VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

ÚPRAVA ZAŘÍZENÍ PRO NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY LETECKÝCH KONSTRUKCÍ

MODIFICATION OF EQUIPMENT FOR CRASH TESTS OF AIRCRAFT STRUCTURES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Barbora Horčiaková

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. František Vaněk, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Letecký ústav
Studentka:	**Barbora Horčiaková**
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. František Vaněk, Ph.D.**
Akademický rok:	2024/25

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

Úprava zařízení pro nárazové zkoušky leteckých konstrukcí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při zkouškách ověřujících schopnost kompozitního materiálu pohltit nárazovou energii někdy dochází k odskoku a druhému nežádoucímu dopadu vozíku s impaktorem na vzorek. Cílem práce je navrhnout technicky realizovatelné řešení zabraňující či omezující toto chování.

Cíle bakalářské práce:

– Provedení rešerše zkušebních strojů pro testování konstrukčních prvků vyznačujících se vysokou absorpcí nárazové energie.
– Navržení možných variant mechanismu pro zamezení odskoku pro stávající zařízení zkušebny LÚ.
– Zpracování výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

HUB, Juraj. Zkoušení leteckých konstrukcí. 1. Brno: Univerzita obrany, 2012. ISBN 978-80-7231-874-2.

KIM, J.,K., T.X.YU. Impact Response and Dynamic Failure of Composites and Laminate Materials, Part 1, Trans Tech Publications, 1998, ISBN 0-87849-770-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

Abstrakt

Táto práca sa zameriava na návrh mechanického systému, ktorý eliminuje opakovaný dopad vozíka po náraze pri pádových skúškach. Cieľom je zvýšiť presnosť merania absorbovanej energie a zabezpečiť bezpečnosť testovacieho zariadenia. Navrhnutý bol blokovací mechanizmus aktivovaný predpätou pružinou, ktorý sa spúšťa pomocou vačkového systému pri spätnom pohybe vozíka. Funkčnosť návrhu bola overená numerickými simuláciami v softvéri ANSYS, ktoré preukázali, že maximálne napätie v kritickej oblasti segmentu výrazne pod medzou klzu použitého materiálu. Navrhnutý systém je plne mechanický, nevyžaduje externé napájanie a je vhodný na integráciu do existujúcich zariadení. Pre ďalší vývoj sa odporúča fyzické testovanie prototypu na overenie životnosti a odolnosti voči opotrebeniu.

Kľúčové slová

nárazová skúška, padajúca záťaž, pádová veža, spätný odskok, mechanizmus blokovania, absorpcia energie

Abstract

This thesis focuses on the design of a mechanical system that eliminates the repeated impact during drop weight tests. The objective is to improve the accuracy of absorbed energy measurement and to ensure the safety of the testing equipment. A locking mechanism, activated by a preloaded spring and triggered by a cam system during the impactor’s reverse movement, was proposed. The functionality of the design was validated through numerical simulations using ANSYS software, which showed that the maximum stress in the critical segment area remains well below the yield strength of the material. The designed system is fully mechanical, does not require external power, and is suitable for integration into existing devices. For further development, physical testing of the prototype is recommended to verify durability and wear resistance.

Key words

Impact test, Drop-Weight testing, Drop tower, Rebound, Blocking mechanism, Energy absorption

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

HORČIAKOVÁ, Barbora. *Úprava zařízení pro nárazové zkoušky leteckých konstrukcí*. Online, bakalářská práce. František VANĚK (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165421.

Poďakovanie

Ďakujem predovšetkým vedúcemu mojej práce Ing. Františkovi Vaňkovi, Ph.D. za cenné rady, ochotu a pomoc pri konzultáciách.

Prehlásenie autora o pôvodnosti práce

Prehlasujem, že bakalársku prácu som vypracovala samostatne, pod vedením vedúceho bakalárskej práce. Súčasne prehlasujem, že všetky zdroje obrazových a textových informácií, z ktorých som čerpala, sú riadne citované v zozname použitých zdrojov.

Barbora
Horčiaková

Obsah

1 Úvod 13

2 Prehľad súčasného stavu poznania 14

2.1 Typy testov pre testovanie konštrukčných prvkov vyznačujúcich sa vysokou absorpciou nárazovej energie 14

2.1.1 Charpyho a Izodova nárazová skúška 14

2.1.2 Nárazová skúška pomocou plynovej urýchľovacej sústavy (Gas Gun Impact Test) 15

2.1.3 Servohydraulické testovacie systémy (Servo-Hydraulic Testing Systems) 15

2.1.4 Plnorozsahová nárazová skúška (Full-Scale Crash Testing) 16

2.1.5 Skúšky nárazu vtáka (Bird Strike Testing) 17

2.1.6 Skúška nárazom padajúcej záťaže 17

2.2 Stavba pádovej veže 18

2.3 Proces nárazu pádovej veže 20

3 Analýza problému a ciel práce 22

3.1 Analýza problému 22

3.2 Ciel práce 22

3.2.1 Dielčie ciele práce 22

3.3 Požiadavky na návrh systému zabraňujúcemu odskoku 22

4 Koncepčné riešenia 23

4.1 Koncept 1 – Západka so šikmým klinom 23

4.2 Koncept 2 – Výklopné rameno 26

4.3 Koncept 3 – Blokovací segment s pružinovým predpätím 28

4.4 Koncept 4 – Komerčne dostupné komponenty 30

4.4.1 Lineárne koľajnicové vedenie 30

4.4.2 Brzda k vodiacim tyčiam kruhového prierezu 31

4.5 Porovnanie konceptov a voľba finálneho konceptu 32

5 Konštrukčné riešenie 34

5.1 Spúšťacia časť mechanizmu 34

5.1.1 Spúšťacia vačka 35

5.1.2 Prenosová vačka 40

5.1.3 Zaisťovací prvok 44
5.2 Blokovacia časť mechanizmu 45
5.2.1 Blokovací segment a tlmiaca podložka 45
5.2.2 Tlačná pružina 49
5.3 Základná konštrukcia mechanizmu 50
5.3.1 Základný rám 50
5.3.2 Stena 52
5.4 Implementácia 52
6. Diskusia 54
7. Záver 56
Zdroje 57

1 Úvod

Testovanie správania materiálov a komponentov pri nárazovom zaťažení zohráva dôležitú úlohu pri overovaní ich bezpečnosti a funkčnosti v praxi. Medzi bežne používané testovacie metódy patrí najmä skúška padajúcou záťažou (Drop Weight Impact Test), pri ktorej je meraná schopnosť vzorky absorbovať nárazovú energiu. Takéto skúšky sa využívajú najmä v oblasti automobilového, leteckého alebo obranného priemyslu, kde je vyžadované presné posúdenie odolnosti konštrukčných prvkov voči náhlym a krátkodobým zaťaženiam.

V praxi počas týchto skúšok dochádza k situáciám, ktoré môžu negatívne ovplyvniť výsledky merania. Jedným z najčastejších problémov je odskok závažia po dopade, ktorý spôsobuje opakovaný kontakt s testovanou vzorkou. Tým dochádza k skresleniu výsledkov a v niektorých prípadoch aj k mechanickému poškodeniu testovanej vzorky alebo testovacieho zariadenia. Tento jav sa prejavuje najmä pri testovaní tuhších materiálov.

Z tohto dôvodu vznikla potreba vyvinúť mechanizmus, ktorý dokáže účinne zabrániť opakovanému dopadu vozíka. Cieľom tejto práce je návrh takéhoto systému, ktorý bude možné implementovať do existujúceho zariadenia skúšobne Leteckého ústavu. Požiadavkou je vytvoriť mechanizmus, ktorý bude schopný reagovať v krátkom čase, bude spoľahlivý, jednoducho vyrobiteľný a bude umožňovať opakované použitie bez potreby zložitého nastavovania alebo výmeny častí.

V rámci práce boli vypracované viaceré koncepty možného riešenia. Po ich porovnaní bol zvolený koncept a následne bolo vypracované konštrukčné riešenie zvoleného mechanizmu. Samotný návrh zahŕňa mechanickú, materiálovú a funkčnú analýzu všetkých hlavných komponentov mechanizmu, ako aj výber vhodných komerčne dostupných súčiastok.

Súčasťou riešenia sú aj pevnostné výpočty, overenie funkčnosti prostredníctvom numerickej analýzy v softvéri ANSYS a výber vhodného materiálu, pričom dôraz bol kladený na to, aby výsledné riešenie bolo nielen funkčné, ale aj prakticky realizovateľné s dostupnými výrobnými prostriedkami.

2 Prehľad súčasného stavu poznania

Húževnatosť je dôležitou vlastnosťou materiálov a vyjadruje schopnosť vzorky absorbovať energiu. Táto energia je meraná nárazovými skúškami. Izodova a Charpyho skúška sú dve populárne metódy nárazového testovania, avšak majú viaceré obmedzenia ako sú: nutnosť použitia zárezu vo vzorke a obmedzenia vo veľkosti aplikovateľného zaťaženia. Existuje aj iná metóda, ktorá využíva padajúcu záťaž na meranie schopnosti materiálov absorbovať energiu, nazývaná „Drop Weight Impact Testing" (nárazová skúška pomocou padajúcej záťaže), ktorá ma oproti uvedeným metódam viacero výhod:

- Možnosť testovania podľa rôznych typov noriem a tvarov.
- Výsledky testov sú vo formáte grafov zaťaženia v závislosti na čase a grafov absorbovanej energie v závislosti na čase, čo umožňuje presnejšiu analýzu priebehu poškodenia.
- Možnosť testovania vzoriek pod ľubovoľným sklonom.
- Možnosť skúmania správania vzoriek po nárazovej skúške. [1]

Pojem „náraz" zahŕňa širokú škálu tém, ktoré sú predmetom vysokého záujmu výskumov. Dynamická odozva na náraz je komplexná a závisí od mnohých faktorov, ako sú rýchlosť nárazníka, veľkosť nárazníka, kontaktná plocha v oblasti nárazu, veľkosť cieľovej štruktúry, materiálové vlastnosti cieľovej štruktúry a nárazníka atď. Jediný test, ktorý by zahŕňal všetky tieto premenné nie je možné vykonať. [2]

2.1 Typy testov pre testovanie konštrukčných prvkov vyznačujúcich sa vysokou absorpciou nárazovej energie

Absorpcia energie označuje proces rozptyľovania vstupnej energie z vonkajšieho zaťaženia, napríklad v dôsledku nárazu alebo kolízie, prostredníctvom plastickej deformácie alebo lomu [3]. Absorpcia energie nie je abstraktný pojem v navrhovaní lietadiel, ale smeruje k veľmi konkrétnemu množstvu (kinetickej) energie, ktorá musí byť absorbovaná, aby bol dosiahnutý konkrétny cieľ (napr. správanie predného okraja pri zrážke s vtákom s ochranou predného nosníka krídla alebo určitá hĺbka vrypu po náraze pri nízkej rýchlosti). Tieto ciele sú stanovené v leteckých predpisoch. Množstvo takýchto predpisov bolo zavedených na zabezpečenie bezpečnosti lietadiel v kritických situáciách. Aby sa tieto požiadavky splnili, absorpcia energie je dôležitým aspektom pre výrobcov lietadiel a adekvátne mechanizmy absorpcie energie musia byť zahrnuté v konštrukčnom návrhu lietadla. [4]

2.1.1 Charpyho a Izodova nárazová skúška

Izodova nárazová skúška meria energiu potrebnú na zlomenie zvislej konzolovej vzorky. Jej princíp spočíva v údere do vzorky kladivom upevneným na konci kyvadla. Poloha kyvadla na začiatku výkyvu spolu s hmotnosťou kladiva predstavujú mieru kinetickej energie v bode

nárazu do vzorky. Po náraze do vzorky príde kladivo do kontaktu s indikátorom, ktorý meria množstvo energie potrebnej na zlomenie vzorky. [5]

Charpyho nárazová skúška je principiálne podobná Izodovej. Hlavný rozdiel medzi týmito dvoma typmi nárazových skúšok spočíva v polohe vzorky pri náraze kladiva. Pri Charpyho skúške je vzorka považovaná za jednoducho podopretý nosník, na rozdiel od zvislej konzoly v Izodovom teste. Používané zariadenie je rovnaké ako pri Izodovej skúške, iba s iným typom hlavy na úder vzorky. [5]

2.1.2 Nárazová skúška pomocou plynovej urýchľovacej sústavy (Gas Gun Impact Test)

Testovanie nárazom pomocou plynovej zbrane je experimentálna metóda využívaná na skúmanie správanie materiálov pri vysokých deformačných rýchlostiach, pričom sú testované materiály vystavené rýchlemu zaťaženiu. Táto testovacia metóda je kľúčová pre porozumenie správania materiálov pri dynamickej záťaži, ako je to napríklad v letectve, obrannom priemysle alebo pri automobilových nárazových testoch. [6]

Pri typickej nárazovej skúške plynovou zbraňou je projektil vystrelený vysokou rýchlosťou smerom k testovanej konštrukcii pomocou stlačeného plynu, najčastejšie hélia alebo dusíka. Zbraň pozostáva z viacerých kľúčových komponentov:

- Vysokotlaková plynová nádrž, ktorá uchováva pohonný plyn
- Vystreľovacia (hlavňová) trubica, ktorá vedie projektil, často za pomoci tzv. sabotu, čo je nosič zabezpečujúci tesné uloženie projektilu v trubici a oddelí sa pred nárazom
- Cieľová komora, ktorá uchováva testovanú vzorku, typicky vybavená meracími zariadeniami ako sú tenzometre, silové snímače a vysokorýchlostné kamery
- Zachytávací systém, ktorý v prípade potreby bezpečne zastaví projektil po náraze. [6]

Hlavnou výhodou použitia plynovej zbrane je schopnosť presne regulovať rýchlosť projektilu od desiatok po stovky metrov za sekundu, čo umožňuje opakovateľné a cielené nárazové podmienky. Táto kontrola je obzvlášť cenná pri štúdií javov ako iniciácia a šírenie trhlín, dynamická lomová húževnatosť a poruchové mechanizmy pri vysokých rýchlostiach deformácie. [6]

Testovanie pomocou plynovej zbrane taktiež podporuje overovanie výpočtových modelov a simulácií nárazových javov. Tým, že poskytuje kontrolované a vysoko verné experimentálne hodnoty, táto metóda prepája medzeru medzi teoretickými predikciami a reálnym správaním materiálov pri dynamickom zaťažení. [6]

2.1.3 Servohydraulické testovacie systémy (Servo-Hydraulic Testing Systems)

Servohydraulické testovacie systémy sú využívane na dynamické skúšanie materiálov a konštrukčných komponentov. Tieto systémy využívajú hydraulický aktuátor riadený

pomocou servoventilov a umožňuje pôsobenie presne nastavených zaťažení a posuvov v rôznych frekvenciách a amplitúdach. [7]

Hlavné výhody tejto metódy sú:

- Možnosť simulovať reálne podmienky záťaže, ako sú nárazy, vibrácie a cyklické zaťaženie
- Možnosť presného riadenia síl a posunov, čo je vhodné pre únavové, lomové a dynamické testovanie materiálov
- Univerzálne využitie – možnosť testovania kovov, kompozitov a ďalších materiálov, taktiež umožňuje testovanie celých súčastí alebo zostáv [7]

Základné časti systému:

- Hydraulický zdroj, ktorý zabezpečuje tlakovú tekutinu pre pohon aktuátorov,
- Servoventil – reguluje prietok kvapaliny podľa riadiacich signálov,
- Aktuátor – zabezpečuje mechanické zaťaženie alebo posun,
- Regulátor – implementuje spätnoväzbové riadenie, typicky PID, pre presné vykonanie testu,
- Senzory – používajú sa snímače síl, LVDT snímače (meranie posunu) a akcelerometre na meranie a spätnú väzbu v reálnom čase, [7]

Servohydraulická testovacia metóda nachádza využitie hlavne v leteckom priemysle – testovanie únavy materiálov trupu lietadla, automobilovom priemysle pri testovaní odolnosti komponentov, v stavebníctve pre testovanie mostných dielov a konštrukcií a v biomechanike na testovanie protéz s implantátov. [7]

2.1.4 Plnorozsahová nárazová skúška (Full-Scale Crash Testing)

Na rozdiel od simulácii a testov jednotlivých komponentov, táto testovacia metóda zahŕňa celé systémy, ako napríklad vozidlá, časti lietadlových trupov alebo cestné bariéry, ktoré sú vystavené reálnym podmienkam kolízie. Tieto testy poskytujú priame merateľné údaje o správaní konštrukcií pri vysokoenergetickom náraze, vrátane deformácií, absorpcie energie, zlyhania komponentov a potenciálnych rizík pre posádku alebo okolie. [8]

Metodika používaná v tomto type testovania je štandardizovaná, aby sa zabezpečila opakovateľnosť a porovnateľnosť výsledkov medzi rôznymi testovacími zariadeniami. V oblasti leteckej bezpečnosti takéto testy replikujú realistické kolízne sekvencie vrátane vertikálnych a horizontálnych nárazov pripevnením testovanej konštrukcie na sane alebo padajúce plošiny vybavené akcelerometrami, tenzometrami a vysokorýchlostnými kamerami. [8]

