



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Zařízení pro testování navijáků

Test Rig for Rope Winches

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Vojtěch BALVÍN

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing Martin Dub, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Balvín** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **501495**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Zařízení pro testování navijáků

Název bakalářské práce anglicky:

Test rig for rope winches

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte návrh testovacího stendu pro lanové navijáky. Osnova:

- Rešerše navijáků a související problematiky
- Vytvoření koncepčních návrhů testovacího stendu
- Návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů
- 3D CAD model vybraného řešení
- Vybraná výkresová dokumentace
- Závěrečná zhodnocení

Seznam doporučené literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol.: Technický průvodce, Části strojů, Praha. SNTL, Nakladatelství technické literatury, 1989.
Katalogy výrobců, internetové zdroje, normy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Dub, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, Ph.D., a to pouze pomocí podkladů uvedených v seznamu použité literatury v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

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

V Praze dne:

.....

Podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří mi v průběhu studia a při psaní této práce dodávali psychickou podporu a poskytovali podnětné rady a připomínky.

Děkuji vedoucímu této práce, Ing. Martinovi Dubovi, Ph.D. a dále mým kolegům z firmy Doosan Bobcat EMEA s.r.o. za poskytnutí tohoto tématu a četné konzultace v průběhu jeho zpracování. Dík patří také všem vyučujícím, kteří nám v průběhu studia předávali své vědomosti.

V neposlední řadě chci poděkovat své rodině za podporu při studiu. Díky ní jsem dostal možnost zabývat se tím, co mě v životě baví.

Anotační list

Jméno autora:	Vojtěch BALVÍN
Název BP:	Zařízení pro testování navijáků
Anglický název:	Test Rig for Rope Winches
Rok:	2023
Obor studia:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoicí BP:	Ing. Martin Dub, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 57 počet obrázků 40 počet příloh 2
Klíčová slova:	Naviják, testovací přípravek, testování, návrh konstrukce, Doosan Bobcat, pevnostní výpočty, simulace MKP
Keywords:	Rope winch, test rig, testing, construction design, Doosan Bobcat, strength calculations, FEM simulation
Anotace:	Práce se zabývá konstrukcí přípravku pro testování navijáků. Kromě návrhu byly u vybraných konstrukčních uzlů provedeny kontrolní analytické výpočty a pevnostní simulace pomocí MKP.
Abstract:	This thesis concerns designing of test rig for rope winches. Besides the construction, control analytical calculations and strength simulations using FEM were performed for selected structural nodes.

Obsah

1	Úvod	1
2	Rozdělení navijáků.....	2
2.1	Komponenty navijáků	2
2.2	Dělení navijáků podle pohonu	3
2.2.1	Ruční navijáky	3
2.2.2	Elektrické navijáky	3
2.2.3	Hydraulické navijáky	4
2.2.4	Pneumatické navijáky	6
2.2.5	Speciální navijáky.....	7
2.3	Oblasti použití navijáků.....	8
2.3.1	Jeřáby.....	8
2.3.2	Výtahy.....	9
2.3.3	Lodě	10
2.3.4	Vyprošťovací a tažná zařízení	10
2.3.5	Testovaný naviják	11
3	Teleskopické nakladače.....	12
3.1	Vývoj a vlastnosti teleskopických nakladačů	12
3.2	Teleskopické nakladače Bobcat	15
4	Testování výrobků	17
4.1	Testování ve firmě Doosan Bobcat	17
4.1.1	Customer Usage Profile	17
4.1.2	Testovací polygon	18
4.1.3	Zkušebna chlazení.....	18
4.1.4	Hydraulická laboratoř	19

4.1.5	Specifikační laboratoř	19
4.1.6	Vibrační a hluková laboratoř	20
4.1.7	Laboratoř strukturálních a cyklických testů	21
5	Konstrukce testovacího přípravku	22
5.1	Popis přípravku	22
5.2	Ukotvení přípravku k podlaze	24
5.3	Popis navržené konstrukce	25
5.3.1	Návrh Stojanu	26
5.3.2	Výpočet potřebného průřezu nosného sloupu	27
5.3.3	Ověření analýzou pomocí MKP	32
5.3.4	Přípravek k uchycení navijáku	33
5.3.5	Výpočet parametrů svěrného spoje	35
5.3.6	Pevnostní kontrola šroubu	37
5.3.7	Pevnostní kontrola nosného plechu	38
5.3.8	Kladka s hydraulickým válcem	40
5.3.9	Kontrola napětí na svarech desky.	42
5.3.10	Napěťová a deformační analýza desky s kladkou a válcem	46
5.3.11	Čep pro upevnění kladky	47
6	Závěr	50
7	Bibliografie	52
8	Seznam obrázků	55
9	Přílohy	57

1 Úvod

Jako téma své bakalářské práce jsem si zvolil návrh testovacího přípravku pro cyklické zkoušení navijáků využívaných na teleskopických nakladačích firmy Doosan Bobcat. Důvodem výběru tohoto tématu je i skutečnost, že již téměř dva roky pracuji na pozici trainee v této firmě. První rok jsem strávil v testovacím oddělení a následně jsem přestoupil do konstrukčního oddělení, proto mám blízko jak k návrhu přípravku, tak i samotnému testování.

Navijáky budou zkoušené v laboratorních podmínkách areálu firmy. Jedná se o strukturální cyklické zkoušky, které ověřují požadované vlastnosti navijáku před jeho uvedením na trh.

První kapitola této práce je věnována seznámení s různými typy navijáků. Je zde popsáno základní dělení, jejich komponenty a nejčastější oblasti, kde se s nimi dá setkat. Dále se detailněji věnuje navijáku, který je předmětem testování. Další kapitola se týká stručného popisu vývoje a vlastností teleskopických nakladačů. Detailněji jsou zde rozepsány parametry teleskopických nakladačů firmy Doosan Bobcat, pro které jsou testované navijáky primárně určeny. V další kapitole je stručně popsána struktura testování a konkrétní testovací laboratoře v dobříšském kampusu společnosti Doosan Bobcat.

Čtvrtá kapitola se již věnuje samotnému návrhu testovacího přípravku. V jednotlivých podkapitolách jsou postupně navrhovány jednotlivé části zařízení a u vybraných konstrukčních prvků jsou provedeny kontrolní výpočty. V příloze se nachází kompletní výkresová dokumentace navržené konstrukce.

2 Rozdělení navijáků

Cílem bakalářské práce je navrhnout konstrukci testovacího přípravku pro uchycení navijáku během dlouhodobého simulovaného zatěžování. Tato část práce se tedy věnuje popisu a rozdělení navijáků.

2.1 Komponenty navijáků

Navijáky jsou zařízení, které vytváří tažnou nebo zvedací sílu navíjením lana na buben. Vedle navijáku se můžeme setkat také s pojmem vrátek. Rozdíl mezi nimi spočívá ve směru tahání břemena, kde naviják slouží k vodorovnému posunu, zatímco vrátek je určen pro svislé vytahování. V dnešní době se ale obě tato zařízení většinou souhrnně označují jako navijáky. Při různých činnostech se můžeme setkat s jednoduchými ručními navijáky pro zvedání lehkých břemen, nebo se složitými, motorem poháněnými stroji, schopnými uzvednout až desítky tun. [1], [2]

Základní části, ze kterých se většina navijáků skládá, jsou pohonné ústrojí (motor nebo klika), brzda k regulování rychlosti nebo pro znemožnění samovolného pohybu, převodovka a buben s lanem. Buben může být drážkovaný, nebo hladký. Lano se na něj navíjí buď celé (navíjecí provedení), nebo ho obepíná jen v několika závitech a následně dochází k jeho opětovnému odvíjení (třecí provedení). Nejvyšší nosnost mají navijáky při navíjení první vrstvy lana, s dalšími vrstvami se nosnost postupně snižuje. Při odvíjení by měly na bubnu zůstat alespoň 3 závěrné závity, aby se síla přenášela z lana na buben primárně třením a nezatěžovala uchycení lana k bubnu. Je důležité, aby se lano na buben navíjelo pokud možno pravidelně, protože jinak dochází k jeho deformování a nadměrnému opotřebení. Tato podmínka je jedním z hlavních omezení, které určují maximální možnou rychlost navíjení. [1], [2], [3]

Navijáky mohou být buď samostatné nebo jako součásti jeřábů, výtahů a dalších strojů. Běžně jsou pevně ukotvené, ale existují i mobilní verze, které je nutné před použitím ukotvit. [1]

2.2 Dělení navijáků podle pohonu

2.2.1 Ruční navijáky

Ruční navijáky představují konstrukčně nejjednodušší typ těchto mechanismů. Jsou poháněny ruční klikou přes šnekové nebo čelní ozubené převody. Rozdíl mezi těmito převodovkami je ve velikosti převodu, čímž je ovlivněna rychlost zdvihu a potřebná síla na klice. Ozubené převody mají nižší převodový poměr, tudíž vykazují vyšší rychlost zdvihu, ale je třeba vynaložit větší sílu na klice. Šnekové převody mají naopak vyšší převodový poměr a tím pádem pomalejší zdvih, ale potřebná síla pro pohon je menší. Šnekové převodovky se využívají hlavně u navijáků s větší nosností. Samosvorné šnekové převodovky navíc zabraňují zpětnému chodu a je jimi tedy možné nahradit zpětnou brzdu. U ručních navijáků se k zamezení samovolného zpětného chodu často využívá rohatka se západkou. [1], [3]



Obrázek 1: Ruční naviják [4]

Ruční navijáky rozdělujeme podle místa a způsobu ukotvení. Klasické ruční navijáky jsou robustnější, mají nosnost do pěti tun a vyrábějí se v provedení buď jen k tažení, nebo jen pro zdvihání. Nástěnné vrátky jsou speciálně uzpůsobeny místu použití. Montují se na sloupy, konzoly, ramena nebo stěny. Od toho se také odvíjí jejich rozměry. Zpravidla mají ale menší nosnost. Ruční navijáky se často používají ve skladech, při opravách strojů nebo při montážních pracích. [1], [3]

2.2.2 Elektrické navijáky

Navijáky s elektrickým pohonem tvoří nejrozsáhlejší skupinu navijáků. Elektrický pohon má oproti ostatním řadu výhod. Mezi ty nejvýraznější patří stálá připravenost, čistota provozu, snadná regulace otáček, menší hmotnost, snadná reverzovatelnost a vysoká účinnost.

Navíc se díky možnosti brždění elektromotorem snižuje namáhání brzd. Nevýhodou je závislost na přívodu elektrického proudu. Elektromotory se používají nejčastěji třífázové, protože v porovnání s jednofázovými mají při zachování stejné konstrukce téměř dvojnásobnou nosnost. Princip konstrukce je podobný jako u ručních navijáků, ale elektrické navijáky jsou robustnější a dokážou vyvinout několikanásobně větší sílu. [1], [3], [5], [6]



Obrázek 2: Elektrický naviják [7]

Buben je poháněn elektromotorem přes třecí spojku, která slouží jako ochrana proti přetížení, a také převodovku. Elektrické navijáky používají nejčastěji převody s čelními ozubenými koly, jejichž nosnost se pohybuje do 20 tun. Šneková převodovka není tak častá i kvůli své menší nosnosti, která je obvykle do 10 tun. Speciální konstrukce elektrických navijáků s planetovými převody umožňují manipulovat s objekty až do 75 tun. [1]

Důležitou součástí navijáků jsou brzdy. Mohou být buď stavěcí, jejichž úkolem je bezpečně držet břemeno v klidové poloze, nebo spouštěcí, které regulují brzdící moment a tím i rychlost spouštění břemena. Je nutné, aby stavěcí brzda byla schopná zamezit pohybu břemena i v situaci, kdy dojde k výpadku proudu. K tomuto účelu se často využívají elektromagnetické pružinové brzdy. V případě, že neprotéká elektromagnetem žádný elektrický proud, jsou čelisti přitlačeny na brzdový kotouč pomocí pružiny a dojde tím k zabrzdění. Při obnovení průchodu proudu elektromagnetická síla překoná sílu v pružině, dojde k oddálení čelistí od kotouče a opětovnému odbrzdění. [1], [5]

2.2.3 Hydraulické navijáky

Hydraulické navijáky využívají ke svému pohonu hydromotory, které přeměňují tlakovou a kinetickou energii přiváděné kapaliny na energii mechanickou. Pokud je hydromotor založen na přeměně tlakové energie, jedná se o hydrostatické systémy,

naopak pokud převažuje přeměna z kinetické energie kapaliny, jde o hydrodynamické systémy. Kapalině dodávají potřebnou energii čerpadla, která jsou poháněna elektrickým nebo spalovacím motorem. Jelikož prvotní pohon zprostředkovává elektrický nebo spalovací motor, je hydraulický systém pouze rychlostním a momentovým převodem. [1], [3], [6]

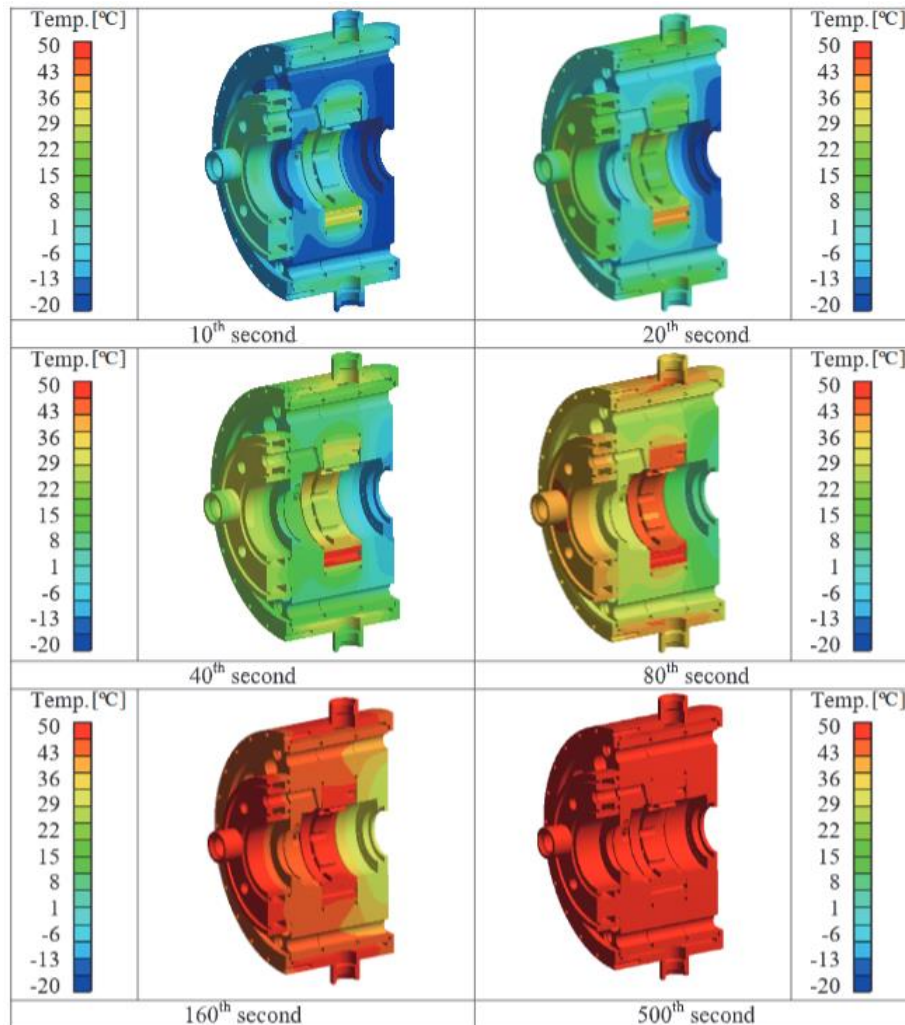
Kromě principu pohonu se příliš neliší od elektrických navijáků. V porovnání s nimi dosahují při stejné velikosti a konstrukci větších sil. Nejčastěji disponují dvoustupňovým planetovým převodem, méně často pak šnekovým převodem. Dále pak mají pneumatickou spojku a mechanickou nebo pneumatickou kotoučovou brzdou. [1]



Obrázek 3: Hydraulický naviják [8]

Největší výhodou hydraulických navijáků oproti elektrickým je jejich schopnost vyvinout při malých rozměrech velmi velkou tažnou sílu. Maximální nosnost se u nich pohybuje do 60 tun. Jsou také konstrukčně jednodušší a nalezneme u nich častěji úpravu Ex, která jim umožňuje pracovat i ve výbušném prostředí. [1]

Nevýhodou hydraulických navijáků jsou jejich vlastnosti provozu při nízké teplotě. Při studeném startu navijáku má olej větší viskozitu, a naviják tak ztrácí na účinnosti. Další problém přináší proudící ohřátý olej, který způsobuje teplotní šok součástí, které se navíc vlivem různé teplotní vodivosti nerovnoměrně ohřívají a tím může dojít k nesprávné funkci celého hydromotoru. Tomu se zabraňuje buď předehřevem jednotlivých komponent, nebo prouděním ohřátého oleje ještě před spuštěním. Tím se ale výrazně prodlužuje doba potřebná pro první spuštění navijáku. [9]



Obrázek 4: Oteplování hydromotoru z -20 °C olejem o teplotě 50 °C [9]

2.2.4 Pneumatické navijáky

Pneumatické navijáky jsou téměř totožné s hydraulickými, jen s tím rozdílem, že pohon je zajištěn pneumomotorem, který je poháněn stlačeným vzduchem. Vzduch je stlačován pomocí kompresoru, který může být opět se spalovacím, nebo elektrickým motorem. Nosnost pneumatických navijáků je kvůli velké stlačitelnosti plynů oproti kapalinám podstatně menší, maximálně se pohybuje okolo 17 tun. Konstrukce se liší podle toho, jestli jsou určeny na zdvihání, nebo tahání. Používají se místo elektrických navijáků v místech s větší koncentrací nečistot nebo agresivních látek v ovzduší, protože obsahují méně pohyblivých částí. V provedení Ex se také často využívají v místech s rizikem výbuchu. [1], [3]



