



**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení

Číslo studijního programu: N0715A270017

Studijní specializace: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

NÁVRH KONSTRUKCE PRO ZVEDÁNÍ KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Diplomová práce

Autor práce: Bc. Martin Kouřil

Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin KOUŘIL**
Osobní číslo: **S22N0029P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**
Téma práce: **Návrh konstrukce pro zvedání kolejových vozidel.**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem diplomové práce je technický návrh zvedacího zařízení pro kolejová vozidla. Dále provést specifikaci požadavků s ohledem na správnou funkčnost. Konstrukční návrh systému by měl obsahovat rozbor technických možností jednotlivých řešení, splňovat požadavky technické jednoduchosti a respektovat bezpečnostní požadavky. U výsledného konstrukčního řešení provést komplexní zhodnocení parametrů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

- Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
- Vypracování rozboru technických parametrů.
- Vypracování vybrané varianty řešení včetně výpočtového hodnocení.
- Zhodnocení vybraného konstrukčního návrhu.

Konzultant: Ing. Ladislav Tříška Ph.D. (l.triska@strkan.cz; STRKAN s.r.o.)

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Heller, P., Kolejová vozidla II. Západočeská univerzita v Plzni, PLZEŇ, 2019
- [2] VLK, F. Stavba motorových vozidel. Brno: Vlk, 2005
- [3] ŘAŠA, J., ŠVERCL, J.: Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
- [4] SHIGLLEY, J., E., MISCHKE, C., R., BUDYNAS, R., G. Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, Brno, 2010
- [5] Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2023**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2024**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Tímto by rád poděkoval doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D. za vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Gorschenkovi, Ph.D. ze společnosti STRKAN s.r.o. za jeho praktické rady a připomínky, které mě navedly správným směrem při vypracování této diplomové práce. V neposlední řadě bych také rád poděkoval společnosti STRKAN s.r.o., která mi poskytla potřebné informace a vybavení pro vypracování této práce.

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pro zvedání kolejových vozidel. V navrženém zařízení jsou zabudovány dva zvedací mechanismy s nosností 12 a 5 tun. Tato konstrukce dále obsahuje zabudovaný příčný posuv pro umožnění zvedání kolejových vozidel různých rozchodů. V této práci jsou navrženy 4 koncepční alternativy, především z hlediska jejich zvedacích mechanismů. U těchto navržených alternativ je provedeno hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti a poté jsou zhodnoceny jejich rizikové, silné a slabé stránky. Na základě tohoto hodnocení je vybrána nejvhodnější alternativa, u které jsou oba zvedací mechanismy zvedány trapézovými šrouby. Tato alternativa je dále konstrukčně zpracována a následně jsou provedeny pevnostní výpočty. Na závěr je vypracována výkresová dokumentace pro vybrané sestavy a součásti.

Klíčová slova

Zvedák; patkový zvedák; kolejová vozidla; zvedací mechanismus, trapézový šroub

Abstract

The diploma thesis deals with the structural design of equipment for lifting rolling stock. Two lifting mechanisms with a load capacity of 12 and 5 tons are built into the designed device. This structure also contains a built-in cross-feed to enable the lifting of rolling stock of different gauges. In this work, 4 conceptual alternatives are proposed, mainly in terms of their lifting mechanisms. For these proposed alternatives, an evaluation of their mutual competitiveness is carried out, and then their risks, strengths and weaknesses are evaluated. Based on this evaluation, the most suitable alternative is selected, where both lifting mechanisms are lifted by trapezoidal screws. This alternative is further structurally processed and subsequently strength calculations are carried out. At the end, drawing documentation is prepared for selected assemblies and components.

Key words

Jack; foot lifter; rail vehicles; lifting mechanism, trapezoidal screw

Obsah

1	Úvod.....	16
1.1	Uvedení do problematiky	16
1.2	Cíl	16
2	Rešerše stavu techniky.....	17
2.1	Rešerše zvedáků dle druhu pohybového mechanismu.....	17
2.1.1	Mechanické zvedáky.....	17
2.1.2	Hydraulické zvedáky	17
2.1.3	Pneumatické zvedáky	18
2.2	Rešerše zvedáků dle jejich konstrukce.....	19
2.2.1	Šroubové zvedáky.....	19
2.2.2	Hřebenové zvedáky	20
2.2.3	Zdvížné plošiny.....	20
2.2.4	Jámové zvedáky	21
2.2.5	Sloupové zvedáky	22
2.3	Rešerše zařízení pro zvedání kolejových vozidel	23
2.3.1	STRKAN s.r.o.....	23
2.3.2	Kumbruch GmbH	25
2.3.3	Autolift GmbH.....	26
2.4	Zařízení pro zvedání břemen v jiných aplikacích	28
2.4.1	Zvedáky podvozků	28
2.4.2	Zvedák se dvěma šrouby.....	29
2.5	Možnosti uložení zvedáku na povrchu haly.....	30
2.5.1	Pevné zvedáky	30
2.5.2	Zvedáky s kolejnicovým pojezdem	30
2.5.3	Zvedáky s halovým pojezdem	31
3	Rozbor technických parametrů	32
4	Upřesnění zadání.....	34
4.1	Zpřesnění technického zadání.....	34
4.2	Specifikace požadavků na TS	35
5	Návrh koncepčních alternativ řešení.....	36

5.1	Návrh alternativ orgánové struktury.....	36
5.1.1	Orgány pro navrženou strukturu	36
5.1.2	Alternativy orgánové struktury.....	37
5.1.3	Alternativa A	38
5.1.4	Alternativa B	39
5.1.5	Alternativa C	40
5.1.6	Alternativa D	41
5.2	Hodnocení navržených alternativ stavební orgánové struktury TS.....	42
5.2.1	Predikce vlastností alternativ stavební orgánové struktury TS	42
5.2.2	SWOT hodnocení vlastností a konkurenceschopnosti alternativ stavební orgánové struktury TS.....	42
5.2.3	Prediktivní rizikové a SWOT hodnocení a inovační potenciál alternativ orgánových struktur TS	44
6	Vypracování vybrané varianty řešení	46
6.1	Rám zvedáku	47
6.2	Uložení trapézových šroubů a návrh jejich pohonů	48
6.3	Mechanismus pro zvedání kolejových vozidel.....	49
6.4	Mechanismus pro zvedání podvozků.....	52
6.5	Konzola zvedáku.....	54
6.6	Návrh a pevnostní kontrola mechanismu pro zvedání kolejových vozidel	56
6.6.1	Maximální zatížení mechanismu.....	56
6.6.2	Návrh trapézového šroubu	56
6.6.3	Kontrola axiálního ložiska	58
6.6.4	Návrh délky závitů matice nesoucí trapézový šroub	58
6.6.5	Návrh pohonu	59
6.6.6	Pevnostní kontrola podélné desky nosného ramene	59
6.7	Návrh a pevnostní kontrola mechanismu pro zvedání podvozků	62
6.7.1	Maximální zatížení mechanismu.....	62
6.7.2	Návrh trapézového šroubu	62
6.7.3	Kontrola axiálního ložiska	64
6.7.4	Návrh délky závitů matice nesoucí trapézový šroub	64
6.7.5	Návrh pohonu	65

6.7.6	Pevnostní kontrola podélných desek nosného ramene	65
6.7.7	Pevnostní výpočet příčného ramene pro zvedání podvozků	67
6.8	Výpočet namáhání hlavních komponent podélného a příčného posuvu	69
6.8.1	Zatížení vozíků lineárního vedení.....	69
6.8.2	Zatížení konzoly zvedáku a opěrné lišty při zatížení zvedáku.....	71
6.9	Technické parametry navrženého zvedacího zařízení	72
7	Zhodnocení a závěr	75
8	Reference.....	76
9	Seznam příloh.....	79

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Hydraulický zvedák [1].....	18
Obrázek 2 – Pneumatický zvedák [2]	18
Obrázek 3 – Šroubový nůžkový zvedák [4].....	19
Obrázek 4 – Šroubový zvedák [3]	19
Obrázek 5 – Hřebenový zvedák [5].....	20
Obrázek 6 – Zdvižná plošina [6].....	21
Obrázek 7 – Vysokozdvižná plošina [8]	21
Obrázek 8 – Nízkozdvižná plošina [7]	21
Obrázek 9 – Jámový zvedák [9].....	22
Obrázek 10 – Sloupový zvedák [10].....	22
Obrázek 11 – Patkový zvedák s horizontálně přestaveným nosným ramenem [11].....	23
Obrázek 12 – Patkové zvedáky – princip zvedání kolejového vozidla [21].....	24
Obrázek 13 - Patkové zvedáky – princip zvedání kolejového vozidla [11]	24
Obrázek 14 – Konzolový zvedák Kumbruch GmbH [12].....	25
Obrázek 15 – Zvedák KO III Kumbruch GmbH [13].....	25
Obrázek 16 – Podzemní výtah Kumbruch GmbH [14].....	26
Obrázek 17 – Podzemní výtah Kumbruch GmbH [14].....	26
Obrázek 18 – Patkový zvedák Autolift GmbH [15].....	27
Obrázek 19 – Mimoúrovňový zvedák – Autolift GmbH [16]	27
Obrázek 20 – Mimoúrovňový zvedák podvozků [17]	28
Obrázek 21 – Sloupový zvedák podvozků [18]	28
Obrázek 22 – Nůžkový zvedák podvozků [19]	29
Obrázek 23 – Zvedák se dvěma šrouby [20]	29
Obrázek 24 – Pevné kotvení zvedáku [22]	30
Obrázek 25 – Zvedák s kolejnicovým pojezdem [23]	30
Obrázek 26 – Zvedák s halovým pojezdem [24]	31
Obrázek 27 – Schéma páru zvedáků v soupravě	32
Obrázek 28 – Princip specifikace požadavků a SWOT hodnocení TS [25]	35
Obrázek 29 – Navržené alternativy kombinací orgánů	37
Obrázek 30 – Schéma návrhu alternativy A.....	38

Obrázek 31 – Schéma návrhu alternativy B	39
Obrázek 32 – Schéma návrhu alternativy C	40
Obrázek 33 – Schéma návrhu alternativy D.....	41
Obrázek 34 - Specifikace požadavků na vybrané klíčové D-P vlastnosti stavební orgánové struktury TS a SWOT hodnocení navržených alternativ	42
Obrázek 35 - Výsledky SWOT hodnocení D-P vlastností navržených alternativ stavební orgánové struktury TS pro posouzení jejich D-P konkurenceschopnosti.....	43
Obrázek 36 – Navržený zvedák kolejových vozidel	46
Obrázek 37 – Rám zvedáku.....	47
Obrázek 38 – Uložení trapézových šroubů a pohonů	48
Obrázek 39 – Dolní uložení trapézových šroubů v ložiskových jednotkách.....	48
Obrázek 40 – Horní uložení trapézových šroubů v axiálních ložiskách (vlevo: šroub pro zvedání KV, vpravo: šroub pro zvedání podvozků)	49
Obrázek 41 – Zvedací mechanismus KV	50
Obrázek 42 – Průchod trapézových šroubů zvedacím mechanismem KV	50
Obrázek 43 – Řešení nosné patky.....	51
Obrázek 44 – Uložení zvedacího mechanismu KV na rámu zvedáku	51
Obrázek 45 – Zvedací mechanismus podvozků	52
Obrázek 46 – Průchod trapézových šroubů zvedacím mechanismem podvozků.....	52
Obrázek 47 – Řešení nosné patky.....	53
Obrázek 48 – Uložení zvedacího mechanismu podvozků na rámu zvedáku.....	53
Obrázek 49 – Konzola zvedáku	54
Obrázek 50 – Rám zvedáku uložený na konzole.....	55
Obrázek 51 – Rám zvedáku uložený na konzole.....	55
Obrázek 52 – Zatížení podélné desky nosného ramene	59
Obrázek 53 – Průběh zatížení a ohybového momentu podélné desky nosného ramene [28]	60
Obrázek 54 – Pevnostní analýza podélné desky nosného ramene (průběh napětí)	61
Obrázek 55 – Pevnostní analýza podélné desky nosného napětí (deformace)	61
Obrázek 56 – Schéma podélné desky nosného ramene	65
Obrázek 57 – Průběh zatížení a ohybového momentu podélné desky nosného ramene [28]	66
Obrázek 58 – Schéma příčného ramene	67
Obrázek 59 – Průběh zatížení a ohybového momentu příčného ramene [28].....	68

Obrázek 60 – Zatížení vozíků příčného pojezdu (vlevo: zvedání KV, vpravo: zvedání KV a podvozků) ...	69
Obrázek 61 – Schéma zatížení konzoly zvedáku.....	71
Obrázek 62 – Základní rozměry navrženého zařízení.....	72
Obrázek 63 – Používání zvedacího mechanismu KV (zvedací mechanismus podvozků není používán) .	74

