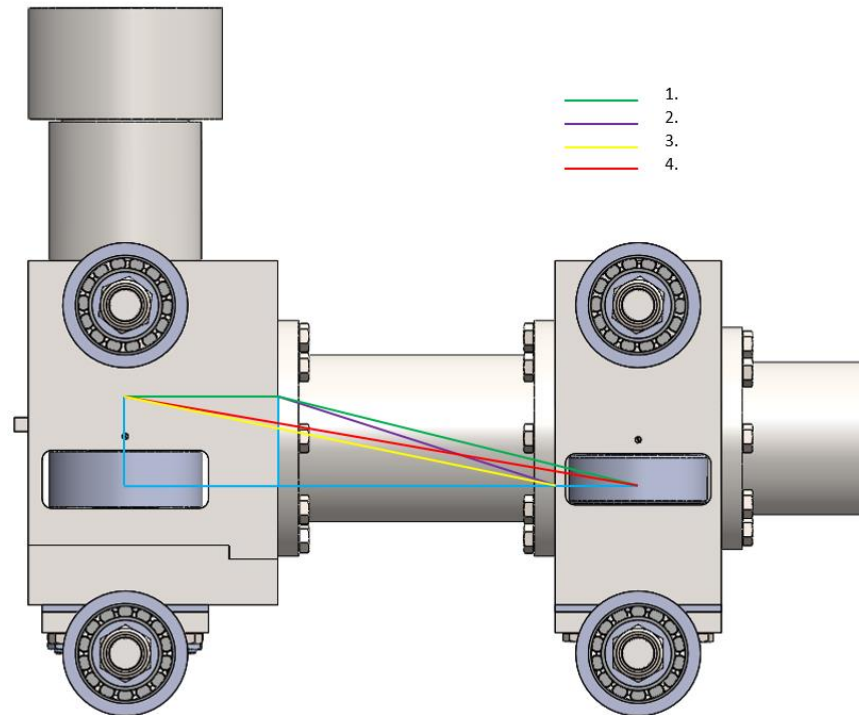
Namáhání kratší trubky je schematicky naznačeno na Obr. 54.



Obr. 54.: Namáhání kratší trubky

Moment $M_1 = 46710 \text{ Nm}$, $M_2 = 23100 \text{ Nm}$, procento klopného momentu, který absorbuje první hlava $p_r = 50 \%$ a zatěžující síla $F_1 = 173 \text{ kN}$ je vstupem z kapitoly 5.1.1., vzdálenost od roviny předních kladek k přírubě A je $b = 110 \text{ mm}$, délka trubky $c = 200 \text{ mm}$ a vzdálenost od příruby B k rovině kladek ve druhé hlavě $e = 60 \text{ mm}$. Celková vzdálenost mezi rovinami kladek je $f = 370 \text{ mm}$.

Pro výpočet ohybového momentu působícího v místech přírub A a B jsou možné čtyři přístupy. První z nich počítá se stejnou hodnotou maximálního ohybového momentu od roviny předních kladek po přírubu A, odkud začíná moment klesat a nuly dosáhne v místě roviny zadních kladek. Při druhé variantě klesá moment od příruby A a nuly dosáhne v místě příruby B. Třetí varianta počítá s poklesem ohybového momentu hned od roviny předních kladek do nulové hodnoty v místě příruby B. Čtvrtý přístup pak s poklesem od roviny předních kladek do roviny zadních kladek. Budu počítat s posledním přístupem, jehož hodnoty leží mezi mezními hodnotami ostatních variant (Obr. 55).



Obr. 55.: Přístupy k výpočtu ohybového momentu

Pro ohybový moment v místě přírub A a B, tak platí:

$$M_{oA} = \frac{M_1 \cdot (c + e)}{f} = \frac{46710 \cdot (200 + 60)}{370} = 32823 \text{ Nm} \quad (45)$$

$$M_{oB} = \frac{M_1 \cdot e}{f} = \frac{46710 \cdot 60}{370} = 7575 \text{ Nm} \quad (46)$$

Vnější průměr trubky $D = 120 \text{ mm}$, vnitřní průměr trubky $d = 104 \text{ mm}$. Plocha mezikruží S je:

$$S = \pi \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \pi \cdot (60^2 - 52^2) = 2814,9 \text{ mm}^2 \rightarrow 0,0028149 \text{ m}^2 \quad (47)$$

Modul průřezu v ohybu a krutu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 104^4)}{32 \cdot 120} = 73937,2 \text{ mm}^3 \rightarrow 7,394 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (48)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 104^4)}{16 \cdot 120} = 147874 \text{ mm}^3 \rightarrow 1,479 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (49)$$

Napětí v tlaku, ohybu a krutu:

$$\sigma_d = \frac{F_1}{S} = \frac{173000}{2814,9} = 61,5 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_o \cdot 10^6} = \frac{32823}{73,94} = 444 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_o \cdot 10^6} = \frac{7575}{73,94} = 102 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\tau_k = \frac{M_2 \cdot p_r}{W_k \cdot 10^6} = \frac{23100 \cdot 0,5}{147,9} = 78 \text{ MPa} \quad (53)$$

Redukované napětí pro přírubu A je:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_d + \sigma_{oA})^2 + (2 \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{(61 + 444)^2 + (2 \cdot 78)^2} = 529 \text{ MPa} \quad (54)$$

Na Obr. 56 je tabulka vlastností bezešvých trubek dle technického listu firmy Bolzano. Pro kratší trubku jsem zvolil ocel P690QH s číselným označením 1.8880, která má mez kluzu pro tloušťku stěny 25 mm (vnější průměr 127, nejnižší možná tloušťka stěny je 25 dle tabulky přednostních rozměrů) $R_e = 650 \text{ MPa}$. Technický list je součástí Přílohy 7. [8]

Označení oceli		Tepelné zpracování	Mechanické vlastnosti při okolní teplotě								Tažnost A ⁵⁰ min. %				
Značka	Číselné označení		Mez kluzu R_{eH} nebo smluvní $R_{e0,2}$ min. pro tloušťku stěny T v mm						Pevnost v tahu R_m pro tloušťku stěny T v mm				l	t	
			≤12	>12-≤20	>20-≤40	>40-≤50	>50-≤65	>65-≤80	>80-≤100	≤20	>20-≤40	>40-≤65			>65-≤100
P275NL1	1.0488	+N	275			265	255	245	235	390-510	390-480		360-480	24	22
P275NL2	1.1104		+N ^{b)}	355	345	335	325	315	305	490-650	490-630	450-590	22	20	
P355N	1.0562														
P355NH	1.0565														
P355NL1	1.0566	+N	460	450	440	425	410	400	390	560-730		490-690	19	17	
P355NL2	1.1106														
P460N	1.8905	+N ^{c)}	620	580	540	500	-	-	740-930	690-860	630-800	-	16	14	
P460NH	1.8935														
P460NL1	1.8915														
P460NL2	1.8918														
P620Q	1.8876	+QT	690	650	615	580	540	500	770-900	720-900	670-850	620-800	16	14	
P620QH	1.8877														
P620QL	1.8890														
P690Q	1.8879														
P690QH	1.8880														
P690QL1	1.8881														
P690QL2	1.8888	690	690	650	615	580	540	770-960	700-880	680-860	16	14			
P690QL2	1.8888														

Obr. 56.: Tabulka vlastností bezešvých trubek [8]

Pak je bezpečnost k:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{650}{529} = 1,2 \quad (55)$$

Hodnota bezpečnosti je vyhovující.