Obrázek 5: Pneumatický naviják [10]

2.2.5 Speciální navijáky

Mezi speciální navijáky spadají všechny, které ke svému pohonu využívají spalovací motor nebo akumulátory. Všechny tyto navijáky jsou mobilní a na rozdíl od elektrických, hydraulických nebo pneumatických mobilních navijáků nejsou omezeny dosahem elektrické sítě, přívodem hydraulického oleje nebo stlačeného vzduchu. Díky tomu jsou určeny hlavně pro použití v terénu. [1]

Největší zastoupení má pohon spalovacím motorem, který má oproti akumulátorovému pohonu tu výhodu, že k provozu potřebuje pouze dostatek paliva. Jedním ze speciálních zástupců je i tzv. chainsaw winch, který k pohonu využívá motorovou pilu, ke které je upevněn místo lišty. Navijáky se spalovacím motorem mívají tažnou sílu do dvou tun. Navijáky mohou být také poháněné pomocí jiného stroje. Toho se nejčastěji využívá u lesních navijáků, které jsou poháněny traktorem přes kardanovu hřídel. [1]



Obrázek 6: Chainsaw winch [11]

Jak již bylo zmíněno, u akumulátorových navijáků je hlavní nevýhodou nutnost nabíjení baterií, což je pro použití v terénu omezující. Jednou z možností, jak toto omezení alespoň částečně kompenzovat, je možnost nabíjení z autobaterie. Oproti navijákům se spalovacím motorem disponují menší tažnou silou a mají elektronickou ochranu proti přetížení. [1]

2.3 Oblasti použití navijáků

2.3.1 Jeřáby

Jeřáby jsou nejvyužívanější skupinou přemísťovacích zařízení, které ke své činnosti používají navijáky. Jsou charakterizovány velkou nosností, vertikálním zdvihem a kratším horizontálním posunem. Využívají se na místech, kde se materiál přemísťuje po stále stejné omezené ploše, je tam nedostatek místa pro přepravu po zemi a je potřeba i svislá doprava nákladu. U většiny statických jeřábů se k pohonu nejvíce využívá elektřina, která bývá v okolí těchto strojů dostupná. U mobilních jeřábů jsou častější hydraulické navijáky, které jsou nezávislé na elektrickém připojení a využívají toho, že tyto stroje jsou téměř vždy vybaveny hydraulickým systémem. [1]



Obrázek 7: Naviják na autojeřábu [12]

Kromě samotného zdvihání materiálu se navijáky u jeřábů využívají i k polohování jeřábových koček, které slouží k horizontálnímu posuvu nákladu. Samotné kočky jsou pak vybaveny kladkostrojemi nebo navijáky a zdvihají náklad vertikálně. Dále se navijáky využívají k instalaci protizávaží při sestavování věžových jeřábů nebo pro polohování výložníků. [1]

2.3.2 Výtahy

Další oblast využití nalézají navijáky u elektrických výtahů, které existují ve třech základních provedeních. Dnes nejpoužívanější jsou trakční lanové výtahy. Jsou poháněny trakčním kotoučem, který přenáší výkon pomocí třecích sil. U těchto výtahů je nutné protizávaží pro dosažení co nejvíce vyrovnané hmotnosti na obou stranách lana, kvůli zabránění prokluzu kotouče. Zároveň se díky vyrovnaným hmotnostem šetří velké množství energie při provozu. [1], [3]

Druhým, méně častým řešením, je použití bubnového navijáku. Na buben se lano navíjí buď celé, jako na klasický naviják, nebo jen v několika otáčkách, přičemž druhý konec se odvíjí s připevněným závažím. Varianty bez protizávaží se využívají ve starších budovách s málo prostornými výtahovými šachtami. Třetí způsob, který se využívá takřka jen u nákladních výtahů kvůli velké hlučnosti, je řetězový pohon, který pracuje na podobném principu jako lanový výtah, jen místo lana využívá kloubový řetěz. [1], [3]



Obrázek 8: Výtah s bubnovým navijákem [13]

2.3.3 Lodě

Rozsáhlé využití nalézají navijáky na většině lodí. Slouží na nich k manipulaci s lany, napínání plachet, vlečení jiných lodí nebo pro manipulaci s nákladem na lodi. Opět jsou nejvyužívanější skupinou elektrické a hydraulické navijáky. Nejvýznamnější oblast ale na lodích zaujímají při kotvení, kde slouží ke spouštění a vytahování kotvy. U velkých lodí, které využívají kvůli možnosti přetržení kotevního lana řetězy, se používají speciální navijáky, které jsou schopné s řetězy pracovat. Při používání článkových řetězů musí být buben navijáku vytvarován tak, aby do něj jednotlivé články přesně zapadaly. [14]



Obrázek 9: Lodní naviják s řetězem, ocelovým lanem a provazem [15]

2.3.4 Vyprošťovací a tažná zařízení

V neposlední řadě se používají elektrické a hydraulické navijáky připevněné na různých vozidlech. Mohou být součástí vyprošťovací techniky, kde pomáhají s uvolňováním zaklíněných břemen. Často je můžeme vidět například na hasičských vozech nebo jako nezbytnou součást odtahových vozů. Bývají také obvyklou součástí terénních aut nebo čtyřkolek, u kterých slouží k samovyproštění v případě zapadnutí. Kromě toho jsou navijáky nepostradatelnou součástí při lesnických pracích, kde slouží k tahání dřeva. Většinou jsou poháněné přímo traktorem přes kardanovu hřídel. [1]



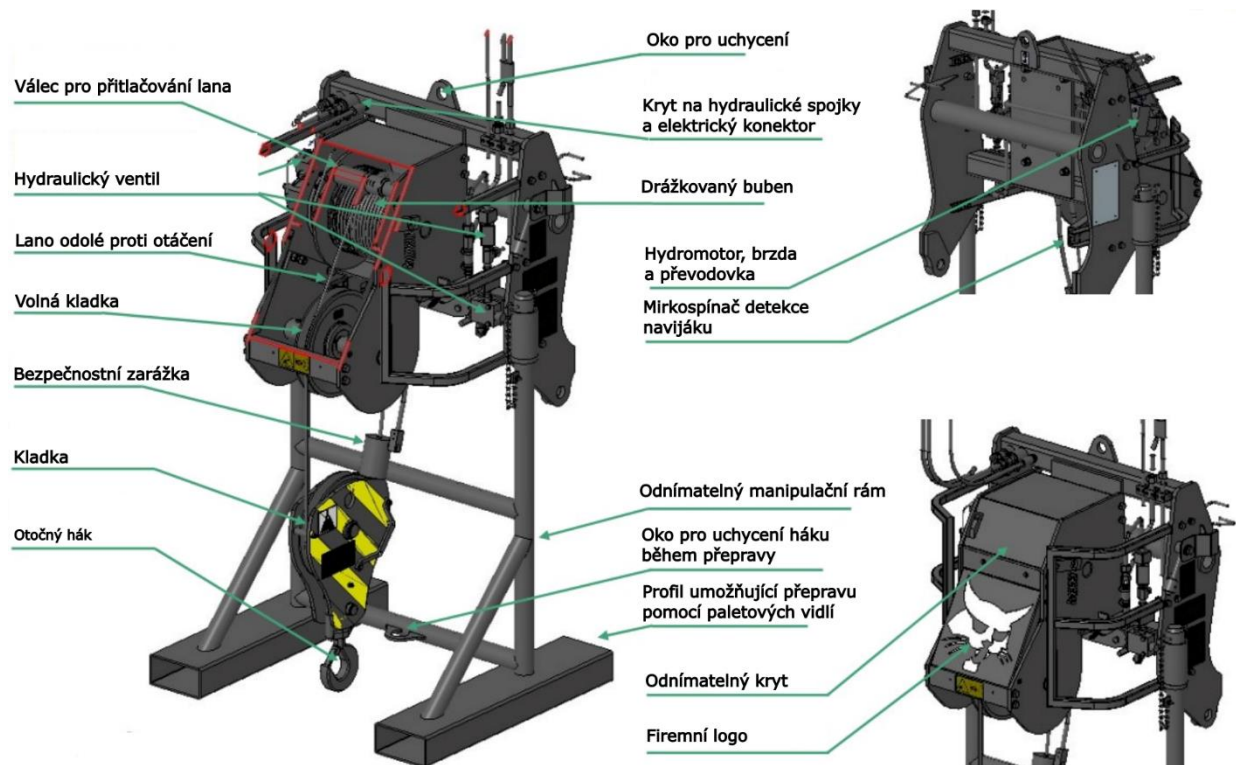
Obrázek 10: Elektrický naviják na hasičském voze [16]

2.3.5 Testovaný naviják

Naviják, který je předmětem testování, vyrábí společnost Magni, která se specializuje na výrobu teleskopických nakladačů a jejich příslušenství a spolupracuje v tomto odvětví se společností Doosan Bobcat. Jedná se o hydraulický naviják, který je poháněn hydraulickým systémem nakladače. Má nosnost 3500 kg, váží 430 kg, jeho výškový dosah je 26 metrů a maximální rychlost zdvihu 14 m/min. Naviják může pracovat při okolní teplotě v rozsahu -15 až 45 °C. Největší zájem je o něj mezi zákazníky, kteří ho používají pro vertikální dopravu na stavbách. Nejvíce se využívá při manipulaci s nákladem uvnitř budov spouštěním skrz střechu, čímž výrazně rozšiřuje pracovní možnosti teleskopických nakladačů, které by jinak byly omezeny zdmi budovy. [17]

Buben navijáku je drážkovaný, lano je na něj přitlačováno válcem, aby docházelo k jeho rovnoměrnému navíjení při jakékoliv poloze ramena teleskopu. Za účelem správného navíjení je také lano vedeno přes pohyblivou kladku, která ho navádí na buben a minimalizuje tak úhel navíjení. Na laně je umístěná kladka s hákem pro uchycení nákladu a druhý konec lana je pevně připevněn k rámu navijáku. Na rameno nakladače je přichycen pomocí přípravku Quick-Tach, který umožňuje univerzálně uchytit všechna příslušenství určená pro teleskopické nakladače společnosti Bobcat. Naviják je tak možné rychle připevnit a připravit k použití na jakémkoliv teleskopickém nakladači s tímto uchycovacím mechanismem. V případě, že není umístěn na nakladači, je možné ho uložit na speciální rám uzpůsobený k přemístování pomocí manipulačních vidlí. [17]

Naviják je také vybaven řadou bezpečnostních opatření. Při úniku oleje nesmí břemeno navijáku klesnout o více než 150 mm za 10 minut. Dále je vybaven snímačem proti přetížení, přičemž nakladač automaticky zabrání manipulaci s teleskopickým ramenem v rozsahu, který je z důvodu stability stroje pro danou zátěž již nepřijatelný. Kvůli pracovnímu prostředí, ve kterém se vyskytuje, musí být odolný proti prachu, blátu, písku, kamínkům, vodě, ale také slané vodě, tlakovému vodnímu čištění nebo ledu a sněhu. [17]



Obrázek 11: Vizualizace navijáku

3 Teleskopické nakladače

Naviják, který se bude na navrhovaném testovacím přípravku zkoušet, je určen pro používání na teleskopických nakladačích firmy Doosan Bobcat. V následující kapitole bude stručně shrnut vývoj, vlastnosti a možnosti použití teleskopických nakladačů.

3.1 Vývoj a vlastnosti teleskopických nakladačů

Teleskopické nakladače jsou stroje na kolovém podvozku vybavené výsuvným teleskopickým ramenem, schopným v některých případech až několikanásobně prodloužit dosah nakladače. [18]

První exempláře se objevily na počátku 70. let v USA jako alternativa k vysokozdvizným plošinám, které sloužily na stavbách k dopravování materiálu do několikapatrových domů. Průkopníky v tomto oboru byly americké firmy Pettibone a Kohering, ovšem brzy se stroje rozšířily i do Evropy. Jedním z typických rozdílů mezi stroji pro americký a evropský trh je podoba kabiny pro řidiče. Stroje vyráběné do Ameriky mají často kabinu otevřenou, naopak evropské stroje ji mají uzavřenou. [18], [19]



Obrázek 12: (vlevo) stroj s otevřenou kabinou pro americký trh [20]



Obrázek 13: (vpravo) stroj s uzavřenou kabinou pro evropský trh [21]

Maximální nosnost klasických teleskopických nakladačů se pohybuje do 4,5 tuny a největší dosah je okolo 20 metrů. Větší nakladače bývají na přední straně vybaveny stabilizačními nohami pro zamezení převrácení při práci v nerovném terénu a ve velkých výškách. U takto podepřených nakladačů je ovšem při manipulaci s materiálem skutečný dosah vždy o něco menší, než je údaj výrobce, protože operátor potřebuje místo pro posuv ramene, aniž by při úkonu popojížděl. Vyřešit tento problém se podařilo firmě Pettibone tak, že vyvinula stroje s možností horizontálního posuvu celého ramene na rámu. To umožňuje operátorovi nakládat a vykládat náklad se stabilizovaným strojem v maximální výšce vodorovným posuvem ramene. [18], [19], [20]

Nejčastější příslušenství stavebních teleskopických nakladačů jsou vidle, lopaty, navijáky, jeřábové háky nebo montážní plošiny pro práci dělníků ve výškách. Při práci na plošině je možné ovládat celý stroj přímo z platformy, aniž by byla obsluha v kabině. U některých strojů se dá dálkového ovládání využít i při manipulaci s materiálem ve velkých výškách, kde operátor nemá potřebný přehled. Místo toho, aby ho navigoval jiný člověk,

jednoduše vystoupí a ovládá celý stroj na dálku z místa, ze kterého má dobrý výhled. [18], [19], [22]

Další oblast, kde se teleskopické nakladače využívají, je manipulace s nadměrně velkými součástmi strojů pomocí hydraulických manipulátorů, například s koly důlních sklápěcích automobilů. [18], [19], [23]



Obrázek 14: Dálkově ovládaný teleskopický nakladač [24]

Naprostá většina teleskopických nakladačů má možnost řízení všech čtyř kol, což jim umožňuje dobrou manévrovatelnost. Pro použití ve stísněných prostorech existují i malé, smykem řízené stroje, které se dokážou otočit prakticky na místě. [19]

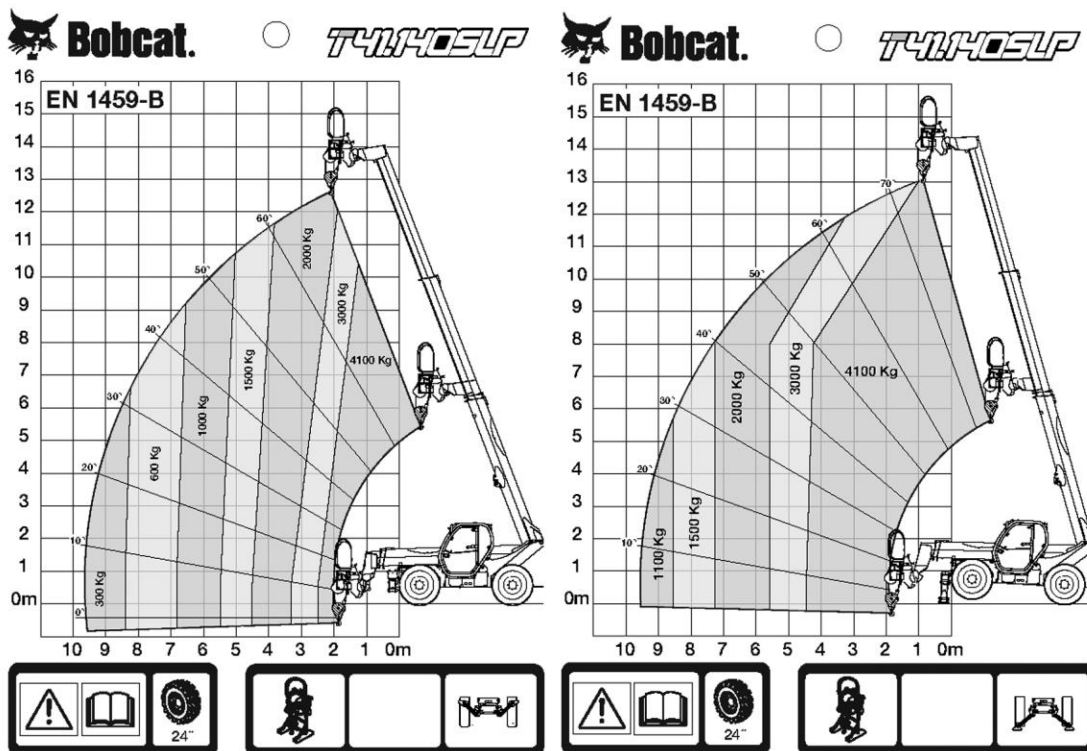
Vedle teleskopických nakladačů určených primárně pro stavby se na přelomu tisíciletí začaly objevovat podobné stroje určené pro použití v zemědělství. Tyto nakladače mají obvykle menší dosah a nepotřebují tak ani stabilizační nohy. Také využívají příslušenství používané v zemědělství, jako například hydraulické manipulátory na balíky nebo lopaty s hydraulickými čelistmi. [18], [22]