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Technické parametry zvedáku STRKAN SK23151 4x12t	33
Tabulka 2 – Morfologická matice s navrženými orgány	36
Tabulka 3 - Rizikové (R), silné (S) a slabé (W) stránky pro alternativy orgánových struktur navrhovaného TS.....	44
Tabulka 4 – Zadané parametry pro návrh trapézového šroubu	56
Tabulka 5 - Rozměry a parametry trapézového šroubu Tr 70x10	57
Tabulka 6 – Parametry pro kontrolu axiálního ložiska	58
Tabulka 7 – Parametry pro návrh délky nosné matice.....	58
Tabulka 8 – Zadané parametry pro návrh pohonu.....	59
Tabulka 9 – Zadané parametry pro výpočet podélné desky nosného ramene.....	59
Tabulka 10 – Zadané parametry pro návrh trapézového šroubu	62
Tabulka 11 - Rozměry a parametry trapézového šroubu Tr 50x10	63
Tabulka 12 - Parametry pro kontrolu axiálního ložiska	64
Tabulka 13 – Parametry pro návrh délky nosné matice.....	64
Tabulka 14 – Zadané parametry pro návrh pohonu.....	65
Tabulka 15 – Zadané parametry.....	65
Tabulka 16 – Zadané parametry pro výpočet příčného ramene	67
Tabulka 17 – Zadané parametry pro výpočet zatížení vozíků příčného posuvu	69
Tabulka 18 – Zadané parametry pro výpočet zatížení konzoly zvedáku a opěrné lišty.....	71
Tabulka 19 – Technické parametry zvedáku.....	73
Tabulka 20 – Technické parametry zvedacího mechanismu KV	73
Tabulka 21 - Technické parametry zvedacího mechanismu podvozků	73

Přehled použitých zkratk a symbolů

AltEv	Alternatives Evaluation of the mutual Competitiveness of designed TS structures
ČSN	Česká technická norma
DP	Diplomová práce
D-P	Development-Product
EDSM	Engineering design science and methodology
EN	Evropská norma
FST	Fakulta strojní
KKS	Katedra konstruování strojů
KV	Kolejové vozidlo
MKP	Metoda konečných prvků
RS&Ev	Complex Life Cycle Requirements Specification and SWOT Evaluation for designed tech. product
SW	Software
SWOT	Strenghts weaknesses opportunities threats
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
C	Dodací cena/náklady
F_o	Obvodová síla při zvedání
F_{max}	Maximální zatížení
g	Gravitační zrychlení
h	Zdvih
h_0	Minimální výška zdvihu
i_p	Převodový poměr převodovky
k	Bezpečnost
kg	Kilogram
kW	Kilowatt
L	Vyložení nosného ramene
l	Délka závitu matice
l_{min}	Minimální rozteč nosných patek zvedáku
l_{max}	Maximální rozteč nosných patek zvedáku
MPa	Megapascal
M_k	Kroutící moment

M_o	Ohybový moment
$M_{o_{max}}$	Maximální ohybový moment
m	Hmotnost zvedáku
m_1	Nosnost zvedacího mechanismu KV
m_2	Nosnost zvedacího mechanismu podvozků
min	Minimální
max	Maximální
mm	Milimetr
min^{-1}	Otáčky za minutu
N_C	Reakce v bodě C
N_D	Reakce v bodě D
N	Newton
Nm	Newton metr
Nmm	Newton milimetr
n	Nosnost zvedáku
n_m	Otáčky elektromotoru
n_{ξ}	Výstupní otáčky/otáčky trapézového šroubu
P	Stoupání závitu
P_m	Výkon elektromotoru
p_D	Dovolený tlak
Q	Posuzovaná kvalita
Re	Mez kluzu
R_A	Reakce v bodě A
R_B	Reakce v bodě B
S	Průřez
ξ_{min}	Minimální stavební šířka páru zvedáků
T	Dodací doba/termín
Tr	Trapézový
TS	Technický systém
t	Tuna
W_k	Průřezový modul v krutu

W_o	Průřezový modul v ohybu
x	Šířka nosné patky
$\sum M_i$	Součet momentů k bodu
η	Účinnost
σ_D	Dovolené napětí
σ_o	Napětí v ohybu
σ_{red}	Redukované napětí
σ_d	Napětí v tlaku
τ_k	Napětí v krutu
$^\circ$	Stupeň
%	Procento

1 Úvod

1.1 Uvedení do problematiky

Zdvihací zařízení jsou stroje používající se pro manipulaci s břemeny ve vertikálním směru a jejich udržení v požadované výšce. Značně usnadňují namáhavou práci při různých operacích v širokém okruhu použití, jako jsou montáže a demontáže, údržba, servis a mnoha dalších činností. Zdvih břemen může být realizován různými principy, které využívají různé zvedací mechanismy. Základními parametry při návrhu zdvihacího zařízení jsou nosnost a velikost zdvihu. Dalším důležitým parametrem je typ břemene, které bude zvedáno, tedy jestli se jedná o materiál, stroje nebo lidi. Podle toho musí být zohledněna bezpečnost a použití dalších bezpečnostních prvků.

Například podle zdvihu, konstrukce nebo oblasti použití se zdvihací stroje mohou rozdělovat do několika kategorií. První kategorií jsou zvedáky, oproti ostatním typům zdvihacích zařízení mají jednodušší konstrukci a zajišťují zvedání předmětů do menších výšek. Další typem zdvihacích zařízení jsou kladkostroje, které snižují potřebnou zdvihovou sílu pomocí kladek. Mohou být řešené jako samostatné stroje nebo jako součásti jiných strojů. Nejčastěji se používají jako součásti jeřábů, které ve srovnání se zvedáky, dosahují velkých zdvihů. Dále se mohou používat zařízení, které pro zvedání břemene používají lano. Tyto zařízení se nazývají navijáky. Jejich hlavním znakem je absence kladkového ústrojí a lano je navijeno přímo na buben. Další zařízení se používá například v autoservisech, kde se používají zdvižné plošiny. Zdvih je zajištěn nůžkovým systémem a jeho zdvihová síla je nejčastěji vyvozena hydraulicky.

1.2 Cíl

Cílem této diplomové práce je navrhnout nové zařízení pro zvedání kolejových vozidel nebo inovovat stávající stav těchto zařízení vyvíjených a vyráběných společností STRKAN s.r.o. Za účelem snížení nákladů při vývoji a výrobě, by jednou ze základních vlastností navrženého zvedacího zařízení měla být jeho modularita pro různé modifikace dle zadání zákazníka. Například snadná modifikace pro různé nosnosti a zdvihy nebo různé možnosti uložení zařízení na povrchu haly.

2 Rešerše stavu techniky

Rešerše stavu techniky je rozdělena do několika kapitol. Nejprve jsou stručně uvedené druhy zvedáků podle druhu jejich pohybového mechanismu, kde byly zkoumány jejich základní vlastnosti. Dále se rešerše zaměřuje na průzkum základních druhů zvedáků rozdělených podle jejich konstrukčního provedení. V další části jsou již přímo uvedeny zvedáky používané pro zvedání kolejových vozidel. Poté byl proveden průzkum speciálních zvedáků, které se používají ke zvedání ostatních komponent kolejových vozidel a mohly by být zakomponovány do navrhovaného zařízení. A na závěr rešerše jsou uvedeny možnosti pro uložení zvedáku na povrchu haly.

2.1 Rešerše zvedáků dle druhu pohybového mechanismu

2.1.1 Mechanické zvedáky

Mechanické zvedáky patří mezi nejpoužívanější. Jedná se o zařízení s menšími rozměry, kterými lze vyvinout poměrně velké síly. Pohonná síla je zajištěna nejčastěji elektromotorem, ale může být vyvolána také ruční silou, například pomocí páky nebo kliky. Tato síla je dále převáděna na zdvižnou sílu zvedáku pomocí mechanismu, například šroubovým mechanismem, hřebenovou tyčí, nebo ozubeným převodem.

Výhodou mechanických zvedáků je jejich jednoduchá konstrukce, nízká cena a snadná manipulace se zvedákem. Ve srovnání s hydraulickými a pneumatickými zvedáky je výhodou, že není potřeba přídavné zařízení pro výrobu pohonného média. Nevýhodou těchto zvedáků je vznik tření a s tím spojená menší účinnost zdvihu nebo vyšší opotřebení stykových částí. V důsledku toho dochází ke vzniku nežádoucích vůlí. Mechanické zvedáky se ve srovnání s ostatními typy používají spíše pro zvedání břemen o nižší hmotnosti.

2.1.2 Hydraulické zvedáky

Funkce hydraulických zvedáků je založena na principu Pascalova zákona. Ve dvou válcích se pohybují písty o různých průměrech, menší píst plní funkci hydraulického čerpadla, které přes výtlačný ventil přečerpává hydraulický olej ze zásobníku do prostoru válce pod velký píst. Vytvořený tlak v tomto prostoru následně působí na plochu většího pístu a zdvihá ho společně se zvedaným břemenem. Pohon hydraulického čerpadla je zajištěn ručně nebo elektromotorem. Po uvolnění přepouštěcího ventilu dojde k přepuštění hydraulického oleje z plochy pod velkým pístem do zásobníku oleje a tím i ke spuštění břemene.

Hydraulické zvedáky mají velmi vysokou nosnost, ale malý zdvih. Velikost zdvihu může být kompenzována stavěcím šroubem, který je umístěn ve větším pístu zvedáku. U těchto zvedáků může dojít k poklesu zdvihu například při závadě v hydraulickém vedení nebo při zavzdušnění systému, proto je potřeba hydraulické zvedáky opatřit nezávislou brzdou.



Obrázek 1 – Hydraulický zvedák [1]

2.1.3 Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky mají jednoduchou konstrukci, poměrně vysoký zdvih a dlouhou životnost. Hlavní část těchto zvedáků tvoří píst nebo pryžový měch, zajišťující zdvih v závislosti na dodávaném tlaku vzduchu. Dodávka pracovního média je zajištěna kompresorem, ručním čerpadlem nebo stlačeným vzduchem z tlakové lahve. Tento typ zvedáku pracuje s menšími provozními tlaky, proto v porovnání s hydraulickými zvedáky se používá ke zvedání břemen o menších hmotnostech.

Výhodou pneumatických zvedáků je jejich tichý provoz a rychlý zdvih do menších výšek. Nevýhodou je jejich horší stabilita a potřeba záložního jištění při zdvihu proti náhodnému poklesu tlaku. Nejčastěji se zvednuté břemeno zajišťuje podložením.



Obrázek 2 – Pneumatický zvedák [2]

2.2 Rešerše zvedáků dle jejich konstrukce

2.2.1 Šroubové zvedáky

Hlavní částí šroubového zvedáku je pohybový šroub s maticí. Matice se při otáčení šroubu posouvá v jeho axiálním směru. Nosnou část zvedáku tvoří matice zvedající rameno nebo plošinu, na které je uloženo břemeno. Z důvodu samosvornosti závitu se používá lichoběžníkový závit. Šroubový zvedák může být ručně ovládaný nebo pro větší hmotnosti se používá pohon elektromotorem a převodovkou.

Výhodou šroubových zvedáků je přesné polohování a ve srovnání s hydraulickými nebo pneumatickými zvedáky zde z důvodu samosvornosti závitu nemusí být zvednuté břemeno zajištěno brzdou na mechanismu nebo vypodložením. Nevýhodou je vysoké tření v závitě, tím vznikají vůle vlivem opotřebení. U novějších typů zvedáků lze tření snížit samomazací maticí. Další nevýhody jsou nižší účinnost a menší rychlost zdvihu.

Do kategorie šroubových zvedáků se řadí také nůžkový šroubový zvedák, který se od klasického zvedáku liší horizontálně uloženým šroubem (kolmým na směr zdvihu). Zvedání je realizováno rozevíráním a svíráním nůžek otáčením pohybového šroubu. Nůžkové šroubové zvedáky je vhodné použít do prostorů s omezeným zdvihem například jako hever. Výhodou tohoto zvedáku je nízká hmotnost a rozměry. Lze s ním tedy lehce manipulovat a není problém s jeho uskladněním.



Obrázek 4 – Šroubový zvedák [3]



Obrázek 3 – Šroubový nůžkový zvedák [4]

2.2.2 Hřebenové zvedáky

Pohon hřebenových zvedáků je zajištěn klikou nebo ráčnou, kde je hnací síla na pastorek převedena pomocí ozubeného převodu. Celý převod je uzavřen v plášti, kterým prochází ozubená tyč a je v záběru s pastorkem. Při zvedání se plášť, na kterém je připevněna patka pro zdvihání břemene, pohybuje v axiálním směru ozubené tyče. V některých provedeních se pohybuje ozubená tyč, která je v tomto případě také opatřena patkou pro uložení břemene. Poloha zvedaného břemene je zajištěna systémem rohatky a západky, protože převod není samosvorný.

Hřebenové zvedáky se vyznačují jednoduchou konstrukcí, menšími ovládacími silami a nízkými nároky na údržbu, ale nejsou vhodné pro zvedání břemene do větších výšek.