5.3.2. Delší trubka

Delší trubku zkontroluji na vzpěr. Vzpěrná délka $l = 1100 \text{ mm}$, vnější průměr trubky $D = 110 \text{ mm}$, vnitřní průměr trubky $d = 98 \text{ mm}$, modul pružnosti v tahu $E = 210000 \text{ MPa}$, působící síla $F_1 = 173 \text{ kN}$ z části 5.1.1. a součinitel vlivu uložení $\mu = 0,71$ dle tabulky na Obr. 57 pro třetí případ vzpěru dle Eulera. [9]

	I	II	III	IV	V	VI
μ	2	1	0,71	0,5	0,75	0,6

Obr. 57.: Součinitel vlivu uložení [9]

Kvadratický moment průřezu I_x je:

$$I_x = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 98^4)}{64} = 2659220 \text{ mm}^4 \quad (56)$$

Plocha průřezu delší trubky S je:

$$S = \pi \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \pi \cdot (55^2 - 49^2) = 1960 \text{ mm}^2 \rightarrow 0,00196 \text{ m}^2 \quad (57)$$

Poloměr setrvačnosti i_x :

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{S}} = \sqrt{\frac{2659220}{1960}} = 36,83 \text{ mm} \quad (58)$$

Výpočtová vzpěrná délka trubky l_v je:

$$l_v = \mu \cdot l = 0,71 \cdot 1100 = 781 \text{ mm} \quad (59)$$

Štíhlostní poměr potom:

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{781}{36,83} = 21,2 \quad (60)$$

Pro štíhlostní poměr menší než 40 platí oblast čistého tlaku. [9]

Napětí v tlaku je:

$$\sigma = \frac{F_1}{S} = \frac{173000}{1960} = 88,2 \text{ MPa} \quad (61)$$

Bezpečnost k je pak:

$$k = \frac{R_{ed}}{\sigma} = \frac{690}{88,2} = 7,8 \quad (62)$$

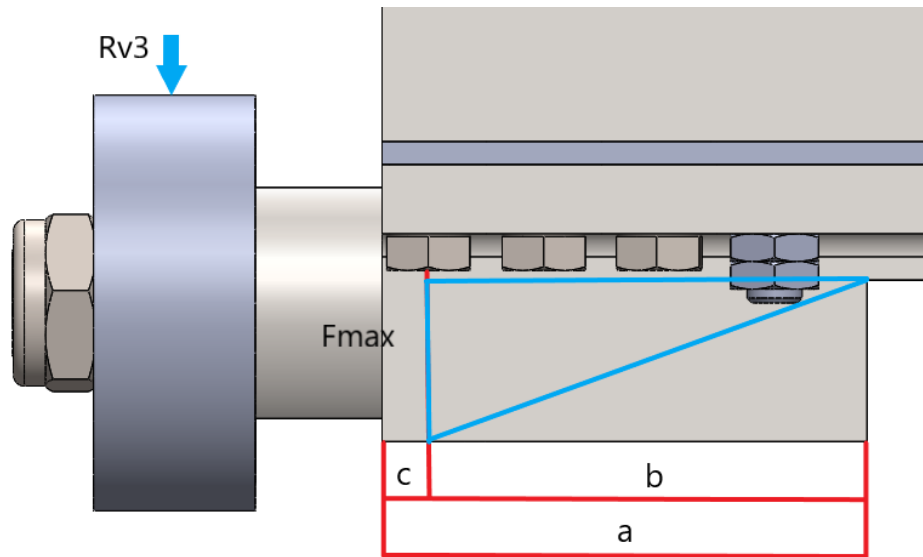
kde mez kluzu v tlaku oceli 18CrNiMo7-6 pro tloušťku 12 mm je $R_{ed} = 690 \text{ MPa}$. [8]

5.4. Šroubové pole držáku spodních kladek

Šroubové pole držáku spodních kladek je tvořeno 8 šrouby na každou kladku $n = 8$. Maximální působící síla na spodní kladky je $R_{v3} = 87,7 \text{ kN}$. Při předpokladu rovnoměrného rozdělení sil na všechny šrouby vychází osová síla na jeden šroub F_i :

$$F_i = \frac{R_{v3}}{n} = \frac{87,7}{8} = 11 \text{ kN} \quad (63)$$

Na Obr. 58 je modře naznačeno trojúhelníkové rozložení sil. Nulová hodnota je požadována v místě konce kvádrů držáku, ve kterém je nalisován čep. Maximální osová síla je v ose krajního šroubu.



Obr. 58.: Šroubové pole spodní horizontální kladky

Šířka kvádra $a = 108$ mm, vzdálenost od konce kvádra ke krajnímu šroubu $b = 98$, vzdálenost prvního šroubu od okraje $c = 10$ mm. Při rovnoměrném rozložení sil počítám s působením na celé šířce a . Při trojúhelníkovém rozložení sil pak jen na vzdálenosti b . Maximální osová síla F_{max} je potom:

$$F_{max} = \frac{2 \cdot F_i \cdot a}{b} = \frac{2 \cdot 11 \cdot 108}{98} = 24,2 \text{ kN} \quad (64)$$

Pro návrhový výpočet jsem použil míru využití meze kluzu $v = 0,85$, kde:

$$v = \frac{1}{k} = 0,85 \rightarrow k = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,85} = 1,2 \quad (65)$$

Šrouby jsem vybral třídy 12.9 s mechanickými vlastnostmi dle tabulky (Obr. 59). [9]

Tab. III

Označení	Pevnostní třídy šroubů										
	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	8,8		9,8	10,9	12,9
							$d < 16$	$d > 16$			
$\sigma_{P_{min}}$	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
$\sigma_{K_{min}}$	190	240	340	300	420	480	640	660	720	940	1100
staré označení	--	4D	--	5D	5S	6S	8G	--	--	10K	12K

Obr. 59.: Pevnostní třídy šroubů [9]

Mez pevnosti v tahu $\sigma_{Pt} = 1220$ MPa a mez kluzu v tahu $\sigma_{Kt} = 1100$ MPa. Pro navržený průměr jádra závitu d_3' pak platí: [9]

$$S_3' = \frac{\pi \cdot d_3'^2}{4} \quad (66)$$

$$\frac{F}{S_3'} \leq \frac{v \cdot \sigma_{Kt}}{1,2 \cdot (1 + q)} \rightarrow d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{\pi \cdot v \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24,2 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 1100}} \quad (67)$$

$$= 9,5 \text{ mm}$$

kde součinitel provozního předpětí $q = 1,3$.