I přesto, že se teleskopické nakladače staly na stavbách velmi oblíbenými, nebyly schopné plně nahradit malé pojízdné jeřáby. To se změnilo s příchodem rotačních teleskopických nakladačů, které jsou schopné otáčet kabinou a ramenem okolo své osy. Výrazně se také zvýšil dosah až na 45 metrů a zároveň se zvýšila i jejich nosnost. Nutnou součástí těchto strojů jsou stabilizační nohy na obou koncích stroje. Tím, že disponují nejen jeřábovými háky nebo navijáky, ale i jiným příslušenstvím, které jim umožňuje pracovat s různými druhy materiálů a zároveň se s naloženým nákladem i volně pohybovat jako běžné nakladače, začaly klasické pojízdné jeřáby vytlačovat. [18], [19]

3.2 Teleskopické nakladače Bobcat

Testovaný naviják je učený pro použití na teleskopických nakladačích s pevným rámem firmy Doosan Bobcat. Naviják je primárně určen pro stavební manipulátory, které se v Bobcatu vyrábějí s dosahem až 13,7 metru a maximální zvedací kapacitou 4100 kg. Verze, které mají dosah větší než 11 metrů, jsou vpředu vybaveny pomocnými stabilizačními nohama pro udržení maximální stability při práci ve velkých výškách. Pro dosažení maximální stability jsou teleskopické manipulátory konstruovány tak, aby měly těžiště co nejnižše. [25]

Maximální zvedací kapacita stroje není pro celý pracovní rozsah konstantní. Závisí na vzdálenosti, výšce, ale i na aktuálně používaném příslušenství. Ke každému nakladači se vytvářejí grafy se znázorněnými rozsahy pohybu při dané zátěži. Nakladač má zároveň aktivní ochranu proti převrácení. Snímá sílu, která působí na zadní nápravu, a v případě překročení minimální hodnoty, kdy hrozí nebezpečí překlopení, zabrání jakémukoliv dalšímu pohybu nakladače a povolí pouze zasunout rameno zpět do bezpečné úrovně. Teleskopické nakladače Bobcat vybavené stabilizátory mají univerzální funkci bočního posunu výložníku, která umožňuje nakláněním celého stroje vodorovně polohovat výložník bez nutnosti přejíždění. Při pracovní výšce 14 metrů dosahuje maximální vodorovný posuv až 1050 mm. [25]



Obrázek 15: (vlevo) Zátěžový diagram nakladače T41.140SLP s navijákem a zvednutými stabilizačními nohama [22]

Obrázek 16: (vpravo) Zátěžový diagram nakladače T41.140SLP s navijákem a uzemněnými stabilizačními nohama [22]

Příslušenství se na výložník připojuje pomocí systému Quick-Tach, který může být buď manuální, nebo hydraulický. U manuálního je nutné připevněné příslušenství ručně zajistit čepy, zatímco u hydraulického se čepy samy vysunou, a není tak při výměně nutné vůbec opustit kabinu. Výjimkou je pouze výměna hydraulicky poháněného příslušenství, kde je ještě potřeba manuálně připojit nebo odpojit hydraulické hadice. [25], [22]

Kromě již zmíněného navijáku patří mezi nejpoužívanější příslušenství na stavbách různé paletové vidle nebo lžíce, které mohou být vybaveny i hydraulickým drapákem. Dále zákazníci využívají koše na beton nebo jeřábový hák, který může být i v prodloužené verzi, pro zvětšení pracovního dosahu. K úklidu na pracovišti se využívají hydraulicky poháněné zametače. Využívaným příslušenstvím jsou i různé verze pracovních plošin. Mohou být až pro 3 osoby a vyrábějí se buď nepohyblivé, nebo s možností rotace kolem vertikální osy až o 180°. Pro aplikace v zemědělství jsou nejžádanější hydraulické drapáky, vidle nebo lžíce pro manipulaci s hnojem nebo s balíky sena a slámy. [25], [22]



Obrázek 17: Teleskopický nakladač firmy Bobcat [25]

4 Testování výrobků

Testování výrobků je nezbytnou součástí procesu jejich vývoje. Využívá se k ověření správné funkčnosti, odolnosti a všech požadovaných vlastností vyvíjených výrobků před jejich uvedením na trh, aby se co nejvíce předešlo případným problémům při jejich provozu. Testování může být vývojové nebo certifikační. Vývojové testy se uplatňují již od počátečních návrhů prototypů. Finální výrobek prochází firemními certifikačními testy, které jsou často nastaveny přísněji, než požadují zákony, protože tím svým zákazníkům zaručují určitou nadstandardní míru kvality, dodávají výrobkům větší důvěryhodnost a udržují si konkurenceschopnost mezi dalšími firmami na trhu. Jedním z dokumentů nutných pro prodej v rámci Evropské unie je například Prohlášení o shodě. V rámci různých zemí se mohou nároky na povinnou certifikaci konkrétních komponentů stroje lišit. [26], [27]

4.1 Testování ve firmě Doosan Bobcat

Společnost Doosan Bobcat EMEA s.r.o. soustředí významnou část produkce svých strojů pro trhy v Evropě, Africe a Středním východě ve firemním kampusu v Dobříši. Kromě výrobních závodů je zde umístěno i vývojové a testovací centrum a ředitelství celé oblasti, což firmě umožňuje rychle a flexibilně reagovat na různé problémy při vývoji a produkci strojů. Testovací oddělení provádí vývojové a certifikační zkoušky, které slouží k testování správné funkčnosti za simulovaných i skutečných podmínek nebo k ověření správnosti počítačových simulací. Oddělení disponuje několika laboratořemi a testovacím polygonem pro zkoušky a simulace pracovních cyklů všech částí stroje za reálných podmínek. [28]

4.1.1 Customer Usage Profile

Jedním ze základních kamenů vývoje a testování je tzv. Customer Usage Profile. Jedná se o firemní analýzu, která u jednotlivých zákazníků zjišťuje, jaké činnosti se svými stroji vykonávají, a zároveň jak často. Z tohoto průzkumu se následně vytváří podrobný seznam jednotlivých úkonů, kterým jsou stroje v provozu vystaveny. Určuje se, jakou procentuální část životnosti stroje je daná činnost vykonávána, a dále se jednotlivým úkonům přiřazuje hodnocení závislé na tom, jak moc během nich dochází k opotřebením stroje. Na základě této analýzy se poté řídí návrh celého stroje a zároveň se podle ní sestavují veškeré testy, kterým jsou stroje v průběhu vývoje vystaveny. [29]

4.1.2 Testovací polygon

Testovací polygon, který se nachází nedaleko dobříšského kampusu, má plochu více než 6 hektarů. Je zde množství stanovišť, na kterých stroje 24 hodin denně, 5 dní v týdnu testují stejné činnosti, které následně vykonávají u zákazníků. Dále se zde nachází dílny a diagnostické laboratoře. [30]

Na základě Customer Usage Profile probíhají na polygonu měření strojů, jejichž výsledky se následně využívají pro nastavování laboratorních testů. V průběhu vývoje prototypů probíhají na polygonu také testy, při kterých se primárně zkouší životnost komponentů při simulaci pracovních cyklů. Pro urychlení testů se jednotlivé části zkoušek akcelerují, což v praxi znamená, že se sníží počet hodin testování daného úkonu, ale kompenzuje se to vyšším zatížením v jeho průběhu. Naměřená data se srovnávají s výsledky počítačových analýz. Na základě těchto testů mohou probíhat další úpravy prototypů, pro dosažení co nejlepších vlastností. [30], [29]



Obrázek 18: Testovací polygon firmy Doosan Bobcat [31]

4.1.3 Zkušebna chlazení

Ve zkušebně chlazení se inženýři zaměřují na testování chladicích systémů strojů při pracovním zatížení. Pro zatěžování se využívají dynamometry o výkonu 300 kW, které umožňují replikovat a simulovat skutečné pracovní cykly na základě dat naměřených na testovacím polygonu. Dynamometry se propojují přes hřídel k poháněné nápravě. U strojů, ke kterým je možné připojit hydraulicky poháněné příslušenství, se může dynamometrem zatěžovat také hydraulický okruh stroje. Laboratoř je možné vytopit až na 55 °C a simulovat tak extrémní pracovní podmínky. V závislosti na zatížení a okolní teplotě se testují výkony chlazení, hydraulické parametry, spotřeba paliva, teploty kritických částí stroje atd. [28], [30]

Další místností, kterou tato laboratoř disponuje, je chladicí komora. V té je možné dosáhnout teploty až $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Využívá se k testování studených startů a ověření dostatečného komfortu operátora uvnitř stroje. Testuje se rychlost rozmrazování okének, rychlost vyhřívání kabiny, nebo naopak její chlazení u strojů, které jsou vybaveny klimatizací. [28]



Obrázek 19: Test studeného startu v chladicí komoře [28]

4.1.4 Hydraulická laboratoř

V hydraulické laboratoři probíhá testování hydraulických parametrů strojů v průběhu konkrétního úkonu, například při polohování pracovních částí stroje. Kromě toho se pomocí kamer vytváří přesné pohybové analýzy těchto úkonů. [28], [30]

4.1.5 Specifikační laboratoř

V rámci specifikační laboratoře se zjišťují a ověřují vlastnosti strojů, které se následně využívají v manuálech a bezpečnostních informacích u jednotlivých výrobků. Jedná se například o zdvihací kapacity, úhly náklonu, při kterých může dojít k překlopení, pracovní dosahy strojů atd. K určení těchto vlastností slouží v laboratoři naklápací plošina, testovací jáma nebo různé přípravky pro deformace kabiny. [28]

Testovací plošina slouží k ověření vlastností strojů na svahu. Může se naklápět v libovolném směru až do úhlu 45° a má nosnost 12 tun. Stroje se na ni ukotví a sleduje se jejich stabilita a funkčnost hydraulických, brzdových, palivových nebo chladicích systémů při extrémních náklonech. [28], [30]

Stabilita stroje při práci se také zkouší v testovací jámě, která má pracovní hloubku 8 metrů a na jejím dně jsou umístěny navijáky pro simulaci pracovní zátěže. Stroj je opět uchycen k podlaze, aby nedošlo k jeho převrácení a pracovní rameno stroje je zatěžováno

různou silou v odlišných polohách pro zjištění bezpečného pracovního rozsahu stroje. Při práci musí stroj udržet stabilitu buď vlastními stabilizačními prostředky, nebo musí dojít k propuštění bezpečnostního ventilu hydrauliky. Kromě stability se zde zkouší i zvedací kapacity strojů. [28], [30]



Obrázek 20: Test na naklápěcí plošině [28]

4.1.6 Vibrační a hluková laboratoř

Důležitou součástí zkoušek strojů jsou hlukové a vibrační testy, protože hluk a vibrace stroje mají výrazný vliv na komfort pracovníků. Jelikož dnešní právní normy přísně regulují maximální přípustný hluk působící uvnitř i vně stroje, ověřují ve vibrační a hlukové laboratoři, zda stroje dané předpisy splňují. [28]

Měření hluku probíhá v polo-bezdozvukové komoře, která je vybavena mikrofony pro snímání zvuku ve všech směrech, a navíc je možné umístit mikrofony i uvnitř kabiny. Kromě toho disponuje laboratoř akustickou kamerou, pomocí které mohou inženýři přesně určit, kde se nachází zdroje největšího hluku. Část podlahy uvnitř komory je odnímatelná a může se nahradit pohyblivými válci s nastavitelným rozstupem pro testování hluku během simulované jízdy stroje. [28]



Obrázek 21: Testování hluku nakladače během jízdy [28]

4.1.7 Laboratoř strukturálních a cyklických testů

V této laboratoři se inženýři specializují na strukturální a cyklické testy jednotlivých komponentů strojů. Zatěžovací parametry pro cyklické testy se nastavují podle údajů naměřených na testovacím polygonu a opět se řídí pomocí Customer Usage Profile. Pro testování se vytváří různé testovací přípravky, které umožňují uchycení komponentů, srovnatelné s jejich umístěním na skutečném stroji. Na realizaci dlouhodobých zkoušek se využívá hydraulický zatěžovací systém firmy Inova, kterým je laboratoř vybavena. [32]



Obrázek 22: Cyklické testování hydraulických válců [32]

Obecně je velký zájem těmito cyklickými testy co nejvíce nahradit dlouhodobé testování strojů na testovacím polygonu. Cílem cyklických testů je otestovat stroj po jednotlivých komponentech nebo menších celcích a tím snížit počet nutných prototypů k testování na polygonu. Nejvýraznějším benefitem je rozdíl v časové náročnosti a tím i celkově nižší finanční náklady. Pro testování na polygonu je nutné mít velké množství operátorů, kteří se stroji pracují, a stroje navíc v průběhu spotřebovávají velké množství paliva. Cyklické testy

mohou probíhat bez jakékoliv přestávky, a dále mají inženýři jistotu, že se zatěžovací cyklus nijak nemění vlivem lidského faktoru. Přesto zůstává i testování na polygonu nepostradatelnou součástí ověřovacího procesu. [28]

Kvůli dalšímu rozvoji cyklických testů byl uvnitř laboratoře vybudován seismický blok, který není pevně propojen s okolní budovou. Díky němu se mohou provádět testy s vyšší intenzitou vibrací, které dříve nebylo možné dělat kvůli velkému přenosu vibrací do budovy.

Kromě strukturálních testů se zde zaměřují i na porovnávací testy výrobků při výběru nových dodavatelů. [28]

5 Konstrukce testovacího přípravku

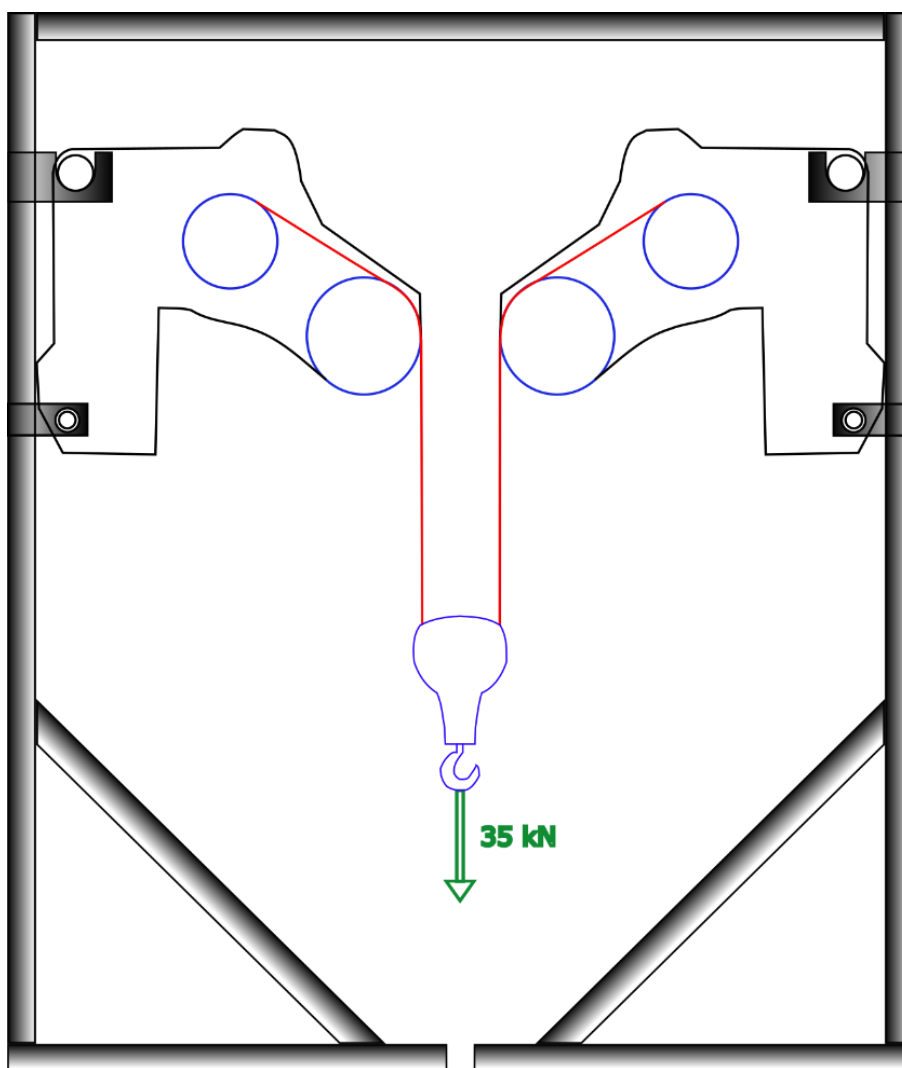
Cílem práce je vytvořit konstrukční návrh testovacího přípravku, který umožní dlouhodobé cyklické testování navijáků ve firmě Doosan Bobcat před jejich uvedením na trh. Jedná se o naviják určený k použití na teleskopických nakladačích. Jelikož je jeho výškový dosah 26 metrů a testy mají trvat několik týdnů, není možné je provádět s navijákem umístěným přímo na nakladači, který je neustále ovládán operátorem. Z toho důvodu bylo nutné vymyslet přípravek, který by umožnil takový test bezpečně, ekonomicky a dostatečně přesně uskutečnit.