Obrázek 5 – Hřebenový zvedák [5]

2.2.3 Zdvížené plošiny

Základní částí zdvižné plošiny je nosná deska, nůžkový mechanismus a určitý typ zdvihacího mechanismu. Plošiny mohou být dále vybaveny dalšími prvky například pro usnadnění manipulace se zdviháním břemenem nebo pro zajištění jeho stabilní polohy. Pro zdvihání se používá systém nůžkového zdvihu, u kterého je zdvih zajištěn pomocí hydraulického mechanismu. Pohon hydraulickým mechanismem je pro zdvižné plošiny nejrozšířenější, ale zvedání břemene může být také realizováno mechanicky nebo pneumaticky. Zdvížené plošiny se rozdělují na nízkozdvižné a vysoko zdvižné.

Nízkozdvižné plošiny mají několik nůžkových systémů uložených horizontálně, tedy vedle sebe. Tyto plošiny mají vyšší nosnost, ale menší zdvih. Mezi nízkozdvižné plošiny se také řadí zdvižné plošiny s jedním nůžkovým systémem. U vysoko zdvižných plošin je vyšší zdvih zajištěn více nůžkovými systémy uložených ve vertikálním směru. U tohoto provedení dochází ke snížení nosnosti, které ale může kompenzováno robustnější konstrukcí. Zdvížené plošiny mohou být mobilní nebo nemobilní.

Výhodou zdvižných plošin je velmi malá základní výška, a proto je lze snadno umístit pod nízké části zvedaného břemene.



Obrázek 6 – Zdvizná plošina [6]



Obrázek 8 – Nízkozdvizná plošina [7]



Obrázek 7 – Vysokozdvizná plošina [8]

2.2.4 Jámové zvedáky

Konstrukce jámového zvedáku je umístěna pod úroveň podlahy v montážní jámě. Základem tohoto typu zvedáku je vozík, který se pohybuje podélně po okrajích montážní jámy. Na vozíku je dále umístěn zvedací mechanismus, který vzhledem k podlaze zajišťuje zdvih z nulové výšky. K zajištění zdvihu bývá nejčastěji používán hydraulický mechanismus, ale lze také použít zvedák se šroubovým mechanismem. Konstrukce zvedacího mechanismu je uložena na příčném vozíku, kterým se zajišťuje pohyb v příčném směru montážní jámy.

Výhodou jámového zvedáku je možnost zdvihnutí břemene a následně jeho polohovatelnost v příčném i podélném směru. Nevýhodami těchto zvedáků je potřeba montážní jámy, omezenost prostoru a nemožnost přemístění zvedáku.



Obrázek 9 – Jámový zvedák [9]

2.2.5 Sloupové zvedáky

Jedná se o upravený typ šroubového zvedáku. Základem zvedáku je svislý nosník, podél kterého se pohybuje nosná plošina. Zdvih je zajištěn pomocí pohybového šroubu s maticí, případně může být použit zdvih hydraulickým pístem. K pohyblivé plošině jsou připojena ramena, která slouží k podepření vozidla.

Výhodou těchto zvedáků je volný prostor pod zvedaným břemenem. Mezi další výhody se řadí jejich univerzálnost, vysoká nosnost a snadná údržba. Sloupové zvedáky se často využívají v autoservisech.



Obrázek 10 – Sloupový zvedák [10]

2.3 Rešerše zařízení pro zvedání kolejových vozidel

Pro zvedání kolejových vozidel se nejčastěji používají tzv. patkové zvedáky. Jedná o zvedáky, u kterých je jejich zdvih zajištěn pomocí trapézového šroubu a matice. Pro zajištění zvednutí kolejového vozidla je potřeba souprava minimálně 4 zvedáků. V této kapitole je provedena rešerše několika výrobců těchto zařízení.

2.3.1 STRKAN s.r.o.

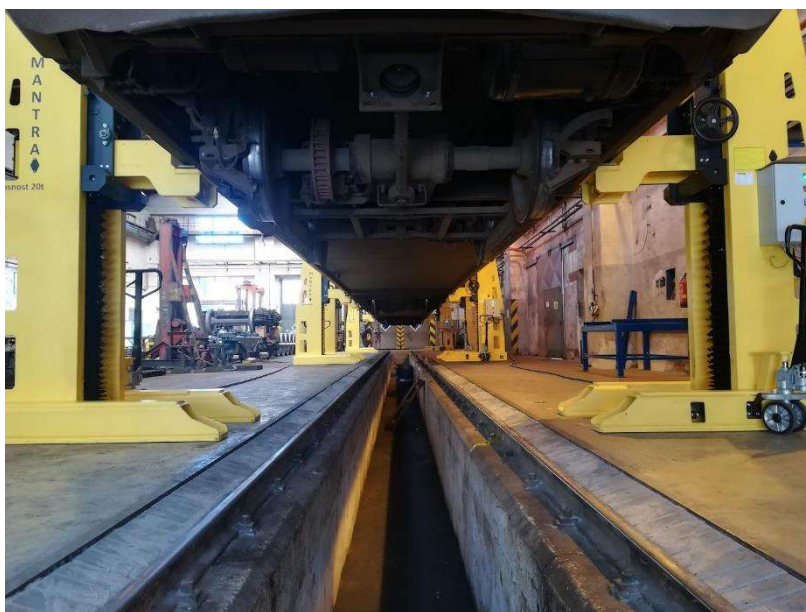
Jedním z oborů, kterým se společnost STRKAN s.r.o. zabývá je vývoj a výroba patkových zvedáků používaných ke zvedání kolejových vozidel. Zvedání břemene je založeno na principu mechanismu pohybového šroubu. Uvnitř rámu sloupové konstrukce je uložen trapézový šroub, jehož rotační pohyb je zajištěn elektromotorem. V axiálním směru šroubu se posouvá matice, která je pevně spojená s nosným ramenem. Pomocí nosné patky, nacházející se na tomto rameni, je zajištěno zvednutí kolejového vozidla. Nosnost zvedáků je navrhována v několika třídách od 10-ti do 25-ti tun se zdvihem do 2280 mm. Celkové provedení zvedáku je navrhováno podle přání zákazníka.

Provedení zvedáku lze řešit několika způsoby. Stacionární provedení, kdy je zvedák pevně přimontován k povrchu haly nebo nestacionární provedení, které je řešeno dvěma způsoby. První způsob nestacionárního provedení je řešení pomocí halového pojezdu. Tyto zvedáky jsou opatřeny pojezdem pro pohyb po povrchu haly, který je založen na principu paletového vozíku. Druhým způsobem je kolejnicový pojezd, u kterého jsou zvedáky vybaveny prvky pro pohyb po kolejnici. U tohoto provedení může být se zvedáky manipulováno ručně nebo pomocí pohonu elektromotorem.

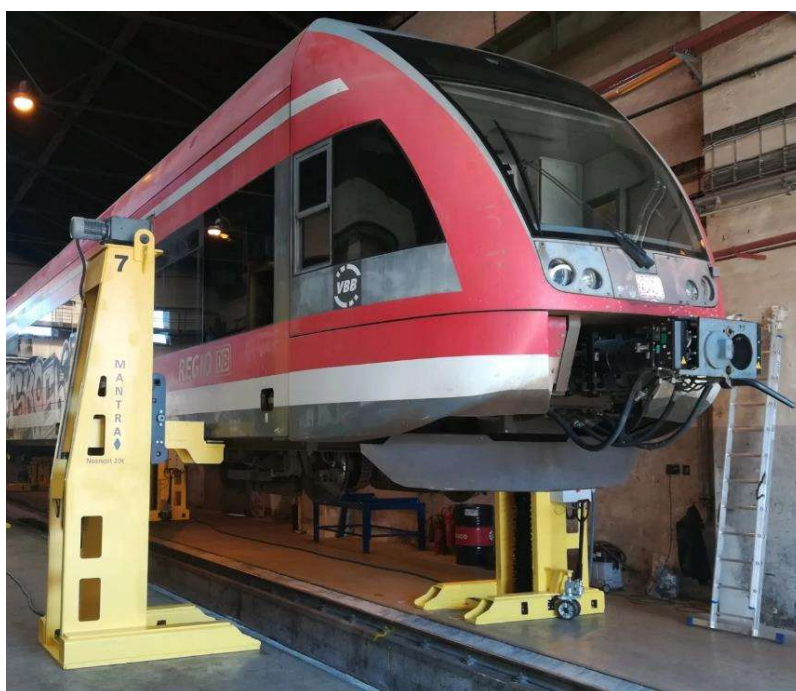
Dalším konfigurovatelným požadavkem zákazníka typ nosného ramene. Nejjednodušší řešení je použití pevného ramene. Pevné provedení je vhodné zvolit pro zvedání stejného typu kolejového vozidla, kde není potřeba neustále měnit polohu výsuvu nosného ramene. Pokud budou zvedány různé typy vozidel používá se konstrukce nosného ramene s horizontálním přestavením, kdy lze celé rameno vysouvat a tím ho nastavit pod zvedací bod kolejového vozidla.



Obrázek 11 – Patkový zvedák s horizontálně přestaveným nosným ramenem [11]



Obrázek 12 – Patkové zvedáky – princip zvedání kolejového vozidla [21]



Obrázek 13 - Patkové zvedáky – princip zvedání kolejového vozidla [11]

2.3.2 Kumbruch GmbH

Kumbruch je německá společnost zabývající se výrobou zvedáků používaných ke zvedání kolejových vozidel. V její nabídce jsou tři druhy těchto zvedáků, které budou dále popsány.

Prvním nabízeným zařízením je konzolový zvedák, který je podle výrobce vhodný ke zvedání lokomotiv. Tento typ zvedáku je vyráběn v několika řadách podle nosností od 5-ti do 40-ti tun. Velikost zdvihu je 1600 mm a je pro všechny řady stejná. Zvedání je řešeno pomocí pohybového šroubu, který je poháněn elektromotorem. V axiálním směru šroubu se pohybuje matice, která je součástí nosného ramene zvedáku. Pomocí nosného ramene, umístěného pod kolejové vozidlo, je realizován zdvih. Ukotvení zvedáků k podlaze může být řešeno pevným stojanem, který zajišťuje pevnou polohu zvedáku vzhledem k povrchu haly a jedná se tedy o stacionární uložení zvedáku na podlaze. Druhým způsobem je nestacionární uložení zvedáku, při kterém je zvedák vybaven podvozkem. Podvozek se může pohybovat po kolejnicích nebo volně po podlaze haly.



Obrázek 14 – Konzolový zvedák Kumbruch GmbH [12]

Zvedák KO III funguje na stejném principu jako konzolový zvedák, ale má méně robustnější konstrukci. Výrobce tento zvedák doporučuje pro zvedání vlakových jednotek nebo vagónů. Opět je vyráběn v několika řadách od 5-ti do 40-ti tun se zdvihem 1600 mm. Tyto zvedáky jsou přemístitelné pomocí nosného rámu s kolečky a se zvedákem se manipuluje jako s paletovým vozíkem.



Obrázek 15 – Zvedák KO III Kumbruch GmbH [13]

Posledním zařízením pro zvedání kolejových vozidel nabízených společností Kumbruch je podzemní výtah. Veškerá konstrukce tohoto zvedáku je uložena pod podlahou haly, ze které se vysouvá. Podzemní výtahy jsou nabízeny ve více provedeních. Prvním provedením je zvedání pomocí vertikální traverzy (obrázek 16), která zvedá vozidlo za rám skříně. Druhým provedením je zvedání kolejnice (Obrázek 17), kde je kolejnice připevněna pevně ke zvedáku a zvedá tak celé vozidlo.



Obrázek 17 – Podzemní výtah Kumbruch GmbH [14]



Obrázek 16 – Podzemní výtah Kumbruch GmbH [14]

2.3.3 Autolift GmbH

Autolift je dalším výrobcem, který se zabývá výrobou zvedáků kolejových vozidel. Zvedáky tímto výrobcem jsou nabízeny ve dvou provedeních. Prvním typem jsou patkové zvedáky, které jsou dále rozděleny podle typu zvedaného kolejového vozidla. Druhým nabízeným zařízením jsou mimoúrovňové zvedáky.

Pro zvedání vagónů, lehkých kolejových vozidel výrobce nabízí patkové zvedáky s nosností do 12-ti tun. Dalším typem jsou patkové zvedáky s nosností mezi 12-ti a 25-ti tunami určené ke zvedání vlakových jednotek, těžkých vagónů a lehčích lokomotiv. Posledním typem patkových zvedáků společnosti Autolift jsou zvedáky pro zvedání těžkých lokomotiv s nosností do 50-ti tun. U všech těchto typů je zvedání realizováno šroubovým mechanismem s trapézovým závitem.