Z tabulky rozměrů metrických závitů jsem vybral průměr jádra závitu $d_3 = 10,160$ mm pro závit M12x1,5 s jmenovitým průměrem $d = 12$ mm a roztečí závitu $P = 1,5$ (Obr. 60). Volím šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M12 x 1,5 x 80 – 12.9. [6]

Metrické závitě ISO pro všeobecné použití - rozměry pro M1 až M18

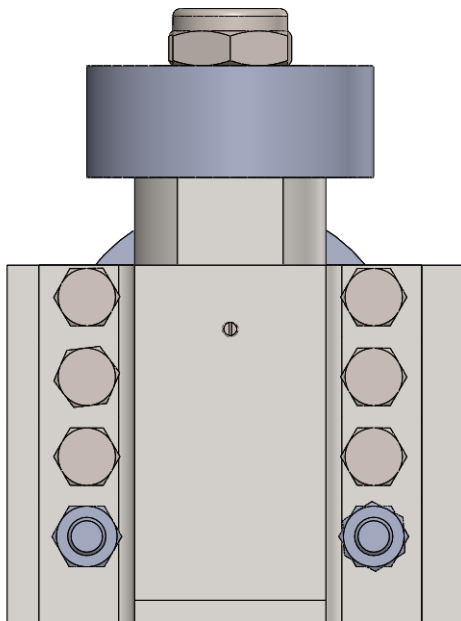
Rozměry v milimetrech

Jmenov. průměr závitu $d = D$	Rozteč závitu P	Střední průměr závitu $D_2 = d_2$	Malý průměr závitu $D_1 = d_1$	Průměr jádra závitu d_3	Označení závitu
1	0,25	0,838	0,729	0,693	M 1
	0,2	0,870	0,783	0,755	M 1x0,2
1,1	0,25	0,938	0,829	0,793	M 1,1
	0,2	0,970	0,883	0,855	M 1,1x0,2
1,2	0,25	1,038	0,929	0,893	M 1,2
	0,2	1,070	0,983	0,955	M 1,2x0,2
1,4	0,3	1,205	1,075	1,032	M 1,4
	0,2	1,270	1,183	1,155	M 1,4x0,2
1,6	0,35	1,373	1,221	1,171	M 1,6
	0,2	1,470	1,383	1,355	M 1,6x0,2
1,8	0,35	1,573	1,421	1,371	M 1,8
	0,2	1,670	1,583	1,555	M 1,8x0,2
2	0,4	1,740	1,567	1,509	M 2
	0,25	1,838	1,729	1,693	M 2x0,25
2,2	0,4	1,908	1,713	1,648	M 2,2
	0,25	2,038	1,929	1,893	M 2,2x0,25
2,5	0,45	2,208	2,013	1,948	M 2,5
	0,35	2,273	2,121	2,071	M 2,5x0,35
3	0,5	2,675	2,459	2,387	M 3

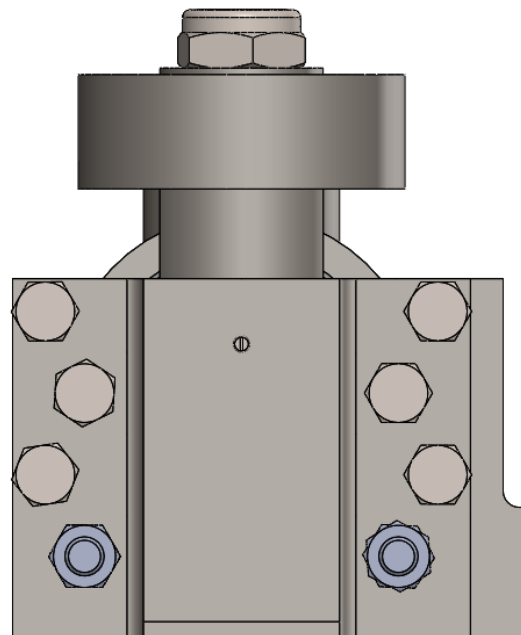
Jmenov. průměr závitu $d = D$	Rozteč závitu P	Střední průměr závitu $D_2 = d_2$	Malý průměr závitu $D_1 = d_1$	Průměr jádra závitu d_3	Označení závitu
9	1,25	8,188	7,647	7,466	M 9
	1	8,350	7,917	7,773	M 9x1
	0,75	8,513	8,188	8,080	M 9x0,75
10	0,5	8,675	8,459	8,387	M 9x0,5
	1,5	9,026	8,376	8,160	M 10
	1,25	9,188	8,647	8,466	M 10x1,25
11	1	9,350	8,917	8,773	M 10x1
	0,75	9,513	9,188	9,080	M 10x0,75
	0,5	9,675	9,459	9,387	M 10x0,5
12	1,5	10,026	9,376	9,160	M 11
	1	10,350	9,917	9,773	M 11x1
	0,75	10,513	10,188	10,080	M 11x0,75
12	0,5	10,675	10,459	10,387	M 11x0,5
	1,75	10,863	10,106	9,853	M 12
	1,5	11,026	10,376	10,160	M 12x1,5
12	1,25	11,188	10,647	10,466	M 12x1,25
	1	11,350	10,917	10,773	M 12x1
	0,75	11,513	11,188	11,080	M 12x0,75
0,5	11,675	11,459	11,387	M 12x0,5	

Obr. 60.: Rozměry závitu M12x1,5 [6]

Z důvodu konstrukčního řešení není ani možné použít šrouby s větším jmenovitým průměrem závitu. Pro zvýšení rozteče mezi šrouby došlo k úpravě šroubového pole, jak je vidět na obrázcích 61 a 62.



Obr. 61.: Původní šroubové pole



Obr. 62.: Nové šroubové pole

5.5. Šroubové pole příruby

Při prvním návrhovém výpočtu průměru jádra šroubů v přírubě A kratší trubky mi vyšla nepřiměřeně velká hodnota, přičemž při stávající konstrukci musely šrouby přenést jak ohybový moment, tak kroutící moment přenášený trubkou. Pro odlehčení šroubům jsem navrhl a napočítal kolíky pro přírubu, které přenášejí kroutící moment a šrouby tedy dimenzuji již pouze na ohybový moment.

Ohybový moment v místě příruby A $M_{oA} = 32823 \text{ Nm}$, vzdálenost prvních až čtvrtých šroubů od horního okraje příruby $x_1 = 21,1 \text{ mm}$, $x_2 = 64,4 \text{ mm}$, $x_3 = 125,6 \text{ mm}$, $x_4 = 168,9 \text{ mm}$ (Obr. 62). Šroubům pomáhá působící tlaková síla $F_1 = 173 \text{ kN}$, což při počtu šroubů $n = 8$ je odlehčující osová síla na jeden šroub:

$$F_{1\text{s}} = \frac{F_1}{n} = \frac{173000}{8} = 21625 \text{ N} \quad (68)$$

Maximální osová síla působící na šroub ve vzdálenosti x_4 je při uvažování ohybového momentu, odlehčující přitlačné síly a trojúhelníkového rozložení sil (modře na Obr. 63) je F_{max} z momentové rovnice:

$$M_{oA} = 2 \cdot \left(\frac{F \cdot x_1}{x_4} \cdot x_1 + \frac{F \cdot x_2}{x_4} \cdot x_2 + \frac{F \cdot x_3}{x_4} \cdot x_3 + \frac{F \cdot x_4}{x_4} \cdot x_4 \right) \quad (69)$$