5.1 Popis přípravku

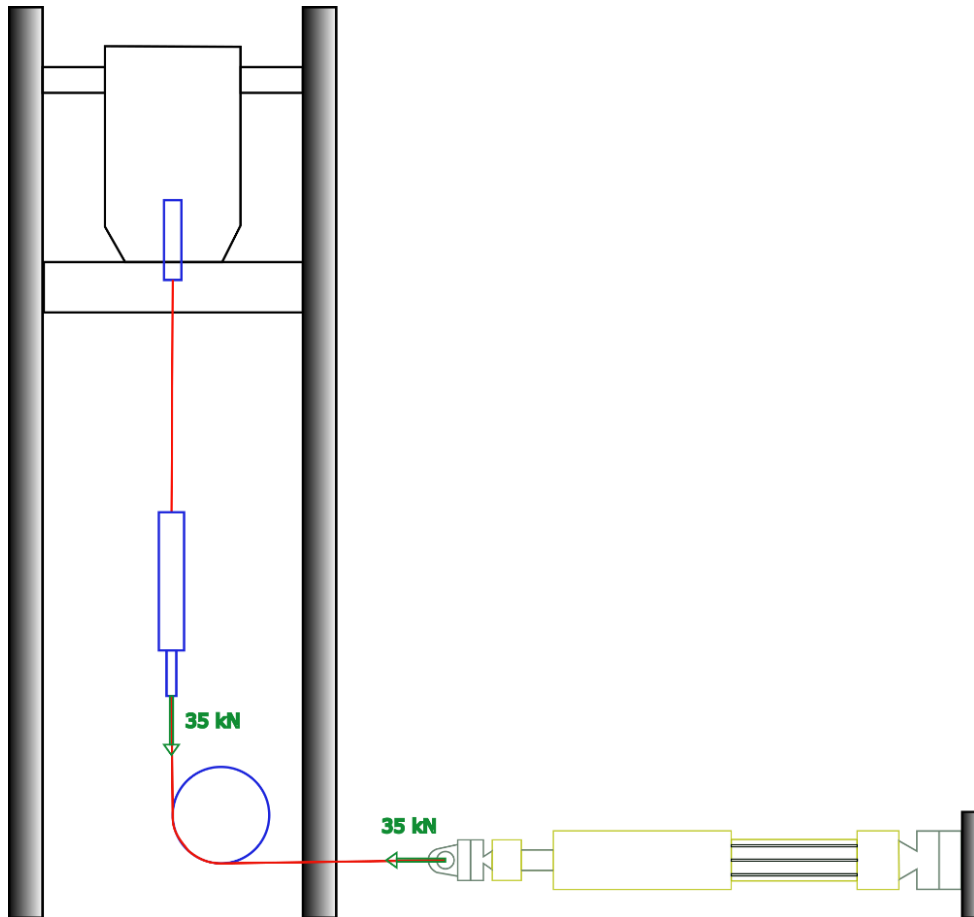
Navržený koncept spočívá v umístění dvou totožných navijáků zrcadlově naproti sobě na navrženou konstrukci. Oba na sobě mají navinuté totožné lano, které se postupně odvíjí z jednoho navijáku na druhý a naopak. Tento koncept sice nesimuluje přesně umístění lana na navijáku, protože standardně je druhý konec pevně uchycen k rámu konstrukce navijáku, ale pro potřeby testu je toto zjednodušení dostatečně vyhovující. Na laně je dále umístěna kladka s hákem, která se na tomto navijáku standardně využívá k uchycení nákladu. Přes tuto kladku se následně simuluje pracovní zatížení. K háku je upevněno další lano, které přes pevně ukotvenou vodící kladku vede k hydraulickému válci, k němuž je přichyceno. Pomocí hydraulického válce se poté v průběhu testu podle potřeby mění zatížení navijáků.

Testovací inženýři následně na základě požadavků vycházejících z Customer Usage Profile naprogramují hydraulický systém, který ovládá jak navijáky, tak i hydraulický válec. Celý test probíhá zcela autonomně.

Při návrhu konstrukce je nutné koncept vytvořit tak, aby vyhovoval přáním a požadavkům jak ze strany testovacího oddělení, které je zodpovědné za provedení daného testu, tak ze strany konstrukčního a výpočetního oddělení, které je zodpovědné za správné a bezpečné fungování daného přípravku. Dále je cílem vytvořit takový návrh, který bude možné vyrobit a zkompletovat pouze v rámci prototypového oddělení firmy Doosan Bobcat, bez nutnosti nechat vyrobit některé části v jiné firmě. V rámci prototypového oddělení je možné využít pětiosá obráběcí centra, svařovat, vyrábět výpalky a ohýbat plechy až do tloušťky 20 mm. Jelikož se jedná o poměrně rozměrný a těžký přípravek, je vhodné vytvořit ho, kvůli jednodušší manipulaci, alespoň částečně rozebíratelný.



Obrázek 23: Koncept testovacího přípravku-umístění navijáků



Obrázek 24: Koncept testovacího přípravku-způsob zatěžování

5.2 Ukotvení přípravku k podlaze

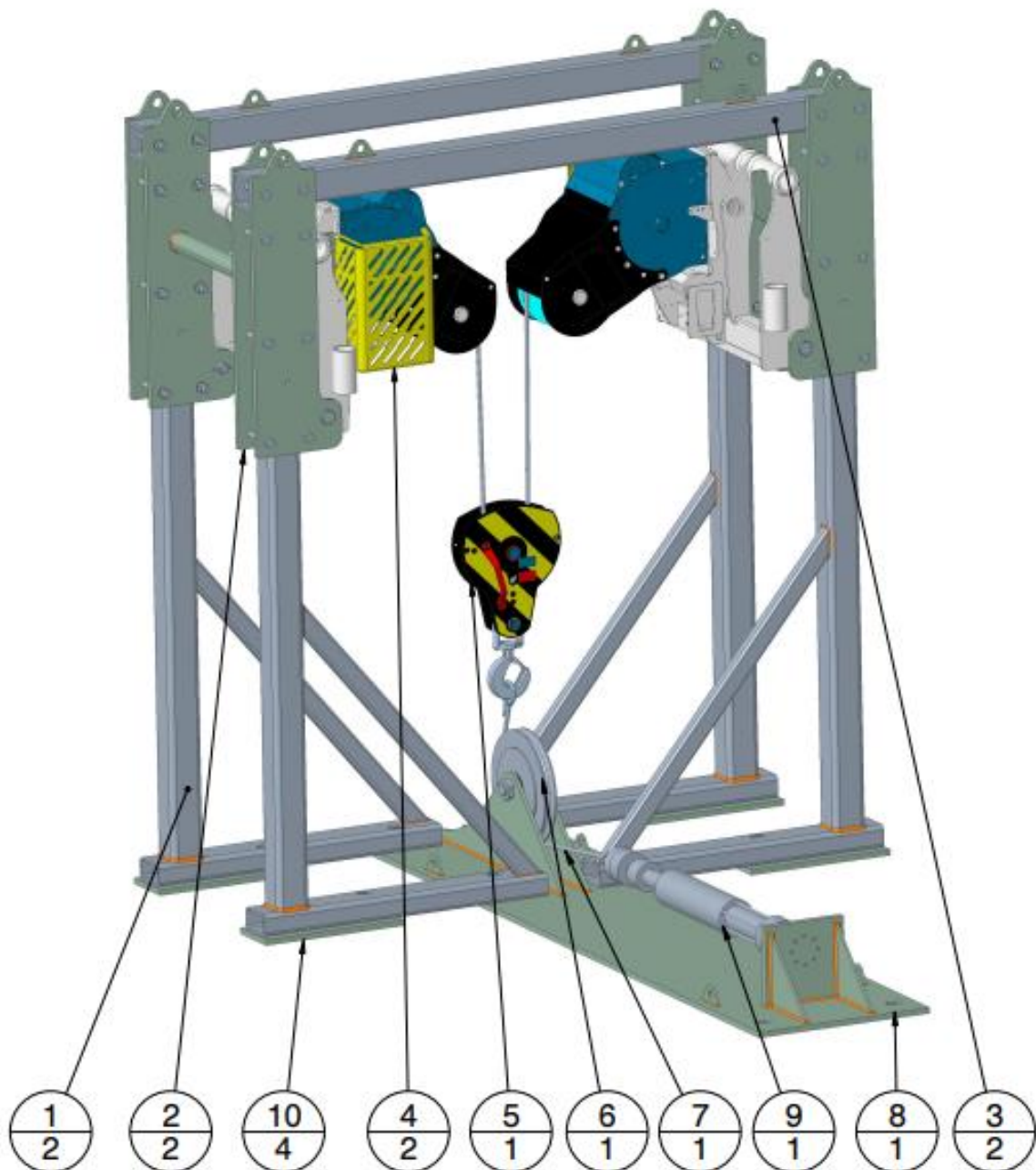
Pro ukotvení přípravku k zemi jsou využity drážky v podlaze, kterými je laboratoř vybavena. Drážky jsou vedeny rovnoběžně jedním směrem a mají rozstup po 50 cm. Jsou zhotoveny z ocelových profilů zalitých v betonu. K upevnění přípravku do drážek se využívají závitové tyče o rozměru M30, které se mohou připevnit v libovolném místě pomocí posuvných matic umístěných v drážkách.

Požadavkem je, aby přípravek působil do podlahy, pokud možno, jen svou vlastní tíhou nebo přídavnou tlakovou silou, ale nepřenášel do ní tahové síly vzniklé při zatěžování. Důvodem je cyklické namáhání betonové podlahy a nebezpečí jejího poškození vydrolováním betonu. Toto nebezpečí hrozí u ukotvení pevné kladky, přes kterou je vedeno lano od háku k hydromotoru. Proto je nutné přípravek zkonstruovat tak, aby se vzájemně co nejvíce vyloučily reakce od kladky a nosné konstrukce a zamezilo se tak tomuto nebezpečí.

Kromě tohoto omezení nejsou závitové tyče při působení takto velkých sil ve směru rovnoběžném s drážkami schopné zabránit posunu přípravků v tomto směru, jelikož v drážce drží pouze pomocí třecích sil mezi maticí a ocelovým profilem drážky. Toto omezení se opět

týká již zmíněné kladky a také hydromotoru, proto je nutné konstrukci navrhnout tak, aby se opět reakce od jednotlivých částí co nejvíce vyrušily a zbylé síly byly tak malé, aby závitové tyče přípravek bezpečně udržely na místě.

5.3 Popis navržené konstrukce



Obrázek 25: Navržený přípravek s popisem jednotlivých částí

Popis jednotlivých částí

- | | |
|----------------------------------|---------------------------------|
| 1) Stojan | 6) Vodicí kladka |
| 2) Přípravek k uchycení navijáku | 7) Lano |
| 3) Horní příčka | 8) Platforma pro kladku a válec |
| 4) Naviják | 9) Hydromotor |
| 5) Kladka s lanem | 10) Plechy pro podložení |

Čísla ve spodní části vyjadřují počet kusů dané součásti v sestavě.

Celé navrhované zařízení lze rozdělit do tří hlavních skupin – **Stojan, přípravek k uchycení navijáku a vodicí kladka s hydraulickým válcem**. V následujících kapitolách bude detailně popsán návrh jednotlivých částí.

5.3.1 Návrh Stojanu

Při návrhu stojanu bylo nejprve nutné rozhodnout, z jakých polotovarů je nejideálnější ho sestavit.

Jednou z možností bylo využití speciálních profilů Bosch Rexroth. Jedná se o hliníkové speciálně tvarované profily určené mimo jiné ke skládání rámců nosných konstrukcí. Výhodou je možnost úplného rozebrání testovacího přípravku po ukončení testu a možnost využití profilů k jinému účelu. Dále je celá konstrukce díky nižší hustotě hliníku oproti oceli výrazně lehčí.

Převažují ale negativa, mezi která patří menší pevnost hliníku, tudíž musí být konstrukce pro splnění pevnostních podmínek složitější. Dále je náročné připevnit na konstrukci testované navijáky, jelikož k tomu není žádný Bosch Rexroth profil uzpůsobený a konstrukční úpravy by byly zbytečně složité a zároveň by mohly negativně ovlivnit pevnostní vlastnosti profilů a oslabit celou konstrukci. Kromě toho je tato varianta výrazně dražší, a protože se ve firmě tyto profily dosud k ničemu nevyužívají, je pro konstrukci přípravku nevhodná.

Vzhledem k výrobním možnostem prototypové dílny vyplývá, že je nejvýhodnější k výrobě přípravku použít kupované ocelové profily a vytvořit z nich svařovaný rám. Díky výhodnému tvaru, vysoké pevnosti a dobré svařitelnosti jsou pro nosné prvky konstrukce využity ocelové duté profily.

Kvůli nadměrné velikosti celého přípravku je svařen pouze základní rám skládající se z dvojic podlahových profilů, nosných sloupů a vzpěr. Navijáky jsou umístěné na tyto dva identické rámy naproti sobě. Oba rámy jsou poté propojeny horní příčkou, která je ze stejného profilu jako nosný sloup. Ke stojanu příčka není přivařená, ale přišroubovaná. Tím je umožněno rozebrání celého rámu na více dílů a usnadnění manipulace.

Podlahový profil má v sobě vytvořené drážkové otvory sloužící k připevnění celého stojanu k zemi. Důvodem, proč jsou zvoleny drážkové otvory, a ne obyčejné kruhové díry, jsou poměrně velké tolerance vzdáleností jednotlivých drážek v podlaze. Dále drážkové otvory poskytují možnost malé úpravy celkové vzdálenosti protilehlých stojanů tak, aby co nejvíce vyhovovala požadavkům testu.

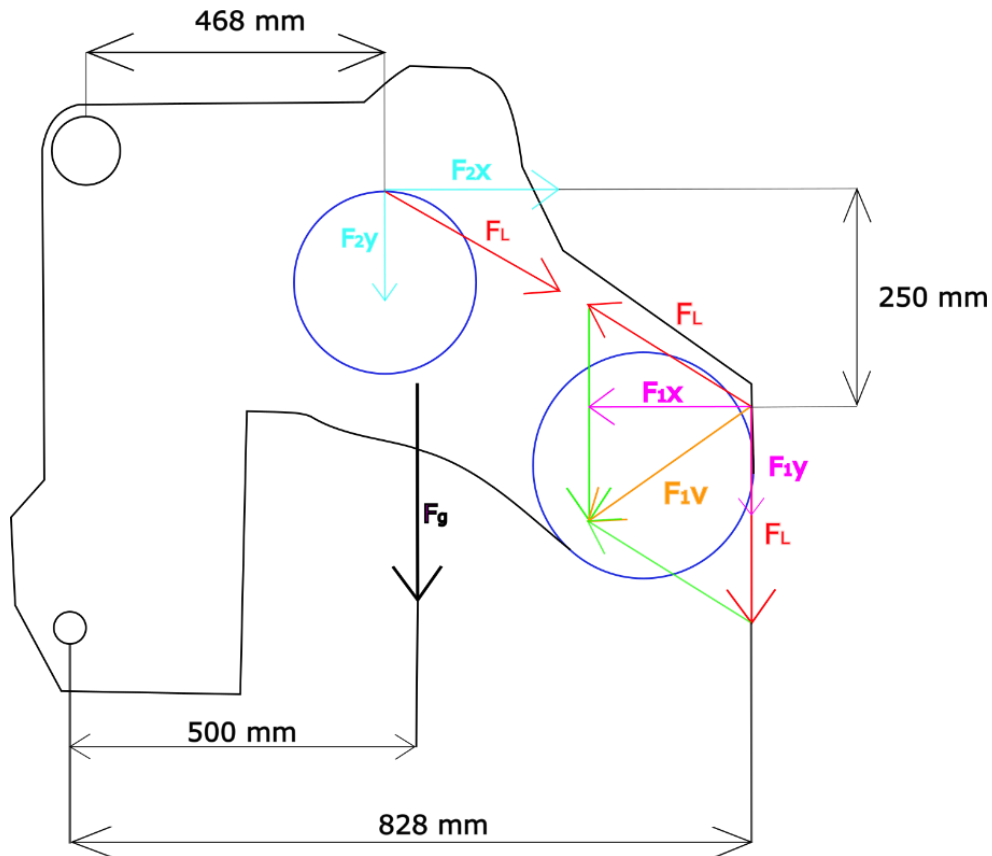
5.3.2 Výpočet potřebného průřezu nosného sloupu

Pro určení potřebného průřezu hlavního nosného sloupu je vytvořen zjednodušený analytický výpočet, při kterém je zkoumaný sloup nahrazen nosníkem. V místě svaru s podlahovým profilem je uvažováno pevné vetknutí nosníku, a dále u obou podpůrných profilů posuvné uložení.

Posuv, který vzniká na nosníku, je dán do rovnosti s tlakovou, nebo tahovou deformací podpůrných profilů. Zatížení celého stojanu je poté nahrazeno momentem a zatěžující silou. Průběh zatěžujícího momentu je u vzniklého dvakrát staticky neurčitého nosníku následně vypočten pomocí Mohrova integrálu.

Výpočet náhradního momentu M

Pro získání momentu, kterým působí naviják na sloup, byl na navijáku proveden silový rozklad. Výsledný moment je tvořen součtem jednotlivých momentů, které se na navijáku vyskytují.