Výrobce nabízí různé provedení těchto zvedáků dle přání zákazníka, například výšku zdvihu, provedení sloupů a nosného ramene nebo ovládání. Sloupky zvedáku mohou být stacionární nebo nestacionární, u kterých je manipulace se zvedákem řešena pohybem po kolejnici nebo jsou zvedáky opatřeny vozíkem. Nosné rameno je nabízeno v několika variantách, např. pevné, posuvně nastavitelné bez zátěže, posuvně nastavitelné se zátěží nebo s tlakovým senzorem.



Obrázek 18 – Patkový zvedák Autolift GmbH [15]

Druhým typem zvedáků pro kolejová vozidla od této společnosti jsou mimoúrovňové zvedáky. Konstrukce tohoto zvedáku je uložena pod úrovní podlahy haly, ze které se vysouvá. Zdvih zajišťuje hydraulický mechanismus nebo mechanismus pohybového šroubu.



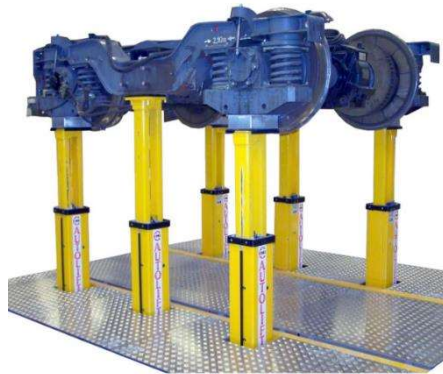
Obrázek 19 – Mimoúrovňový zvedák – Autolift GmbH [16]

2.4 Zařízení pro zvedání břemen v jiných aplikacích

2.4.1 Zvedáky podvozků

Společnost Autolift dále nabízí zvedáky podvozků kolejových vozidel, které jsou nabízeny ve třech provedeních. Tyto zvedáky se používají například při montáži podvozků nebo pokud je potřeba podvozek naložit na manipulační vozíky a dopravit ho do části výrobní haly, kam není zavedena kolej a opačně. Zvedáky podvozků jsou nabízeny ve třech variantách.

První variantou jsou mimoúrovňové zvedáky podvozků, jejichž výhodou je možnost použití téměř pro všechny typy podvozků a minimální zástavbový prostor kolem zvedaného podvozku. Nevýhodou je potřeba prostoru pod podlahou haly pro uložení zvedáku a nemožnost jeho přesunu mezi pracovišti.



Obrázek 20 – Mimoúrovňový zvedák podvozků [17]

Další typ zvedáků podvozků je vhodný, pokud nelze použít mimoúrovňové zvedáky. Jedná se o patkové zvedáky používaných pro zvedání kolejových vozidel s upraveným nosným ramenem pro podvozky.



Obrázek 21 – Sloupový zvedák podvozků [18]

Posledním typem zvedáků podvozků, nabízených společností Autolift, jsou nůžkové zvedáky podvozků. Zvedání je realizováno nůžkovým mechanismem, který je poháněn hydraulickými válci. Tento typ zvedáku má vlastní dvojkolí, pomocí kterého se může pohybovat a přemísťovat zvedaný podvozek.



Obrázek 22 – Nůžkový zvedák podvozků [19]

2.4.2 Zvedák se dvěma šrouby

Tento zvedák, společnosti Autolift, vychází z konstrukce patkového zvedáku vyráběného touto společností. Stávající konstrukce je doplněna o druhý pohybový šroub s maticí, na kterém je uloženo speciální nosné rameno pro podvozky. Výhodou tohoto zvedáku je možnost provádět více úkonů jedním zvedákem, tedy zvedat kolejové vozidlo pomocí standartního nosného ramene a současně manipulovat s jeho podvozkem.



Obrázek 23 – Zvedák se dvěma šrouby [20]

2.5 Možnosti uložení zvedáku na povrchu haly

2.5.1 Pevné zvedáky

Tyto zvedáky jsou pevně ukotveny k podlaze výrobní haly. Pevné zvedáky nelze přestavit v závislosti na zvedaném typu kolejového vozidla, proto jsou vhodné pro zvedání stejných typů vozidel. Pokud je potřeba těmito zvedáky zvedat různé typy vozidla, je nutné uvolnit kotvy a manuálně přemístit zvedáky dle nového vozidla. U přestavitelných nosných ramen lze tento problém řešit vysunutím ramene, ale u tohoto řešení dochází k nárůstu síly na rameni. Výhodou zvedáků pevně ukotvených k podlaze je jejich méně robustní konstrukce.



Obrázek 24 – Pevné kotvení zvedáku [22]

2.5.2 Zvedáky s kolejnicovým pojezdem

U tohoto typu zvedáku je zvedák uložen na kolejnici, která je vedena podélně kolem zvedaného vozidla. Se zvedáky s kolejnicovým pojezdem lze manipulovat i v zatíženém stavu, ovšem v rozsahu koleje a při splnění bezpečnostních předpisů. Tyto zvedáky je vhodné použít pro různé typy vozidel, ale se stejným rozchodem koleje. Pohon kolejnicového pojezdu může být realizován ručně nebo elektricky.



Obrázek 25 – Zvedák s kolejnicovým pojezdem [23]

2.5.3 Zvedáky s halovým pojezdem

Zvedáky s halovým pojezdem jsou vhodné, pokud jsou v provozu zvedány různé typy kolejových vozidel a je tedy potřeba zvedáky často přemísťovat. V zatíženém stavu je zvedák tíhou zvedaného břemene přitlačován na podlahu haly a tím je zajištěna jeho stabilní poloha. V nezatíženém stavu lze se zvedákem manipulovat dle potřeby, například při zvedání jiného typu vozidla nebo vozidla s jiným rozchodem, pomocí mechanismu, který je zakomponován do spodní části základové desky zvedáku. K této části zvedáku jsou připevněna hydraulicky zvedaná pojezdová kola, která při manipulaci se zvedákem celou jeho konstrukci zdvihnou nad podlahu a umožní jeho pohyb. U tohoto typu zvedáku je potřeba navrhnout robustnější konstrukci, aby vlivem zatížení nedošlo k převrácení zvedáku.



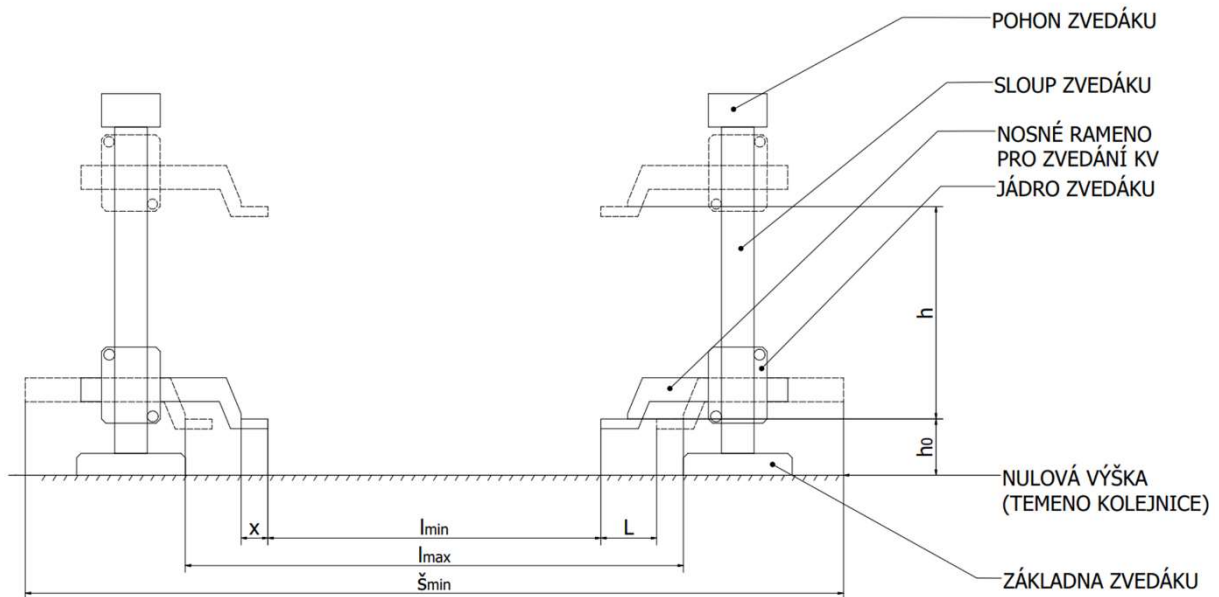
Obrázek 26 – Zvedák s halovým pojezdem [24]

3 Rozbor technických parametrů

Při rešerši stavu zařízení používaných pro zvedání kolejových vozidel bylo zjištěno, že nejrozšířenějšími zařízeními jsou patkové zvedáky, které zvedají břemeno pomocí trapézového šroubu. Proto bude rozbor technických parametrů řešen na těchto zvedácích. Pro zajištění zdvihu vozidla se používá souprava minimálně 4 zvedáků, které jsou podél vozidla rozmístěny v párech. Na obrázku 27 je zobrazeno schéma páru zvedáků v soupravě.

Pohon trapézového šroubu zajišťuje elektromotor a jeho otáčky jsou redukovány převodovkou. V axiálním směru šroubu se posouvá matice, které je pevně spojena s jádrem zvedáku. Jádro zvedáku se podél šroubu může posouvat v určitém zdvihu (h). Minimální výška zdvihu (h_0) je poloha, při které je matice v dolní úvratí trapézového šroubu. Tento rozměr je definován výškou nosné patky výsuvného ramene nad temenem kolejnice. V jádru zvedáku je uloženo nosné rameno, které se vůči němu může vysouvat o hodnotu vyložení ramene (L). Tímto způsobem lze nastavit rozteč nosných patek ramen v páru zvedáků mezi hodnoty l_{min} až l_{max} podle polohy zvedacích bodů na kolejovém vozidle. Samotná šířka nosné patky je definována hodnotou x . Rozměr $š_{min}$ je minimální stavební šířka páru zvedáku. Tento prostor musí zůstat volný, aby při pohybu jednotlivých pohyblivých částí zvedáku nedošlo ke kolizi s jinými objekty v jeho okolí.

V Tabulce 1 jsou uvedeny technické parametry patkového zvedáku od společnosti STRKAN s.r.o. s označením SK23151 4x12t.



Obrázek 27 – Schéma páru zvedáků v soupravě

Technické parametry patkového zvedáku STRKAN SK23151 4x12t			
Počet zvedáků	—	4	[kusů]
Nosnost 1 zvedáku	n	12	[t]
Nosnost celé soustavy	—	4 x 12	[t]
Zdvih zvedáku	h	2 220	[mm]
Dolní poloha nosné patky	h_0	380	[mm]
Horní poloha nosné patky	$h_0 + h$	2 600	[mm]
Min. rozteč nosných patek	l_{min}	2 572	[mm]
Max. rozteč nosných patek	l_{max}	3 565	[mm]
Vyložení nosného ramene	L	368	[mm]
Šířka nosné patky	x	180	[mm]
Min. stavební šířka	$š_{min}$	5 500	[mm]
Hmotnost zvedáku	m	1 940	[kg]
Pohon	Elektromotor s kuželočelní převodovkou		
Elektromotor	SK 9022.1AF – 100AP/4 TF		
Výkon	P_m	3	[kW]
Otáčky elektromotoru	n_m	1 450	[min ⁻¹]
Převodový poměr	i_p	22,41	[—]
Výstupní otáčky	$n_š$	65	[min ⁻¹]

Tabulka 1 – Technické parametry zvedáku STRKAN SK23151 4x12t

4 Upřesnění zadání

4.1 Zpřesnění technického zadání

Po vypracování rešerše stavu techniky a její představení ve společnost STRKAN s.r.o. bylo upřesněno zadání této DP.

Současně vyvíjené patkové zvedáky pro zvedání kolejových vozidel budou doplněny o druhý zvedací mechanismus, který bude využíván jako pomocný zvedák, například pro zvedání podvozků. Tato navržená konstrukce by měla vycházet z poznatků získaných při rešerši stavu techniky, kde je popisován zvedák se dvěma šrouby od společnost Autolift (viz. kapitola 2.4.2). Přínos tohoto řešení je ve snížení mezioperačních časů, například při demontáži podvozků a jejich následné nakládání na manipulační vozíky nebo v opačném smyslu.

Navržené zařízení musí být navrženo dle platných norem (ČSN EN 1493), především s ohledem na bezpečnost při provozu. Toto zařízení bude zvedat kolejová vozidla umístěním zdvižného prvku zvedáku pod jejich zvedací body. Tedy jeho konstrukce musí vhodným polohováním určitých prvků umožnit přístup pod tyto body, protože tyto body jsou na jednotlivých typech zvedaných vozidel v různých polohách. Na konzultacích ve společnosti STRKAN s.r.o. byla stanovena požadovaná nosnost zvedacího mechanismu KV na 12 t, pomocného zvedacího mechanismu podvozků na 5 t a požadovaný zdvih obou mechanismů na 2100 mm. Maximální zástavbové rozměry zvedáku nejsou omezeny, ale měly by být adekvátní k navržené konstrukci. Dalším důležitým rozměrovým parametrem je průjezdný obrys zvedaného vozidla. Do tohoto obrysu nesmí při nájezdu zvedaného vozidla zasahovat žádná část zvedáku.