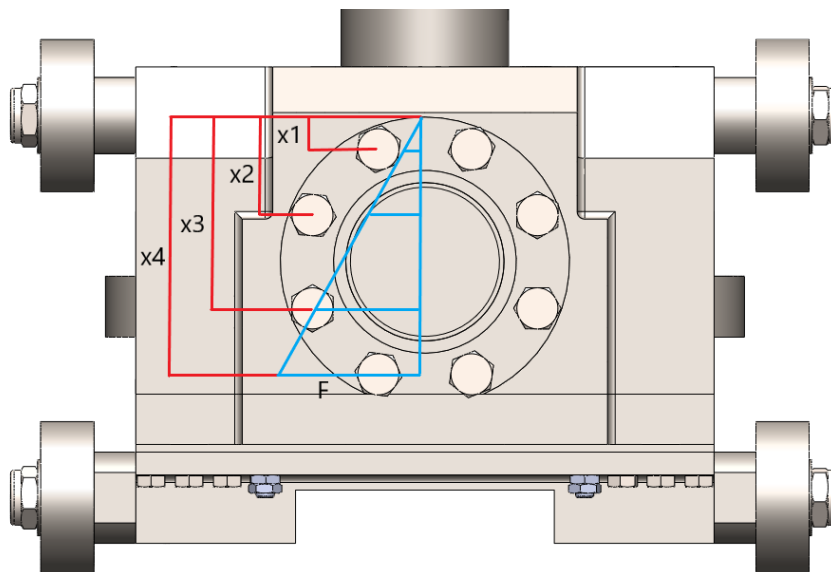
$$= \frac{2F}{x_4} \cdot (x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2)$$

$$F_{\text{max}} = \frac{M_{oA} \cdot x_4}{2 \cdot (x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2)} - F_{1\text{s}}$$

$$= \frac{32823 \cdot 0,1689}{2 \cdot (0,0211^2 + 0,0644^2 + 0,1256^2 + 0,1689^2)} - 21625 \quad (70)$$

$$= 35066 \text{ N} = 35,066 \text{ kN}$$

Dvojka se v rovnici objevuje kvůli dvěma řadám šroubů.



Obr. 63.: Rozměry šroubového pole

Pro maximální osovou sílu 35,1 kN je za stejných podmínek a vlastností šroubů třídy 12.9 navržený průměr jádra závitu d_3' roven:

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{\pi \cdot v \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,1 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 1100}} = 11,5 \text{ mm} \quad (71)$$

Dle tabulky na Obr. 64 pro rozměry závitů jsem zvolil nejbližší vyšší doporučený průměr jádra závitu. Je jím závit M16 s jmenovitým průměrem $d = 16 \text{ mm}$ a roztečí závitu $P = 2 \text{ mm}$. Volím šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M16 x 45 – 12.9.[6]

12	1,75	10,863	10,106	9,853	M 12
	1,5	11,026	10,376	10,160	M 12x1,5
	1,25	11,188	10,647	10,466	M 12x1,25
	1	11,350	10,917	10,773	M 12x1
	0,75	11,513	11,188	11,080	M 12x0,75
	0,5	11,675	11,459	11,387	M 12x0,5
14	2	12,701	11,835	11,546	M 14
	1,5	13,026	12,376	12,160	M 14x1,5
	1,25	13,188	12,647	12,466	M 14x1,25
	1	13,350	12,917	12,773	M 14x1
	0,75	13,513	13,188	13,080	M 14x0,75
	0,5	13,675	13,459	13,387	M 14x0,5
15	1,5	14,026	13,376	13,160	M 15x1,5
	1	14,350	13,917	13,773	M 15x1
16	2	14,701	13,835	13,546	M 16
	1,5	15,026	14,376	14,160	M 16x1,5
	1	15,350	14,917	14,773	M 16x1
	0,75	15,513	15,188	15,080	M 16x0,75
	0,5	15,675	15,459	15,387	M 16x0,5

Obr. 64.: Rozměry závitu M16 [6]

Průměrná osová síla ve šroubech při rovnoměrném rozložení je $F_{pr} = 19,7 \text{ kN}$. Při dimenzování kolíků na polovinu M2 (procento klopného momentu od F_2 , který absorbuje první hlava $p_r = 50 \%$) pomáhá kolíky odlehčovat jak osová síla ve šroubech, tak přítlačná síla F_1 . Kolíky jsou na poloměru $r = 80 \text{ mm}$. Síla působící na kolíky je:

$$F_k = \frac{M_2 \cdot p_r}{r} - f \cdot [(n \cdot F_{pr}) + F_1] = \frac{23100 \cdot 0,5}{0,08} - 0,15 \cdot [(8 \cdot 19700) + 21625] = 94757 \text{ N} \quad (72)$$

kde součinitel tření $f = 0,15$ a počet šroubů $n = 8$. Navrhl jsem počet kolíků $i = 6$ o průměru $d_k = 16 \text{ mm}$. Plocha průřezu kolíku je S_k :

$$S_k = \pi \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^2 = \pi \cdot 8^2 = 201,1 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

Kolíky jsou z oceli 18CrNiMo7-6 se smluvní mezí kluzu pro požadovaný průměr $R_{p0,2} = 735 \text{ MPa}$. Dovolенý tlak $p_D = 80 \text{ MPa}$. Pro dovolené smykové napětí τ_D platí: [7]

$$\tau_D = \frac{R_{p0,2}}{2 \cdot k_k} = \frac{735}{2 \cdot 2} = 180 \text{ MPa} \quad (74)$$

kde bezpečnost $k_k = 2$

Spočítaný počet kolíků i' je:

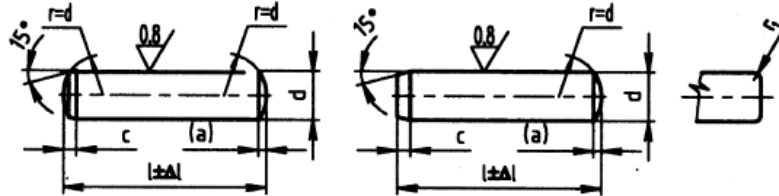
$$i' = \frac{F_k}{\tau_D} = \frac{94757}{180} = 2,6 \quad (75)$$

což je méně než navržený počet kolíků $i = 6$.

Tlak působící v přírubě na jeden kolík p_k je:

$$p_k = \frac{\frac{F_k}{i}}{(s - a) \cdot d_k} = \frac{\frac{94757}{6}}{(16,5 - 2) \cdot 16} = 68,1 \text{ MPa} \quad (76)$$

kde $s = 16,5$ mm je hloubka zapuštění kolíku v přírubě a zaoblení $a = 2$ mm je dle tabulky na Obr. 65. Volím válcový kolík ISO 8734 - A - 16x40.[6]



Rozměry válcových kalených kolíků délek od 40 mm do 100 mm

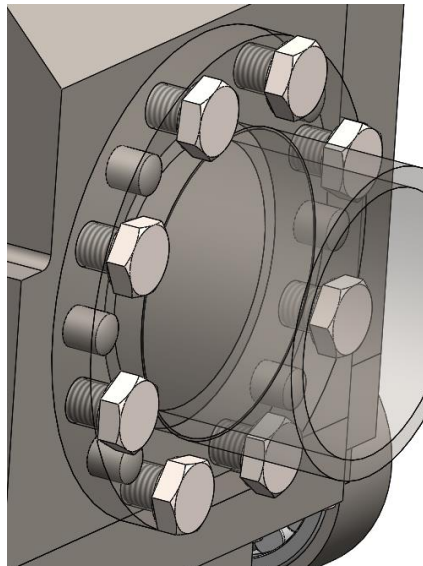
		Rozměry v milimetrech												
d m6 ¹⁾	Δl	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
a ≈		0,12	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5
c		0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,7	2,1	2,6	3	3,8	4,6	6
r max.		-	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	2
r min.		-	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8
l 2)	Δl													
40	±0,5						+	+	+	+	+	+	+	+

Obr. 65.: Rozměry kolíků [6]

Bezpečnost při otačení je:

$$k_p = \frac{p_D}{p_k} = \frac{80}{68,1} = 1,2 \quad (77)$$

Na Obr. 66 je upravené pole šroubů s kolíky v přírubě kratší trubky.