Obrázek 26: Silový rozklad na navijáku

$F_L = 17\,500\text{ N}$ - síla v laně

$F_{1v} = 15\,343\text{ N}$ - Výsledná síla působící na kladku navijáku

$F_{1x} = 13\,790\text{ N}$ - Složka síly působící na kladku navijáku ve směru x

$F_{1y} = 6\,726\text{ N}$ - Složka síly působící na kladku navijáku ve směru y

$F_{2x} = 13\,790\text{ N}$ - Složka síly působící na buben navijáku ve směru x

$F_{2y} = 10\,774\text{ N}$ - Složka síly působící na buben navijáku ve směru y

$F_g = 4\,300\text{ N}$ - Tíhová síla navijáku

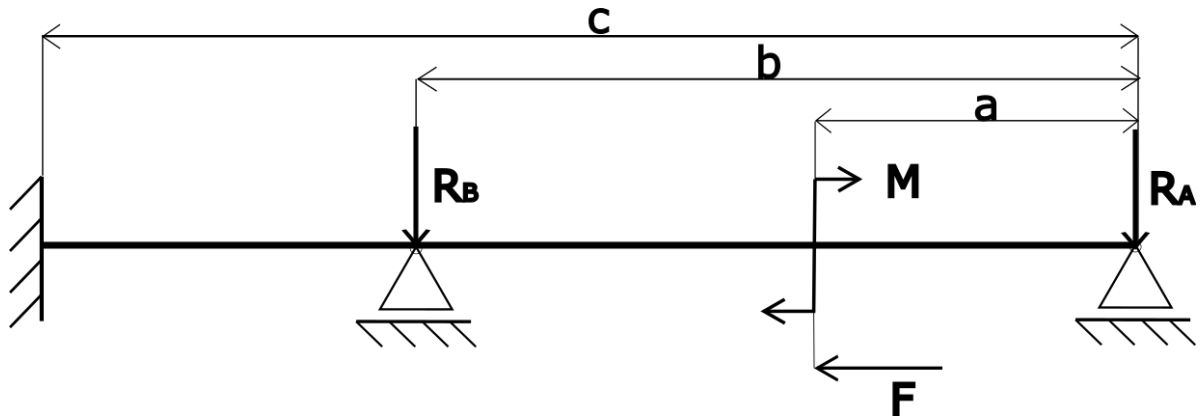
$F_{1x} = F_{2x}$ - Síly tvořící společně silovou dvojici

Celkový moment, kterým naviják působí na přípravek

$$M_c = F_{1y} \cdot 828 + F_{2y} \cdot 468 + F_{1x} \cdot 250 + F_g \cdot 500 = 16\,208\,660\text{ Nmm} \quad (1)$$

Moment, který je použit ve výpočtu nosníku, je oproti celkovému momentu poloviční, protože je uvažováno, že se celkový moment rovnoměrně rozdělí mezi oba sloupy.

$$M = \frac{1}{2} M_c = \frac{1}{2} \cdot 16\,208\,660 = 8\,104\,330\text{ Nmm} \quad (2)$$



Obrázek 27: Model nosníku pro analytický výpočet

Parametry výpočtu

Vzhledem ke kombinaci namáhání nosného sloupu jak ohybem, tak tlakem, byl předběžně zvolen uzavřený ocelový profil o rozměrech 120x120x10 mm z oceli S355J2H. Profil spodní podpěry byl zvolen o rozměrech 70x50x5 mm z oceli S235JRH.

Rozměry nosníku	Sloup a horní příčka	Spodní podpěra
$a = 523 \text{ mm}$	$A_{hp} = 4\,057 \text{ mm}^2$	$A_p = 1036 \text{ mm}^2$
$b = 1\,590 \text{ mm}$	$J_z = 7\,768\,100 \text{ mm}^4$	$J_z = 634\,600 \text{ mm}^4$
$c = 2\,560 \text{ mm}$	$W_o = 129\,470 \text{ mm}^3$	$L_p = 1\,316 \text{ mm}$
$M = 8\,104\,330 \text{ Nmm}$	$L_{hp} = 2140 \text{ mm}$	
$F = 10\,900 \text{ N}$		

Mohrův integrál pro podporu A

$$v_a = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left\{ \int_0^a R_A \cdot x^2 dx + \int_a^b (R_A \cdot x + M) \cdot x dx + \int_b^c [R_A \cdot x + M + R_B \cdot (x - b)] \cdot x dx \right\} [\text{mm}] \quad (3)$$

Deformace horní příčky vlivem zatížení reakcí RA

$$v_a = \frac{R_A \cdot L_{hp}}{E \cdot A_{hp}} [\text{mm}] \quad (4)$$

Výsledek po integraci a dosazení obou rovnic

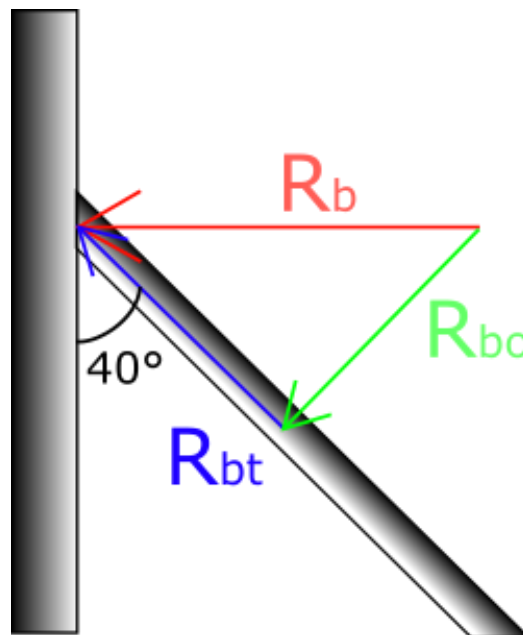
$$\frac{1}{J_z} \cdot \left[R_A \cdot \frac{c^3}{3} + M \cdot \left(\frac{c^2}{2} - \frac{a^2}{2} \right) + R_B \cdot \left(\frac{c^3}{3} + \frac{b^3}{6} - \frac{bc^2}{2} \right) \right] = \frac{R_A \cdot L_{hp}}{A_{hp}} \quad [mm] \quad (5)$$

Mohrův integrál pro podporu B

$$v_b = \frac{1}{EJ_z} \left\{ \int_b^c (R_A x + M + R_B(x - b))(x - b) dx \right\} \quad [mm] \quad (6)$$

Deformace spodní podpěry vlivem zatížení reakcí R_B

Jelikož spodní podpěra není na sloup kolmá, ale svírá s ním úhel 40° , byl vytvořen rozklad sil a pro tlakovou, případně tahovou deformaci podpěry je použita pouze složka síly ve směru její osy. Ohyb podpěry vlivem silové složky kolmé k ose profilu je ve výpočtu pro větší jednoduchost zanedbán. Toto zanedbání si lze vzhledem k velké tuhosti samotného sloupu dovolit, aniž by to výrazně ovlivnilo celkový výsledek výpočtu.



Obrázek 28: Silový rozklad na šikmé podpěře

$$R_{bt} = R_B \cos 50 \quad [N] \quad (7)$$

$$v_b = \frac{R_{bt} L_p}{EA_p} \quad [mm] \quad (8)$$

Výsledek po integraci a dosazení obou rovnic

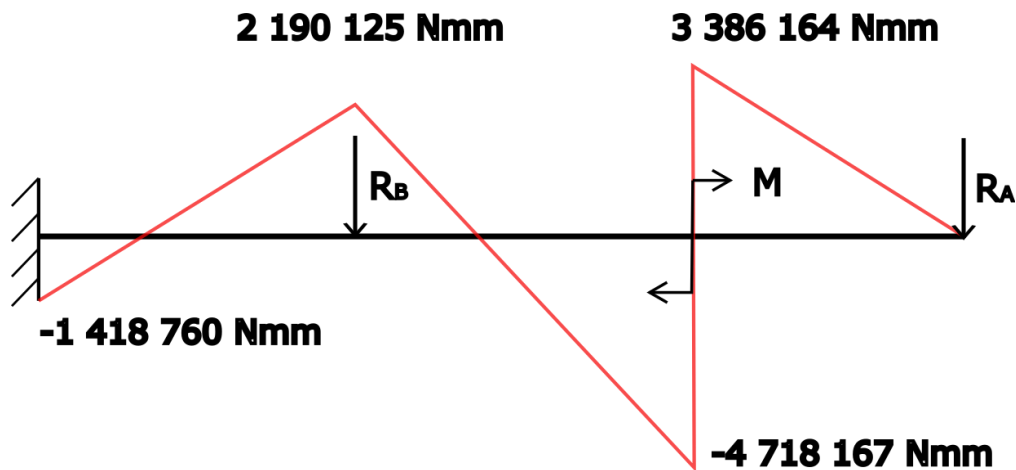
$$\frac{1}{J_z} \left[R_A \left(\frac{c^3}{3} + \frac{b^3}{6} - \frac{bc^2}{2} \right) + M \left(\frac{c^2}{2} + \frac{b^2}{2} - bc \right) + R_B \left(\frac{c^3}{3} - \frac{b^3}{3} - bc^2 + b^2c \right) \right] = \frac{R_B \cos(50) L_p}{A_p} \quad (9)$$

Výsledné reakce v podporách vypočtené ze získané sestavy dvou rovnic o dvou neznámých

$$R_A = -6\,474,5 \text{ N} \quad (10)$$

$$R_B = 10\,195 \text{ N} \quad (11)$$

Výsledný průběh ohybového momentu na sloupu



Obrázek 29: Průběh ohybového momentu na nosném sloupu

Maximální ohybový moment na sloupu

$$|M_o| = 4\,718\,167 \text{ Nmm} \quad (12)$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{oMAX} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{4\,718\,167}{129\,470} = 36,44 \text{ Nmm}^{-2} \quad (13)$$

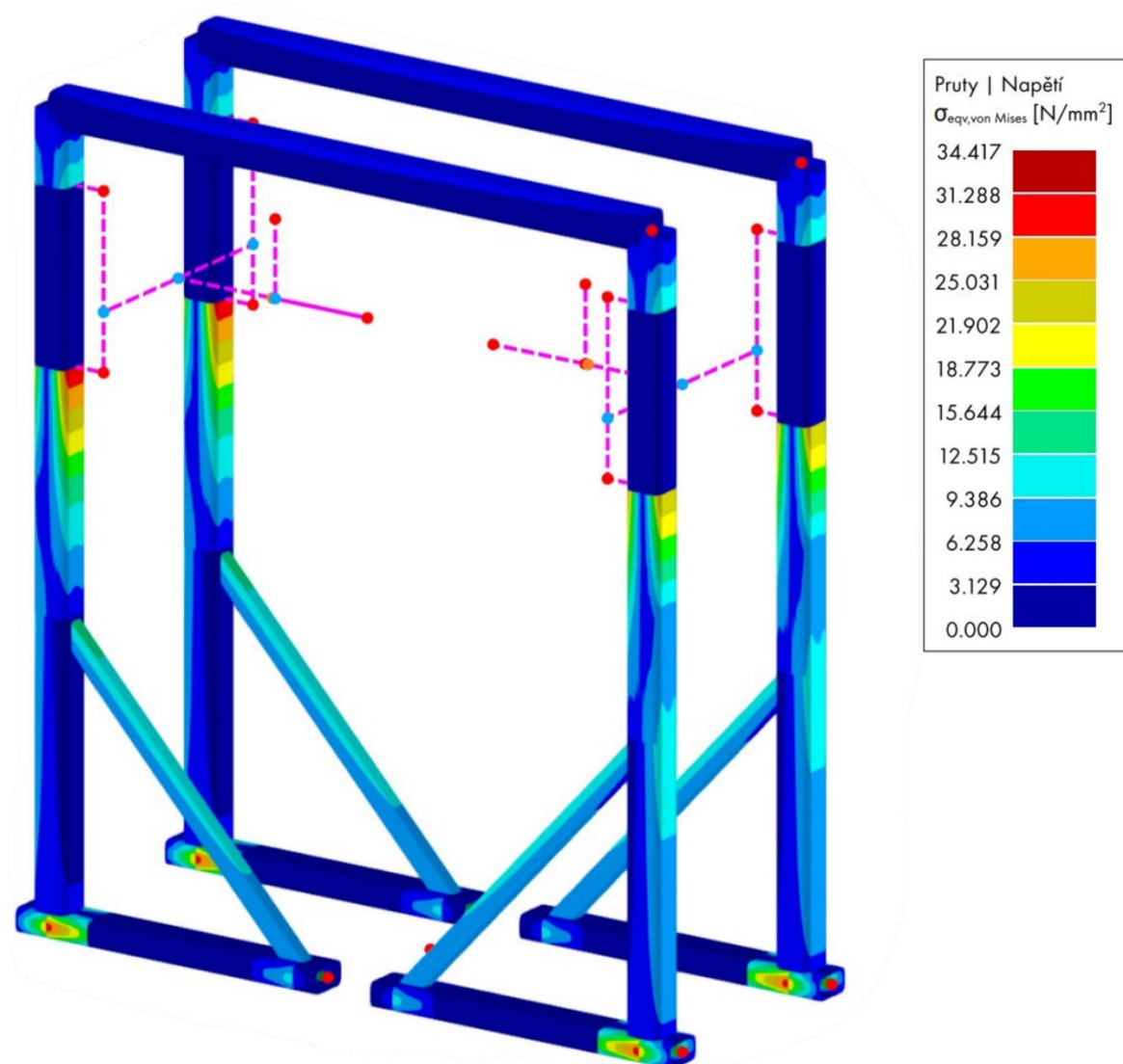
Napětí od tlakové síly vzniklé zatížením a hmotností navijáku

$$\sigma_{tMAX} = \frac{F}{A} = \frac{10\,900}{4\,057} = 2,69 \text{ Nmm}^{-2} \quad (14)$$

Redukované maximální napětí

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{oMAX} + \sigma_{tMAX} = 36,44 + 2,69 = 39,13 \text{ Nmm}^{-2} \quad (15)$$

5.3.3 Ověření analýzou pomocí MKP



Obrázek 30: Rozložení napětí von Mises na nosné konstrukci

Pro ověření správnosti výsledků analytického pevnostního výpočtu konstrukce, byla vytvořena pevnostní analýza metodou konečných prvků. Pro všechny výpočty MKP v této bakalářské práci byl použit software RFEM6, který je speciálně určen pro simulace MKP prutových a deskových konstrukcí. V programu byl vytvořen model identický se skutečným stojanem, včetně použití totožných profilů společnosti Feron, které jsou uloženy v knihovně programu.

Z tuhých prutů byla vymodelována konstrukce, která základními rozměry odpovídá navijáku. Na rozdíl od analytického výpočtu tedy není konstrukce zatížena vypočteným momentem působícím v jednom bodě, ale byly použity zatěžovací síly. Ty jsou umístěny do míst, kde se ve skutečnosti nachází kladka a buben, výpočet tedy odpovídá přesněji realitě. Tíhová síla je umístěna do polohy předpokládaného těžiště.

V programu RFEM6 není možné simulovat svěrný spoj, pomocí kterého na konstrukci drží přípravek k uchycení navijáku. Ve výpočtovém modelu je proto naviják připevněn ke každému sloupu dvěma tuhými pruty v místech, kde je při testu zavěšen do uchycovacího přípravku. Nevýhodou tohoto zjednodušení je, že sloup mezi těmito dvěma pruty není namáhán a zároveň se do modelu nevnáší napětí v profilech vyvolané silou svěrného spoje.

Nejvyšší vypočtené napětí působí v místě spojení sloupu se spodním prutem upevňujícím naviják. Hodnota srovnávacího napětí von Mises v tomto místě má hodnotu $\sigma_{vonMises} = 34,4 \text{ Nmm}^{-2}$. V reálné situaci bude napětí spojitě rozložené po celé délce prutu, tedy i v místě svěrného spoje. Kromě zatížení od samotného navijáku je profil nosného sloupu ve skutečnosti zatížen také silou vyvolanou svěrným spojem, kterým je ke sloupu připevněn přípravek s navijákem. Díky výhodnému tvaru profilu a velkým rozměrům neohrožuje tato složka napětí funkčnost celého přípravku a pouze mírně zvyšuje maximální hodnotu napětí.

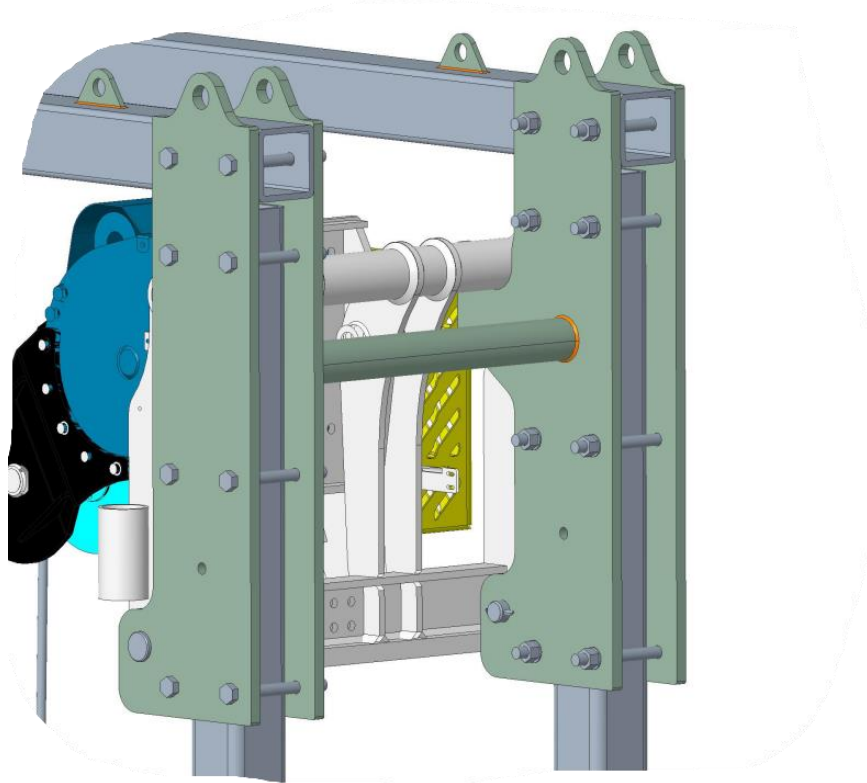
5.3.4 Přípravek k uchycení navijáku

Uchycení navijáku je nutné navrhnout tak, aby co nejvíce odpovídalo situaci na skutečném stroji. U teleskopických nakladačů firmy Doosan Bobcat se k tomuto účelu využívá přípravek Quick Tach. Naviják v horní části drží pomocí dvou háků a ve spodní části se opírá o rám. Zároveň je dole na každé straně zajištěn čepem.

Nejdeálnějším řešením bylo naviják připevnit přímo pomocí samotného přípravku Quick Tach. Jeho konstrukce bohužel nijak neumožňuje umístit jej na nosný rám, a tak bylo nutné navrhnout náhradní řešení.