Meracia technika zohráva kľúčovú úlohu, umožňuje zaznamenávať kvantitatívne údaje o pohybe vozidla, deformácií bariér a silách pôsobiacich na posádku. Používajú sa ukazovatele ako Index závažnosti zrýchlenia (ASI – Acceleration Severity Index) a Teoretická rýchlosť nárazu hlavy (THIV – Theoretical Head Impact Velocity), ktoré

pomáhajú odhadnúť riziko a mieru potenciálneho zranenia. Údaje získané týmito testami prispievajú k vývoju bezpečnejších konštrukcií, presnejších simulačných modelov a pomáhajú dvíhať bezpečnostné štandardy v sektoroch dopravy a infraštruktúry. [8]

2.1.5 Skúšky nárazu vtáka (Bird Strike Testing)

Testovanie nárazu vtáka je dôležitá testovacia metóda v leteckej bezpečnosti mierená na hodnotenie štrukturálnej integrity lietadlových komponentov pri vysokorýchlostných kolíziách s vtákmi. Takéto kolízie sú bežné v civilnom aj vojenskom letectve, najmä počas štartu a pristávania a môžu spôsobiť vážne poškodenia dôležitých častí, ako sú čelné sklá, motory alebo nábežné hrany lietadiel. [9]

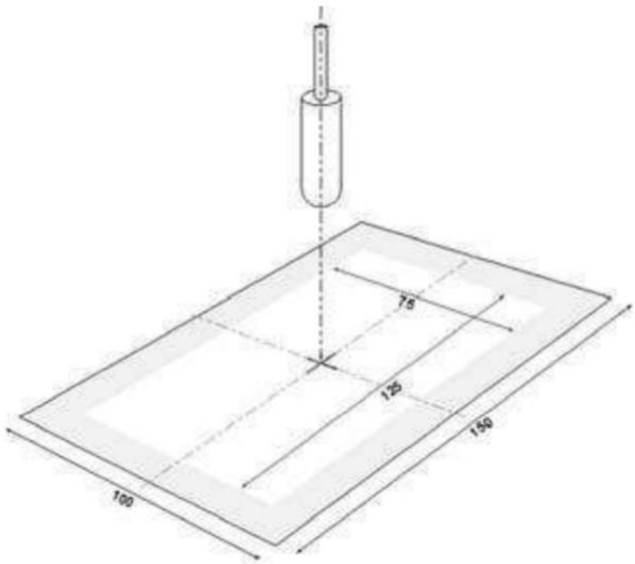
Tradičné testy nárazov vtákov využívajú plynové delá, ktoré vystreľujú buď skutočné telá vtákov, alebo želatínové náhrady na konkrétne časti lietadla pri rýchlostiach 150 až 250 m/s, aby sa simulovali reálne podmienky počas letu. Tieto testy sú navrhnuté tak, aby spĺňali letecké regulačné štandardy a zabezpečili schopnosť konštrukcií odolať kolízii bez katastrofického zlyhania. Plnorozsahové testovanie je komplexné, nákladné a nie vždy opakovateľné, preto sa čoraz častejšie využívajú numerické simulácie ako doplnkový nástroj. [9]

2.1.6 Skúška nárazom padajúcej záťaže

V oblasti nárazov pri nízkych rýchlostiach sa najčastejšie používajú testovacie zariadenia typu „Drop Weight" (padajúca záťaž), pretože umožňujú vykonávať testy v podmienkach blízkych skutočným a zároveň zabezpečujú široký rozsah nárazových rýchlostí a energií [10].

Princíp skúšky nárazom pomocou padajúcej záťaže pozostáva z voľného pádu objektu určitej hmotnosti z konkrétnej výšky na testovanú vzorku cez vertikálne vedenie, ktoré ho nasmeruje kolmo na stred vzorky. Podľa normy ASTM D7136 sú obdĺžnikové platne vystavené koncentrovanému zaťaženiu pomocou nárazníka s hemisférickým tvarom, ako je ukázané na obrázku 1. Potenciálna energia padajúcej hmotnosti sa premení na kinetickú, po jej uvoľnení. [11]

Na rozdiel od tradičných spôsobov meranie absorpcie energie pádový test meria absorpciu energie precíznejšie pomocou grafov závislosti zaťaženia na čase, ktoré znázorňujú históriu absorpcie energie. Navyše môžu byť študované rôzne režimy porúch pri nízkych nárazových zaťaženiach. [11]



Obr. 1: Schematická reprezentácia pádového testu [12]

2.2 Stavba pádovej veže

Pádový stroj sa skladá z troch hlavných častí:

- pevného rámu spojeného so základom,
- pohyblivej časti, na ktorej je uchytený podvozok a zaťažovacia hmota,
- meracieho zariadenia [13].

Pohyblivá časť (vozík) padá s podvozkom z určitej výšky na pevný alebo pohyblivý podklad, ktorý nahrádza pristávaciu plochu. Meracie zariadenie odpovedá požiadavkám získavaných údajov, potrebných pre stanovenie charakteristík podvozku. [13]

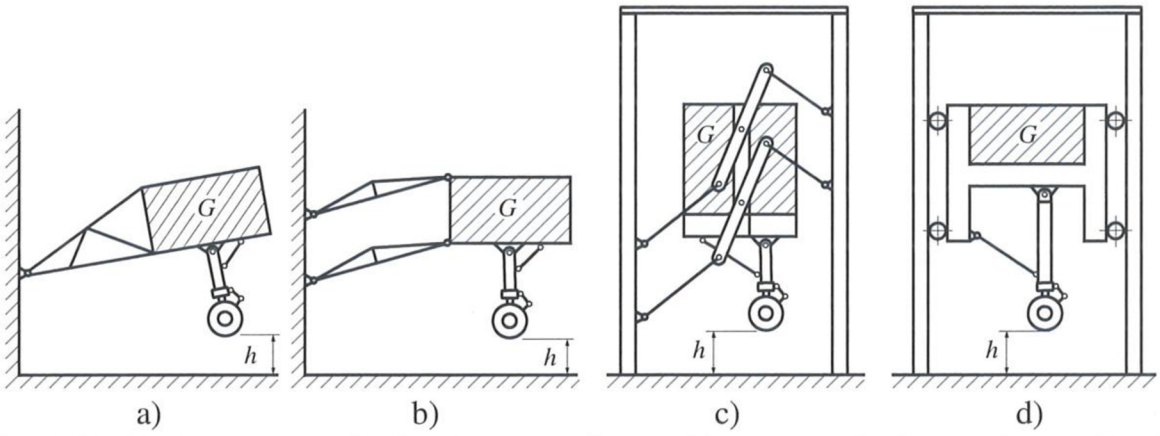
Podľa usporiadania je možné pádové stroje zaradiť do týchto skupín:

- pákové (obrázok 2a).
- Paralelogramové (obrázok 2b,c),
- Vozíkové (obrázok 2d) [13].

Vo všetkých prípadoch je na pohyblivé časti pádového stroja – vozíku – upevnené závažie G, ktoré nahrádza spolu s vozíkom a podvozkom časť celkovej hmoty lietadla, pripadajúcej na skúšaný podvozok[13].

Pádové stroje usporiadané podľa Obr. 2.a),b) sú menej obvyklé, pomerne lacné, malých rozmerov, používajú sa pre menej náročné skúšky podvozkov ľahkých lietadiel, alebo pre únavové skúšky s veľkým počtom pádov. Pre skúšky podvozkov väčších lietadiel, kedy

požadované výšky pádov, rozmery podvozkov a zaťaženie, ktoré na ne pripadá, sú značné, používa sa obvykle usporiadanie podľa Obr. 2.c),d).[13]



Obr. 2: Varianty usporiadania pádového stroja; G je zaťažovacie závažie, h je pádová výška [13]

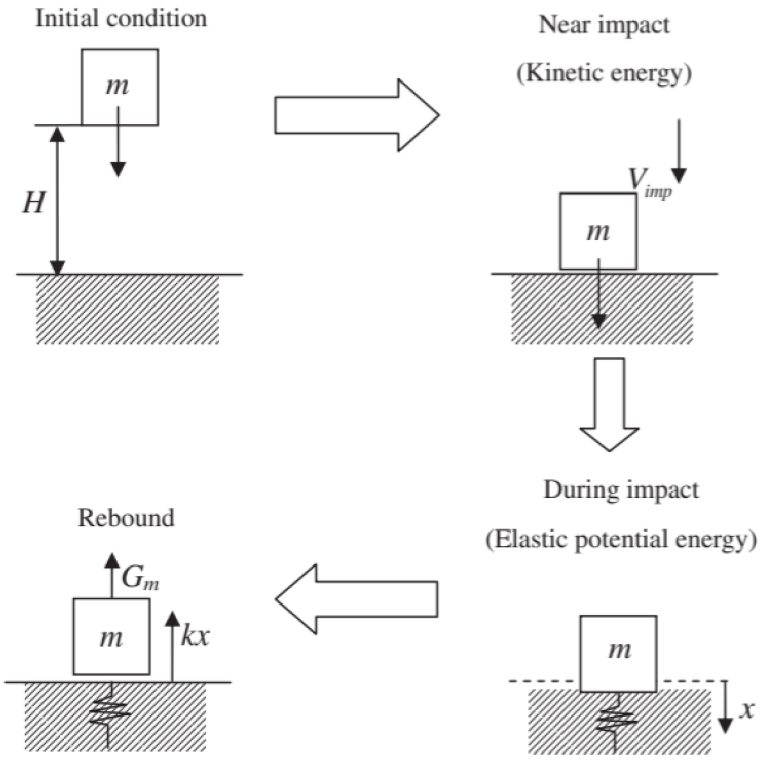
Výška rámu pádového stroja tohto typu presahuje niekedy aj 20 m. Pádový stroj býva obvykle vybavený hydraulickým alebo mechanickým zdvihákom vozíku. Po vytiahnutí vozíka do pádovej výšky h je podvozok uvoľnený zo závesníku, obvykle pomocou elektrického mechanizmu a padá voľným pádom až do okamihu, kedy sa koleso podvozku dotkne podkladu. Od tohto okamihu pôsobí na podvozok reakčná sila podložky, na ktorú pneumatiky skúšaného podvozku dopadajú. Podložka, ktorá pri pádovom stroji nahrádza zem, je buď pevná alebo pohyblivá v tvare rotujúceho bubnu, ktorý nahrádza pristávaciu dráhu. Pevná podložka potom môže byť buď vodorovná alebo šikmá. Dôvodom použitia šikmej podložky je snaha súčasne vyvodiť odporovú a bočnú silu na kolese a napodobniť prípady pristátia s odporovou alebo bočnou zložkou reakcie. [13]

Výsledkom skúšok pristávacieho zariadenia na pádovom stroji je rada nameraných hodnôt a ich závislostí, hlavné sú:

- Stlačenie tlmiča,
- Stlačenie pneumatiky,
- Celkový pokles ťažiska,
- Priebeh sily na kolese podvozku[13].

2.3 Proces nárazu pádovej veže

Najdôležitejším merateľným faktorom pádového testu je absorpcia energie. Tradičný spôsob merania absorpcie energie spočíva v vo výpočte kinetickej energie pred nárazom a po ňom. [1]



Obr. 3: Proces pádového nárazu [14]

Obr. 3 ilustruje ako celý proces pádového nárazu pozostáva zo série energetických premien. Najprv padajúci blok voľne padá z určitej výšky H a jeho potenciálna energia je premenená na kinetickú energiu. Potenciálna energia sa následne premieňa na elastickú potenciálnu energiu, čo spôsobuje spätný odraz nárazovej dosky s maximálnym zrýchlením G_m. Z kinematiky vyplýva, že teoretická nárazová rýchlosť pri voľnom páde V_{imp} súvisí s výškou pádu H podľa vzťahu [14]:

$$V_{imp} = \sqrt{2gH} \qquad (1)$$

kde H je výška pádu a g je gravitačné zrýchlenie. Podľa teórie dokonalej elasticity sa energia padajúceho bloku pri náraze premieňa na elastickú potenciálnu energiu. Potom [14]:

$$\frac{1}{2}kx^2 = \frac{1}{2}mV_{imp}^2 \qquad (2)$$

$$x = \sqrt{\frac{m}{k}}V_{imp} \qquad (3)$$

kde x je posunutie nárazovej plochy pri náraze a k je tuhosť pružiny. Pri skutočnom návrhu tuhosť pružiny predstavuje ekvivalentnú pružinovú konštantu, ktorá zahŕňa komponenty tvorené nárazovou plochou, pevnou plochou, základnou konštrukciou, podkladom a pružným absorbérom medzi nimi, pokiaľ je potrebný. Odrazová sila spôsobuje spätný odraz padajúceho bloku s maximálnym zrýchlením g_m, ktoré je vyjadrené ako [14]:

$$g_m = \frac{kx}{m} \qquad (4)$$

Dosadením rovnice (3) do rovnice (4) dostávame [14]:

$$g_m = \sqrt{\frac{k}{m}} V_{imp}. \qquad (5)$$

Z princípu impulzu a hybnosti, keďže sa odrazová rýchlosť blíži k nule, vzťah medzi impulzom a hybnosťou pred nárazom a po ňom možno vyjadriť ako [14]:

$$\int_0^{t_m} F(t)dt = mV_{imp} \qquad (6)$$

kde sila F je funkciou času a závisí od výsledkov nárazu. Skúmaný je prípad štandardu JEDEC s polsinusovým nárazovým impulzom $G(t) = G_m \sin\left(\frac{\pi t}{t_m}\right)$. Dosadením nárazovej sily s polsinusovým impulzom (F=mG(t)) do rovnice (6) možno dobu trvania impulzu vyjadriť ako [14]:

$$t_m = \pi\sqrt{\frac{m}{k}}. \qquad (7)$$

Z rovnice (5) vyplýva, že maximálne zrýchlenie je ovplyvnené tromi faktormi, a to hmotnosťou, počiatočnou rýchlosťou padajúceho telesa a ekvivalentnou tuhosťou infraštruktúry pod nárazovou plochou. Z rovnice (7) vyplýva, že trvanie impulzu je určené hmotnosťou padajúceho telesa a ekvivalentnou tuhosťou infraštruktúry pod nárazovou plochou [14].

3 Analýza problému a ciel práce

3.1 Analýza problému

Jedným z hlavných problémov metódy skúšky nárazom padajúcej záťaže je odskok vozíka s nárazníkom po náraze do vzorky a nasledovný opakovaný kontakt nárazníka so vzorkou. Efekt odskoku má nepriaznivý vplyv na výsledky testu, a to hlavne pokles presnosti merania absorpcie energie, keďže opätovný náraz zmení množstvo energie vymenenej medzi nárazníkom a vzorkou. Opakované nárazy môžu narušať testovacie podmienky, čo má negatívny dopad na opakovateľnosť meraní a teda aj na spoľahlivosť nameraných údajov. Navyše odskakujúca záťaž pri vysoko energetických pádových testoch môže spôsobiť opotrebenie konštrukcie pádovej veže, čím znižuje jej životnosť a zvyšuje riziko nežiadúceho poškodenia skúšanej vzorky.

3.2 Ciel práce

Táto práca sa zaoberá hlavným funkčným nedostatkom aktuálnej pádovej veže skúšobne Leteckého ústavu, ktorou je neschopnosť kontrolovať alebo úplne zabrániť opakovanému dopadu. Potreba funkcie zamedzenia nežiadúcich nárazov je nutná pre zabezpečenie presnejších a spoľahlivejších testov. Cieľom práce je navrhnúť možnosti systémov na elimináciu opakovaných dopadov vozíka pre súčasné testovacie zariadenie skúšobne Leteckého ústavu.

3.2.1 Dielčie ciele práce

- stanoviť požiadavky na navrhované systémy
- vyhotoviť koncepčné návrhy riešenia
- spracovať vybraný návrh a vytvoriť výrobnú dokumentáciu
- zhodnotenie

3.3 Požiadavky na návrh systému zabraňujúcemu odskoku

- Efektívnosť absorpcie alebo presmerovania energie odskoku tak, aby nebol ovplyvnený výsledok testu
- Odolnosť voči opakovanému zaťaženiu a vysokým nárazovým silám
- Rýchlosť spustenia systému pre úplné zabránenie odskoku
- Minimalizácia energetických strát počas testového pádu
- Zastaviť dostatočne vysoko nad vzorkou materiálu, aby bola možná manipulácia so vzorkou
- Jednoduchá implementácia do súčasného testovacieho zariadenia

4 Koncepčné riešenia

Na základe stanovených požiadaviek boli navrhnuté viaceré možnosti riešenia, ktoré by mohli zabezpečiť elimináciu nežiadúcich opakovaných nárazov počas pádových testov. V tejto časti sú jednotlivé koncepty popísané a porovnané z hľadiska ich funkcie, náročnosti na výrobu a možnosti implementácie do existujúceho zariadenia. Výsledkom je výber najvhodnejšieho konceptu, ktorý je ďalej spracovávaný v konštrukčnom návrhu.

4.1 Koncept 1 – Západka so šikmým klinom

Tento koncept využíva pasívny mechanický systém k zabráneniu opakovaného dopadu. Riešenie umožňuje voľný pohyb padajúceho vozíka smerom dole, avšak pri spätnom pohybe dôjde k mechanickému zablokovaniu, čím sa pohyb smerom hore zastaví. Účelom tohto riešenia je zabrániť opakovanému dopadu nárazníka na skúšanú vzorku, pričom vozík má byť zachytený v dostatočnej výške nad vzorkou, aby bola zabezpečená možnosť manipulácie po teste.