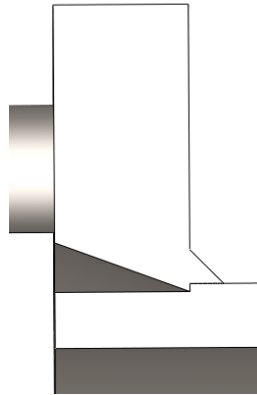


Obr. 66.: Upravené pole šroubů s kolíky

Při použití stejných kolíků v přírubě B je díky menšímu ohybovému momentu možno použít šrouby se šestihlannou hlavou ISO 4017 – M12 x 45 – 12.9.

5.6. Svarové spojení příruby a trubky

Pro spojení příruby a trubky jsem zvolil svar $\frac{1}{2}$ V a krycí koutový svar o tloušťce $a = 3$ mm (Obr. 67).



Obr. 67.: $\frac{1}{2}$ V a koutový svar

Vnější průměr trubky $D = 120$ mm, vnitřní průměr trubky $d = 104$ mm, tloušťka příruby $s = 17$ mm. Pro plochu kombinovaných svarů platí:

$$S_T = s \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} = 17 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{2} = 6408 \text{ mm}^2 \quad (78)$$

$$S_K = a \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} = 3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{2} = 1130 \text{ mm}^2 \quad (79)$$

$$S = S_T + \gamma \cdot S_K = 6408 + 0,5 \cdot 1130 = 6974 \text{ mm}^2 \quad (80)$$

kde součinitel $\gamma = 0,5$ pro: [9]

$$\frac{S_K}{S_T} \leq 1 \quad (81)$$

kde plocha koutového svaru je výrazně menší.

Vnější průměr pro výpočet průřezových modulů D_v je:

$$D_v = D + \gamma \cdot 2 \cdot a = 120 + 2 \cdot 0,5 \cdot 3 = 123 \text{ mm} \quad (82)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_v^4 - d^4)}{32 \cdot D_v} = \frac{\pi \cdot (123^4 - 104^4)}{32 \cdot 123} = 89316 \text{ mm}^3 \rightarrow 8,932 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (83)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_v^4 - d^4)}{16 \cdot D_v} = \frac{\pi \cdot (123^4 - 104^4)}{16 \cdot 123} = 178631 \text{ mm}^3 \rightarrow 1,786 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (84)$$

Ohybové napětí a napětí v krutu, kde působí $M_{oA} = 32823$ Nm a $M_2 = 23100$ Nm s předpokladem $p_r = 50$ % absorbování v první hlavě.

$$\sigma_o = \frac{M_{oA}}{W_o \cdot 10^6} = \frac{32823}{89,32} = 367,5 \text{ MPa} \quad (85)$$

$$\tau_k = \frac{M_2 \cdot p_r}{W_k \cdot 10^6} = \frac{23100 \cdot 0,5}{178,6} = 64,7 \text{ MPa} \quad (86)$$

Pro redukované napětí jsou důležité součinitele anizotropie $\alpha_L = 0,85$ a $\alpha_\tau = 0,7$ z tabulky na Obr. 68. [9]

Tab. XIV - Převodní součinitele svarů

druh svaru	namáhání	ocelové konstrukce	tlakové nádoby
svar tupý	tah	$\alpha_{\perp} = 0,85; \alpha_{\parallel} = 1$	$\alpha_{\perp} = 0,7; \alpha_{\parallel} = 0,9$
	tlak	$\alpha_{\perp} = \alpha_{\parallel} = 1$	$\alpha_{\perp} = \alpha_{\parallel} = 1$
	smyk	$\alpha_{\tau} = 0,7$	$\alpha_{\tau} = 0,6$
svar koutový	čelní	$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75$	$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,6$
	boční	$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65$	$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,5$

Obr. 68.: Převodní součinitele svarů [9]

Redukované napětí je potom:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_o}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau_k}{\alpha_{\tau}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{367,5}{0,85}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{64,7}{0,7}\right)^2} = 461 \text{ MPa} \quad (87)$$

Mez kluzu je z 5.3.1. Re = 650 MPa. Bezpečnost pak:

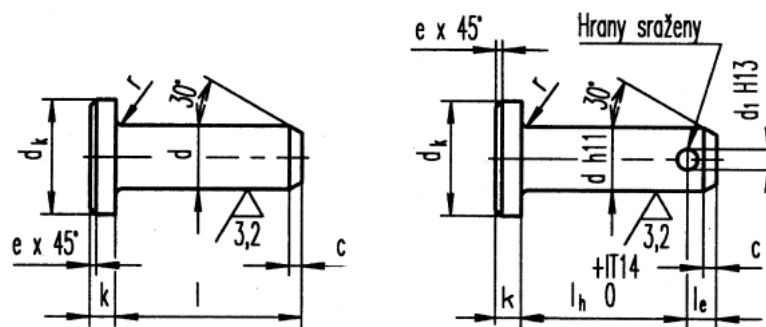
$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{650}{461} = 1,4 \quad (88)$$

5.7. Čep výměnné hlavice

Hmotnost hlavice $m = 2,158 \text{ kg}$, maximální zrychlení, kterého dosáhneme při brzdění je 15 G. Setrvačná síla čepu F_{ζ} je:

$$F_{\zeta} = m \cdot 15 \cdot g = 2,158 \cdot 15 \cdot 9,81 = 318 \text{ N} \quad (89)$$

Tloušťka tenčí stěny $s = 5 \text{ mm}$, dle tabulky rozměrů čepů s hlavou (Obr. 69) jsem zvolil první průměr jehož možná délka po odečtení délky pro díru pro závlačku přesahuje vnější průměr trubky $D = 110 \text{ mm}$. Průměr čepu $d = 12 \text{ mm}$. Volím čep ISO 2341 – B – 12x120 – St. [6]



Rozměry čepů s hlavou

Rozměry v milimetrech										
d h11	d _k	c	e	k	l	d1 H13	r	l	G _h [g]	G _l [g/mm]
3	5	1	0,5	1	1,6	0,8	0,6	6 až 30	0,2	0,056
4	6	1	0,5	1	2,2	1	0,6	8 až 40	0,2	0,099
5	8	2	1	1,6	2,9	1,2	0,6	10 až 50	0,6	0,15
6	10	2	1	2	3,2	1,6	0,6	12 až 60	1,2	0,22
8	14	2	1	3	3,5	2	0,6	16 až 80	3,6	0,4
10	18	2	1	4	4,5	3,2	0,6	20 až 100	8	0,6
12	20	3	1,6	4	5,5	3,2	0,6	24 až 120	9,8	0,89
14	22	3	1,6	4	6	4	1	28 až 140	11,9	1,2
16	25	3	1,6	4,5	6	4	1	32 až 160	17,3	1,57