Prvotní návrh přípravku počítal s využitím dvou příček z 20 mm tlustého plechu, které spojovaly nosné sloupy. Na horní příčce byly umístěny dva háky odpovídající hákům na Quick Tachy. Na spodní příčce byly přivařeny ohnuté plechy s dírou, které měly sloužit k zajištění navijáku pomocí čepů. Obě příčky byly ke sloupům uchyceny svěrným spojem tak, aby nebylo do nosných sloupů nutné vrtat díry a oslabovat tak jejich konstrukci.

Tento návrh měl bohužel i po několika konstrukčních úpravách místa, kde byla příliš velká koncentrace napětí, které nebylo možné dále snížit. Proto byl vymyšlen zcela odlišný koncept přípravku.



Obrázek 31: Výsledná podoba přípravku pro uchycení navijáku

Tento koncept opět využívá plechy o tloušťce 20 mm, které již nejsou umístěny napříč mezi nosnými sloupy, ale drží samostatně na každém sloupu zvlášť. Na každém sloupu je umístěna dvojice plechů připevněná svěrným spojem pomocí čtyř dvojic šroubů. Oba plechy jsou vytvarovány tak, že ve spodní části je díra pro pojištění navijáku čepem. Vnitřní plech má navíc vypálený hák pro zavěšení navijáku. Vzdálenost obou háků od sebe je tedy řízena vzdáleností sloupů stojanu. Pro její přesné vymezení jsou vnitřní plechy vzájemně propojeny a svařeny pomocí ocelové trubky.

Rám navijáku se ve spodní části opírá o nosné sloupy, což odpovídá jeho opření o Quick Tach na reálném stroji. Díky příliš velké vzdálenosti navijáku od nosného sloupu, kterou je nutné dodržet kvůli konstrukci plechů, a snadnému uchycení navijáku při sestavování, je nutné navařit na sloupy v místě opření plechy o tloušťce 20 mm.

Horní dvojice šroubů je vedena skrz horní příčku rámu a funguje tak i jako spojení celé rámové konstrukce. Pro vymezení přesné pracovní výšky a zajištění proti případnému selhání svěrného spoje je přípravek zajištěn čepem vedeným skrz nosný sloup. Otvory pro čepy jsou předem vytvořeny pouze v deskách uchycovacího přípravku. Díry skrz nosné sloupy jsou vyvrtány testovacími inženýry až po přesném nastavení potřebné pracovní výšky.

5.3.5 Výpočet parametrů svěrného spoje

Při návrhu přípravku bylo nutné vypočítat potřebnou sílu ve šroubech pro správnou funkčnost svěrného spoje. Ve výpočtu je uvažována pouze svíslá síla vzniklá tíhou samotného upínacího přípravku, navijáku a pracovním zatížením. Ve skutečnosti na přípravek působí ještě moment, který je použit výše při pevnostním výpočtu nosného sloupu. Z toho důvodu je použit vyšší koeficient bezpečnosti.

Uchycovací přípravek je celkově připevněn osmi šrouby, ale vrchní dva šrouby jsou vedeny skrz profil horní příčky, která nemá schopnost zachytit svíslé zatížení. Z toho důvodu je ve výpočtu počet šroubů, které se podílí na funkčnosti svěrného spoje, snížen na šest. U všech návrhových a kontrolních výpočtů jsou použity vztahy odvozené ve skriptech Doc. Ing. Vladimíra Švece, CSc. [33]

Potřebná třecí síla na jednom sloupu

$$T = \frac{F + G}{2} = \frac{35\,000 + 4\,900}{2} = 19\,950\,N \quad (16)$$

Kde

- F je maximální pracovní zatížení navijáku – $F = 35\,000\,N$
- G je suma tíhové síly navijáku, uchycovacího přípravku a horní příčky – $G = 4\,900\,N$

Potřebné předpětí šroubů

$$Q = \frac{T}{f} \cdot \frac{k}{i} = \frac{19\,950}{0,15} \cdot \frac{1,8}{6} = 39\,900\,N \quad (17)$$

Kde

- f je součinitel tření – pro kontakt ocel-ocel je ve všech výpočtech zvoleno $f = 0,15$
- i je celkový počet šroubů svěrného spoje – $i = 6$
- k je koeficient bezpečnosti – $k = 1,8$

Na šroubech je na základě výpočtu nutné vyvodit provozní předpětí **40 kN**.

Návrh velikosti šroubu

$$\frac{F_h}{A_3} = \frac{\nu \cdot \sigma_{kt}}{1,2 \cdot (1 + q)} \rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{\pi \cdot \nu \cdot \sigma_{kt}}} \quad [mm] \quad (18)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 40\,000 \cdot 1.2 \cdot (1 + 1)}{\pi \cdot 0.8 \cdot 640}} = 15,45 \text{ mm} \quad (19)$$

Kde

- A_3 je plocha průměru jádra šroubu, $A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$
- ν je míra využití meze kluzu – pro stálou sílu bylo zvoleno $\nu = 0,8$
- σ_{kt} je mez kluzu materiálu v tahu – pro šroub 8.8 je $\sigma_{kt} = 640 \text{ Nmm}^{-2}$
- q je součinitel provozního předpětí – pro stálou sílu bylo zvoleno $q = 1$

Při volbě parametrů bylo bráno v potaz také ohybové namáhání šroubů, které při dotahování vzniká vlivem ohnutí obou spojovaných plechů a výrazně tedy zvyšuje skutečné redukované napětí šroubů. Pro zmírnění těchto účinků jsou vybrány dostatečně široké plechy, u kterých dochází k minimální, ale přesto nezanedbatelné deformaci. Zároveň je důležité, aby byl při montáži dodržen předepsaný utahovací moment (je vypočítán dále) a nedošlo k přílišnému dotažení šroubů, při kterém by hrozilo překročení meze kluzu.

Na základě návrhového výpočtu byl zvolen šroub s hrubou roztečí M20-8.8.

Potřebný moment v závitě

$$M_z = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') \text{ [Nmm]} \quad (20)$$

Kde

- d_2 je střední průměr závitu – pro zvolený šroub M20, $d_2 = 18,376 \text{ mm}$
- γ je úhel stoupání závitu
- φ' je třecí úhel v závitě

Úhel stoupání závitu

$$\text{tg}(\gamma) = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \text{ [-]} \quad (21)$$

Kde

- P je rozteč závitu – pro zvolený šroub M20, $P = 2,5 \text{ mm}$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{2.5}{\pi \cdot 18.376}\right) = 2,4797^\circ \quad (22)$$

Třecí úhel závitu

$$\operatorname{tg}(\varphi') = f' = \frac{f}{\cos(\beta)} \quad [-] \quad (23)$$

Kde

- β je polovina úhlu závitu (pro metrický závit $\beta \doteq 30^\circ$)

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,15}{\cos(30)}\right) = 9,8264^\circ \quad (24)$$

Potřebný moment v závitu

$$M_z = 39\,900 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,4797 + 9,8264) = \mathbf{79\,973\,Nmm} \quad (25)$$

Potřebný utahovací moment na klíči

Potřebný utahovací moment na klíči je stanoven jako součet momentu v závitu a třecího momentu pod hlavou šroubu.

$$M_{kk} = M_z + M_{ts} \quad [Nmm] \quad (26)$$

$$M_{ts} = \frac{1}{2} \cdot Q_o \cdot f \cdot \left(\frac{s + D_d}{2}\right) = \frac{1}{2} \cdot 39\,900 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{30 + 22}{2}\right) = 77\,805\,Nmm \quad (27)$$

Kde

- s je rozměr pro klíč – pro šroub M20, $s = 30\,mm$
- D_d je průměr díry pro šroub – byly použity díry střední řady $D_d = 22\,mm$

$$M_{kk} = 79\,973 + 77\,805 = \mathbf{157\,778\,Nmm} \quad (28)$$

5.3.6 Pevnostní kontrola šroubu
Výpočet redukovaného napětí ve šroubu podle hypotézy τ_{max}

$$\sigma = \frac{Q}{A_3} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 39\,900}{\pi \cdot 16,933^2} = 177,2\,Nmm^{-2} \quad (29)$$

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 79\,973}{\pi \cdot 16,933^3} = 83,9\,Nmm^{-2} \quad (30)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = \sqrt{177,2^2 + 2 \cdot 83,9^2} = \mathbf{213,3\,Nmm^{-2}} \leq \sigma_{kt} \quad (31)$$

Šroub pevnostně vyhovuje s dostatečnou bezpečností vzhledem ke skutečnosti, že bude ještě namáhán přídatným ohybovým momentem.

Kontrola tlaku v závitech

Maximální dovolený tlak v závitech $p_{zD} = 200 \text{ MPa}$

$$p_z = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} \leq p_{Dz} [\text{MPa}] \quad (32)$$

Kde

- z_T je počet zatížených závitů – $z_T = 6$
- H_1 je výška závitu, která se vypočítá ze vztahu níže

$$H_1 = \frac{D - D_1}{2} = \frac{20 - 17.294}{2} = 1,353 \text{ mm} \quad (33)$$

$$p_z = \frac{39\,900}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,353 \cdot 6} = \mathbf{85,14 \text{ MPa}} \leq p_{zD} \quad (34)$$

Kontrola kontaktního tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu.

Maximální dovolený tlak v dosedací ploše hlavy šroubu $p_{hsD} = 300 \text{ MPa}$

$$p_{hs} = \frac{Q}{\pi \cdot (R_{2h}^2 - R_{1h}^2)} \leq p_D [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$R_{1h} = \frac{D_d}{2} = \frac{22}{2} = 11 \text{ mm} \quad (36)$$

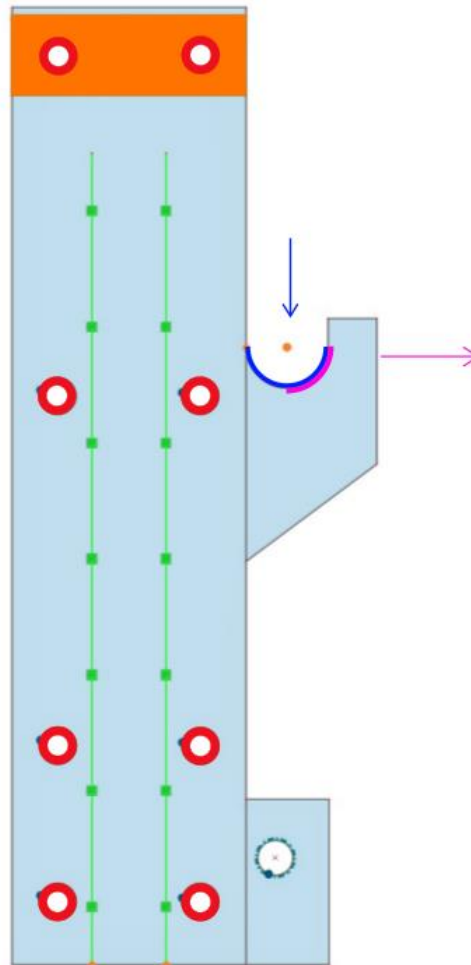
$$R_{2h} = \frac{s}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm} \quad (37)$$

$$p_{hs} = \frac{39\,900}{\pi \cdot (15^2 - 11^2)} = \mathbf{122,1 \text{ MPa}} \leq p_{hsD} \quad (38)$$

5.3.7 Pevnostní kontrola nosného plechu

Pevnostní kontrola nosného plechu uchycovacího přípravku je opět provedena výpočtem pomocí metody konečných prvků v programu RFEM 6. Pro kontrolu je zvolen pouze vnitřní plech s hákem, na kterém je připevněn naviják. Je tak zatěžován více než vnější plech, který je namáhán pouze osovou silou svěrných šroubů.

Veškeré plechy využití pro konstrukci přípravku jsou vyrobeny z oceli, která má materiálové vlastnosti odpovídající oceli S355M.

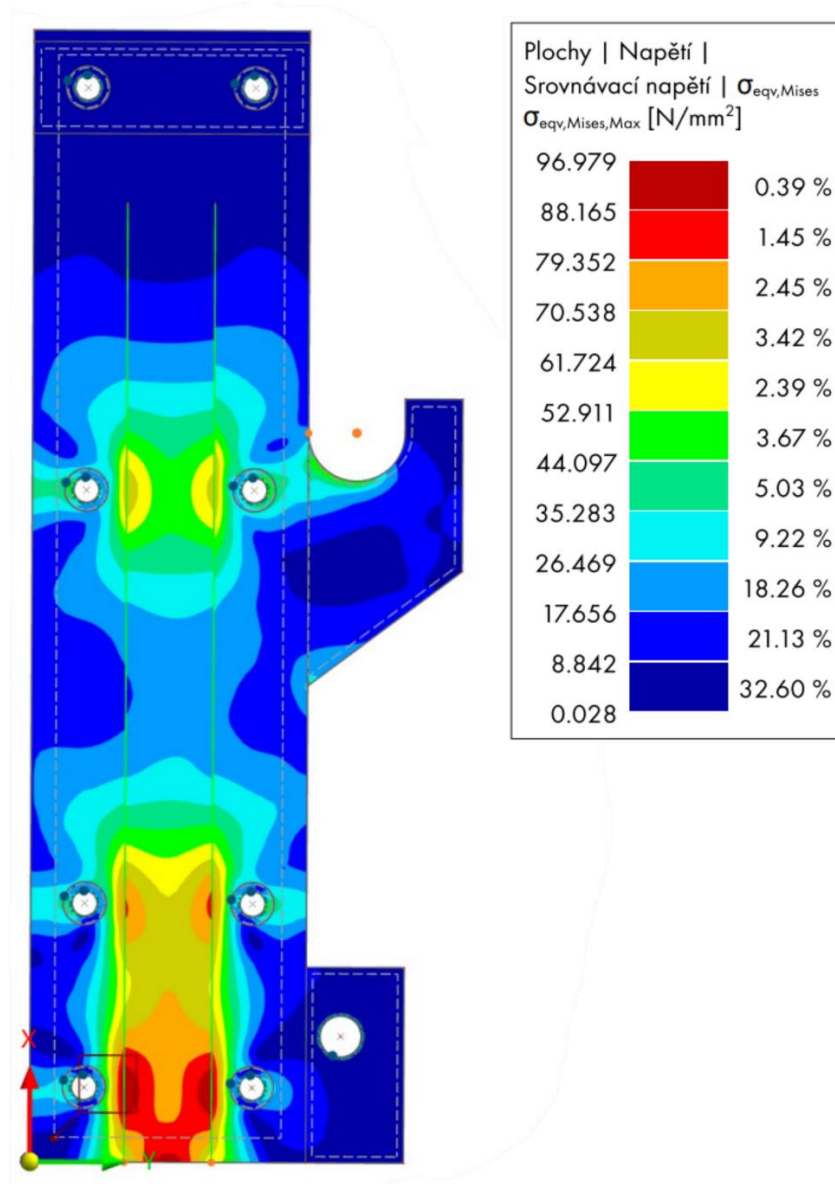


Obrázek 32: Vizualizace zatížení a podpěr upínacího přípravku

Výpočetní model je konstruován tak, že obdélníková oblast (Obrázek 32, oranžová) pod vrchními dvěma šrouby je pevně podepřena, což má znázorňovat umístění profilu horní příčky, která se vyvozenou silou prakticky nebude deformovat.

Na hák působí jak zatěžovací síla vzniklá pracovním zatížením a tíhou navijáku (Obrázek 32, modrá), tak síla přepočtená ze silové dvojice, kterou působí naviják na uchycovací přípravek (Obrázek 32, fialová). Síla od tohoto momentu není uvažována u díry pro čep, protože se předpokládá, že se v tomto místě bude do konstrukce přenášet dotykem o nosný sloup, a nebude tedy nijak působit na uchycovací přípravek.

Dále je uvažováno, že se celý plech ohne okolo nosného sloupu a bude podepřen ve dvou liniích, které odpovídají okrajům rovné části sloupu. Tomuto předpokladu odpovídají liniové podpěry plechu (Obrázek 32, zelená). Zatížení vyvolané svěrnými šrouby je rozloženo do plochy odpovídající velikosti podložek (Obrázek 32, červená).



Obrázek 33: Rozložení napětí von Mises na svěrném plechu

Z napěťové analýzy MKP je patrné, že nejvyšší napětí se nachází mezi spodními svěrnými šrouby. Dosahuje hodnoty necelých 100 Nmm^{-2} a tím splňuje pevnostní podmínky.

5.3.8 Kladka s hydraulickým válcem

Třetí hlavní částí celého testovacího přípravku je hydraulický válec, který v průběhu testu vytváří pracovní zatížení a kladka, přes kterou se vede lano od válce k navijákům.

Pro vytváření pracovního zatížení je využit hydromotor s hydrostatickými ložisky AH 40-400 M56, který má jmenovitou sílu 40 kN a zdvih 400 mm. Hydromotor je možné připevnit ke kotvicí desce pomocí kulového kloubu JB 63, který zaručuje, že je namáhán pouze osovou silou a nedochází tak k poškození válce, pístu nebo ložisek vlivem nežádoucího působení

radiálních sil. Na hydromotoru je zároveň umístěn siloměr, který umožňuje přesně sledovat a regulovat pracovní zatížení v průběhu testu. Hydromotor i oba navijáky jsou poháněny hydraulickým systémem firmy INOVA, kterým je laboratoř strukturálních a cyklických testů vybavena.

Jelikož je válec velmi citlivý na působení radiálních sil, není vhodné, aby byl v průběhu testu pevně podepřen. Kvůli výrobním tolerancím hrozí, že se bude přes podpěry ohýbat a dojde k jeho poškození. Proto je upevněn pouze pomocí kulového kloubu k ocelovému bloku. V průběhu testu pak drží ve vodorovné poloze pouze napnutým lanem. Aby nedocházelo při odlehčení lana k nárazům hydromotoru o podlahu, je pod ním v průběhu testu umístěn dřevěný hranol s tkaninou pro zmírnění rázů při kontaktu válce se dřevem. Je nutné, aby při zatížení válce byla mezi ním a hranolem dostatečná vůle.