Funkčný princíp je založený na spolupráci šikmého klinu a zodpovedajúcej tvarovej drážky. Počas pádu sa klin voľne pohybuje cez drážku bez odporu. Pri spätnom pohybe smerom nahor dôjde k jeho zachyteniu v drážke vďaka pôsobeniu západky predpätej pružinou. Na minimalizáciu energetických strát spôsobených trením počas fázy pádu sa navrhuje použitie viacnásobného systému s viacerými západkami a klinmi s malými rozmermi. Takáto konfigurácia umožní kombinovať plynulý pohyb smerom nadol s dostatočnou schopnosťou zachytiť pohyb smerom nahor a efektívne pohltiť energiu vozíka po náraze.

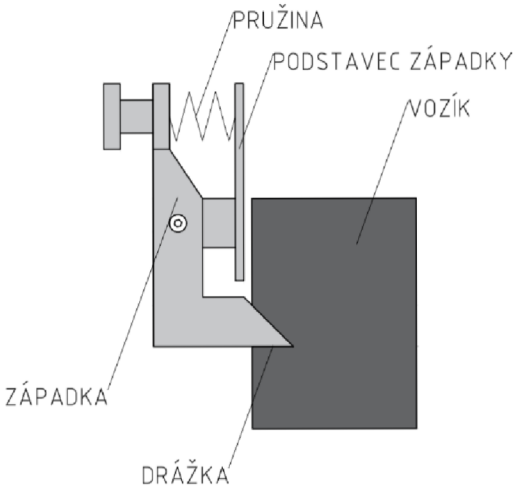
Mechanizmus pozostáva zo západky zaťaženej tlačnou pružinou, ktorá aktivuje blokovanie pohybu šikmého klinu v zaisťovacej drážke pri spätnom pohybe. Drážka je pevne súčasťou vodiacich líšt. Po zachytení mechanizmu je potrebné manuálne uvoľnenie systému – stlačením pružiny a zdvihnutím vozíka nad úroveň drážok, čím dôjde k opätovnému uvoľneniu klinu.

Pri konštrukčnom riešení by bolo nutné zaistiť nasledovné úvahy:

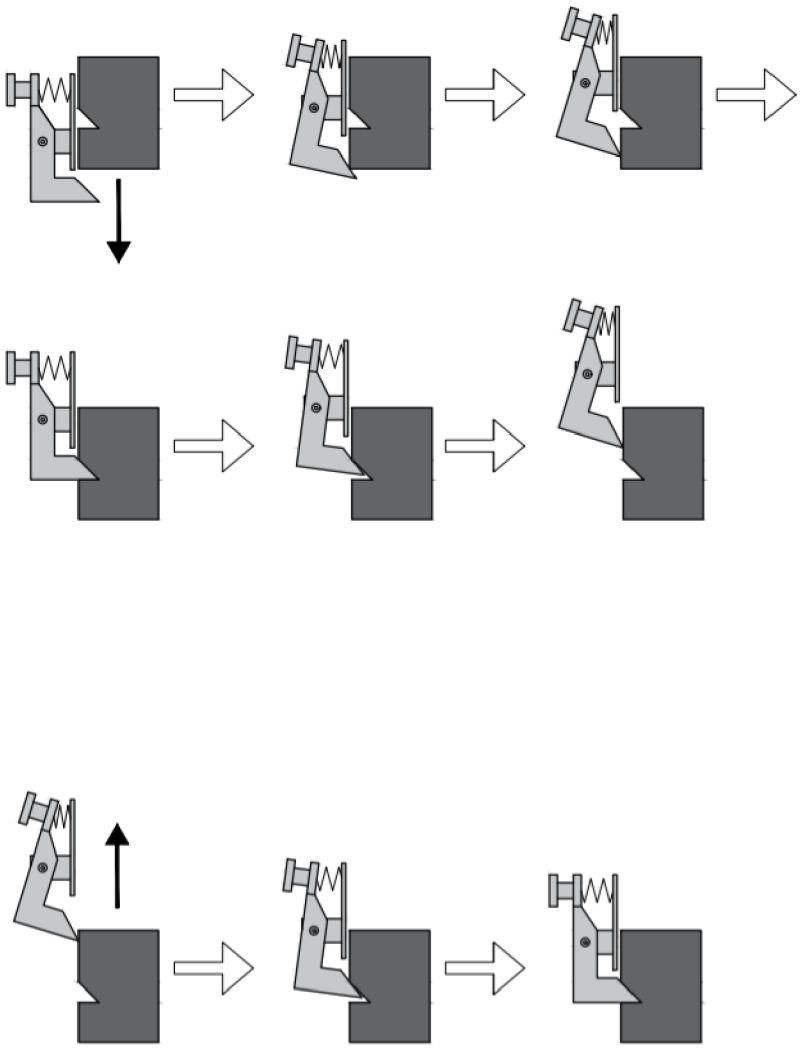
- Návrh pružiny: Pružina musí byť zvolená tak, aby pri dopade nedošlo k predčasnej aktivácii západky, zároveň však musí zabezpečiť dostatočné zaistenie pri požadovanej sile odskoku.
- Materiálové a tvarové riešenie: Materiál a geometria západky, klinu a drážky musia zaručiť odolnosť voči opotrebovaniu a deformáciám pri opakovanej absorpcii kinetickej energie vozíka.
- Umiestnenie systému: Blokovací mechanizmus je nutné umiestniť do stabilnej a pevnej časti rámu tak, aby nedochádzalo k jeho vyoseniu ani uvoľneniu pri opakovaných nárazoch.

Výhody a nevýhody:

+ Konštrukčná jednoduchosť
+ Jednoduché manuálne uvoľnenie
+ Nevyžaduje aktívny (elektrický alebo pneumatický) spúšťací mechanizmus
- Zmierňuje efekt opakovaných dopadov, ale nezabraňuje im úplne
- Vyžaduje presnú výrobu a montáž, vrátane správneho nastavenia uhlov klinu a polohy drážky
- Zvýšené energetické straty spôsobené trením medzi mechanizmom a vodiacimi lištami, najmä pri vyšších rýchlostiach pohybu



Obr. 4: Koncept konštrukcie západky so šikmým klinom



Obr. 5: Schematické zobrazenie procesu funkcie západky so šikmým klinom, hore – primárny pád, dole - odskok

4.2 Koncept 2 – Výklopné rameno

Tento návrh využíva mechanický princíp aktívneho spúšťania zaisťovacieho prvku – výklopného ramena – pomocou vačkového mechanizmu. Po aktivácii vačky dôjde k otočeniu ramena do dráhy pohybu vozíka, čím sa zabezpečí jeho zadržanie po odskoku. Cieľom je spoľahlivé zachytenie vozíka v definovanej výške po dopade, čím sa zabráni sekundárnemu nárazu do vzorky.

Podstatou tohto konceptu je, že pri páde vozíka narazí do vačky, ktorá sa otočí v smere, ktorý neovplyvní rameno a po prechode vozíka sa vráti naspäť do východiskovej polohy. Pri pohybe vozíka smerom hore, spôsobeného odskokom, narazí do vačky a tá sa otočí do opačného smeru, čím spustí výklopné rameno do pozície, kde bráni prechodu vozíka. Výklopné rameno bude v tejto pozícii zaistené podpornými blokmi a teda pôsobí ako fyzická prekážka v pádovej dráhe vozíka, čím dokáže zaistiť úplné zaistenie vozíka. Po teste je možné systém manuálne vrátiť do štartovacej polohy.

Základné zloženie systému pozostáva z vačky a ramena, ktoré sú uchytené k základnej konštrukcii systému pomocou otočných čapov. Základná konštrukcia obsahuje oporné bloky, ktoré slúžia ako opora vyklopeného ramena a taktiež zaisťovacie prvky, aby nedošlo k nežiadúcemu pretáčaniu vačky alebo ramena. Prípadne môžu byť súčasťou prvky, ktoré urýchlia návrat vačky do rovnovážnej polohy.

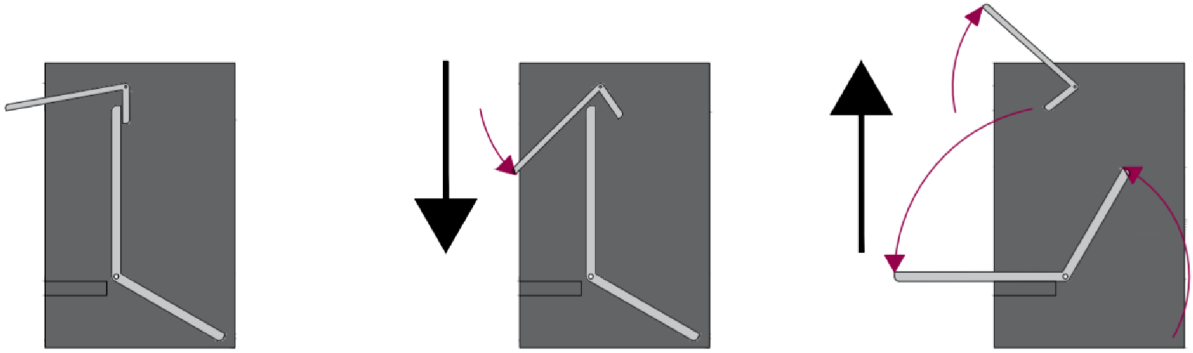
Pri konštrukčnom riešení by bolo nutné zaistiť nasledovné úvahy:

- Optimalizácia tvaru vačky a výklopného ramena tak, aby rovnovážna poloha zodpovedala východiskovej konfigurácii.
- Výber materiálov, geometrie a umiestnenia komponentov, ktoré dokážu absorbovať kinetickú energiu odskakujúceho vozíka bez vzniku plastickej deformácie.
- Zaistenie dostatočne rýchleho návratu vačky do rovnovážnej polohy po prechode vozíka.
- Rýchla aktivácia výklopného ramena – mechanizmus sa musí stihnúť aktivovať pred návratom vozíka po odskoku.
- Presné osadenie a integrácia systému do konštrukcie pre zachovanie spoľahlivosti a bezpečnosti.

Výhody a nevýhody:

+ Konštrukčná jednoduchosť
+ Jednoduché manuálne uvoľnenie
+ Minimálne trecie sily medzi vozíkom a mechanizmom počas pádu
+ Umožňuje úplne zastavenie odskakujúceho vozíka v konkrétnom bode
- Vzhľadom na rozmer systému nie je schopný zaistiť vozík pri odskokoch do nižších výšok

- Nutnosť presného zarovnania a montáže, aby nedošlo k predčasnému spusteniu, prípadne nespusteniu
- Citlivosť na rýchlosť návratu vačky do správnej polohy



Obr. 6: Schematické zobrazenie procesu funkcie výklopného ramena, čierna šípka značí smer pohybu vozíka

4.3 Koncept 3 – Blokovací segment s pružinovým predpätím

Tento návrh vychádza z rovnakého princípu ako Koncept 2, pričom využíva fyzickú prekážku umiestnenú do dráhy odskakujúceho vozíka. Aktivácia systému je realizovaná prostredníctvom spúšťacieho vačkového mechanizmu, ktorý po aktivácii uvoľní predpätú pružinu. Následkom toho dôjde k okamžitému vysunutiu blokovacieho segmentu do dráhy pohybujúceho sa vozíka, čím sa mechanicky zablokuje jeho spätný pohyb.

Funkcia vačky zodpovedá princípu popísanému v predchádzajúcom koncepte – rozdielom je, že jej rotácia spôsobí uvoľnenie energie akumulovanej v tlačnej pružine. Kľúčovou výzvou tohto riešenia je spoľahlivé zaistenie vačky v stabilnej polohe pred aktiváciou a zabránenie nechcenému alebo predčasnému spusteniu systému.

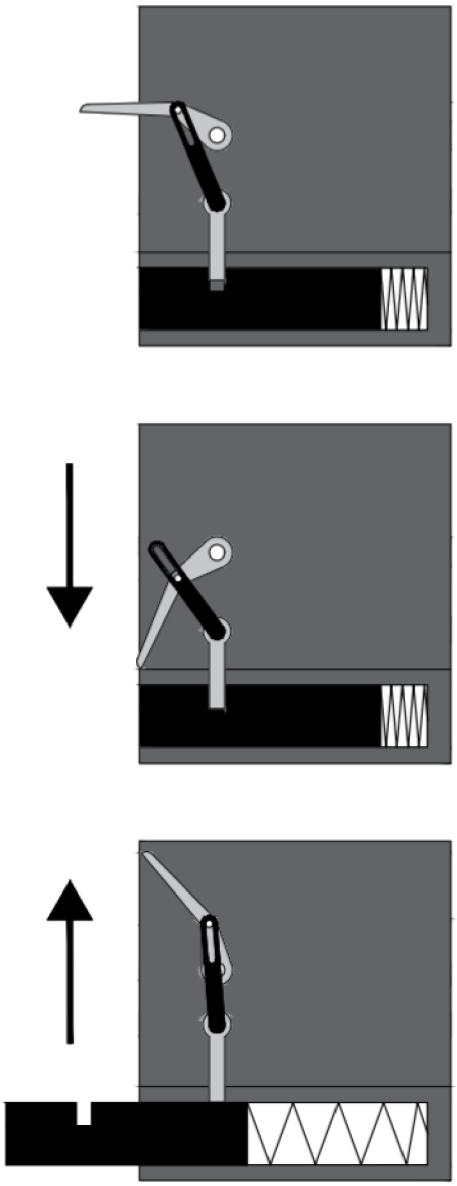
Systém sa skladá z týchto základných prvkov: spúšťací vačkový mechanizmus, predpätá tlačná pružina, blokovací segment, základová doska a podporné bloky. Tieto bloky zabezpečujú vedenie a zafixovanie segmentu v aktívnej aj neaktívnej polohe a zároveň preberajú zaťaženie vyplývajúce z kontaktu s vozíkom. Voliteľne je možné doplniť aj pomocné prvky na uľahčenie návratu systému do počiatočnej konfigurácie.

Pri konštrukčnom riešení by bolo nutné zaistiť nasledovné úvahy:

- Tuhosť a pevnosť pružiny musí byť zvolená tak, aby sa eliminovalo riziko samovoľného spustenia, a zároveň aby blokovací segment dosiahol aktívnu polohu s dostatočnou rýchlosťou.
- Optimalizácia tvaru vačkového systému tak, aby jeho rovnovážna poloha odpovedala východiskovej pozícii.
- Návrh geometrie, rozmiestnenia a materiálových vlastností komponentov musí zohľadniť schopnosť absorbovať kinetickú energiu odskakujúceho vozíka bez plastickej deformácie.
- Rýchlosť návratu vačky po prechode vozíka musí byť dostatočná na umožnenie včasnej aktivácie segmentu.
- Rýchlosť výsuvu blokovacieho segmentu – mechanizmus musí byť schopný reagovať ešte pred návratom vozíka.
- Umiestnenie systému musí zabezpečiť jeho spoľahlivú aktiváciu, stabilitu a bezpečnosť pri prevádzke.

Výhody a nevýhody:

+ Jednoduchý mechanický systém
+ Krátky reakčný čas vďaka akumulovanej sile v pružine
+ Nízke výrobné a prevádzkové náklady
+ Jednoduchá údržba
- Potenciálne opotrebovanie pohyblivých častí pri opakovanej prevádzke
- Nutnosť presného návrhu a dimenzovania pružiny vzhľadom na funkčnosť
- Riziko predčasného spustenia v prípade nevyhovujúceho zaistenia vačky



Obr. 7: Schematické zobrazenie procesu funkcie blokovacieho segmentu s pružinovým predpätím, čierna šípka značí smer pohybu vozíka

4.4 Koncept 4 – Komerčne dostupné komponenty

Ako alternatívny prístup k riešeniu problému odskoku vozíka bolo uvažované využitie štandardizovaných, komerčne dostupných prvkov. Tento koncept prináša výhodu zjednodušenia návrhu a rýchlejšej implementácie, avšak za cenu obmedzených možností prispôsobenia systému špecifickým požiadavkám skúšobného zariadenia Leteckého ústavu. Z tohto dôvodu bol návrh vyhodnotený ako nevhodný pre finálnu realizáciu, no ponechaný medzi alternatívnymi možnosťami.

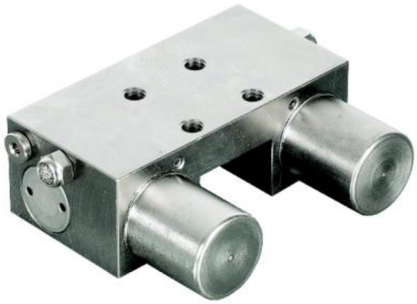
4.4.1 Lineárne koľajnicové vedenie

Prvá možnosť konštrukčného riešenie pozostáva z využitia lineárneho koľajnicového vedenia. Týmto vedením by boli nahradené vodiace tyče stávajúceho tyčového vedenia, alebo by k nim boli pripevnené. K existujúcemu padajúcemu závažiu skúšobného stroja by bolo nutné pripojiť lineárny vozík a k nemu brzdu pre lineárne vozíky. K tejto konštrukcii by bol pripojený systém pre spúšťanie brzdového systému, fungujúci napríklad na základe snímača polohy.