Dále byla zjištěna mezera na trhu v možnosti příčného nastavení rozteče páru zvedáku v soupravě. Například nastavení pro různé rozchody zvedaných kolejových vozidel. U současných zvedáků lze tuto rozteč nastavit vysunutím nosného ramene, které ale má omezenou velikost výsuvu. Proto bude navržena speciální konzola, která umožní nastavit příčnou rozteč zvedáků pro zvedání kolejových vozidel s rozchody 1000, 1435 a 1520 mm. Cílem tohoto řešení je snížit časové prodlevy přestavováním souprav zvedáků při zvedání různých druhů kolejových vozidel nebo vozidel různých rozchodů. Vzhledem k rozsahu řešení příčného nastavení rozteče páru zvedáku bylo zadáno zadavatelem, že návrh konzoly pro příčný posuv bude řešen jen koncepčním návrhem. Společnost STRKAN s.r.o. bude následně pokračovat ve vývoji této konzoly.

4.2 Specifikace požadavků na TS

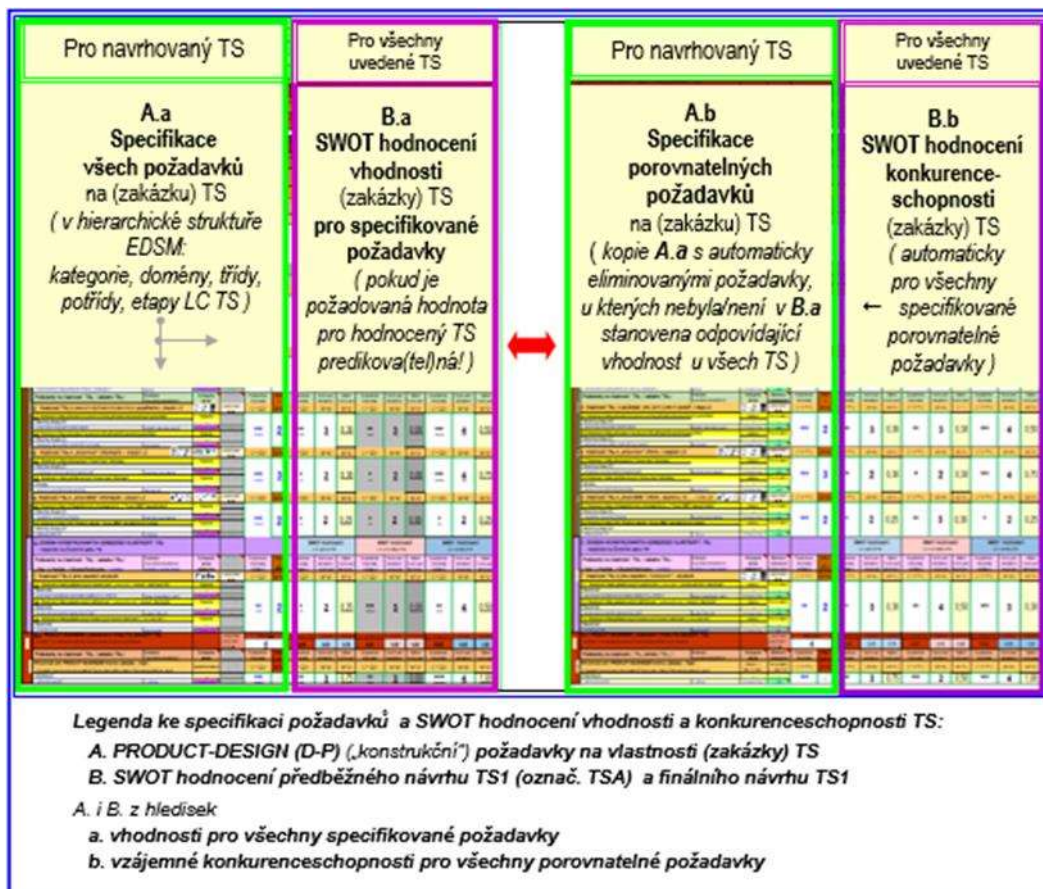
Cílem je navrhnout zařízení pro zvedání kolejových vozidel. Vymezení řešeného TS je jednoznačně dané.

Operand: Zvedané kolejové vozidlo

Transformační proces: Zvedání kolejového vozidla

Operátor: Zařízení pro zvedání kolejových vozidel

Specifikace požadavků je strukturovaná v souladu s taxonomií vlastností TS dle metodiky EDSM a je vypracovaná s využitím SW RS&Ev [26] (viz. Příloha č.1).



Obrázek 28 – Princip specifikace požadavků a SWOT hodnocení TS [25]

5 Návrh koncepčních alternativ řešení

V této diplomové práci bude navrženo několik alternativ řešení zadaného problému, především z hlediska zvedacího mechanismu. Z těchto alternativ bude pomocí systematického hodnocení vybrána nejvhodnější alternativa, která bude dále zpracována.

5.1 Návrh alternativ orgánové struktury

5.1.1 Orgány pro navrženou strukturu

Základní parametry zařízení	Funkce TS	Navržené orgány					
	Spojení zvedáku s povrchem haly	Pevné	Kolejnicový pojezd	Halový pojezd			
Pohon pojezdu	Žádné (pevné spojení)	Elektromotorem	Ručně				
Zvedací mechanismus KV	Zvedací mechanismus	Trapézový šroub a matice	Kuličkový šroub	Hřeben a pastorek	Řetězem	Hydraulicky	Pneumaticky
	Umístění pohonu	Dolní část rámu zvedáku	Horní část rámu zvedáku	Na pohyblivém jádru zvedáku (uprostřed)			
	Svislé vedení jádra při zdvihu	Rolnami	Kolejnicové vedení	Tvarové vedení			
	Zajištění výsuvu nosného ramene	Pevné	Pastorek a ozubený hřeben	Hydraulicky	Pneumaticky	Pohybovým šroubem	
	Pohon výsuvu nosného ramene	Žádný	Ruční	Elektromotorem			
Příčný posuv - rozchody	Příčný posuv zvedáku	Žádný	Kolejnicové vedení	Pohybový šroub	Hřeben s pastorkem		
	Pohon příčného posuvu zvedáku	Žádný	Elektromotor	Lineárním motorem	Ruční		
Zvedací mechanismus podvozků	Zvedací mechanismus	Trapézový šroub a matice	Kuličkový šroub	Hřeben a pastorek	Řetězem	Hydraulicky	Pneumaticky
	Umístění pohonu	Dolní část rámu zvedáku	Horní část rámu zvedáku	Na pohyblivém jádru zvedáku (uprostřed)			
	Svislé vedení jádra při zdvihu	Rolnami	Kolejnicové vedení	Tvarové vedení			
	Zajištění výsuvu nosného ramene	Pevné	Pastorek a ozubený hřeben	Hydraulicky	Pneumaticky	Pohybovým šroubem	
	Pohon výsuvu nosného ramene	Žádný	Ruční	Elektromotorem			

Tabulka 2 – Morfologická matice s navrženými orgány

5.1.2 Alternativy orgánové struktury

	Funkce TS	Navržené orgány					
Základní parametry zařízení	Spojení zvedáku s povrchem haly	Pevné	Kolejnicový pojezd	Halový pojezd			
	Pohon pojezdu	Žádné (pevné spojení)	Elektromotorem	Ruční			
Zvedací mechanismus KV	Zvedací mechanismus	Trapézový šroub a matice	Kuličkový šroub	Hřeben a pastorek	Řetězem	Hydraulicky	Pneumaticky
	Umístění pohonu	Dolní část rámu zvedáku	Horní část rámu zvedáku	Na pohyblivém jádru zvedáku (uprostřed)			
	Svislé vedení jádra při zdvíhu	Roškami	Kolejnicové vedení	Tvarové vedení			
	Zajištění výsuvu nosného ramene	Pevné	Pastorek a ozuběný hřeben	Hydraulicky	Pneumaticky	Pohybovým šroubem	
	Pohon výsuvu nosného ramene	Žádný	Ruční	Elektromotorem			
Příčný posuv - rozchody	Příčný posuv zvedáku	Žádný	Kolejnicové vedení	Pohybový šroub	Hřeben s pastorkem		
	Pohon příčného posuvu zvedáku	Žádný	Elektromotor	Lineární motorem	Ruční		
Zvedací mechanismus podvozků	Zvedací mechanismus	Trapézový šroub a matice	Kuličkový šroub	Hřeben a pastorek	Řetězem	Hydraulicky	Pneumaticky
	Umístění pohonu	Dolní část rámu zvedáku	Horní část rámu zvedáku	Na pohyblivém jádru zvedáku (uprostřed)			
	Svislé vedení jádra při zdvíhu	Roškami	Kolejnicové vedení	Tvarové vedení			
	Zajištění výsuvu nosného ramene	Pevné	Pastorek a ozuběný hřeben	Hydraulicky	Pneumaticky	Pohybovým šroubem	
	Pohon výsuvu nosného ramene	Žádný	Ruční	Elektromotorem			

Alternativa A — Alternativa B — Alternativa C — Alternativa D —

Obrázek 29 – Navržené alternativy kombinací orgánů

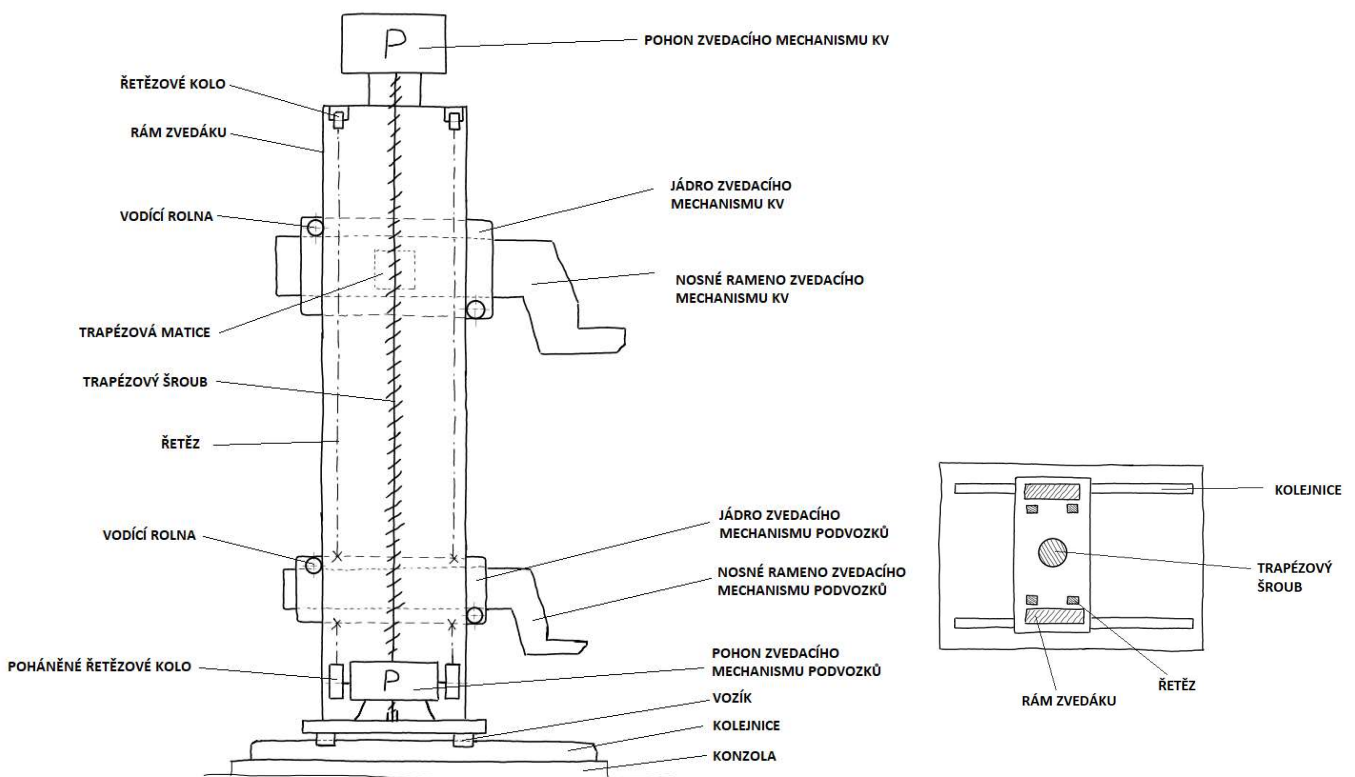
5.1.3 Alternativa A

Základní části zvedáku u této alternativy jsou tvořeny konzolou, rámem zvedáku a zvedacími mechanismy pro zvedání kolejových vozidel a podvozků.