Obr. 69.: Rozměry čepů s hlavou [6]

Dovolený tlak $p_D = 80 \text{ MPa}$, dovolené smykové napětí $\tau_D = 60 \text{ MPa}$. Plocha průřezu kolíku S : [9]

$$S = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{12}{2}\right)^2 = 113 \text{ mm}^2 \quad (90)$$

Kontrola na stříh a otláčení:

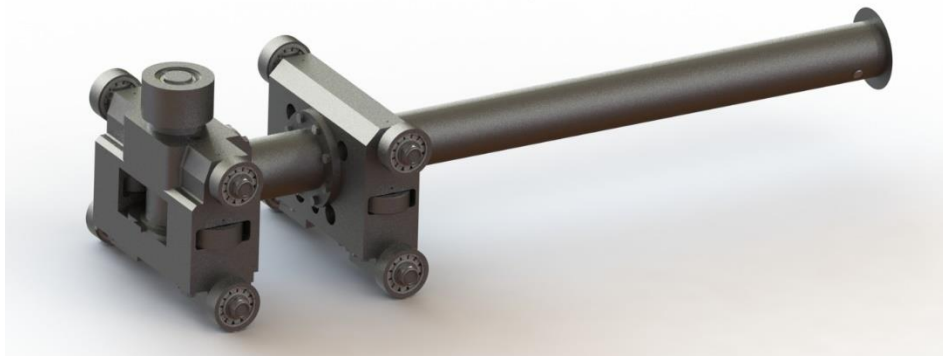
$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{318}{113} = 2,8 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$p = \frac{F}{s \cdot d} = \frac{318}{1135 \cdot 12} = 2,8 \text{ MPa} \quad (92)$$

Jak tlak, tak smykové napětí je řádově nižší než dovolené.

5.8. Hmotnost

Důležitým parametrem při návrhu konstrukce je hmotnost pylonu, jak jsem již zmínil dříve. Limitní hodnota je 240 kg, které jsem dosáhl pomocí ořezání přebytečných částí první i druhé hlavy a vytvořením otvorů v druhé hlavě. Finální podoba pylonu je na Obr. 70.



Obr. 70.: Finální podoba pylonu

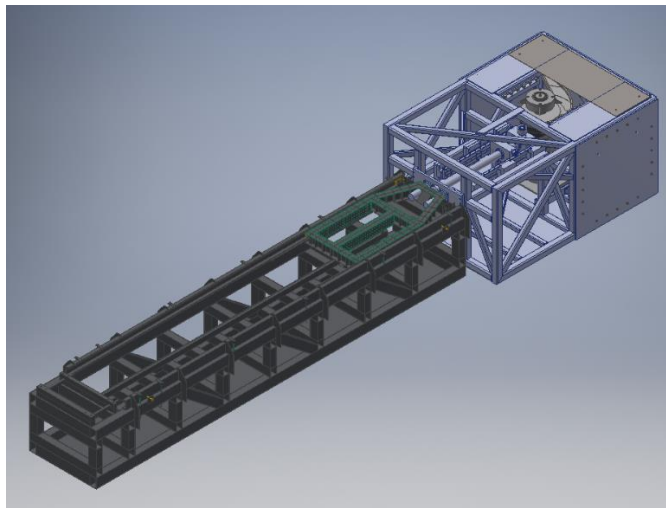
6. Závěr

V diplomové práci jsem se nejprve věnoval přiblížení průběhů zkoušek bezpečnosti, jejich rozdělení a popisu výhod a nevýhod. Podrobněji jsem popsal zkoušky prvků pasivní bezpečnosti. Dále jsem se věnoval vysvětlení principu fungování funkčního akceleračního zařízení firmy DEKRA CZ a.s., popisu jednotlivých částí a nastínění problémů funkčního vzorku, které bylo třeba vyřešit návrhem nové konstrukce v rámci projektu mezi firmou Wstec s.r.o., firmou Dekra CZ a.s. a Ústavem konstruování a částí strojů Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze.

Popsal jsem změny navržené v rámci nové koncepce a podrobně jsem se věnoval návrhu konstrukce pylonu nového akceleračního zkušebního stanoviště. Vytvořil jsem několik koncepcí pylonu, nejvýhodnější z nich, jejíž trať pylonu je tvořena kvádrem s vyfrézovanými mělkými drážkami pro tvrzené lišty jsem dopracoval a navrhl kritická místa pro kontrolu (Obr.38).

V praktické části diplomové práce jsem se věnoval výpočtům kritických míst konstrukce a její následné optimalizaci na základě výsledků. Změnil jsem ložiska horizontálních pojezdových kladek na základě maximálních reakčních sil v kladkách, důsledkem čehož se také zmenšila maximální hodnota Hertzova tlaku mezi horizontálními kladkami a pojezdovými lištami na $p_{\max} = 1,36$ GPa. Navrhl jsem šroubové pole pro držák spodních kladek a příruby trubek. Do přírub jsem přidal 6 kolíků o průměru $d_k = 12$ mm, které přenáší kroutící moment a odlehčují tak šroubům v přírubě. Navrhl jsem svarové spojení přírub s trubkami a rozměry trubek jsem zkontroloval dle působícího namáhání. Čepem jsem pojistil výměnnou hlavici, která je v kontaktu s vozíkem, a nakonec odlehčil celý pylon na váhu 240 kg.

Závěrem přikládám Obr. 71, kde je celková sestava akceleračního zkušebního stanoviště složená z 3D modelu mého a kolegů Janíka, Mládka a Babora.



Obr. 71.: Celková sestava akceleračního zkušebního stanoviště

Seznam použité literatury

- [1] Aktivní a pasivní bezpečnostní prvky. *Bezpečné cesty* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.bezpecnecesty.cz/>
- [2] Akcelerační testovací stanoviště. *INSTRON* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.instron.co.uk/en-gb/products/testing-accessories/crash-simulation/low-speed-rear-impact-simulation>
- [3] Radioaxiální rolny. *T.E.A. Technik* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-detail/>
- [4] Tlumiče ACE. *BIBUS* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.bibus.cz/>
- [5] Ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/index.html>
- [6] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [7] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-0300046-7.
- [8] Vlastnosti materiálů. *Bolzano* [online]. [cit. 2019-07-14]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/>
- [9] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [10] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [11] HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví: učebnice pro vysoké školy*. Praha: SNTL, 1971. Řada teoretické literatury.