Toto riešenie vyžaduje veľké zmeny v takmer celej konštrukcii aktuálneho skúšobného zariadenia. Nutná by bola úprava vodiacich tyčí a hlavne existujúceho vozíka, ktorého konštrukcia by musela byť úplne pozmenená tak, aby bolo možné upevnenie k pridanému vozíku lineárneho vedenia a jeho brzdy a jeho adaptácia pre prípadnú zmenu vo vzdialenosti vodiacich tyčí.

Obr. 8: Lineárne koľajnicové vedenie [15]

Obr. 9: Lineárny vozík pre koľajnicové vedenie [16]



Obr. 10: Pneumatická brzda pre lineárny vozík [17]

4.4.2 Brzda k vodiacim tyčiam kruhového prierezu

Druhý možný návrh funguje na základe implementácie brzdy pre kruhové vodiace tyče. V tomto prípade by nebola nutná rozsiahla zmena celkovej konštrukcie stávajúceho zariadenia, avšak bola by potrebná adaptácia aktuálneho vozíka aby bolo možné túto brzdu k nemu pripojiť. K tomuto riešeniu by bolo potrebné pripojiť systém pre spúšťanie brzdy rovnako ako pri lineárnom koľajnicovom vedení. Hlavným obmedzením tohto riešenia je dostupnosť brzdy, ktorá je s existujúcim strojom kompatibilná na základe geometrie aj kapacity zaťaženia.

Obr. 11: Pneumatická brzda pre kruhové vodiace tyče [18]

Hoci využitie komerčne dostupných komponentov predstavuje zaujímavú a zdanlivo jednoduchšiu alternatívu, jej nevýhody spočívajú predovšetkým v obmedzenej možnosti optimalizácie systému, závislosti na ponuke dodávateľov, potenciálnych komplikáciách s integráciou do existujúceho zariadenia a vysokou cenou celej úpravy systému. Koncept preto nie je preferovaným riešením, no v prípade neúspechu ostatných návrhov predstavuje rezervnú možnosť.

4.5 Porovnanie konceptov a voľba finálneho konceptu

Porovnanie konceptov je realizované na základe primárnych požiadaviek definovaných v úvodnej fáze návrhu systému. Tieto požiadavky sú rozdelené do štyroch hlavných kategórií hodnotiacich kritérií:

- Technické kritériá sa zameriavajú na funkčnosť systému, t. j. jeho schopnosť účinne eliminovať odskok a absorbovať energiu nárazu, ďalej na spoľahlivosť pri opakovanom zaťažení, rýchlosť reakcie a odolnosť voči vysokým energetickým nárazom.
- Konštrukčné kritériá zahŕňajú náročnosť návrhu a výroby mechanizmu, zložitosť montáže, možnosť jednoduchého a rýchleho návratu do východiskovej polohy po vykonaní testu, ako aj kompatibilitu s existujúcim skúšobným zariadením vrátane minimalizácie energetických strát spôsobených zásahom mechanizmu do pohybu počas pádu.
- Ekonomické kritériá posudzujú celkové náklady na realizáciu mechanizmu, dostupnosť jednotlivých komponentov a nároky na jeho údržbu počas prevádzky.
- Priestorové a prevádzkové kritériá hodnotia rozmery navrhovaného systému, jeho tvarovú kompatibilitu so skúšobným zariadením, možnosti montáže a demontáže, priestorové požiadavky pre bezpečný pohyb komponentov, prevádzkovú bezpečnosť – teda elimináciu rizika zlyhania či ohrozenia obsluhy – a taktiež vplyv mechanizmu na ostatné časti zariadenia vrátane možnosti ich opotrebenia alebo kolízie.

Na základe predchádzajúceho vyhodnotenia nebol do finálneho porovnania zaradený Koncept 4, ktorý využíva komerčne dostupné komponenty..

Tab. 1: Porovnanie konceptov

	Koncept 1 - Západka	Koncept 2 – Výklopné rameno	Koncept 3 – Blokovací segment s pružinovým predpätím
Technické kritéria	Pôsobenie odskoku iba zmierňuje	Nedokáže zabrániť odskokom malých výšok	spĺňa
Konštrukčné kritéria	Nutnosť presnej inštalácie Vyššie energetické straty ako ostatné koncepty	Nutnosť presnej montáže	Nutnosť presnej montáže
Ekonomické kritéria	Spĺňa	Spĺňa	Spĺňa
Priestorové a prevádzkové kritéria	Spĺňa	Rozmerovo najväčší z konceptov	Spĺňa

V tab. 1 sú stručne identifikované jednotlivé prvky konceptov, ktoré nevyhovujú stanoveným hodnotiacim kritériám a technickým požiadavkám. Na základe tohto vyhodnotenia bol ako najvhodnejší zvolený koncept využívajúci blokovací segment s pružinovým predpätím, ktorý najlepšie spĺňa požiadavky na spoľahlivosť, konštrukčnú jednoduchosť a účinné obmedzenie spätného pohybu.

Koncept 3 predstavuje optimálny kompromis medzi funkčnosťou, jednoduchosťou konštrukcie a prevádzkovou spoľahlivosťou. Vyniká najmä veľmi rýchlou aktiváciou, ktorú zabezpečuje mechanizmus s predpätou pružinou. Zároveň umožňuje úplnú elimináciu nežiadúcich opakovaných dopadov a zastavenie vozíka v definovanom bode bez potreby výrazných zásahov do existujúceho zariadenia. V porovnaní s ostatnými konceptmi ponúka vysoký výkon pri nízkych nákladoch a jednoduchosti údržby.

5 Konštrukčné riešenie

Navrhnutý mechanizmus bol vyvinutý ako reakcia na požiadavku spoľahlivého a rýchleho zastavenia odskakujúceho vozíka v určenej fáze jeho dráhy. Základom jeho funkcie je blokovací segment, ktorý sa po uvoľnení zaisťovacieho kolíka vysunie do pádovej dráhy a zachytí spätný pohyb vozíka. Vysunutie je iniciované pomocou predpätej tlačnej pružiny, ktorá zabezpečuje potrebnú reakčnú silu. Náraz vozíka je zároveň tlmený elastickými podložkami, čím sa znižuje riziko poškodenia mechanizmu.

Celý systém je integrovaný do nosného rámu a navrhnutý tak, aby spĺňal technické, bezpečnostné aj výrobnotechnologické požiadavky. Návrh prebiehal ako iteratívny proces, kde boli postupne optimalizované jednotlivé komponenty s ohľadom na ich funkciu, spoľahlivosť, vyrobiteľnosť a dostupnosť štandardizovaných prvkov.

Mechanizmus bol rozčlenený do viacerých funkčných celkov, ktoré spolupracujú ako jeden kompaktný systém. Každá z týchto častí mechanizmu plní samostatnú úlohu, pričom ich konštrukcia zohľadňuje aj vzájomné väzby a potrebu zabezpečiť plynulý a koordinovaný chod celého mechanizmu.

V nasledujúcej časti sú jednotlivé časti mechanizmu opísané z hľadiska ich tvarového a materiálového riešenia, spôsobu pripojenia, technických výpočtov a možností praktickej implementácie do existujúceho skúšobného zariadenia. Dôraz je pritom kladený na spoľahlivosť, jednoduchú montáž a údržbu, ako aj bezpečnú a efektívnu prevádzku systému.

5.1 Spúšťacia časť mechanizmu

Spúšťacia časť mechanizmu tvorí základný aktivačný prvok, ktorý zabezpečuje uvoľnenie blokovacieho segmentu v presne stanovenom okamihu. Pri jeho návrhu bol kladený dôraz na bezpečnú prevádzku a spoľahlivé opakovanie funkcie. Tento celok je tvorený sústavou komponentov – spúšťacou vačkou, prenosovou vačkou, zaisťovacím prvkom, torznou pružinou, čapom a ložiskom.

Spúšťacia vačka slúži ako primárny pohyblivý člen systému, ktorý sa aktivuje externou silou a rotuje okolo pevne uloženého čapu. S prenosovou vačkou je spojená pomocou skrutkového spoja, pričom je v spoji úmyselne ponechaná malá vôľa. Táto konštrukčná rezerva umožňuje pohyb spúšťacej vačky smerom dole bez vplyvu na polohu zaisťovacieho prvku, ktorý je k prenosovej vačke pripevnený.

Prenosová vačka zabezpečuje mechanický prenos pohybu zo spúšťacej vačky na zaisťovací prvok. S tým je pevne spojená bez pohyblivého uloženia, čím sa minimalizuje vôľa v systéme a zabezpečí presné načasovanie uvoľnenia. Samotný zaisťovací prvok drží blokovací segment vo východiskovej pozícii až do momentu aktivácie mechanizmu.

Celý rotačný mechanizmus je uložený na čape, ktorý je vedený v guľôčkovom ložisku. Toto uloženie umožňuje hladký a opakovane spoľahlivý pohyb, pričom zároveň prenáša reakčné

sily do hlavného rámu. Torzná pružina plní dve funkcie – jednak fixuje subsystém proti nechcenému spätnému pohybu a zároveň po aktivácii zabezpečí návrat vačky do pôvodnej polohy.

5.1.1 Spúšťacia vačka

Spúšťacia vačka tvorí základný rotačný prvok mechanizmu, ktorý zabezpečuje aktiváciu blokovacieho systému. Počas odskoku vozíka dochádza k nárazu na vačku, ktorá sa následne vychýli smerom nahor v dôsledku pôsobenia kinetickej energie vozíka. Tento pohyb iniciuje uvoľnenie blokovacieho segmentu prostredníctvom prenosovej vačky a zaisťovacieho prvku. Vačka je uložená centrálne na ložisku, ktoré umožňuje jej plynulú rotáciu. Návrat do pôvodnej polohy po aktivácii zabezpečí obojstranná torzná pružina, ktorá je uložená medzi vačkou a rámom mechanizmu.

Pri návrhu a výpočtoch bola uvažovaná maximálna zaťažujúca situácia – hmotnosť vozíka 50 kg a výška pádu 3 m. Vzhľadom na to, že výsledné riešenie počíta s dvojicou mechanizmov symetricky umiestnených po stranách vozíka, bola do výpočtov zahrnutá len čiastková sila na úrovni 60 % z celkového pôsobenia, aby sa pokryli možné asymetrie pri reálnom zaťažení.

5.1.1.1 Zaťaženie vačky – náraz vozíka

Vačka je navrhovaná tak, aby bola energetická strata vozíka pri jeho strete s vačkou minimálna. Je potrebné aby náraz vozíka otočil vačku 48°. Moment potrebný na takéto otočenie vačky v krátkom časovom úseku pomocou dynamickej rovnice rotačného pohybu je:

$$M = I \cdot \alpha$$

kde I je moment zotrvačnosti k osi rotácie [kg·m^2] a α je uhlové zrýchlenie vačky [m·s^{-2}]. Keď vyjadríme uhlové zrýchlenie pomocou otočeného uhlu dostávame :

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2}$$

$$M = I \cdot \frac{2\theta}{t^2}$$

$$M_{náraz,pád,min} = 292{,}36 \cdot 10^{-6}\, kg \cdot m^2 \cdot \frac{2 \cdot 0{,}8378}{(0{,}01\, s)^2} = 4{,}899\, N \cdot m = 4899\, N \cdot mm$$

Kde θ je uhol vychýlenia vačky [rad] a t je čas [s], za ktorý sa vačka do tejto polohy vychýli. Čas potrebný na otočenie vačky do tejto polohy je vypočítaný na základe pádovej rýchlosti vozíka predpokladu, že vzdialenosť pádu vozíka kým zasiahne vačku je 2 m.

Z dimenzovania a voľby vhodnej torznej pružiny v podkapitole 5.1.1.2 Návrh torznej pružiny (str. 38-39) vychádza moment, ktorý musí spúšťacia vačka pôsobením nárazu vozíka prekonať, aby sa vychýlila do požadovanej pozície mimo pádovú dráhu vozíka väčší ako

minimálny potrebný moment na vychýlenie, čo je spôsobené pôsobením tejto pružiny proti pohybu vačky. Po započítaní pôsobenia pružiny a pridaním rezervy 25% bol získaný moment, ktorý musí vytvoriť náraz vozíka:

$$M_{náraz,pád} = 1{,}25 \cdot \left(M_{náraz,pád,min} + M_{torz.pruž.1}\right)$$
$$= 1{,}25 \cdot (4899\ N \cdot mm + 330{,}87\ N \cdot mm) = 6537{,}3\ \ N \cdot mm$$

V realite dosiahne pôsobenie torznej pružiny napočítanú hodnotu až v krajnej polohe vychýlenia, ale pre konzervatívny prístup návrhu je počítané s touto hodnotou.

Uvažovaná vzdialenosť kontaktnej plochy od osy rotácie vačky je 85 mm a teda minimálna sila pôsobiaca na vačku v momente nárazu je:

$$F_{náraz,pád} = \frac{M_{náraz,pád}}{r_{náraz,pád}} = \frac{6537{,}3\ N \cdot mm}{85\ mm} = 76{,}9\ N$$

Pri pevnostnej kontrole spúšťacej vačky nie je uvažované s možnosťou žeby sa vačka po náraze neotočila, v takom prípade by bola pôsobiaca sila rádovo vyššia a vačka by z pevnostného hľadiska náraz nevydržala.

Silové pôsobenie na vačku v prípade nárazu odskakujúceho vozíka je vypočítané v podkapitole 5.1.2 Prenosová vačka (str. 40-42). Pri odskoku na vačku pôsobí zaťaženie:

$$M_{náraz,odskok} = 1919\ N \cdot mm$$

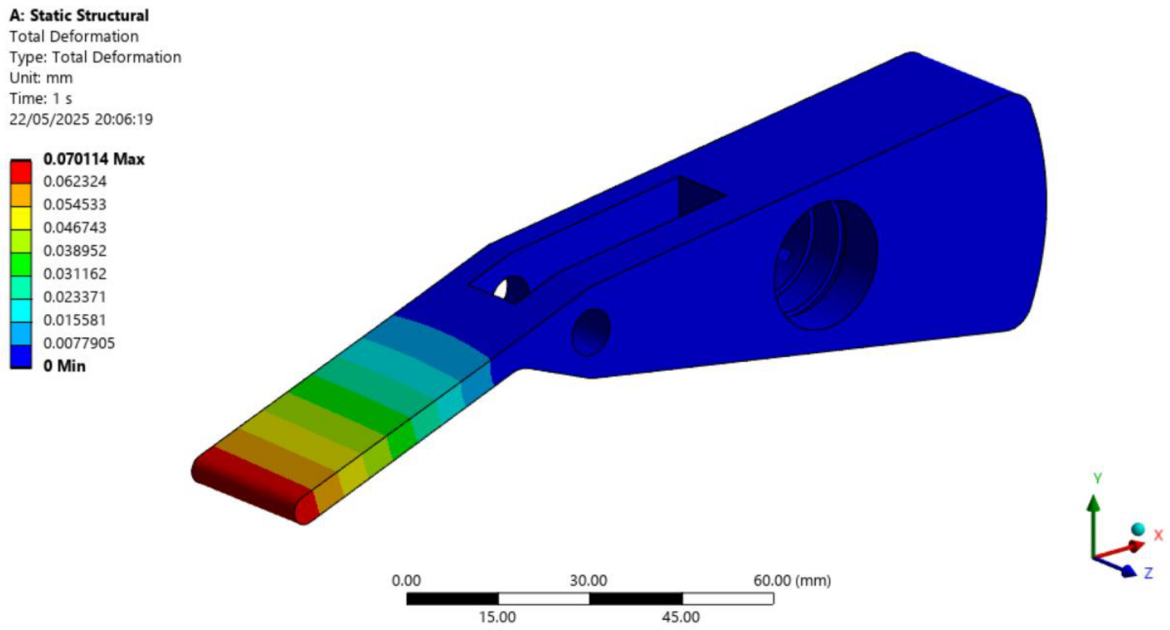
$$r_{náraz,odskok} = 110\ mm$$

$$F_{náraz,odskok} = \frac{M_{náraz,odskok}}{r_{náraz,odskok}} = \frac{1919\ N \cdot mm}{110\ mm} = 17{,}45\ N$$

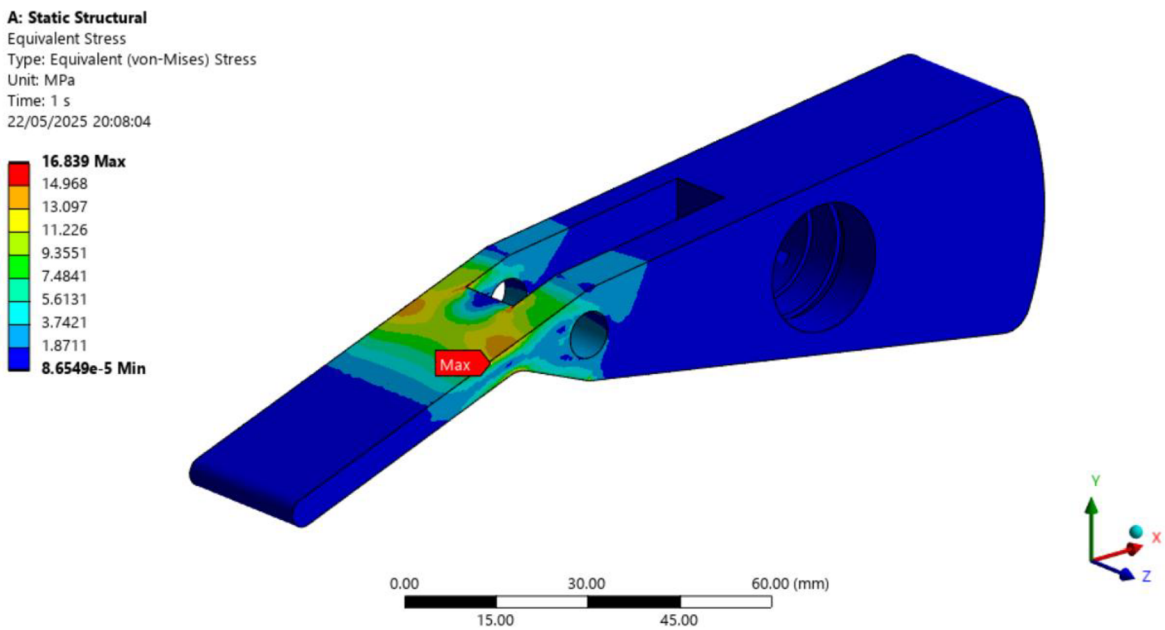
$$r_{prenosová\ vačka} = 50\ mm$$

$$F_{prenos,odskok} = \frac{M_{náraz,odskok}}{r_{prenosová\ vačka}} = \frac{1919\ N \cdot mm}{50\ mm} = 38{,}38\ N$$

kde $r_{náraz,odskok}$ [mm] je vzdialenosť nárazu odskakujúceho vozíka od osi otáčania spúšťacej vačky a $F_{náraz,odskok}$ [N] je sila v tomto mieste pôsobiaca, $r_{prenosová\ vačka}$ [mm] je vzdialenosť spoja s prenosovou vačkou od osi otáčania spúšťacej vačky a $F_{prenos,odskok}$ [N] je sila tu pôsobiaca.