Zvedání kolejových vozidel je zajištěno trapézovým šroubem. Tento šroub je poháněn elektromotorem umístěným v horní části zvedáku. Po trapézovém šroubu stoupá matice, která je spojena s jádrem zvedacího mechanismu kolejových vozidel. V jádře je dále uloženo nosné rameno. To lze vůči jádru vysouvat, a tím nastavit patku zvedáku přímo pod zvedací body na kolejovém vozidle. Výsuv tohoto ramene je zajištěn ozubeným hřebenem a pastorkem. Hřeben je připevněn k nosnému rameni a pastorek je otočně uložen v jádru tohoto zvedacího mechanismu. Celý tento mechanismus je veden rolnami, které se opírají o rám zvedáku a zajišťují jeho stabilní polohu.

Mechanismus pro zvedání podvozků je zvedán pomocí řetězu, který je poháněn elektromotorem umístěným v dolní části zvedáku. K řetězům je připevněno jádro tohoto mechanismu, které je stejným způsobem, jako u zvedacího mechanismu kolejových vozidel vedeno po rámu zvedáku pomocí vodících roln. Uvnitř jádra je uloženo nosné rameno, u kterého lze nastavit jeho vysunutí. Jeho výsuv je zajištěn ozubeným hřebenem a pastorkem.

Uložení zvedáku na povrchu haly je řešeno pomocí konzoly, která zajišťuje kolejnicový pojezd zvedáků a současně je přizpůsobena pro příčný posuv rámu zvedáku. Tento posuv slouží pro nastavení rozteče patek v páru zvedáků pro různé rozchody kolejových vozidel. Příčný posuv je řešen lineárním vedením pomocí kolejnice a vozíku.



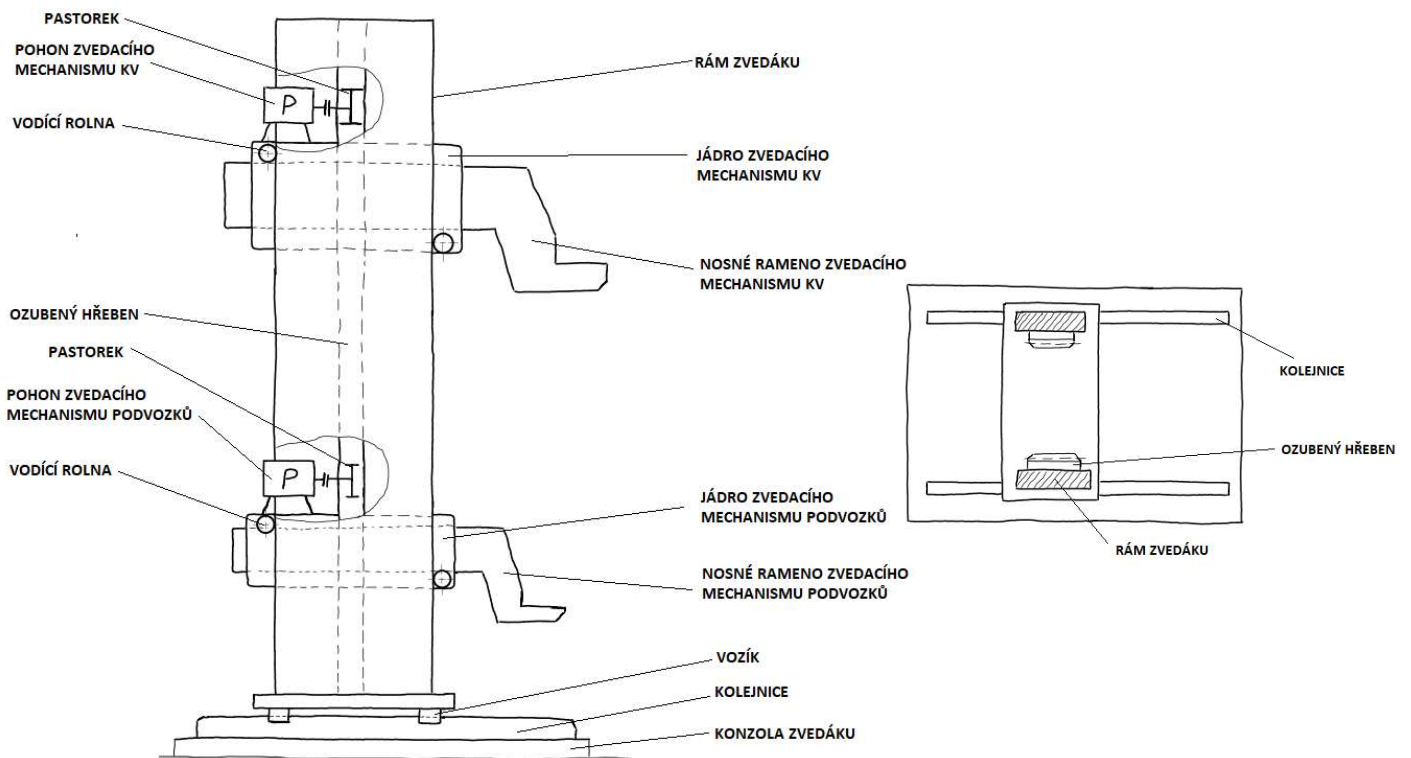
Obrázek 30 – Schéma návrhu alternativy A

5.1.4 Alternativa B

U této navržené alternativy jsou kolejová vozidla i podvozky zvedána pomocí pastorku a ozubeného hřebenu. K rámu zvedáku je připevněn ozubený hřeben, který je pro oba zvedací mechanismy společný.

Zvedací mechanismus kolejových vozidel se skládá z jádra a výsuvného nosného ramene. K jádru tohoto mechanismu je připevněn pohon. Pastorek je spojen s pohonem a současně je v záběru s ozubeným hřebem, po kterém se při zvedání kolejových vozidel pohybuje. Vodící rolly, které se opírají o rám zvedáku, jsou uloženy v jádře a zajišťují jeho stabilní polohu. Nosné rameno je stejně jako u předešlé alternativy uloženo v jádře a dle potřeby lze vysunout. Tím je docíleno, že patku nosného ramene lze umístit pod zvedací body kolejového vozidla. Vysouvání nosného ramene je realizováno ozubeným hřebem připevněným k nosnému rameni a pastorkem uloženým v jádru zvedacího mechanismu. Totožným způsobem je řešen zvedací mechanismus podvozků.

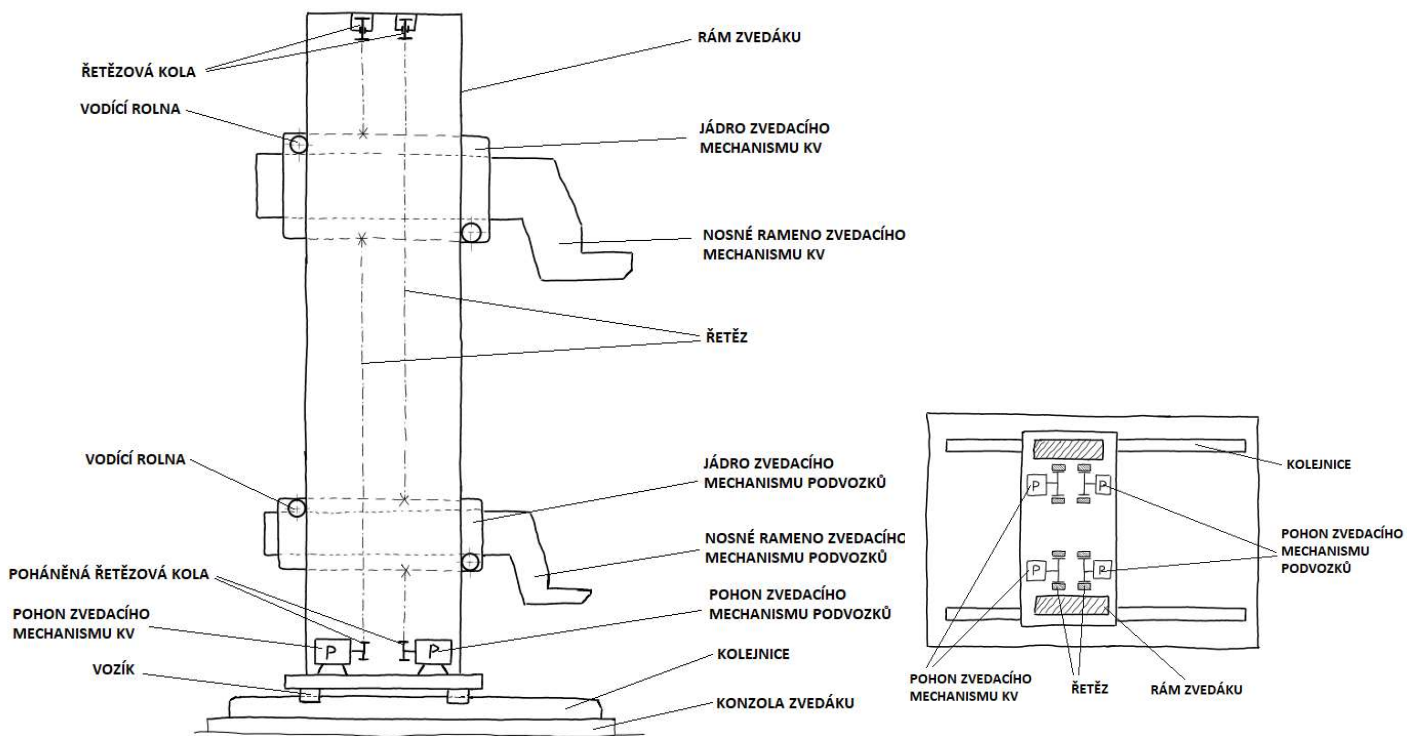
Uložení zvedáku na povrchu haly a příčný posuv rámu zvedáku pro různé rozchody kolejových vozidel jsou řešeny stejným způsobem jako u předchozí alternativy A.



Obrázek 31 – Schéma návrhu alternativy B

5.1.5 Alternativa C

V dolní části rámu zvedáku jsou umístěny pohony příslušných mechanismů s poháněnými řetězovými koly. V horní části zvedáku jsou uložena vratná řetězová kola. Mezi těmito koly je napnut řetěz, na kterém je dále připevněno jádro příslušného zvedacího mechanismu. Jádra zvedacích mechanismů jsou vedena vodícími rolkami po rámu zvedáku. Výsuv nosného ramene a jeho uložení v jádru je řešeno stejným způsobem jako u předešlých alternativ. Uložení zvedáku na povrchu haly a nastavení rozteče patek páru zvedáků pro různé rozchody kolejových vozidel je řešeno na stejném principu jako u předešlých alternativ.



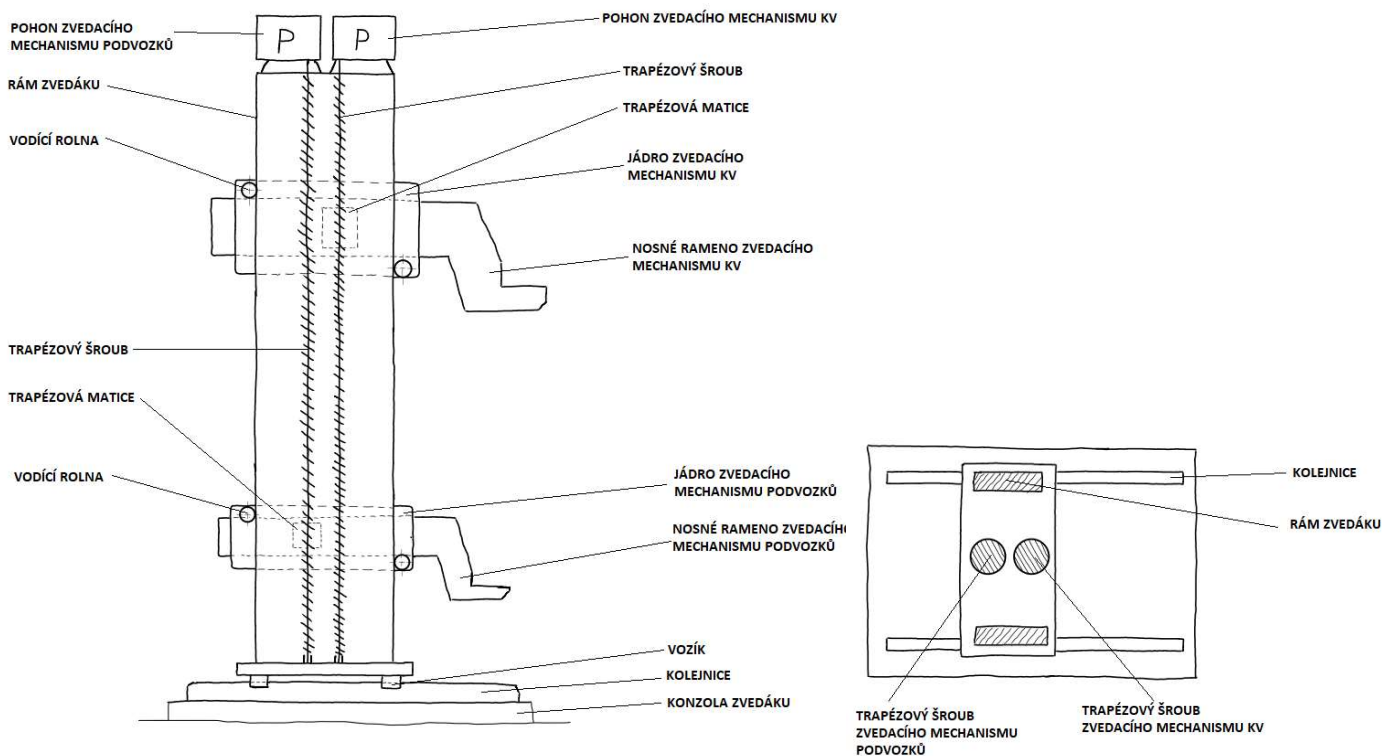
Obrázek 32 – Schéma návrhu alternativy C

5.1.6 Alternativa D

U navržené alternativy D jsou oba zvedací mechanismy řešeny totožným způsobem. Uvnitř rámu zvedáku jsou uloženy dva trapézové šrouby, každý pro jeden zvedací mechanismus. Jejich pohon je zajištěn pomocí elektromotorů umístěných v horní části rámu zvedáku.