Seznam obrázků

- Obr. 1.: Křivka zrychlení EHK
- Obr. 2.: Decelerační zkoušky DEKRA CZ a.s.
- Obr. 3.: Hydraulický akcelerační simulátor INSTRON [2]
- Obr. 4.: Stávající funkční zařízení
- Obr. 5.: Pylon s rolnou
- Obr. 6.: Výkres vystřelovací rolny
- Obr. 7.: Vačka
- Obr. 8.: Vozík
- Obr. 9.: Špička akcelerační křivky
- Obr. 10.: Excentrické uložení tlumičů rolny
- Obr. 11.: Vzdálenost osy rolny a prvních pojezdových kladek
- Obr. 12.: Vyvážení vačky se setrvačnickou
- Obr. 13.: Pohon a uložení hřídele
- Obr. 14.: Radioaxiální rolna T.E.A. Technik [3]
- Obr. 15.: Nová konstrukce vozíku
- Obr. 16.: Brždění pylonu
- Obr. 17.: Nová konstrukce rámu
- Obr. 18.: Firmou navrhovaná verze
- Obr. 19.: C verze pylonu
- Obr. 20.: Vedení C verze 1
- Obr. 21.: Vedení C verze 2
- Obr. 22.: Rám vedení C verze
- Obr. 23.: Průběh sil mezi vačkou a rolnou
- Obr. 24.: Třetí verze
- Obr. 25.: Stávající verze
- Obr. 26.: Průchozí hlava
- Obr. 27.: Čep pojezdových rolen
- Obr. 28.: Dráha pylonu
- Obr. 29.: Vymezování vůlí dráhy pylonu
- Obr. 30.: Držák spodních horizontálních kladek
- Obr. 31.: Vymezování vůlí pylonu
- Obr. 32.: Víko s magnetem
- Obr. 33.: Tělo rolny
- Obr. 34.: Nevystřelená rolna
- Obr. 35.: Vystřelená rolna
- Obr. 36.: Tlumiče rolny
- Obr. 37.: Pojištění hlavice
- Obr. 38.: Kritická místa konstrukce
- Obr. 39.: Schéma působení sil v rovině působení síly urychlující vozík

- Obr. 40.: Schéma působení sil v rovině působení kolmé složky urychlující síly
- Obr. 41.: Čísla kladek
- Obr. 42.: Namáhání čepu bočních kladek
- Obr. 43.: Tabulka rozměrů zápichu tvaru D [6]
- Obr. 44.: Vlastnosti oceli 18CrNiMo7-6 [8]
- Obr. 45.: Průměry čepu boční kladky
- Obr. 46.: Kosinové rozložení tlaku [9]
- Obr. 47.: Namáhání čepu horizontálních kladek
- Obr. 48.: Rozměry čepu horizontálních kladek
- Obr. 49.: Tabulka rozměrů zápichu F [6]
- Obr. 50.: Tabulka tolerancí děr [6]
- Obr. 51.: Tabulka tolerancí hřídelů [6]
- Obr. 52.: Tabulka součinitelů tření lisovaného spoje [9]
- Obr. 53.: Rozměry závitu M36x3 [6]
- Obr. 54.: Namáhání kratší trubky
- Obr. 55.: Přístupy k výpočtu ohybového momentu
- Obr. 56.: Tabulka vlastností bezešvých trubek [8]
- Obr. 57.: Součinitel vlivu uložení [9]
- Obr. 58.: Šroubové pole spodní horizontální kladky
- Obr. 59.: Pevnostní třídy šroubů [9]
- Obr. 60.: Rozměry závitu M12x1,5 [6]
- Obr. 61.: Původní šroubové pole
- Obr. 62.: Nové šroubové pole
- Obr. 63.: Rozměry šroubového pole
- Obr. 64.: Rozměry závitu M16 [6]
- Obr. 65.: Rozměry kolíků [6]
- Obr. 66.: Upravené pole šroubů s kolíky
- Obr. 67.: $\frac{1}{2}$ V a koutový svar
- Obr. 68.: Převodní součinitele svarů [9]
- Obr. 69.: Rozměry čepů s hlavou [6]
- Obr. 70.: Finální podoba pylonu
- Obr. 71.: Celková sestava akceleračního zkušebního stanoviště

Seznam tabulek

Tab. 1: Složení reakcí a výsledné reakční síly v kladkách

Tab. 2: Tolerance uložení H7/p6

Seznam příloh

Příloha 1: Katalogový list tlumiče rázů ACE SCS 38 - 200 EU – F [4]

Příloha 2: Katalogový list jednořadého válečkového ložiska NUP 2208 ECP [5]

Příloha 3: Katalogový list jednořadého válečkového ložiska NUP 2308 ECP [5]

Příloha 4: Katalogový list dvouřadého válečkového ložiska NNCF 5011 CV [5]

Příloha 5: Katalogový list miniaturního tlumiče ACE SC 300 EUM – 5 [4]

Příloha 6: Materiálový list oceli 18CrNiMo7-6 [8]

Příloha 7: Technický list bezešvých ocelových trubek - P690QH [8]

Přílohy

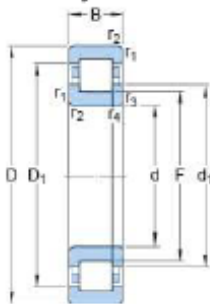
Příloha 2: Katalogový list jednořadého válečkového ložiska NUP 2208 ECP [5]



NUP 2208 ECP

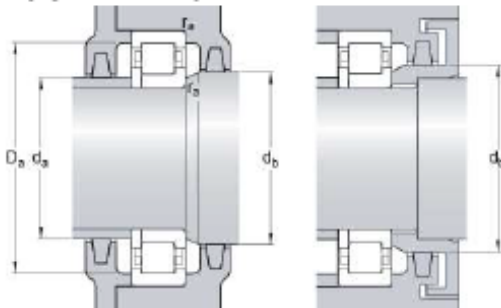
Oblíbená položka
SKF Explorer

Rozměry



d	40	mm
D	80	mm
B	23	mm
d ₁	≈ 54	mm
D ₁	≈ 67.53	mm
F	49.5	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm
r _{3,4}	min. 1.1	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 47	mm
d _b	min. 56	mm
D _a	max. 72.8	mm
r _a	max. 1	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	81.5	kN
Základní statická únosnost	C ₀	75	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	9.65	kN
Referenční otáčky		9500	r/min
Mezní otáčky		11000	r/min
Výpočtový součinitel	k _r	0.2	

Calculation data

Výpočet zatížení: Mezní hodnota	e	0.3
Výpočet zatížení: Výpočtový součinitel	Y	0.4

Hmotnost

Hmotnost ložiska	0.51	kg
------------------	------	----

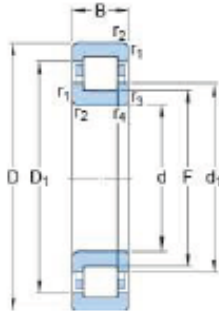
Příloha 3: Katalogový list jednořadého válečkového ložiska NUP 2308 ECP [5]