Obr. 12: Výsledky numerickej analýzy spúšťacej vačky v softvéri ANSYS – celková deformácia



Obr. 13: Výsledky numerickej analýzy spúšťacej vačky v softvéri ANSYS – napätie

Na obr. 12 a obr. 13 sú zobrazené výsledky numerickej analýzy v prostredí ANSYS, konkrétne rozloženie napätia a celková deformácia súčiastky pri maximálnom zaťažení – fáza primárneho testovacieho pádu. Pre analýzu bolo ako zaťaženie použitá sila od padajúceho vozíka a maximálna sila pôsobiaca od torznej pružiny, aj keď tieto sily nepôsobia naraz. Výsledky analýzy ukazujú že deformácie sú veľmi malé a hodnoty napätia sú výrazne pod medzou klzu zvoleného materiálu.

Tvar spúšťacej vačky je nadimenzovaný tak, aby jeho rovnovážna poloha bola čo najbližšie k jej východiskovej polohe, čo spôsobí prirodzený samovoľný návrat do východiskovej polohy. Avšak návrat je potrebný v malom časovom okne, a preto bola k vačke pripojená dvojitá torzná pružina, ktorá dovolí vychýlenie do oboch smerov a urýchli návrat do východiskovej polohy.

Ako materiál vačky bola zvolená hliníková zliatina EN AW-6082 pretože zaručuje vysoké pevnostné vlastnosti pri pomerne nízkej hmotnosti a zároveň je vhodná pre CNC obrábanie, čo je predpokladaný výrobný spôsob pre vačku.

5.1.1.2 Návrh torznej pružiny

Torzná pružina zabezpečuje návrat vačky do východiskovej polohy po jej vychýlení. Uložená je na čape v osi otáčania spúšťacej vačky. Jej pripevnenie k spúšťacej vačke a základnému rámu je zabezpečené drážkami v ktorých sú uložené jej ramená. Požadovaný moment na vrátenie vačky do východiskovej polohy z uhlu otočenia spôsobeného vozíkom v krátkom časovom úseku je rovný momentu potrebnému na vychýlenie do tejto polohy, avšak musí byť použitá torzná pružina, ktorá vytvorí menší moment, aby nebránila vychýleniu vačky z dráhy padajúceho vozíka. Toto je kompenzované dimenzovaním vačky tak, aby jej rovnovážna poloha bola čo najbližšie východiskovej a teda vačka sa bude prirodzene vracať do tejto polohy, pružina iba urýchli priebeh návratu. Keďže vačka z rovnovážnej polohy rotuje do oboch smerov je nutné použitie dvojitej torznej pružiny, ktorá tento pohyb umožní.

Požiadavky na torznú pružinu:

- Dvojitá torzná pružina
- Možné vychýlenie minimálne 49° stupňov do jedného smeru a 66° do opačného smeru
- Pôsobiaci moment menší ako moment pôsobiaci pri otáčaná vačky

Z dôvodu jednoduchej dostupnosti, technickej dokumentácie a výrobných nákladov bola zvolená komerčne dostupná pružina typu DSF-360 od výrobcu Gutekunst Federn. Pružina má nasledovné parametre:

- Typ: DSF-360 (dvojitá torzná pružina)
- Materiál: Nerezová oceľ 1.4310
- Priemer drôtu: 1,6 mm
- Vnútorný priemer vinutia: 9,8 mm
- Počet vinutí (každá strana): 6
- Maximálny točivý moment: 863 N·mm
- Najväčší uhol otáčania: 92° [19]

Výpočtové overenie:

Torzná pružina sa bude natáčať asymetricky:

- do jednej strany o 48° (pád) - $\varphi_1 = 0{,}837\ rad$
- do druhej strany o 66° (odskok) - $\varphi_2 = 1{,}151\ rad$

Pružinová konštanta je $k = 395{,}3\ \frac{N \cdot mm}{rad}$ a teda momenty vytvorené pružinou pri oboch natočeniach budú:

$$M_{torz.pruž.1} = k \cdot \varphi_1 = 395{,}3\ \frac{N \cdot mm}{rad} \cdot 0{,}837\ rad = 330{,}87\ N \cdot mm$$

$$M_{torz.pruž.2} = k \cdot \varphi_2 = 395{,}3\ \frac{N \cdot mm}{rad} \cdot 1{,}151\ rad = 454{,}99\ N \cdot mm$$

Z katalógu je známy maximálny povolený točivý moment pre túto pružinu a porovnaním s momentami pri krajných natočeniach v tomto systéme môžeme vyhodnotiť pružinu ako vyhovujúcu. Prípustný rozsah zaťaženia pružiny je využitý na približne 53% z čoho vyplýva, že pružina pracuje v oblasti elastickej deformácie s veľkou bezpečnostnou rezervou.

5.1.1.3 Návrh ložiska

Na uloženie vačky na čape bolo potrebné navrhnúť vhodné valivé ložisko, ktoré zabezpečí nízke trenie, dostatočnú únosnosť a jeho rozmery budú odpovedať rozmerovým požiadavkám spúšťacej vačky a čapu. Vzhľadom na požiadavku jednoduchého uloženia s jedným ložiskom s maximálnym vonkajším priemerom 20 mm bol výber orientovaný na radiálne guľôčkové ložiská.

Zvolené ložisko je SKF 61900:

- Typ: Jednoradové radiálne guľkové ložisko s hlbokou drážkou
- Vnútorný priemer (d): 10 mm
- Vonkajší priemer (D): 22 mm
- Šírka (B): 6 mm
- Dynamická nosnosť (C): 1,77 kN
- Statická nosnosť (C_0): 0,675 kN [20].

Kontrolný výpočet ložiska:

Maximálny krútiaci moment pôsobiaci na vačku počas činnosti mechanizmu je:

$$M_{náraz,odskok} = 1919\ N \cdot mm$$

Sila spôsobujúca tento moment pôsobí vo vzdialenosti:

$$r_{náraz,odskok} = 110\ mm$$

Z toho vyplýva sila pôsobiaca na vačku:

$$F_{náraz,odskok} = \frac{M_{náraz,odskok}}{r_{náraz,odskok}} = \frac{2463{,}73\ N \cdot mm}{110\ mm} = 22{,}39\ N$$

Vzhľadom na umiestnenie ložiska priamo v osi rotácie, celá sila sa do ložiska prenáša radiálne a teda radiálne zaťaženie ložiska bude:

$$F_r = F_{náraz,odskok} = 22{,}39\ N$$

Ekvivalentné zaťaženie ložiska P bude pri zaťažení iba radiálnou silou rovné tejto radiálnej sile:

$$P = F_r = 22.39\ N$$

Výpočet základnej výpočtovej trvanlivosti ložiska:

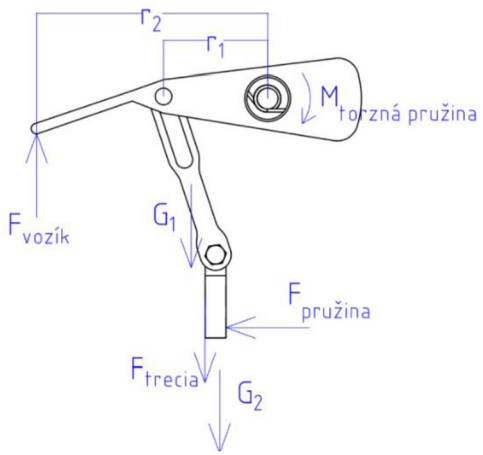
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot 10^6 = \left(\frac{1{,}77 \cdot 10^3\ N}{22{,}39\ N}\right)^3 \cdot 10^6 = 4{,}94 \cdot 10^{11}$$

Aj napriek tomu, že výpočtová životnosť ložiska výrazne prevyšuje očakávanú dobu používania mechanizmu, výber konkrétneho typu ložiska bol ovplyvnený viacerými praktickými faktormi, najmä jeho dostupnosťou, vhodnými rozmermi a schopnosťou bezpečne prenášať zaťaženia s dostatočnou rezervou. Použitý typ ložiska je štandardný, ľahko dostupný na trhu a overený pre aplikácie s rotačným pohybom pri nižších otáčkach. Takéto riešenie zvyšuje celkovú spoľahlivosť systému aj pri odchýlkach od bežnej prevádzky a zároveň uľahčuje údržbu či výmenu v prípade potreby.

5.1.2 Prenosová vačka

Prenosová vačka zabezpečuje prenos sily zo spúšťacej vačky na zaisťovací prvok pri odskoku, kedy sprostredkuje vytiahnutie zaisťovacieho prvku pri posuve spúšťacej vačky smerom hore. Pri primárnom testovacom páde vozíka nehrá rolu vo funkcii systému, keďže jej tvar bol nadimenzovaný tak, aby pohyb spúšťacej vačky v tejto fáze funkcie mechanizmu neovplyvňoval polohu zaisťovacieho prvku.

Prenosová vačka je k spúšťacej vačke pripojená skrutkou ktorá v tomto prípade figuruje ako posuvný čap a na prenosovú vačku prenáša silové zaťaženie iba pri rotácii spúšťacej vačky v smere hodinových ručičiek.



Obr. 14: Schematická vizualizácia silového pôsobenia v spúšťacej časti mechanizmu

Silové pôsobenie na časti mechanizmu v momente nárazu odskakujúceho vozíka je zobrazené na obr. 14. Minimálna sila, ktorou musí pôsobiť vozík, aby boli prekonané všetky sily pôsobiace proti tejto sile, vyjadrená pomocou rovníc silovej a momentovej rovnováhy:

$$F_{vozík,min} = \frac{(G_1 + G_2 + F_{trecia}) \cdot r_1}{r_2}$$

Kde G_1 je gravitačná sila [N] pôsobiaca na prenosovú vačku, G_2 je gravitačná sila [N] pôsobiaca na zaisťovací prvok a F_{trecia} je trecia sila [N] medzi zaisťovacím prvkom a základným rámom spôsobená silou od tlačnej pružiny, ktorá je na zaisťovací prvok prenášaná cez blokovací segment. Vzdialenosť síl pôsobiacich na prenosovú vačku a zaisťovací segment je aproximovaná ako r_1 v realite by bola táto vzdialenosť menšia a teda aj výsledná sila vozíku by bola menšia ale vzhľadom na konzervatívnosť tejto aproximácie je táto vzdialenosť použitá.

$$G_1 = m_{prenosová\ vačka} \cdot g = 0{,}014\ kg \cdot 9{,}81\ ms^{-2} = 0{,}14\ N$$

$$G_2 = m_{zaisťovací\ segment} \cdot g = 0{,}013\ kg \cdot 9{,}81\ ms^{-2} = 0{,}13\ N$$

$$F_{trecia} = F_{pružina} \cdot f = 53\ N \cdot 0{,}4 = 21{,}2$$

Kde $m_{prenosová\ vačka}$ je hmotnosť prenosovej vačky [kg], $m_{zaisťovací\ segment}$ je hmotnosť zaisťovacieho segmentu [kg], g je gravitačné zrýchlenie [$m \cdot s^{-2}$] a f je koeficient trenia [-]. Konzervatívny predpoklad trecieho súčiniteľa medzi dvomi súčasťami z hliníkovej zliatiny s použitím ľahkého maziva (zaisťovací prvok a základný rám) je 0,4. Hmotnosti použité vo výpočte sú približné, získané pomocou softvéru Inventor Professional. Z tohto dôvodu je táto sila v nasledujúcich výpočtoch zvýšená o 25% pre rezervu.

$$F_{vozík,min} = 1{,}25 \cdot \frac{(0{,}14\ N + 0{,}13\ N + 21{,}2\ N) \cdot 50\ mm}{110\ mm} = 1{,}25 \cdot 9{,}8\ N = 12{,}2\ N$$

Sila prenášaná spojom medzi prenosovou vačkou a zaisťovacím prvkom:

$$F_{prenos} = G_2 + F_{trecia} = 0{,}13\ N + 21{,}2\ N = 21{,}3\ N$$

Aby bola zabezpečená správna funkcia zaisťovacieho prvku, musí byť z drážky vytiahnutý dostatočne rýchlo a preto je potrebné zabezpečiť väčší moment spôsobený nárazom odskakujúceho vozíka na spúšťaciu vačku. Vytiahnutie zaisťovacieho prvku odpovedá otočeniu spúšťacej vačky o 66°. Ak by sme uvažovali zrýchlenie pohybu vyťahovania prvku a=1,15 ms^{-2} , čo zabezpečí vytiahnutie prvku za 0,01 s, uhlové zrýchlenie ktoré musí mať spúšťacia vačka dostaneme ako:

$$\alpha_{vytiahnutie} = \frac{a}{r_1} = \frac{1{,}15\ m \cdot s^{-2}}{0{,}05\ m} = 23\ rad \cdot s^{-2}$$

Moment pôsobiaci na spúšťaciu vačku, ktorý zabezpečí takéto uhlové zrýchlenie získame ako:

$$M = I \cdot \alpha_{vytiahnutie}$$

$$M = 292{,}356 \cdot 10^{-6}\, kg \cdot m^2 \cdot 23\, rad \cdot s^{-2} = 0{,}0067\, N \cdot m = 6{,}7\, N \cdot mm$$

Moment zotrvačnosti je získaný z modelu v softvéri softvéru Inventor Professional.