Hydromotor působí silou rovnoběžnou s drážkami v podlaze, ve kterých je připevněn. Je tedy nutné zabránit možnému selhání upevnění k podlaze a posunu hydromotoru. Tento problém je vyřešen tím, že je hydromotor umístěn na desce společně s vodící kladkou, která silově působí na desku v opačném směru. Síly v podlahové desce se tedy vzájemně vyruší a nehrozí nebezpečí nechtěného posunutí hydromotoru nebo kladky v průběhu testu.

Další problém, který je nutné kvůli požadavkům vyřešit, je cyklické silové působení kladky ve svislém směru vzhůru, které může vydrolovat beton v okolí ocelových drážek v podlaze. Aby se tomu předešlo, je podlahová deska umístěna mezi zemí a podlahovým profilem nosné konstrukce. Síly v ocelovém profilu směřující do podlahy v tomto místě sice nejsou stejně velké, jako ty, které vytváří kladka směrem vzhůru, ale dojde k dostatečně velkému zmírnění silových účinků, při kterých již nehrozí poškození betonu. Kvůli tomu je dále nutné podložit podlahové profily stejně tlustým ocelovým plechem i na opačných koncích.

Vodící kladka, která je pro test využita, je koupěna od externího dodavatele. Vzhledem k velikosti zatěžujících sil byla vybrána kladka pro ocelové lano s kuličkovými ložisky typ DSR S 400/16 od firmy Techlan.

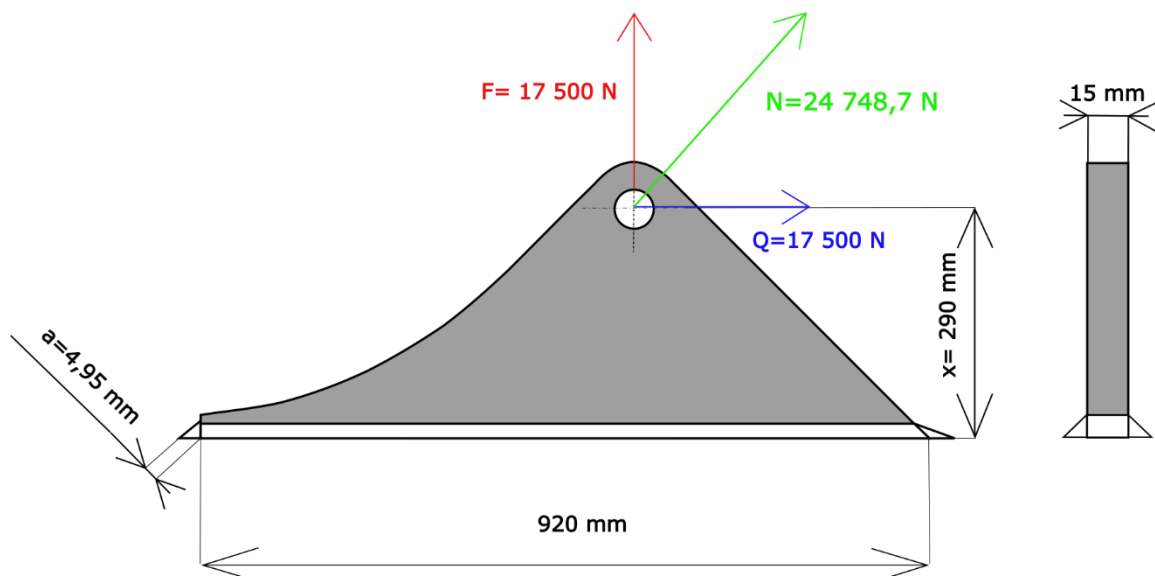


Typ	D (mm)	Pro lano ø (mm)	Dm (mm)	Dg (mm)	DIN 15020/1 FEM 9.661	Tažná síla pro úhel (kg)		Typ ložiska	D1 (mm)	R (mm)	E (mm)	B (mm)
						90°	180°					
DSR S 400/16	400	16	368	352	3m	5000	3800	6310ZZ	50	8,6	45	61

Obrázek 34: Kladka s technickými parametry

5.3.9 Kontrola napětí na svarech desky.

Vodicí kladka je umístěna na čepu, který je pevně připevněn ke dvěma plechům přivařeným k podlahové desce. Při návrhu bylo nutné zkontrolovat, zda tyto svary pevnostně vydrží pracovní zatížení.



Obrázek 35: Deska pro uchycení kladky

Pro kontrolu koutového svaru je nutné spočítat kolmé napětí τ_{\perp} a rovnoběžné napětí τ_{\parallel} . Pro zjednodušení je svar na stranách délky 15 mm uvažován ve stejném směru jako svar podél dlouhé stěny. Vzhledem k dominantním rozměrům dlouhého svaru je chyba vzniklá tímto zjednodušením zanedbatelná.

Dovolené namáhání svaru

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{355}{2} = 117,5 \text{ Nmm}^{-2} \quad (39)$$

Kde

- σ_{kt} mez kluzu základního materiálu – $\sigma_{kt} = 355 \text{ Nmm}^{-2}$
- k je součinitel bezpečnosti – pro svar je zvoleno $k = 2$

Kolmé složky napětí

1) Tah

$$\tau_t = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{17\,500}{2 \cdot 4,95 \cdot (920 + 15)} = 1,89 \text{ Nmm}^{-2} \quad (40)$$

2) Ohyb

$$\tau_o = \frac{Q \cdot x}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} = \frac{17\,500 \cdot 290}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4,95 \cdot (920 + 15)^2} = 3,52 \text{ Nmm}^{-2} \quad (41)$$

Rovnoběžné složky napětí

1) Smyk

$$\tau_s = \frac{Q}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{17\,500}{2 \cdot 4,95 \cdot (920 + 15)} = 1,89 \text{ Nmm}^{-2} \quad (42)$$

Výsledné redukované napětí

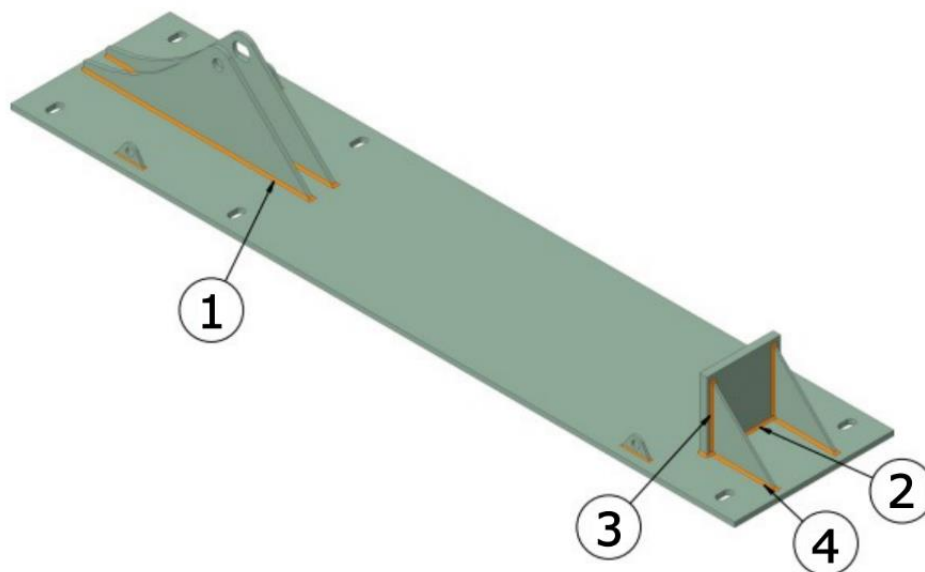
$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_t + \tau_o}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1,89 + 3,52}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1,89}{0,65}\right)^2} = 7,8 \text{ Nmm}^{-2} \quad (43)$$

$$\tau_v \leq \sigma_D \quad (44)$$

Kde

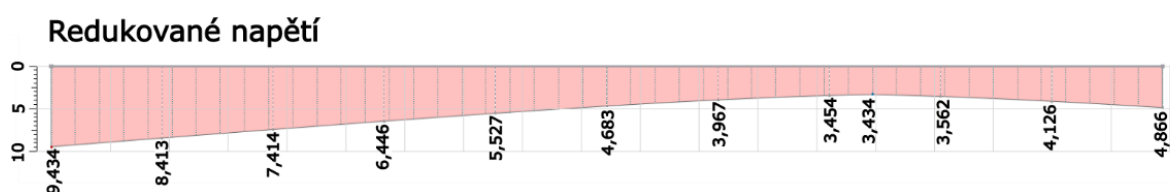
- $\alpha_{\tau_{\perp}}$ je součinitel anizotropie koutového svaru v kolmém směru – $\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75$
- $\alpha_{\tau_{\parallel}}$ je součinitel anizotropie koutového svaru v rovnoběžném směru – $\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65$

Pevnostní kontrola svarů je zároveň provedena v programu RFEM 6 metodou konečných prvků. Při simulaci celé podlahové desky s upevněnou kladkou a hydraulickým válcem jsou provedeny pevnostní kontroly všech svarů, tedy i těch, které spojují kotvicí blok hydraulického válce. Dále je ověřeno, zda napětí na desce nepřekračuje povolené hodnoty a jestli nedochází k příliš velkým deformacím podlahové desky, které by nějakým způsobem omezovaly funkčnost přípravku.



Obrázek 36: Vizualizace kontrolovaných svarů

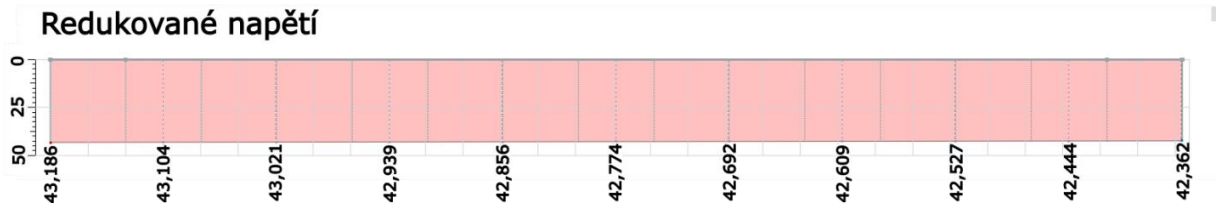
Průběh napětí na svaru u plechů držících kladku (1)



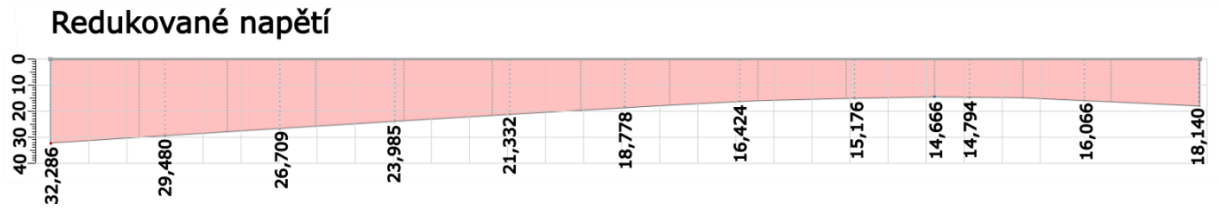
Z analýzy MKP vyplývá, že redukované napětí ve svarech je o $1,7 Nmm^{-2}$ vyšší než hodnota vypočtená analyticky. To může být způsobeno tím, že v MKP modelu nebyly uvažovány svary na krátké straně plechu a účinek síly byl rozložen po celém poloměru díry pro osu.

Průběh napětí na svarech bloku k upevnění hydromotoru

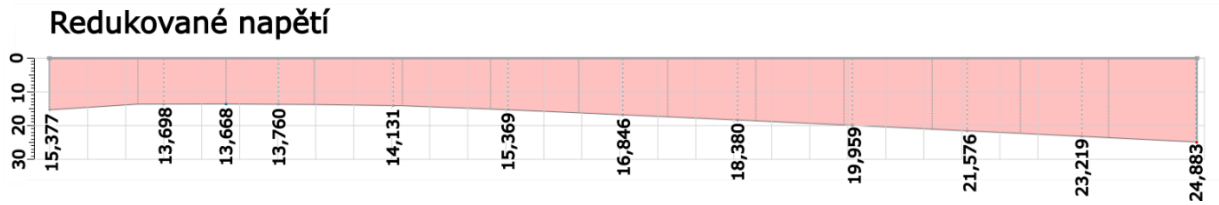
Svar bloku a podlahové desky (2)



Svar podpěry a bloku (3)



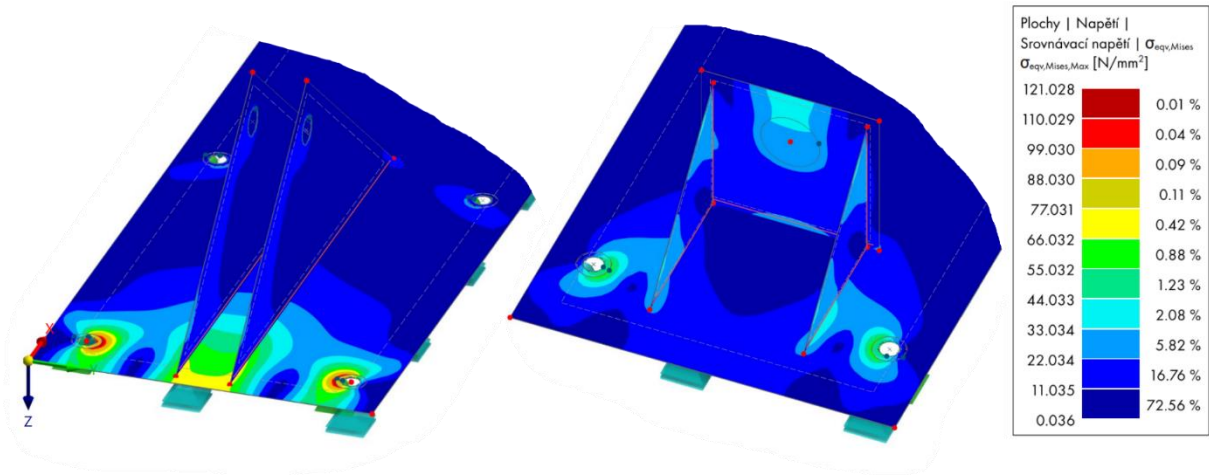
Svar podpěry a podlahové desky (4)



Výsledné hodnoty napětí všech svarů pomocí analýzy MKP splňují s dostatečnou bezpečností pevnostní podmínky.

5.3.10 Napěťová a deformační analýza desky s kladkou a válcem

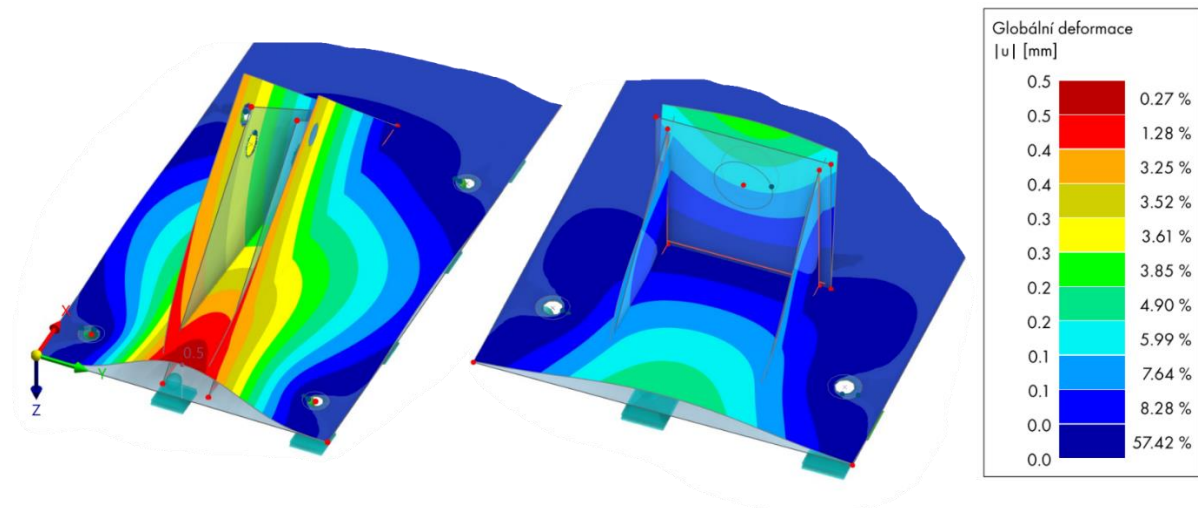
Napěťová analýza



Obrázek 37: Rozložení napětí von Mises na desce

Na výsledku napěťové analýzy MKP je vidět, že nejvyšší koncentrace napětí se nachází v okolí děr pro závitové tyče. Model, na kterém byla tato analýza vytvořena, ovšem neobsahuje silové účinky od podlahového profilu nosné konstrukce, které by napětí rozložily po větší ploše a tím by došlo ke snížení jeho maximální hodnoty.

Deformační analýza



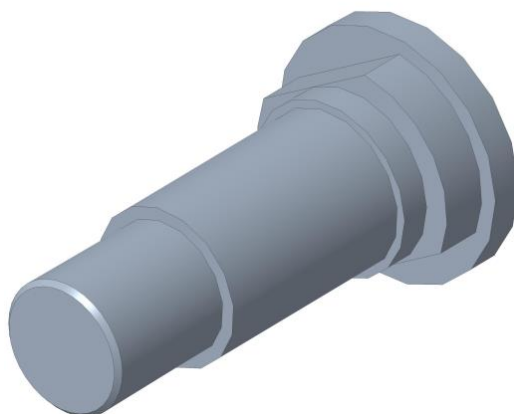
Obrázek 38: Deformace desky při maximálním zatížení

Je patrné, že maximální deformace jsou opět u paty plechů držících kladku. Ve skutečnosti budou díky částečné fixaci desky pomocí podlahového profilu menší, a nijak tedy neohrozí funkčnost přípravku v průběhu testování.