NUP 2308 ECP

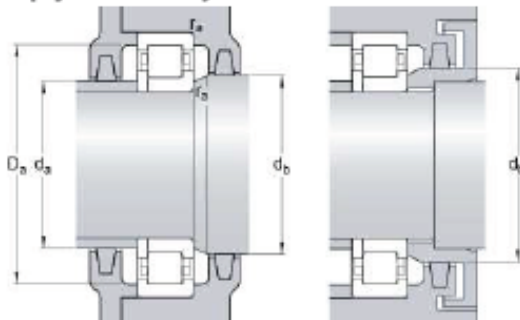
Oblíbená položka
SKF Explorer

Rozměry



d	40	mm
D	90	mm
B	33	mm
d ₁	≈ 57.5	mm
D ₁	≈ 75.18	mm
F	52	mm
r _{1,2}	min. 1,5	mm
r _{3,4}	min. 1,5	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 48	mm
d _b	min. 60	mm
D _a	max. 81,8	mm
r _a	max. 1,5	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	129	kN
Základní statická únosnost	C ₀	120	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	15,3	kN
Referenční otáčky		8000	r/min
Mezní otáčky		9500	r/min
Výpočtový součinitel	k _r	0,25	

Calculation data

Výpočet zatížení: Mezní hodnota	e	0,3
Výpočet zatížení: Výpočtový součinitel	Y	0,4

Hmotnost

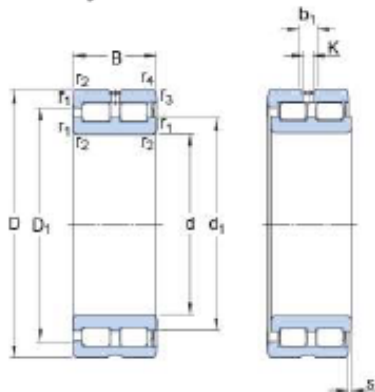
Hmotnost ložiska	0,98	kg
------------------	------	----

Příloha 4: Katalogový list dvouřadého válečkového ložiska NNCF 5011 CV [5]

SKF

NNCF 5011 CV

Rozměry

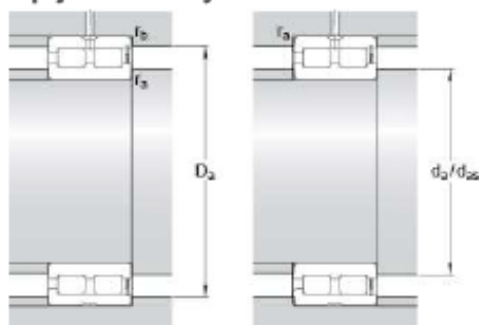


d	55	mm
D	90	mm
B	46	mm
d ₁	≈ 68,5	mm
D ₁	≈ 78,7	mm
b ₁	4,5	mm
K	3,5	mm
s	max. 1,5	mm
r _{1,2}	min. 1,1	mm
r _{3,4}	min. 0,6	mm

Dimensions

Parameter $r_{3,4}$ has either the value specified here or the same value as $r_{1,2}$.

Připojovací rozměry



d _a	min. 61	mm
d _{as}	64,8	mm
D _a	max. 84	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 0,5	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	190	kN
Základní statická únosnost	C ₀	280	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	34,5	kN
Referenční otáčky		3400	r/min
Mezní otáčky		4300	r/min
Výpočtový součinitel	k _r	0,5	

Příloha 6: Materiálový list oceli 18CrNiMo7-6 [8]

Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6										1.6587					
Druh oceli	Středně legovaná ušlechtilá chrom-niki-molybdenová ocel k cementování														
TDP	ČSN EN 10084														
Dřívější označení	17CrNiMo6 podle DIN 17210														
Charakteristika	Velmi namáhané strojní součásti s cementovaným povrchem. Cementovaná vrstva po tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Přísada Mo zvyšuje prokaltitelnost. Ocel prokaltuje do hloubky přibližně 60 mm. Je vhodná pro dynamicky namáhané součásti.														
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max.	Cr	Mo	Ni	Al						
	0,15 - 0,21	0,40	0,50 - 0,90	0,035	0,035	1,50 - 1,80	0,25 - 0,35	1,40 - 1,70	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,060 (informativně, není uvedeno v normě).						
Dovolené odchylky ve výrobku od rozboru tavby ²⁾	± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	± 0,03 ₃₎	± 0,05							
Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popouštění při 160-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) ¹⁾	Průměr mm		Rp0,2 min. MPa		Rm MPa		A min. %		Z min. %		KCU min. J.cm ⁻²				
	d ≤ 11		980		1230 - 1520		9		-		30				
	11 < d ≤ 25		735		980 - 1320		9		-		35				
	25 < d ≤ 50		640		885 - 1080		10		-		35				
	50 < d ≤ 100		490		685 - 980		11		-		35				
Hodnoty tvrdosti HB pro stav :	Zpracováno na sřítelnost (stav B)			Žháněno na měkko (A)			Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)			Zpracováno na feriticko-perlitickou strukturu (FP)					
	max. 255			max. 229			179 - 229			159 - 207					
	Stav po válcování			Stav po normalizaci			Žháněno na globulární cementit (vhodné pro tvárění za studena)								
	ca 270 ⁴⁾			ca 260 ⁴⁾			max. 180 ⁴⁾								
Prokaltitelnost ⁵⁾	Druh	Meze	Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm												
			Tvrdost v HRC												
	H	max.	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41
		min.	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29
	HH	max.	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41
min.		43	43	42	41	40	40	39	38	36	35	34	33	33	
HL	max.	45	45	45	45	44	43	42	42	40	39	38	37	37	
	min.	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29	
Tecnologické vlastnosti															
Tvárění za tepla															
Doporučené rozmezí teplot pro tvárění za tepla : 1100 až 900 °C															
Tepelné zpracování	Normalizační žhání °C	Žhání na měkko °C	Isotermické žhání °C	Teplota cementace °C	Teplota kalení na jádro °C ⁶⁾	Teplota kalení na vrstvu °C ⁶⁾	Teplota popouštění °C	Teplota kalení pro Jominyho zkoušku °C							
	850	600 až 680	850 až 950 640 - 3 hod.	880 až 980	830 - 870 olej	780 až 820 olej	150 až 200	850 (prodléva ca 0,5 h)							
	Body přeměny : Ac ₁ - 735°C, Ac ₃ - 810°C, Ms (základní materiál) - 360°C, Ms (cementovaná vrstva) - 180°C														
	Uvedené podmínky jsou doporučené. ⁶⁾ při jednoduchém kalení se ocel kalí z teploty cementace nebo nižší (závisí na tvaru výrobku). ⁷⁾ mimo oleje přichází v úvahu i teplá lázeň 160 až 250 °C. Způsob ochlazování závisí na tvaru výrobku s ohledem na možné deformace po kalení. ⁸⁾ doba popouštění minimálně 1 hod.														
Obrobitelnost	Pro dobrou obrobitelnost je výhodný stav FP po případě stav A.														
Sřítelnost	Ocel je sřítelná za studena ve stavu žháněm														
¹⁾ Slouží k průkazku dosažitelnosti mechanických hodnot v jádře odpovídajícího průřezu referenčního vzorku po kalení a popouštění. ²⁾ Rp0,2 - mez 0,2; Rm - pevnost v tahu; A - tažnost (počáteční délka L ₀ = 5,65√S ₀); KCU - nárazová práce, zkušební těleso KCU s U-vrubem. ³⁾ Pro ocel objednanou bez požadavku na prokaltitelnost jsou hodnoty prokaltitelnosti pouze informativní. ⁴⁾ ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně. ⁵⁾ Uvedené údaje jsou informativní a nejsou součástí EN 10084. ⁶⁾ Pro Mo>0,30% je odchylka ± 0,04%															