Momentom je potrebné kompenzovať moment ktorý vytvára pôsobenie gravitačných a trecích síl ktorý je:

$$M_{proti} = (G_1 + G_2 + F_{trecia}) \cdot r_1 = (0{,}14\, N + 0{,}13\, N + 21{,}2\, N) \cdot 50\, mm$$
$$= 1073{,}5\, N \cdot mm$$

A teda minimálny potrebný pôsobiaci moment nadväzujúci na odskok potrebný pre zabezpečenie správnej funkcie je:

$$M_{odskok,min} = M + M_{proti} = 6{,}7\, N \cdot mm + 1073{,}5\, N \cdot mm = 1080{,}2\, N \cdot mm$$

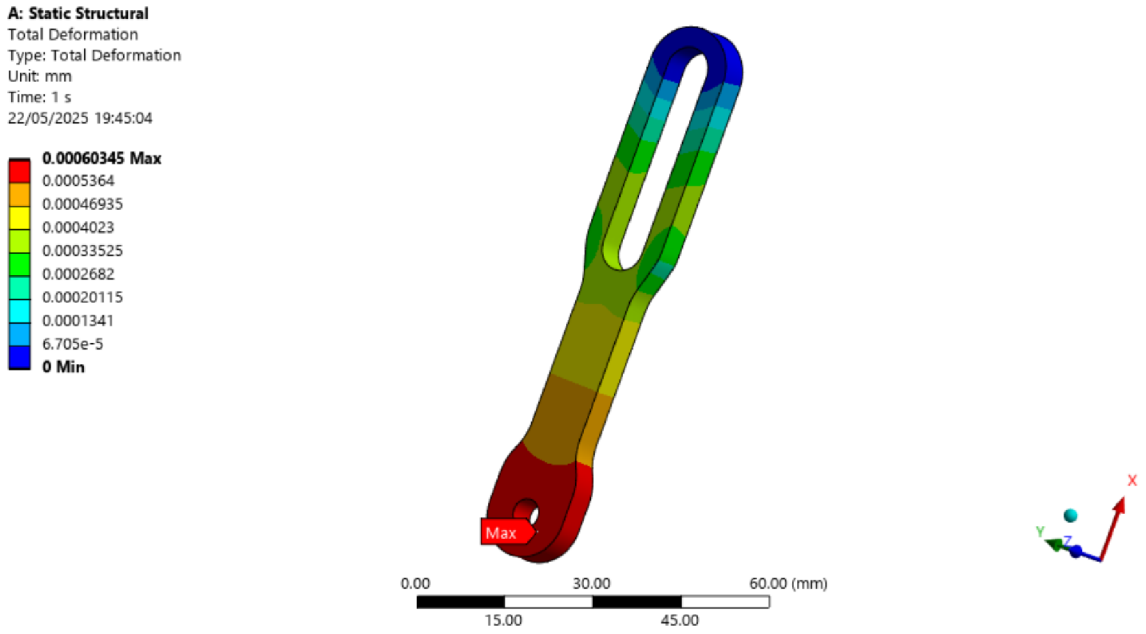
K minimálnemu potrebnému momentu vyvinutého odskokom ešte bola započítaná kompenzáciu momentu pôsobiaceho od torznej pružiny v uložení spúšťacej vačky a pridaná rezerva 25% a teda výsledný potrebný moment spôsobený odskokom je:

$$M_{náraz,odskok} = 1{,}25 \cdot \left(M_{odskok,min} + M_{torz.pruž.2}\right)$$
$$= 1{,}25 \cdot (1080{,}2\, N \cdot mm + 454{,}99\, N \cdot mm) \cong 1919\, N \cdot mm$$

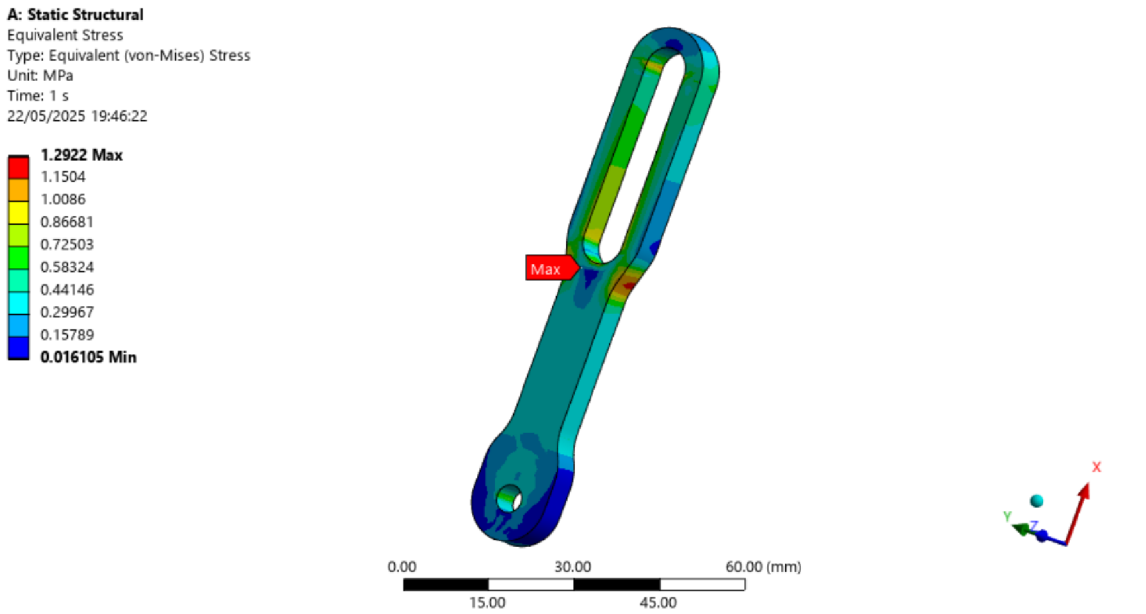
A teda sila, ktorou je prenosová vačka vytiahnutá je:

$$F_{vytiahnutie} = \frac{M_{náraz,odskok}}{r_1} = \frac{1919\, N \cdot mm}{50\, mm} = 38{,}38\, N$$

Pevnostná analýza je vytvorená v ANSYS a kontrolovaný je úsek funkcie kedy prenosová vačka sprostredkováva vytiahnutie zaisťovacieho prvku z drážky. Simulácia je tvorená pre situáciu kedy na hornú dieru vačky pôsobí sila prenášaná týmto spojom rovná 38,38 N.



Obr. 15: Výsledky numerickej analýzy prenosovej vačky v softvéri ANSYS – celková deformácia



Obr. 16: Výsledky numerickej analýzy prenosovej vačky v softvéri ANSYS – napätie

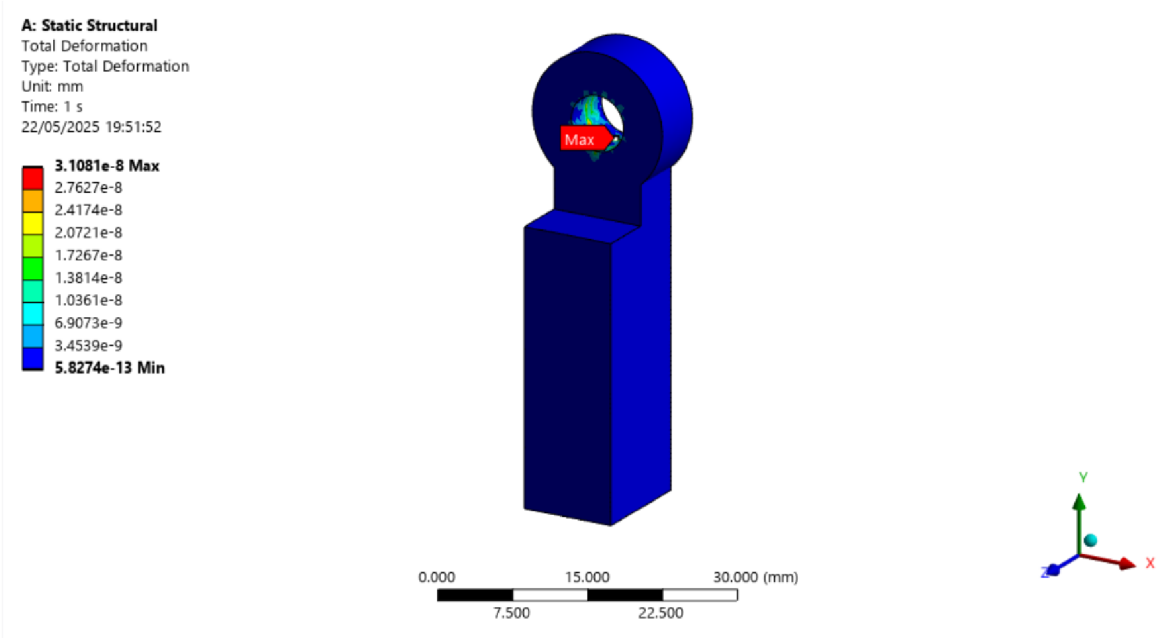
Výsledky numerickej simulácie vykonanej v softvéri ANSYS sú uvedené na obr. 15 a obr. 16. Model telesa bol v tomto prípade zaťažený v hornej časti silou od spúšťacej vačky, ktorá spôsobuje pohyb prenosovej vačky a v dolnej diere silou od zaisťovacieho prvku na ktorý vačka prenáša silové pôsobenie. Sila od zaisťovacieho prvku je spôsobená hlavne trecou silou medzi prvkom a základnou konštrukciou mechanizmu, ktorá je spôsobená silou od blokovacieho segmentu, ktorý zaisťovací prvok uvoľní. Celková deformácia aj napätie

z výsledkov numerickej analýzy sú veľmi malé, a preto bol návrh vyhodnotený ako vyhovujúci.

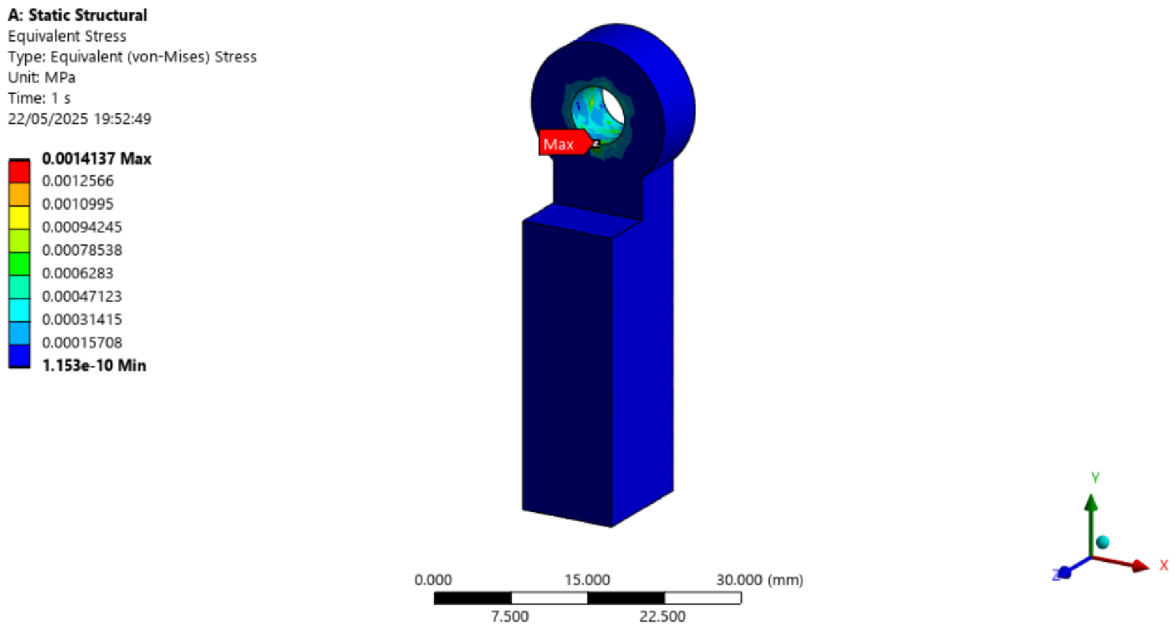
Vačka je navrhnutá z hliníkovej zliatiny a bude frézovaná rovnako ako spúšťacia vačka. Tento materiál bol zvolený aj napriek tomu, že analýzy ukazujú možnosť použitia materiálu s nižšou pevnosťou a to z dôvodu zjednotenia výrobného procesu a zabezpečenia výroby čo najväčšieho počtu súčastí z rovnakého materiálu.

5.1.3 Zaisťovací prvok

Zaisťovací blok bude rovnako ako spúšťacia a prenosová vačka vyrábaný z hliníkovej zliatiny. Pre správnu funkciu musí vydržať zaťaženie naň pôsobiace blokovacím segmentom ktorý zaisťuje, to bude v analýzach reprezentované silou ktorá má hodnotu rovnakú ako sila ktorou pôsobí tlačná pružina na blokovací segment. Ďalšie zaťaženie, ktoré musí uniesť je sila potrebná na vytiahnutie tohto prvku z drážky dostatočnou rýchlosťou, táto sila bola zistená v predchádzajúcej podkapitole – $F_{vytiahnutie}$.



Obr. 17: Výsledky numerickej analýzy zaisťovacieho prvku v softvéri ANSYS – celková deformácia



Obr. 18: Výsledky numerickej analýzy zaisťovacieho prvku v softvéri ANSYS – napätie

Na obr. 17 a obr. 18 je možné vidieť celkovú deformáciu súčiastky a napätie spôsobené aplikovaným zaťažením pri numerickej analýze v softvéri ANSYS. Zaisťovací prvok bol počas analýzy zaťažený silou, ktorá ho z drážky vyťahuje a zároveň silou od blokovacieho segmentu, ktorý zaisťuje v požadovanej pozícii. Výsledky ukazujú, že celková deformácia a napätia v súčasti sú takmer zanedbateľné a preto bol návrh vyhodnotený ako vyhovujúci. Vzhľadom na tieto výsledky by mohol byť zvolený materiál s nižšou pevnosťou, avšak pre zachovanie jednotnosti výrobného procesu bol ponechaný rovnaký materiál pre čo najväčšie množstvo súčastí spúšťacieho subsystému.

5.2 Blokovacia časť mechanizmu

Blokovací mechanizmus je aktivovaný prostredníctvom spúšťacieho mechanizmu, konkrétne v momente spätného pohybu (odskoku) vozíka, kedy dôjde k uvoľneniu zaisťovacieho prvku z blokovacieho segmentu. V tejto fáze sa segment, pôvodne držaný v uzamknutej polohe zaisťovacím prvkom, uvoľní a následne je silou prepätej tlačnej pružiny vysunutý do dráhy pohybu vozíka. Tým dôjde k jeho rýchlemu a spoľahlivému zastaveniu.

5.2.1 Blokovací segment a tlmiaca podložka

Pre výpočty je použitá maximálna hodnota hmotnosti – 50 kg a výška odskoku 1,5 m.

Sila pôsobiaca od vozíka bola stanovená na základe jeho kinetickej energie pri dopade. Pohyb vozíka bol uvažovaný ako voľný pád z maximálnej výšky odskoku. Ako brzdná dráha bola použitá maximálna prípustná deformácia tlmiacej podložky umiestnenej na čelnej strane blokovacieho segmentu. Hlavnou funkciou tejto podložky bolo zabezpečiť pohltenie nárazovej energie a minimalizovať prenos rázových síl do konštrukcie.

Na návrh tlmiaceho systému boli použité dve identické podložky s rozmermi 50 × 35 × 20 mm, ktoré sú symetricky umiestnené vedľa seba na čelnej ploche segmentu. Ako materiál podložky bol zvolený polyuretán. Takýmto usporiadaním bolo zabezpečené rozloženie nárazu na väčšiu plochu, čím sa dosiahlo zníženie lokálnych napätí v materiáli segmentu.

Na účely pevnostnej analýzy bolo predpokladané rovnomerné rozdelenie nárazovej energie medzi obidve podložky. Výpočty boli preto vykonané len pre jednu z nich a pre príslušnú kontaktnú časť segmentu, aby mohla byť podrobnejšie analyzovaná najviac zaťažovaná oblasť. Tento postup bol zvolený vzhľadom na to, že podložky pôsobia ako dva samostatné tlmiace body a nevytvárajú súvislú vrstvu.

Návrh bol spracovaný tak, aby maximálna možná časť energie nárazu bola absorbovaná deformáciou tlmiacich podložiek. Tie sú uložené na styčných plochách segmentu, ktoré prichádzajú do kontaktu s padajúcim vozíkom. Pôsobenie nárazu bolo rozdelené medzi dve podložky, ktoré sa pri dopade deformujú a tým znižujú maximálnu silu prenášanú do samotného segmentu.

Kinetická energia padajúceho vozíka:

$$E_k = m \cdot g \cdot h = 50\ kg \cdot 9{,}81\ ms^{-2} \cdot 1{,}5\ m = 735{,}75\ J$$

Kde m je hmotnosť vozíka [kg], g je gravitačné zrýchlenie [$m \cdot s^{-2}$] a h je výška pádu [m]. V realite bude pôsobiť menšia energia, keďže celý mechanizmus je vo výške 0,6 m nad podložkou, a taktiež maximálna výška odskoku je iba odhadovaná, reálna výška záleží od testovaného materiálu a hmotnosti záťaže.