Průhyb bloku, který drží hydraulický válec není vyšší, než 0,3 mm. Díky ukotvení válce pomocí kulového kloubu nehrozí kvůli takto malému průhybu poškození hydromotoru.

5.3.11 Čep pro upevnění kladky

Vodící kladka je připevněna pomocí vyrobeného nepohyblivého čepu. Pro zajištění proti otáčení jsou na jednom z průměrů čepu vytvořeny dvě rovné plochy, které zapadají do otvoru v nosném plechu a brání tak rotaci čepu. Čep je vyroben z oceli, která parametry odpovídá oceli S275J0.



Obrázek 39: Čep pro upevnění kladky

Kontrola na otláčení

Dovolený maximální kontaktní tlak $p_{0D} = 100 \text{ MPa}$

$$p = \frac{N}{S_{min}} = \frac{N}{d \cdot t_1} = \frac{24\,748,7}{42 \cdot 15} = \mathbf{39,3 \text{ MPa}} \leq p_D \quad (45)$$

Kde

- N je celková síla působící na čep (Obrázek 35) – $N = 24\,748,7 \text{ N}$
- t_1 je tloušťka plechu držícího čep – $t_1 = 15 \text{ mm}$
- d je průměr menší díry držící čep – $d = 42 \text{ mm}$

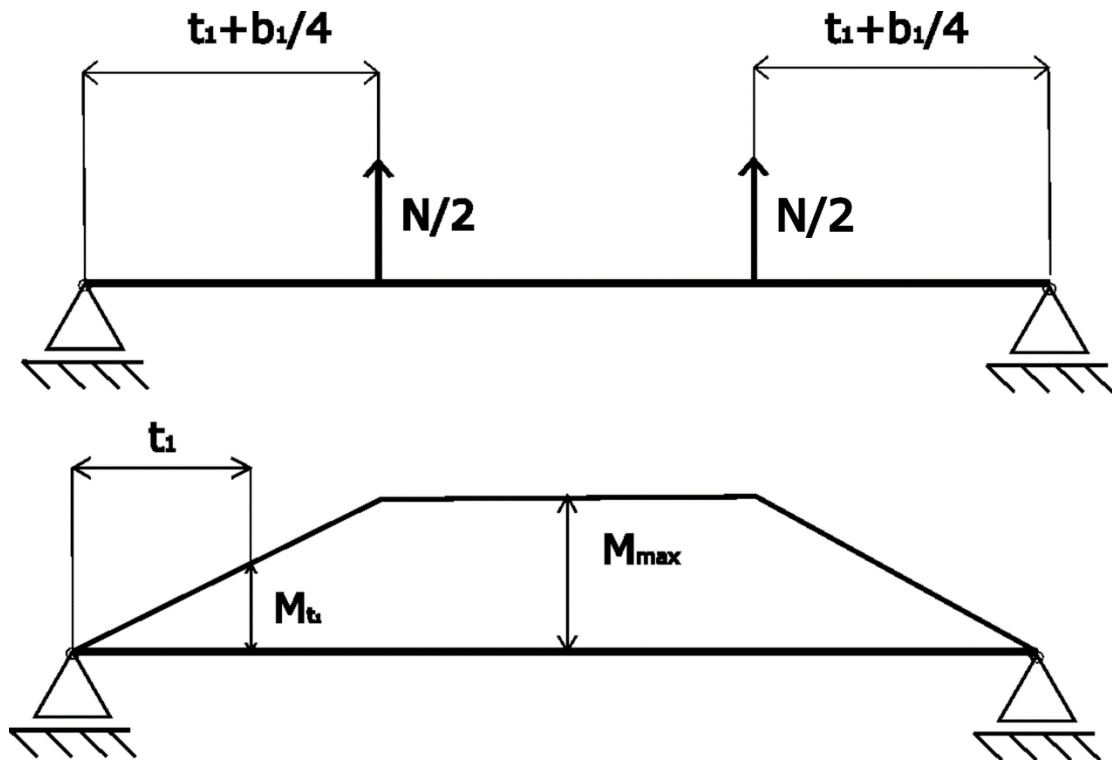
Kontrola čepu na stříh

Dovolené maximální smykové napětí $\tau_D = 110 \text{ Nmm}^{-2}$

$$\tau = \frac{N}{S} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 24\,748,7}{\pi \cdot 42^2} = \mathbf{17,9} \leq \tau_D \quad (46)$$

Kontrola čepu na ohyb

Dovolené maximální redukované napětí $\sigma_{redD} = 230 \text{ Nmm}^{-2}$



Obrázek 40: Průběh ohybového momentu na čepu

Při kontrole čepu na ohyb je nutné kontrolovat oblast největšího ohybového momentu a zároveň oblast, kde působí smykové napětí od namáhání na stříh. Výsledné maximální redukované napětí na čepu je vyšší z obou hodnot.

Napětí v oblasti M_{max}

$$M_{max} = \frac{N}{2} \cdot \left(t_1 + \frac{1}{4} \cdot b_1 \right) = \frac{24\,748,7}{2} \cdot \left(15 + \frac{1}{4} \cdot 80 \right) = 433\,102 \text{ Nmm} \quad (47)$$

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{max}}{W_o} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{433\,102}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 35,3 \text{ Nmm}^{-2} \quad (48)$$

Kde

- b_1 je vzdálenost mezi plechy držícími čep – $b_1 = 80 \text{ mm}$

Napětí v oblasti namáhané na střih

$$M_{t1} = \frac{N}{2} t_1 = \frac{24\,748,7}{2} \cdot 15 = 185\,615 \text{ Nmm} \quad (49)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_o} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{185\,615}{\frac{\pi \cdot 42^3}{32}} = 25,5 \text{ Nmm}^{-2} \quad (50)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_o^2 + 2 \cdot \tau^2} = \sqrt{25,5^2 + 2 \cdot 17,9^2} = 35,9 \text{ Nmm}^{-2} \quad (51)$$

$$\sigma_{red1} \leq \sigma_{red2} \leq \sigma_{redD} \quad (52)$$

Čep vyhovuje na otlak, střih i ohyb.

6 Závěr

Cílem práce bylo vytvořit konstrukční návrh přípravku pro cyklické zkoušky navijáků ve firmě Doosan Bobcat.

V první části práce byla provedena rešerše zabývající se problematikou rozdělení navijáků a teleskopických nakladačů, pro které jsou tyto navijáky speciálně určeny. Dále se rešerše věnuje testování výrobků v průběhu jejich vývoje v dobříšském kampusu společnosti Doosan Bobcat.

V úvodu druhé části práce, zabývající se samotným návrhem přípravku a kontrolou vybraných částí, je nejprve popsán koncept testu a souhrn požadavků, které jsou na přípravek kladeny. Dále je již zobrazen konečný návrh konstrukce přípravku. V následujících podkapitolách jsou poté rozebrány postupy návrhů a následné kontroly jednotlivých hlavních segmentů přípravku. Kontrolní analytické výpočty byly v některých případech ověřeny a doplněny analýzou pomocí metody konečných prvků v programu RFEM 6.

Při návrhu stojanu bylo ověřeno, že maximální napětí vyvolané zatěžováním navijáku vyhovuje pevnostní podmínce s dostatečnou bezpečností.

U přípravku k uchycení navijáku byl navržen svěrný spoj, pomocí kterého je přípravek upnut na rám stojanu. Na základě potřebné svěrné síly byly navrženy a pevnostně ověřeny spojovací šrouby. Zároveň byl pomocí MKP pevnostně ověřen plech, který slouží k zavěšení navijáku.

Na platformě, ke které je připevněná vodicí kladka a hydromotor byly zkontrolovány použité svary a pomocí MKP analýzy bylo ověřeno, že napětí i deformace platformy jsou dostatečně malá a vyhovují tak požadavkům. Na závěr byl zkontrolován čep, pomocí kterého je vodicí kladka připevněna k platformě.

Všechny kontrolní výpočty vyšly s dostatečnou bezpečností a přípravek tak jako celek vyhovuje. Důvodem, proč vycházejí u pevnostních výpočtů jednotlivých součástí velké rezervy k mezi kluzu, je požadavek, aby bylo maximální napětí dílů na úrovni meze únavy materiálu. Tato podmínka zajišťuje, že přípravek neselže ani při dlouhodobém cyklickém zatěžování. Zároveň nebyly ve výpočtech uvažovány různé okrajové stavy, kdy naviják není zatěžován symetricky a určité součásti tak mohou být namáhány více, než ukazují výpočty uvedené v této práci.

V příloze je kompletní výkresová dokumentace obsahující návrhový výkres celého přípravku a dále jednotlivé sestavné a výrobní výkresy. Veškerá dokumentace je vypracována v souladu s firemními standardy a nemusí se tak shodovat s nejnovějšími ISO normami.

7 Bibliografie

- [1] GAŠPARÍK, Miroslav. *Manipulační a dopravní technika II.* V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2017. ISBN 978-80-213-2760-3.
- [2] SAVITA, Miss, Ashtekar JAYDEEP a Mr MANGESH. Improvements in the Design of Winch: A. *International Journal of Advanced Research Trends in Engineering and Technology.* 2015, 2(12). ISSN 2394-3785.
- [3] DRŽAN, František. *Manipulace s materiálem.* První vydání. Praha;Bratislava: Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [4] NAVIJÁK RUČNÍ 450KG. In: *Proteco nářadí* [online]. PROTECO [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: https://www.proteco-naradi.cz/vybaveni-dilny_c132010114827006/kladkostroje-zvedaky_c21096879361062/navijaky_c21096879361094/navijak-rucni-450kg_p39638?gclid=CjwKCAiAhKycBhAQEiwAgf19esZUIvE7bgGOcttieSkc-1VgSk-DG7QIJYKHcm2e89oIAfpcVh9fhBoCIScQAvD_BwE
- [5] DRŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby.* První. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [6] ZDENĚK, Cvekl. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* První. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1984.
- [7] KIO ELECTRIC WINCH. In: *Horme hardware* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.horme.com.sg/product.aspx?id=2133>
- [8] VEVOR Industrial Hydraulic Winch. In: *Amazon* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.amazon.com/VEVOR-Industrial-Hydraulic-Adapter-Mechanical/dp/B08N4RVX2Q>
- [9] JASIŃSKI, Ryszard. Problems of the Starting and Operating of Hydraulic Components and Systems in Low Ambient Temperature (Part V). *Polish Maritime Research.* 2017, 96. ISSN 2083-7429. Dostupné z: doi:10.1515/pomr-2017-0135
- [10] Pneumatický bubnový naviják typ RPA. In: *Techlan* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/pneumaticky-bubnovy-navijak-typrpa>

- [11] Chainsaw Winch. Tips From A Professional. In: *Garden Tool Expert* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.gardentoolexpert.com/chainsaw-winch-tips-from-a-professional/>
- [12] *Tatra, autojeřáb* [online]. In: . ANNONCE [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.annonce.cz/inzerat/tatra-autojerab-65586605-w4twnt.html>
- [13] Pohony výtahů. In: *MSV výtahy* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.msv-vytahy.cz/pohony-vytahu>
- [14] *Types of Winches on Ship* [online]. Zhengzhou, Čána: Aimix, 2022 [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://winchmachines.com/types-of-winch-es-on-ship/>
- [15] Double Drum Electric Mooring Winch. In: *Made in China* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://hby-c522.en.made-in-china.com/product/NZuQOdWkdlWy/China-D58mm-250m-500kn-50ton-Double-Drum-Electric-Mooring-Winch.html>
- [16] Hasičská vozidla. In: *SEAL navijáky* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.seal-navijaky.cz/montaze-hasicska/>
- [17] BOBCAT COMPANY. *Preliminary Supplier Product Requirements Document*. Dobříš, 2019.
- [18] TELEHANDLERS RISING!. *Cranes today* [online]. 2019 [cit. 2022-12-03]. ISSN 0307-0018. Dostupné z: <https://www.cranestodaymagazine.com/features/telehandlers-rising-6940129/>
- [19] VERMA, Ayush. Telescopic handlers: applications, challenges and scope. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/1258/1/012019
- [20] *TRAVERSE T1056X* [online]. Pettibone, 2022 [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.gopettibone.com/products/traverse-t1056x/#>
- [21] Telehandlers. In: *Bobcat* [online]. 2022 [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/en/equipment/telehandlers>
- [22] BOBCAT COMPANY. *ATTACHMENT CATALOGUE 2022-2023*. Dobříš, 2022.
- [23] Remote Boom Control for Telehandler. *Metal Center News* [online]. [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.metalcenternews.com/editorial/products/remote-boom-control-for-telehandlers/44314>

- [24] Remote-control option from Magni. In: *Khl* [online]. 2015 [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.khl.com/news/remote-control-option-from-magni/1105092.article>
- [25] R-Series Telehandlers for Construction. In: *Bobcat* [online]. 2022 [cit. 2022-12-12]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/en/equipment/telehandlers/construction-telehandlers>
- [26] *CO JE TO CERTIFIKACE VÝROBKU* [online]. Brno: Textilní zkušební ústav, 2022 [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.tzu.cz/co-je-to-certifikace-vyrobku>
- [27] *Prohlášení o shodě, CE* [online]. Elektrotechnický zkušební ústav, 2021 [cit. 2022-12-09]. Dostupné z: <https://ezu.cz/katalog-produktu/prohlaseni-o-shode-ce/>
- [28] *Testovací oddělení* [online]. In: . Dobříš: Doosan Bobcat [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://test.bobcatdobris.cz/>
- [29] Customer Usage Profiling. *Reliability Hotwire* [online]. 2002, (11) [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.weibull.com/hotwire/issue11/hottopics11.htm>
- [30] Bobcat Ups Advantages with New Innovation Center Investments. In: *Doosan Bobcat* [online]. Dobříš [cit. 2022-12-03]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/en/company/news-and-media/press-release/bobcat-ups-advantages-with-new-innovation-center-investments>
- [31] LED osvětlení Bobcat polygonu. In: *Abatec* [online]. [cit. 2022-12-04]. Dostupné z: <http://www.abatec.cz/aktuality/led-osvetleni-bobcat-polygonu/>
- [32] JEŘÁBEK, Ivan, Lukáš HORKÝ a Karel WEIGEL. Long-term cyclic test - analysis and monitoring. *Konference EAN 2017* [online]. 2017 [cit. 2022-12-04]. Dostupné z: <http://www.experimentalni-mechanika.cz/cs/konference/konference/2017.html?download=1339:long-term-cyclic-test-analysis-and-monitoring>
- [33] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1701-X.

8 Seznam obrázků

Obrázek 1: Ruční naviják [4]	3
Obrázek 2: Elektrický naviják [7]	4
Obrázek 3: Hydraulický naviják [8]	5
Obrázek 4: Oteplování hydromotoru z -20 °C olejem o teplotě 50 °C [9].....	6
Obrázek 5: Pneumatický naviják [10]	7
Obrázek 6: Chainsaw winch [11]	7
Obrázek 7: Naviják na autojeřábu [12].....	8
Obrázek 8: Výtah s bubnovým navijákem [13].....	9
Obrázek 9: Lodní naviják s řetězem, ocelovým lanem a provazem [14].....	10
Obrázek 10: Elektrický naviják na hasičském voze [15]	11
Obrázek 11: Vizualizace navijáku.....	12
Obrázek 12: (vlevo) stroj s otevřenou kabinou pro americký trh [19].....	13
Obrázek 13: (vpravo) stroj s uzavřenou kabinou pro evropský trh [20]	13
Obrázek 14: Dálkově ovládaný teleskopický nakladač [23]	14
Obrázek 15: (vlevo) Zátěžový diagram nakladače T41.140SLP s navijákem a zvednutými stabilizačními nohami [21].....	15
Obrázek 16: (vpravo) Zátěžový diagram nakladače T41.140SLP s navijákem a uzeměnými stabilizačními nohami [21].....	15
Obrázek 17: Teleskopický nakladač firmy Bobcat [24].....	16
Obrázek 18: Testovací polygon firmy Doosan Bobcat [30]	18
Obrázek 19: Test studeného startu v chladicí komoře [27]	19
Obrázek 20: Test na naklápěcí plošině [27].....	20
Obrázek 21: Testování hluku nakladače během jízdy [27]	21
Obrázek 22: Cyklické testování hydraulických válců [31].....	21
Obrázek 23: Koncept testovacího přípravku-umístění navijáků	23
Obrázek 24: Koncept testovacího přípravku-způsob zatěžování	24
Obrázek 25: Navržený přípravek s popisem jednotlivých částí.....	25
Obrázek 26: Silový rozklad na navijáku	28
Obrázek 27: Model nosníku pro analytický výpočet	29
Obrázek 28: Silový rozklad na šikmé podpěře.....	30
Obrázek 29: Průběh ohybového momentu na nosném sloupu	31

Obrázek 30: Rozložení napětí von Mises na nosné konstrukci	32
Obrázek 31: Výsledná podoba přípravku pro uchycení navijáku	34
Obrázek 32: Vizualizace zatížení a podpěr upínacího přípravku	39
Obrázek 33: Rozložení napětí von Mises na svěrném plechu	40
Obrázek 34: Kladka s technickými parametry	42
Obrázek 35: Deska pro uchycení kladky	42
Obrázek 36: Vizualizace kontrolovaných svarů	44
Obrázek 37: Rozložení napětí von Mises na desce	46
Obrázek 38: Deformace desky při maximálním zatížení	46
Obrázek 39: Čep pro upevnění kladky	47
Obrázek 40: Průběh ohybového momentu na čepu	48

9 Přílohy

Příloha č. 1 – Kompletní výkresová dokumentace

Příloha č. 2 – 3D CAD model přípravku