K jádru zvedáku je připevněna matice s trapézovým závitem, která je uložena na trapézovém šroubu. Při otáčení trapézového šroubu se matice pohybuje v jeho axiálním směru. Jádro je dále vedeno vodícími rolkami. Nosné rameno je uloženo v jádře a stejným způsobem jako u předešlých alternativ lze dle potřeby nastavit jeho vysunutí pomocí pastorku a ozubeného hřebene.

Rám zvedáku s oběma zvedacími mechanismy lze vůči základnové desce posouvat a tím nastavit vzájemnou rozteč patek u soupravy zvedáku dle rozchodu zvedaného kolejového vozidla. Tento pohyb je realizován vozíkem a kolejničí pro lineární vedení. Zvedák je uložen na povrchu haly pomocí konzoly, která je přizpůsobena pro manipulaci pomocí kolejnicového pojezdu.



Obrázek 33 – Schéma návrhu alternativy D

5.2 Hodnocení navržených alternativ stavební orgánové struktury TS

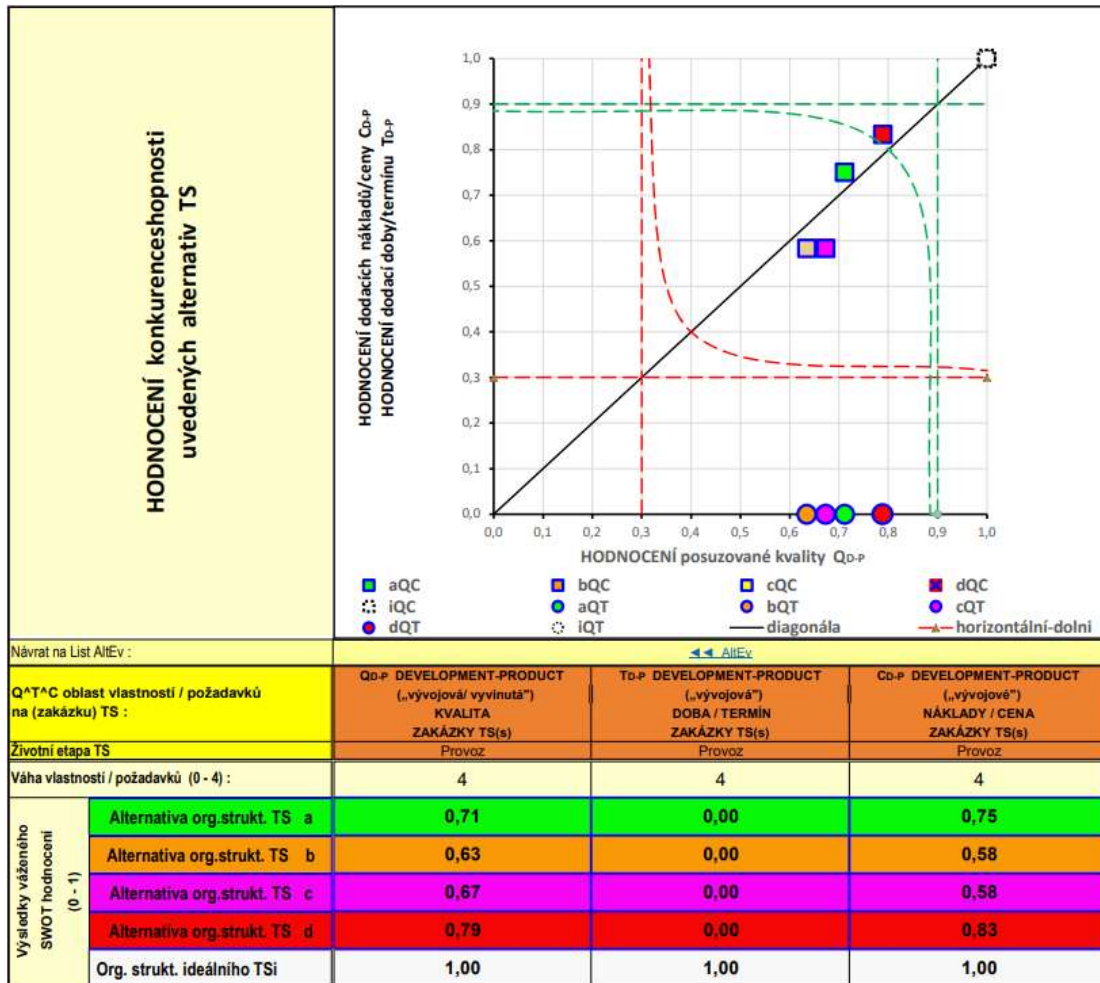
5.2.1 Predikce vlastností alternativ stavební orgánové struktury TS

Vzhledem k vymezenému rozsahu samostatné práce/projektu byly predikce (hodnot indikátorů) vlastností provedeny jen kvalifikovanými odhady bez dokumentování se závěrem, že navržené alternativy orgánových struktur poskytují dostatek informací pro další krok konstrukčního návrhu TS(s). [25]

5.2.2 SWOT hodnocení vlastností a konkurenceschopnosti alternativ stavební orgánové struktury TS

Hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti			Meze vhodnosti hodnocení					
- alternativ	stavební orgánové stuktury		dolní mez	0,3	horní mez	0,9	(0 ÷ 1)	
Fáze řešení :	SPECIFIKACE kritérií pro hodnocení	SWOT HODNOCENÍ konkurenceschopnosti						
FÁZE NÁVRHU TS :	// KONCEPČNÍ NÁVRH - návrh "Orgánové struktury TS" (nejčastěji, jinak omezení jen vhodností pro menší počet kritérií)							
DIAGR. ►►	Požadavek / kritérium	Váha	Alternativa					
	Porovnatelná konkurenční vlastnost	(0 ÷ 4)	a	b	c	d	Ideal	
Hodnocení vhodnosti (min. 0 ÷ max. 4)	Posuzovaná kvalita Q	Vnější rozměry	4	3	4	4	3	4
		Bezpečnost zvedacího mechanismu KV (např. výpadek napájení, porušení nosných prvků, atd...)	4	4	1	2	4	4
		Bezpečnost zvedacího mechanismu podvozků (např. výpadek napájení, porušení nosných prvků, atd...)	4	2	1	2	4	4
		Min. možná výška nosné patky KV	4	3	2	3	3	4
		Min. možná výška nosné patky podvozků	4	2	4	2	4	4
		Rozsah zdvihu (vzájemné ovlivnění zvedacích mechanismů)	4	3	1	2	3	4
		Náročnost konstrukce zvedacího mechanismu KV	4	2	3	3	2	4
		Náročnost konstrukce zvedacího mechanismu podvozků	4	3	3	3	2	4
		Odpory zvedacího mechanismu při zvedání KV	4	2	3	4	2	4
		Odpory zvedacího mechanismu při zvedání podvozků	4	4	3	4	2	4
		Tuhost zvedacího mechanismu KV	4	4	3	2	4	4
		Tuhost zvedacího mechanismu podvozků	4	2	3	2	4	4
		Potřebný počet pohonů zvedáku	4	3	2	2	4	4
		Σvážené hodnocení vhodnosti Q	—	2,8	2,5	2,7	3,2	4,0
		Σnorm.váž.hodnoc.vhodn. Q (0 ÷ 1)	(0 ÷ 1)	0,71	0,63	0,67	0,79	1,00
Dodací doba/termín T	Celková dodací doba - shodná	4	-	-	-	-	4	
	—		-	-	-	-	-	
	—		-	-	-	-	-	
	Σvážené hodnocení vhodnosti T	—	-	-	-	-	4,0	
Σnorm.váž.hodnoc.vhodn. T (0 ÷ 1)	(0 ÷ 1)	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00		
Dodací náklady/cena C	Celkové dodací náklady - shodná	4	3	3	3	3	4	
	Cena výroby	4	3	2	2	4	4	
	Cena nakupovaných položek	4	3	2	2	3	4	
	Σvážené hodnocení vhodnosti C	—	3,0	2,3	2,3	3,3	4,0	
	Σnorm.váž.hodnoc.vhodn. C (0 ÷ 1)	(0 ÷ 1)	0,75	0,58	0,58	0,83	1,00	

Obrázek 34 - Specifikace požadavků na vybrané klíčové D-P vlastnosti stavební orgánové struktury TS a SWOT hodnocení navržených alternativ



Obrazek 35 - Výsledky SWOT hodnocení D-P vlastností navržených alternativ stavební orgánové struktury TS pro posouzení jejich D-P konkurenceschopnosti

(vypracováno s využitím SW AltEv [27], viz. Příloha č.2)

5.2.3 Prediktivní rizikové a SWOT hodnocení a inovační potenciál alternativ organových struktur TS

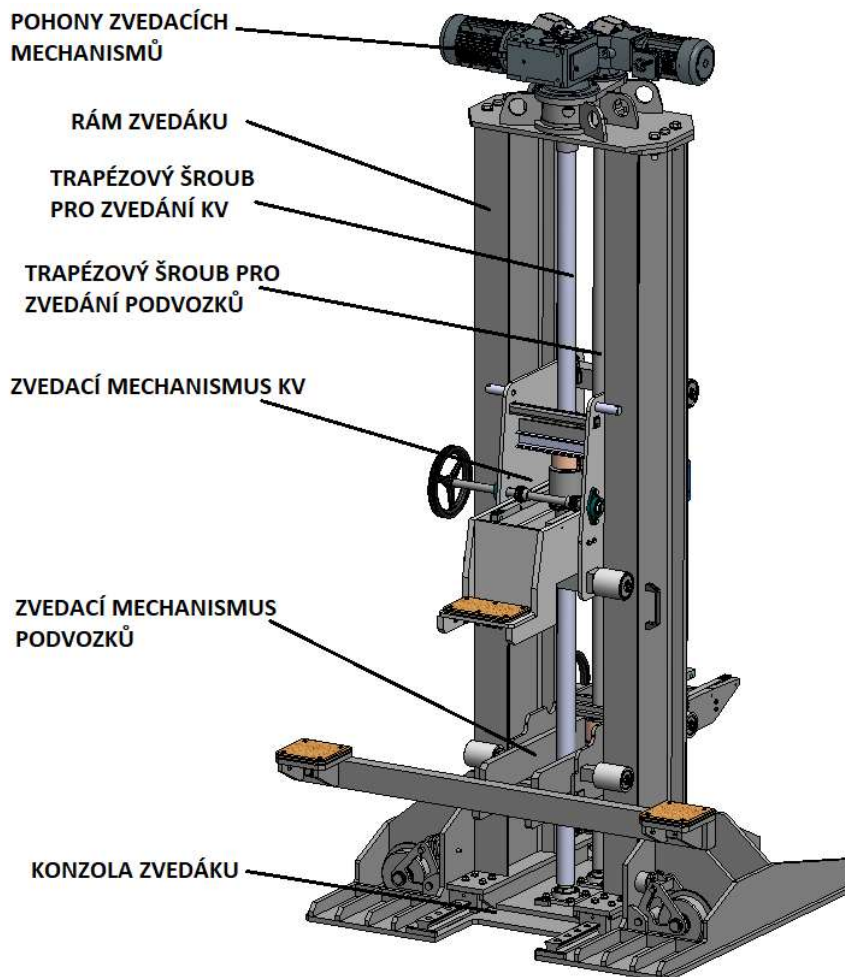
Alternativa	A	B	C	D
Rizika (rizikové stránky)	Kolize jader zvedacích mechanismů (pohybují se po stejné dráze)	Pohony se pohybují společně s jádry obou zvedacích mechanismů (zapojení kabeláže)	Kolize jader zvedacích mechanismů (pohybují se po stejné dráze)	Zadření trapézové matice
	Zadření trapézové matice	Kolize jader zvedacích mechanismů (pohybují se po stejné dráze)	Kolize jádra zvedacího mechanismu podvozků a jeho pohonem	Kolize jader zvedacích mechanismů (pohybují se po stejné dráze)
	Kolize jádra zvedacího mechanismu podvozků a jeho pohonem	Odehnutí pastorku od hřebenu (zajištění stabilní polohy pastorku)	Nižší poloha těžiště (pohony dole)	Odkroušený zvedací mechanismus KV a podvozků na současných zařízeních
Výhody (silné stránky)	Odkroušený zvedací mechanismus KV na současných zařízeních	Zvedání obou ramen pomocí stejného hřebenu	Nižší poloha těžiště (pohony dole)	Odkroušený zvedací mechanismus KV a podvozků na současných zařízeních
	Samosvornost trapézového šroubu	Volný prostor uvnitř zvedáku (menší rozměry zvedáku)	Vyšší účinnost než u zvedání pohybovým šroubem (není zde tření v závitě)	Samosvornost trapézového šroubu
	Průchod trapézového šroubu jádrem zvedacího mechanismu podvozků	Vyšší účinnost než u zvedání pohybovým šroubem (není zde tření v závitě)	Nižší hmotnost	Není potřeba dalších záložních prvků
Nevýhody (slabé stránky)	Vyšší poloha těžiště (1 pohon nahore)	Nižší hmotnost	Nižší tuhost obou zvedacích zařízení (zvedání řetězem)	Vyšší poloha těžiště (pohony nahore)
	Nižší tuhost zvedacího mechanismu podvozků (zvedání řetězem)	Bezpečnost obou zvedacích mechanismů (př. výpadek napájení pohonu nebo porušení ozubení)	Bezpečnost obou zvedacích mechanismů (př. výpadek napájení pohonu nebo přetržení řetězu)	Průchod trapézových šroubů oběma jádry zvedacích mechanismů
	Bezpečnost zvedacího mechanismu podvozků (při přetržení řetězu nebo výpadku napájení pohonu)	Potřeba většího počtu pohonů	Zajištění stále vzdálenosti pastorku od hřebenu	Nižší účinnost při zvedání
	Zástavbový prostor pohonu zvedacího mechanismu podvozků			