Aj napriek týmto úvahám by bolo množstvo energie, ktorú musí systém absorbovať príliš veľké. Z tohto dôvodu bude uvažované umiestnenie mechanizmu čo najbližšie najvyššej polohe, ktorú vozík po odskoku dosiahne – pozícia, kde má vozík nulovú rýchlosť. Ak je možné túto výšku pri testovaní odhadnúť je možné využiť uloženie mechanizmu na teleskopických nohách a nastaviť jeho pozíciu. Avšak ak predpokladaná výška odskoku nie je počas testu známa, je možné využiť tieto mechanizmy sériovo naskladané na sebe, čo umožní zachytenie vozíka vo viacerých pozíciách. Z tohto dôvodu bola v nasledujúcich výpočtoch použitá pádová výska 0,485 m, ktorá by bola zabezpečená ako maximálna výška pádu sériovým uložením mechanizmov. A teda kinetické energia vozíka pri páde z tejto výšky bude:

$$E_{k0,3} = m \cdot g \cdot h = 50\ kg \cdot 9{,}81\ ms^{-2} \cdot 0{,}485\ m = 237{,}9\ J$$

Efektívna energia pôsobiaca jeden systém (symetrické uloženie dvoch systémov na oboch koncoch vozíka):

$$E = 0{,}6 \cdot E_k = 0{,}6 \cdot 237{,}9\ J = 142{,}74\ J$$

Absorpcia jednej tlmiacej podložky:

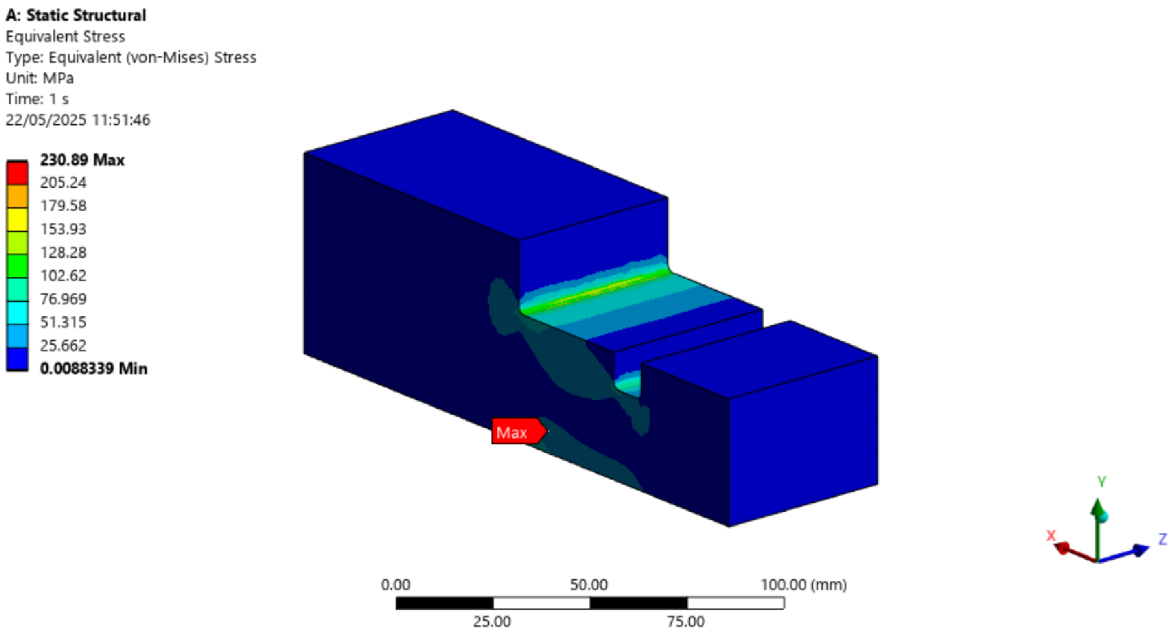
$$E_{tlmiaca\ podložka} = \frac{E}{2} = \frac{142{,}74\ J}{2} = 71{,}37\ J$$

Predpokladaná maximálna deformácia tlmiacej podložky 40%:

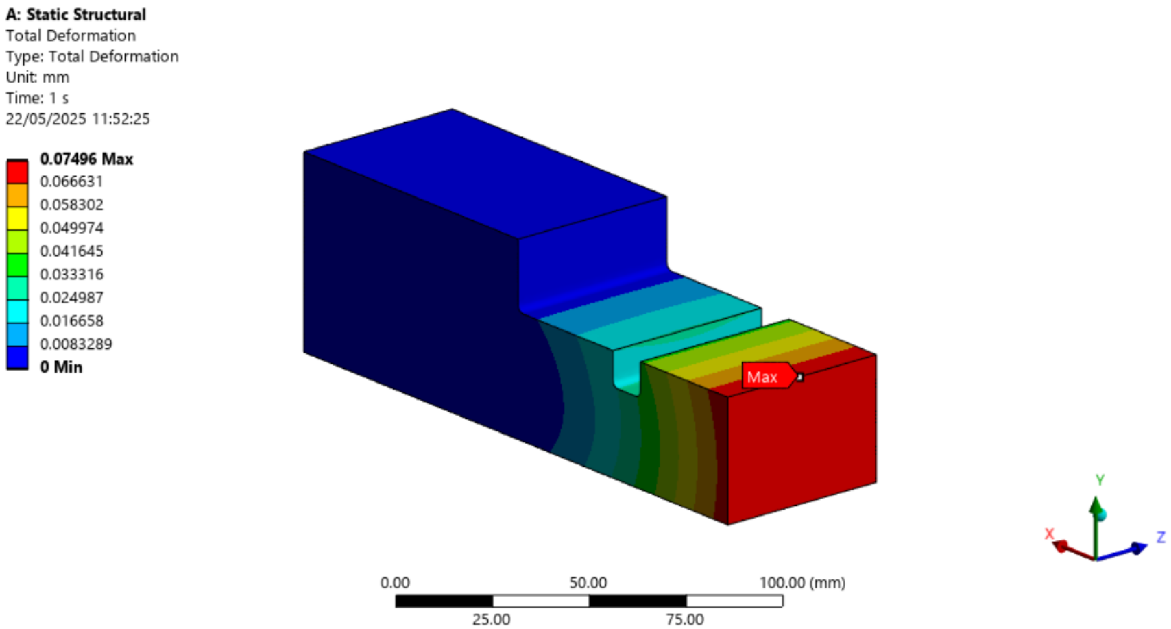
$$s = 0{,}4 \cdot h = 0{,}4 \cdot 20\ mm = 8\ mm$$

Maximálna sila pri náraze, využitím vzťahu pre silu z energie:

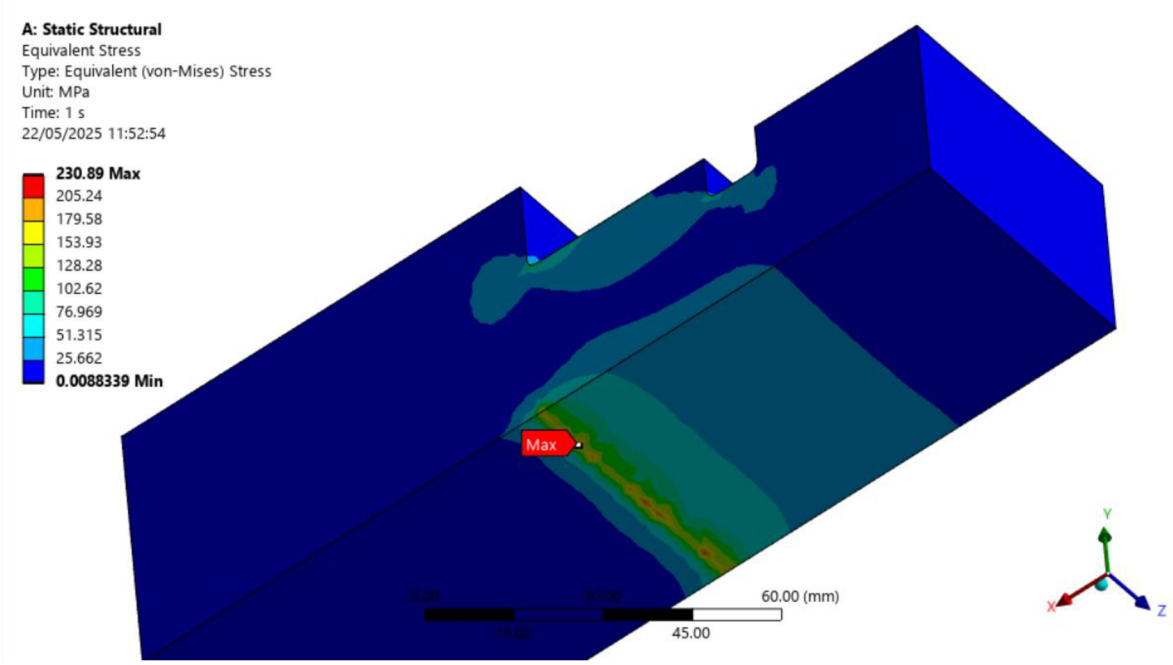
$$F = \frac{E_{tlmiaca\ podložka}}{s} = \frac{71{,}37\ J}{0{,}008\ m} = 8921{,}25\ N$$



Obr. 19: Výsledky numerickej analýzy blokovacieho segmentu v softvéri ANSYS – napätie



Obr. 20: Výsledky numerickej analýzy blokovacieho segmentu v softvéri ANSYS – celková deformácia



Obr. 21: Výsledky numerickej analýzy blokovacieho segmentu v softvéri ANSYS – detail najvyšších hodnôt napätia

Výsledky numerickej analýzy v softvéri ANSYS sú zobrazené na Obr. 19 a Obr. 20. Ako zaťaženie pre túto analýzu bolo použitá zaťažovacia sila pri páde vozíka z výšky 0,485 m s použitím navrhnutých tlmiacich podložiek. Maximálnu hodnotu napätie v blokovacom segmente pri tomto zaťažení dosahuje na spodnej strane v mieste, kde sa blok opiera o základný rám – Obr. 21 a to je 230,89 MPa. Medza klzu pre oceľ S355JR je 355 MPa, a teda bezpečnosť súčasti pri tomto zaťažení je približne 1,5.

Rozmery a materiál navrhnutých podložiek:

- Počet podložiek: 2
- Rozmery jednej podložky: šírka 35 mm, dĺžka 50 mm, výška 20 mm
- Materiál: BASF Elastollan® 1190A (termoplastický polyuretán)

Na základe požiadaviek na vysokú odolnosť voči nárazovej energii bez trvalých deformácií bola ako materiál pre tlmiacu podložku zvolený termoplastický polyuretán BASF Elastollan® 1190A. Keďže materiál je určený aj na dynamicky zaťažované tlmiace prvky, možno očakávať, že pri danom napätí bude schopný absorbovať požadovanú deformáciu cca 40 %, bez prekročenia jeho elastických limitov.

Blokovací segment bol navrhnutý tak, aby v kombinácii s tlmiacimi podložkami spoľahlivo absorboval nárazovú energiu vznikajúcu pri zachytení pohybujúceho sa vozíka. V priebehu simulovaného zaťaženia neboli v materiáli segmentu zaznamenané napätia prekračujúce medzu klzu, čím bola zabezpečená jeho pevnostná odolnosť. Elastické podložky z termoplastického polyuretánu boli zvolené pre ich schopnosť efektívne tlmiť nárazy a zamedziť vzniku poškodení aj pri opakovanej prevádzke. Ich usporiadanie v páre umožnilo

lepšie rozloženie pôsobiacej sily na širšiu kontaktnú plochu, čím došlo k výraznému zníženiu lokálne vznikajúcich napäťových koncentrácií. Takýmto riešením bola podporená celková spoľahlivosť a životnosť daného komponentu.

5.2.2 Tlačná pružina

Tlačná pružina zohráva kľúčovú úlohu pri aktivácii blokovacieho mechanizmu – zabezpečuje rýchle a spoľahlivé vysunutie blokovacieho segmentu do dráhy pohybujúceho sa vozíka ihneď po uvoľnení zaisťovacieho kolíka. Cieľom je, aby reakcia systému prebehla bez výrazného oneskorenia, čo je nevyhnutné pre zachytenie vozíka v správnej fáze jeho pohybu.

Kľúčové požiadavky na pružinu boli definované nasledovne:

- Zabezpečiť rýchle vysunutie segmentu, a tým krátky reakčný čas mechanizmu.
- Spoľahlivé uchytenie pružiny k nosnej konštrukcii aj k segmentu, bez možnosti samovoľného uvoľnenia.
- Vytvoriť dostatočnú silu na prekonanie trenia a zotrvačných síl pôsobiacich na segment pri jeho pohybe.
- Zamedziť plastickej deformácii pružiny počas opakovaného namáhania.
- Umožniť potrebný rozsah pohybu segmentu – predpokladaný zdvih približne 50 mm (hodnota bude spresnená na základe priestorových možností).

Základné predpoklady pre návrh:

- Hmotnosť blokovacieho segmentu sa pohybuje okolo 3 kg.
- Na zabezpečenie rýchleho pohybu sa požaduje minimálne zrýchlenie 5 m/s².
- Koeficient trenia medzi segmentom a vodiacou plochou je približne 0,1.
- Pružina je v začiatočnom stave predopnutá, teda už pri zaistení kolíkom je v stlačenom stave, čím sa eliminuje počiatočné oneskorenie pohybu.

Výpočet sily potrebnej na vysunutie segmentu:

Trecia sila pri posuve segmentu, súčiniteľ trenia medzi oceľou a hliníkovou zliatinou je $f = 0{,}5$:

$$F_T = F_G \cdot f = m \cdot g \cdot f = 2{,}95\ kg \cdot 9{,}81\ m \cdot s^{-2} \cdot 0{,}5 = 14{,}5\ N$$

Sila na vysunutie so zrýchlením $a = 8{,}89\ m \cdot s^{-2}$ (vysunutie bloku o 100 mm za 0,15 s):

$$F = m \cdot a = 2{,}95\ kg \cdot 8{,}89\ m \cdot s^{-2} = 26{,}2\ N$$

Celková potrebná sila s rezervou 25%:

$$F_{pružiny} = (F_T + F) \cdot 1{,}25 = (14{,}5\ N + 26{,}2\ N) \cdot 1{,}25 = 50{,}9\ N$$

Výpočet minimálnej požadovanej tuhosti pružiny, posun pružiny x je 100 mm:

$$k = \frac{F_{pružiny}}{x} = \frac{50{,}9\ N}{0{,}1\ m} = 509\ N \cdot m^{-1} = 0{,}509\ N \cdot mm^{-1}$$

Na základe požiadaviek na rozmery, silu a dostupnosť bola zvolená pružina - Tlačná pružina 1,6×21,6×150 s parametrami:

- Materiál: pružinová oceľ + povrchová úprava zinok
- Priemer drôtu: 1,6 mm
- Vonkajší priemer: 21,6 mm
- Voľná dĺžka: 150 mm
- Počet činných závitov: 15,5
- Tuhosť pružiny 0,53 Nmm^{-1} [21]

Pružina bola vybraná na základe požadovaného pôsobenia sily v danom rozsahu deformácie, jej vonkajší priemer zabezpečuje vhodné uloženie do segmentu s vodiacim čapom. Voľná dĺžka 150 mm umožňuje predpätie počas montáže a zároveň umožňuje využitie pružiny v režime lineárneho správania v rozsahu požadovanej deformácie.

Zvolený typ je komerčne dostupný, čo znižuje náklady a zjednodušuje výmenu v prípade opotrebenia.

Pružina je na oboch koncoch uložená v drážkach. Rozmery drážok sú navrhnuté s nasledujúcimi požiadavkami:

- Priemer drážky – vonkajší priemer pružiny + 0,5 až 1 mm
- Hĺbka drážky – 0,25 až 0,33 × vonkajší priemer pružiny
- Tvar dna drážky – mierne zaoblené – rádius približne 0,2 × drôt pružiny

5.3 Základná konštrukcia mechanizmu

Pre základnú konštrukciu mechanizmu bola zvolená hliníková zliatina AlSi10Mg, ktorá bola vybraná ako vhodný kompromis medzi požiadavkami na pevnosť, nízku hmotnosť, náklady a obrobiteľnosť.

5.3.1 Základný rám

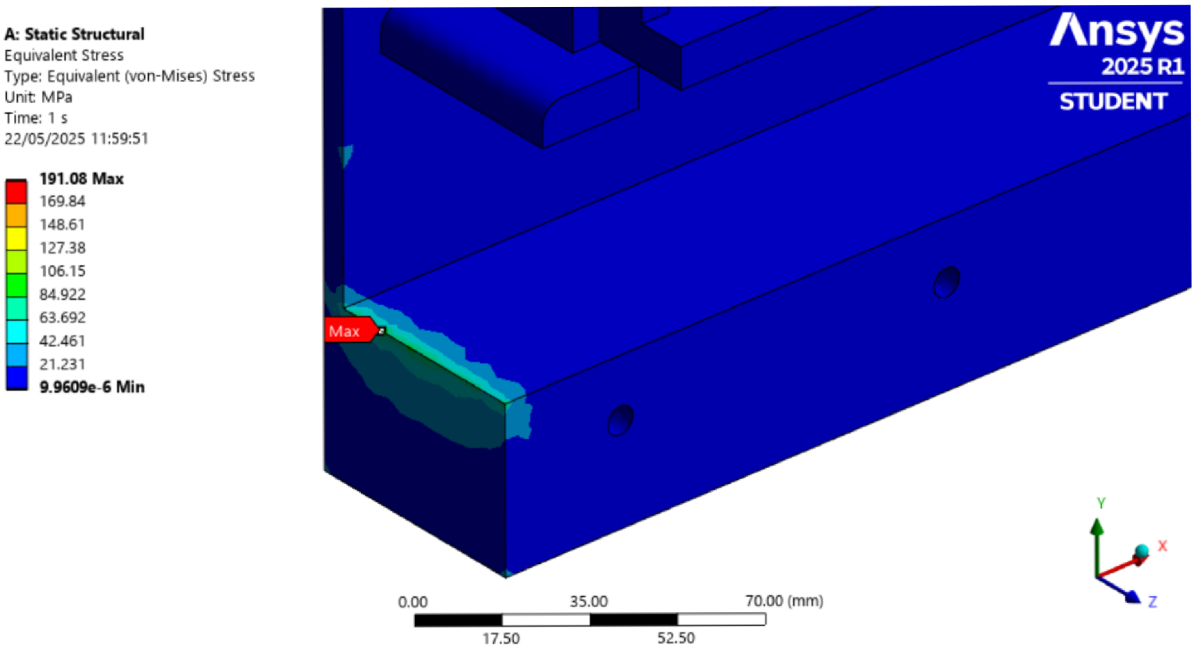
Základný rám slúži ako nosná a priestorovo stabilizujúca súčasť celého mechanizmu. Zabezpečuje uchytenie všetkých hlavných komponentov, ako je spúšťacia časť a blokovacia časť mechanizmu.

Rám je navrhnutý ako monolitický odliatok z hliníkovej zliatiny EN AC-42100, ktorá poskytuje vhodný pomer medzi pevnosťou, hmotnosťou a dobrou odlievateľnosťou. Odliatok umožňuje optimalizovať tvar rámu tak, aby bolo možné integrovať montážne prvky a podporné prvky bez potreby následného montážneho spájania. Z hľadiska výroby je rám vhodný pre pieskové liatie. Po odliatí je nutné obrobiť funkčné plochy.

Na Obr. 21 je vyobrazený základný rám. V jeho spodnej časti je dutina, kde bude uložený blokovací segment a tlačná pružina. Tlačná pružina bude k rámu pripojená drážkou. Steny

tejto dutiny je možné pred montážou pokryť PTFE páskou aby bol pri vysúvaní blokovacieho segmentu znížený koeficient trenia medzi nimi. Vo vrchnej časti je diera a na ňu nadväzujúca drážka na uloženie čapu spúšťacej vačky a torznej pružiny. Taktiež sa v tejto časti nachádza oporný segment ktorý zabráni pretočeniu spúšťacej vačky do nežiaducich polôh.

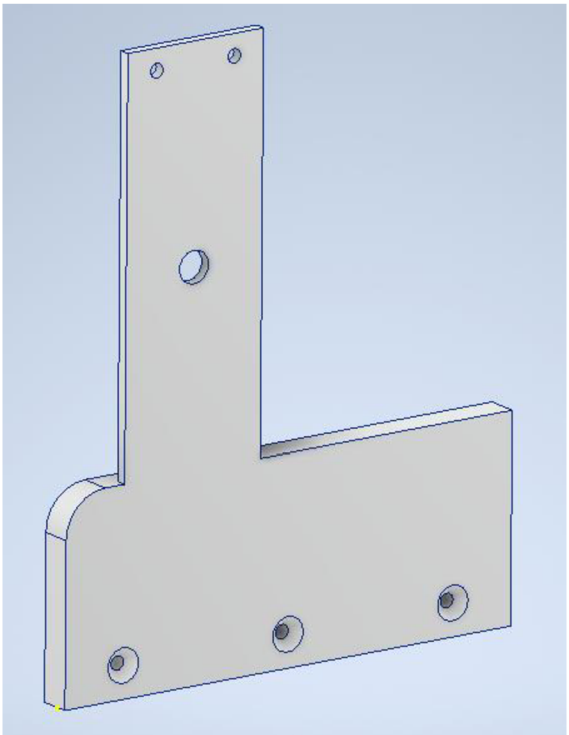
Obr. 22: Inventor model základného rámu



Obr. 23: Výsledky numerickej analýzy v softvéri ANSYS pre kontakt blokovacieho segmentu a základného rámu

Na Obr. 22 je zobrazená analýza pre najnebezpečnejšie miesto základného rámu, ktorým je hrana kontaktu s blokovacím segmentom pri zaťažení pádom vozíka z výšky 0,485 m. Napätia ktoré táto analýza ukazuje sú pod medzou klzu vybraného materiálu a teda návrh bol vyhodnotený ako vyhovujúci.

5.3.2 Stena



Obr. 24: Inventor model steny

Táto časť je navrhnutá ako priamo nadväzujúci prvok na základný rám konštrukcie. Obsahuje otvor určený na uloženie čapu spúšťacej vačky z opačnej strany, čím sa zabezpečí jeho pevné a funkčné uloženie. Zároveň tvorí štvrtú stenu dutiny, v ktorej sa nachádza blokovací segment spolu s tlačnou pružinou. Vďaka tomu je zabránené nežiaducemu vybočeniu segmentu počas jeho pohybu. Výrobný postup aj použitý materiál sú zvolené v súlade s riešením aplikovaným pri základnom ráme, čím sa zabezpečuje jednotnosť a technologická kompatibilita konštrukcie.

5.4 Implementácia

Navrhnutý mechanizmus bude použitý ako dvojica systémov symetricky umiestnených na stranách vozíka. Takéto riešenie je zvolené z dôvodu vyváženého rozloženia síl a minimalizácie asymetrického zaťaženia pri náraze. Oba mechanizmy budú uložené na stojanoch, ktoré zabezpečia správnu pozíciu v pádovej dráhe vozíka v požadovanej výške nad vzorkou. Taktiež je pre zabezpečenie správnej funkcie potrebný prídavný diel na vozík, ktorý zabezpečí dostatočnú kontaktnú plochu pre zastavenie navrhovaným mechanizmom.

Pozícia mechanizmu v existujúcom testovacom zariadení môže byť zabezpečená dvomi spôsobmi. Pri známych približných hodnotách výšky odskoku vozíka pri testovaní vzoriek je možné využitie teleskopických nôh, ktoré budú k mechanizmu primontované. V prípade neznámych výšok odskoku je potrebné využitie viacerých mechanizmov uložených na sebe. To zabezpečí, že maximálna pádová energia, ktorú bude musieť jeden systém absorbovať zostane ekvivalentná pádu vozíka z výšky 0,485 m. Avšak dimenzovanie absorpcie mechanizmu na tieto hodnoty dovoľuje dostatočne veľký rozsah výšok, z ktorých je mechanizmus schopný pád zachytiť, a teda možnosť využitia nastavenia teleskopických nôh je postačujúca pre väčšinu testov.

Pre zaistenie spoľahlivej funkcie celého mechanizmu je potrebné vykonať úpravu na stranách vozíka. Jeho aktuálne geometria neobsahuje vhodnú plochu, ktorá by umožnila účinný kontakt s blokovacím segmentom. Z tohto dôvodu je navrhnutý prídavný diel, ktorý bude pevne pripojený k existujúcej konštrukcii vozíka a vytvorí dostatočne tuhú a rozmerovo presnú plochu pre kontakt počas odskoku. Diel musí disponovať kontaktnou plochou minimálne 50 x 81 mm.

6. Diskusia

Cieľom práce bolo navrhnúť mechanický systém, ktorý účinne eliminuje opakovaný dopad vozíka pri nárazových skúškach vykonávaných pádovou záťažou. Tento problém bol identifikovaný ako kritický z hľadiska presnosti merania absorbovanej energie a deformácie testovanej vzorky. Hypotézou bolo, že pomocou vhodne navrhnutého blokovacieho mechanizmu je možné tento opätovný dopad spoľahlivo zastaviť, bez toho, aby bol narušený priebeh samotného testovacieho nárazu.

Na základe požiadaviek boli navrhnuté štyri rôzne koncepcie riešenia. Porovnanie ukázalo, že najvhodnejšou možnosťou je mechanizmus s blokovacím segmentom aktivovaným predpätou pružinou, ktorý sa spúšťa pomocou vačkového systému pri spätnom pohybe vozíka. Tento koncept sa vyznačuje jednoduchou mechanickou konštrukciou, krátkou reakčnou dobou a možnosťou implementácie do existujúceho zariadenia bez nutnosti jeho prestavby.

Funkčnosť navrhovaného riešenia bola overená pomocou numerických simulácií v softvéri ANSYS, pričom spúšťacia časť systému bola navrhnutá tak, aby spoľahlivo aktivovala zaisťovací pohyb bez oneskorenia. Hlavným predmetom overenia bola blokovacia časť, konkrétne segment, ktorý po aktivácii vstupuje do dráhy vozíka a mechanicky zastaví jeho spätný pohyb. Simulácie preukázali, že pri náraze odskakujúceho vozíka nedochádza k prekročeniu medze klzu materiálu segmentu – napätie dosiahlo maximálne 230,89 MPa, pričom použitý materiál (S355) má medzu klzu 355 MPa. Maximálna výsledná deformácia segmentu bola 0,07 mm, čo sa nachádza hlboko v oblasti pružnej deformácie a neovplyvňuje ďalšie fungovanie systému. Na segment zároveň pôsobí reakčná sila prenášaná cez kontakt s vozíkom, ktorú bez problémov zachytávajú podporné bloky rámu. Tieto výsledky potvrdzujú, že blokovacia časť je schopná opakovane zachytiť vozík pri spätnom pohybe bez poškodenia a so zachovaním presnej pozície zachytenia, čím sa zabezpečí ochrana vzorky a stabilita merania.

Tieto výsledky potvrdzujú pôvodnú hypotézu – mechanizmus je schopný zachytiť opakovaný pád vozíka a zabrániť opätovnému kontaktu s testovanou vzorkou, čím sa zvyšuje presnosť merania aj životnosť zariadenia. Je dôležité poznamenať, že simulácie boli vykonané pri ideálnych okrajových podmienkach – napríklad bez zohľadnenia trenia medzi pohyblivými komponentmi, opotrebenia, ani vplyvu nepresného zarovnania montážnych prvkov. Takéto zjednodušenia síce umožňujú rýchle overenie funkčnosti návrhu, no zároveň môžu viesť k odchýlkam pri reálnych testoch.

Z praktického hľadiska má navrhnutý systém výhodu v tom, že nevyžaduje žiadne elektrické ani pneumatické napájanie, je plne mechanický a ľahko udržiavateľný. Konštrukčne je modulárny, čo umožňuje jeho integráciu aj do iných testovacích zariadení s podobným princípom fungovania. Z hľadiska údržby je výhodou aj možnosť jednoduchého uvoľnenia blokovacieho segmentu po teste, čo uľahčuje opätovné nastavenie systému pre ďalší cyklus.

V ďalšom vývoji by bolo vhodné zhotoviť funkčný prototyp a vykonať sériu opakovaných fyzických testov pri rôznych výškach pádu a hmotnostiach vozíka. Takéto overenie by umožnilo vyhodnotiť skutočnú životnosť systému, jeho odolnosť voči opotrebeniu a vplyv reálnych podmienok na spoľahlivosť aktivácie.

7. Záver

Táto bakalárska práca sa zamerala na návrh mechanizmu na elimináciu opätovného nárazu vozíka pri nárazovej skúške s použitím padajúcej záťaže. V úvode bol definovaný technický problém, ktorý spôsobuje zníženie presnosti merania a potenciálne poškodzuje skúšobné zariadenie. Následne boli sformulované požiadavky na riešenie, vytvorené viaceré koncepty, ktoré boli navzájom porovnané z hľadiska technických, konštrukčných a ekonomických kritérií.

Výsledkom práce je detailne spracovaný návrh mechanizmu s blokovacím segmentom aktivovaným predpätou pružinou, ktorý bol podrobený výpočtovej aj numerickej analýze. Simulačné overenie v prostredí ANSYS potvrdilo, že navrhované riešenie je funkčne a pevnostne vyhovujúce pri zaťažení, ktoré zodpovedá reálnym podmienkam pádovej skúšky. Práca tak jednoznačne naplnila hlavný cieľ – navrhnúť účinný, spoľahlivý a výrobne nenáročný mechanizmus, ktorý zvyšuje kvalitu a bezpečnosť testovania bez potreby zásadnej prestavby existujúceho zariadenia.

Z hľadiska širšieho využitia je navrhnutý mechanizmus adaptovateľný aj pre iné typy skúšobných zariadení, kde je potrebné kontrolovať pohyb po náraze. Jeho výhodou je čisto mechanický princíp fungovania bez potreby napájania alebo riadiacich systémov, čo znižuje riziko porúch a zjednodušuje údržbu.

Napriek dosiahnutým výsledkom práca zároveň odhalila niekoľko oblastí, ktoré by si zaslúžili ďalší výskum. Medzi tieto patrí najmä overenie životnosti mechanizmu pri opakovanom cyklickom zaťažení, vplyv trenia a reálneho opotrebenia dielov na funkčnosť systému, ako aj overenie správania v prípade asymetrických nárazov. Tieto úlohy by mohli byť predmetom ďalšieho vývoja v inžinierskom štúdiu.

Zdroje

[1] TAHERI-BEHROOZ, F.; SHOKRIEH, M.M.; ABDOLVAND, H.R. Designing and manufacturing of a drop weight impact test machine. Engineering Solid Mechanics [online]. 2013, 1(2), 69–76 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: https://doi.org/10.5267/j.esm.2013.08.001

[2] JOE, Tito. IMPACT RESPONSE OF PLATES UNDER DROP WEIGHT IMPACT TESTING. Academia.edu [online]. 7. června 2020 [cit. 2025-03-21]. Dostupné z: https://www.academia.edu/43280475/IMPACT_RESPONSE_OF_PLATES_UNDER_DROP_WEIGHT_IMPACT_TESTING

[3] YU, Tongxi a XUE, Pu. Introduction to Engineering Plasticity. Brno: Elsevier, 2022. ISBN 9780323989824.

[4] HEIMBS, Sebastian. Energy Absorption in Aircraft Structures [online]. [cit. 2025-03-21]. Dostupné z: https://belglas.com/wp-content/uploads/2018/01/heimbs_2012_iwhem.pdf

[5] BORTZ, S. a BURTON, K.T. Analysis and Review of Mechanical Testing Procedures for Brittle Materials. Chicago: IIT Research Institute, 1968.

[6] CHARTERS, A.C. Development of the high-velocity gas-dynamics gun. International Journal of Impact Engineering [online]. 1987, 5(1-4), 181–203 [cit. 2025-03-04]. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/0734-743X(87)90038-8

[7] OTHMAN, Ramzi; GUÉGAN, Pierrick; CHALLITA, Georges; PASCO, Franck a LEBRETON, Daniel. A Modified servo-hydraulic Machine for Testing at Intermediate Strain Rates. International Journal of Impact Engineering [online]. 2009, 36(3), 460–467 [cit. 2024-07-20]. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2008.06.003

[8] ALGUADICH, Simona. Full Scale Crash Test for Cabin Safety Research [online]. [bez data] [cit. 2025-05-05]. Dostupné z: https://www.fire.tc.faa.gov/2004conference/files/crash/s.alguadich_full_scale_crash_tests.pdf

[9] GEORGIADIS, Steve; GUNNION, Andrew J.; THOMSON, Rodney S. a KARTWRIGHT, Bruce K. Bird-strike Simulation for Certification of the Boeing 787 Composite Moveable Trailing Edge. Composite Structures [online]. 2008, 86(1-3), 258–261 [cit. 2020-08-22]. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2008.03.025

[10] AYMERICH, F.; MARCIALIS, P.; MEILI, S. a PRIOLO, A. An Instrumented Drop-weight Machine For Low-Velocity Impact Testing. WIT Transactions on the Built Environment [online]. 2005, 170, [cit. 2025-03-21]. Dostupné z: https://doi.org/10.2495/susi060221

[11] KHALAF, Mohammed H. a SALMAN, Suhad D. Apparatus and Method for Calculating Penetration Force by Drop Weight Impact Technique. Journal of Engineering and Sustainable Development [online]. 2021 [cit. 2025-03-13]. Dostupné z: https://doi.org/10.31272/jeasd.conf.2.2.2

[12] AMORIM, Wanderley. DEVELOPMENT OF A MACHINE PER DROP WEIGHT IMPACT FOR COMPOSITE MATERIALS. Academia.edu [online]. 20. ledna 2015 [cit. 2025-03-18]. Dostupné z: https://www.academia.edu/10255638/DEVELOPMENT_OF_A_MACHINE_PER_DROP_WEIGHT_IMPACT_FOR_COMPOSITE_MATERIALS

[13] HUB. Zkoušení leteckých konstrukcí. Brno: Univerzita obrany, 2012. ISBN 978-80-7231-874-2.

[14] CHEN, C.I.; CHEN, Y.T.; WU, S.C.; LIU, D.S. a NI, C.Y. Experiment and Simulation in Design of the Board-Level Drop Testing Tower Apparatus. Experimental Techniques [online]. 2011, 36(2), 60–69 [cit. 2025-03-18]. Dostupné z: https://doi.org/10.1111/j.1747-1567.2011.00755.x

[15] POWER BELT. Koľajnicové lineárne vedenie – Power Belt. Powerbelt.sk [online]. 2020 [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: https://www.powerbelt.sk/kolajnicove-linearne-vedenie-p564

[16] POWER BELT. Vozíky TRS-F – Power Belt. Powerbelt.sk [online]. 2020 [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: https://www.powerbelt.sk/voziky-trs-f-p566

[17] POWER BELT. Typ FRC (pneumatický) – Power Belt. Powerbelt.sk [online]. 2020 [cit. 2025-05-19]. Dostupné z: https://www.powerbelt.sk/typ-frc-pneumaticky-p1888

[18] POWER BELT. Brzda FRCC (pneumatická) – Power Belt. Powerbelt.sk [online]. 2020 [cit. 2025-05-19]. Dostupné z: https://www.powerbelt.sk/brzda-frcc-pneumaticka-p1883

[19] GUTEKUNST FEDERN. DSF-360 – Dvojité zkrutné pružiny. Nutné pružiny. Federnshop.com [online]. [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: https://www.federnshop.com/cz/v%C3%BDrobek/dvojit%C3%A1_zkrutn%C3%A1_pru%C5%BEina/dsf-360.html

[20] SKF GROUP. Deep groove ball bearing 61900 [online]. Göteborg: SKF, [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61900

[21] VÝROBA PRUŽIN. Pružina tlačná 1,6x21,6x150 [online]. [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: https://www.vyroba-pruzin.cz/p/pruzina-tlacna-1-6x21-6x150