Tabulka 3 - Rizikové (R), silné (S) a slabé (W) stránky pro alternativy organových struktur navrhovaného TS

Na základě provedení SWOT hodnocení vlastností a konkurenceschopnosti alternativ orgánových struktur TS (Obrázek 34 a 35) a zhodnocení rizikových, silných a slabých stránek každé alternativy (Tabulka 3), byla vybrána alternativa D jako nejvhodnější pro návrh zařízení pro zvedání kolejových vozidel (Obrázek 33).

6 Vypracování vybrané varianty řešení

Navržené zařízení pro zvedání kolejových vozidel vychází ze současné konstrukce patkových zvedáků vyvíjených a vyráběných společností STRKAN s.r.o. Současná konstrukce těchto zvedáků, umožňující zvedat jen kolejová vozidla, byla doplněna o druhý zvedací mechanismus. Tento mechanismus bude používán jako zvedák pro zvedání nebo spouštění podvozků již zvednutých kolejových vozidel. Případně ho lze použít jako pomocný zvedák ostatních komponent. Pro umístění nosných patek pod zvedací body kolejového vozidla je potřeba s těmito patkami pohybovat v podélném směru vozidla a ve směru příčném k vozidlu. Tyto pohyby jsou zajištěny prvky, které jsou namontovány na konzole zvedáku. Podélný posuv je řešen kolejnicovým pojezdem po kolejnicích upevněných na povrchu haly. V příčném směru je současné řešení vysunutí nosného ramene doplněno o posuvný mechanismus, který zajišťuje příčný posuv zvedáku. Příčným posuvem lze nastavit vzájemnou rozteč patek v páru zvedáku. Toto řešení lze využít například při přestavování soupravy zvedáků pro zvedání kolejových vozidel rozdílných rozchodů.



Obrázek 36 – Navržený zvedák kolejových vozidel

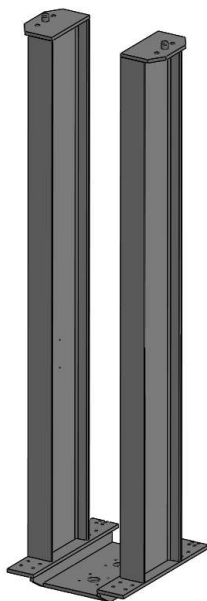
Konstrukce zvedáku je složena z několika částí. Základem je rám zvedáku, který je tvořen svařovanou konstrukcí. Uvnitř rámu jsou uloženy dva pohybové šrouby, zajišťující pohyb zvedacího mechanismu kolejových vozidel a zvedacího mechanismu podvozků. V horní části rámu zvedáku se nacházejí pohony pohybových šroubů. Oba pohony jsou tvořeny elektromotory, jejichž otáčky jsou redukovány kuželočelními převodovkami.

Konstrukce obou zvedacích mechanismů je řešena stejným způsobem. V jádru příslušného mechanismu se nachází matice, která se pohybuje po pohybovém šroubu a zajišťuje zdvih tohoto mechanismu. Uvnitř jádra je uloženo výsuvné nosné rameno zakončené patkou. Pro zajištění stability zvedacího mechanismu je jádro opatřeno vodícími rolnami, které se opírají o rám zvedáku. Oba zvedací mechanismy jsou opatřeny mechanickými koncovými snímači, které svým sepnutím detekují koncové polohy příslušného zvedacího mechanismu, případně že jádra obou mechanismů na sebe dosedla. Při závěrečné montáži budou oba trapézové šrouby opatřeny krycími měchy, které zamezí průniku nečistot mezi závit šroubu a matice.

Ke spodní části rámu zvedáku jsou připevněny vozíky lineárního vedení a společně s kolejnicemi, upevněných na konzole zvedáku, zajišťují příčný posuv. Podélný posuv zvedáku zajišťují kolejnicová kola, upevněná na konzole zvedáku. Tento posuv je definován zabudovaným kolejnicovým vedením na povrchu haly.

6.1 Rám zvedáku

Rám zvedáku je tvořen svařovanou konstrukcí. Tato konstrukce se skládá ze dvou vertikálně orientovaných I-profilů a v jejich dolní části jsou spojeny se sestavou spodních desek. Na tyto desky budou připevněny vozíky pro zajištění příčného posuvu zvedáku a ložiskové jednotky radiálního uložení trapézových šroubů. K horní části I-profilů jsou přivařeny patky, které budou následně použity pro montáž sestavy nesoucí uložené trapézové šrouby a jejich pohony. Pro jednodušší montáž této sestavy jsou patky opatřeny naváděcími čepy.



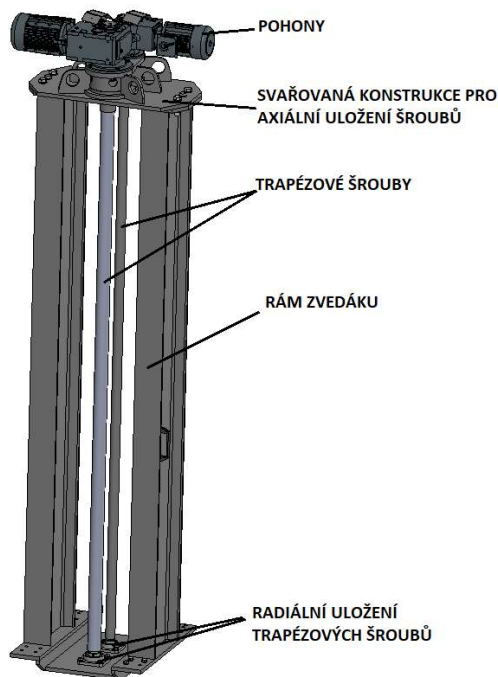
Obrázek 37 – Rám zvedáku

6.2 Uložení trapézových šroubů a návrh jejich pohonů

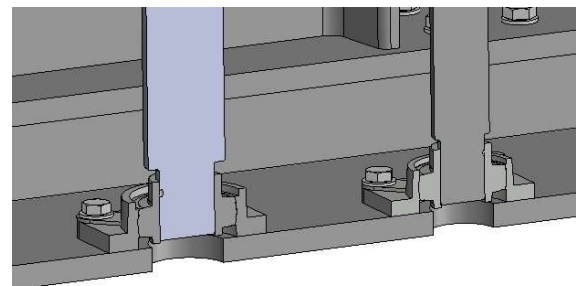
Pro uložení trapézových šroubů obou zvedacích mechanismů byla navržena svařovaná sestava, ve které jsou dále uloženy axiální ložiska a pohony. Tato sestava je uložena na patkách v horní části rámu zvedáku a zajištěna šrouby. Z tohoto popisu je patrné že oba šrouby jsou za rám zvedáku zavěšeny. Tímto řešením je zajištěno, že šroub není namáhán na vzpěr.

Šroub zvedacího mechanismu kolejových vozidel je v horní části otočně uložen v axiálním soudečkovém ložisku SKF 29412E. Axiální síla je na toto ložisko přenášena přes nosnou matici, která je našroubována na trapézovém šroubu a zajištěna KM maticí. Dále je šroub spojen s pohonem a na zakončení šroubu je sestava se senzorem pro kontrolu otáček šroubu. V dolní části je šroub uložen v ložiskové jednotce NORELEM 24210-50210, která plní funkci jeho radiálního vedení. Mezi ložiskovou jednotkou a osazením šroubů je nastavena vůle. Tím je zajištěno, že nedojde ke vzájemnému dosednutí, a tedy namáhání na vzpěr.

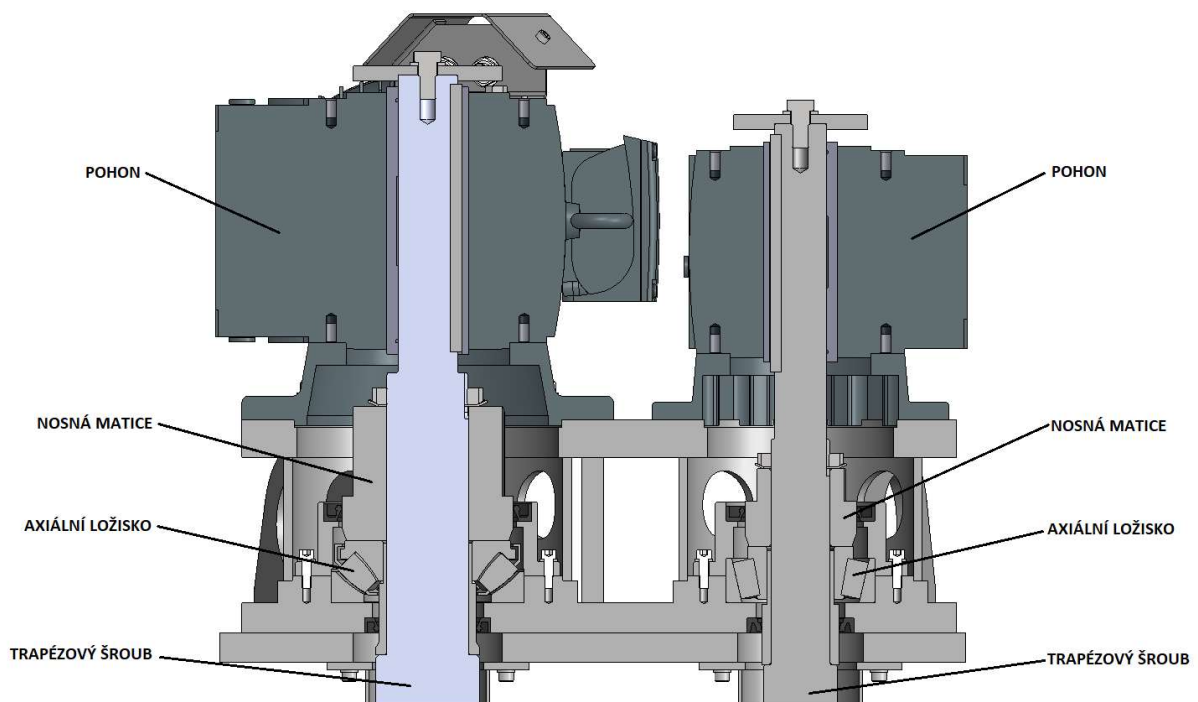
Stejným způsobem je řešeno uložení trapézového šroubu zvedacího mechanismu podvozků. Pro axiální přenos zatížení zde bylo zvoleno kuželíkové ložisko SKF 32309. Radiální vedení tohoto šroubu je řešeno jeho uložení v ložiskové jednotce NORELEM 24210-40208.



Obrázek 38 – Uložení trapézových šroubů a pohonů



Obrázek 39 – Dolní uložení trapézových šroubů v ložiskových jednotkách

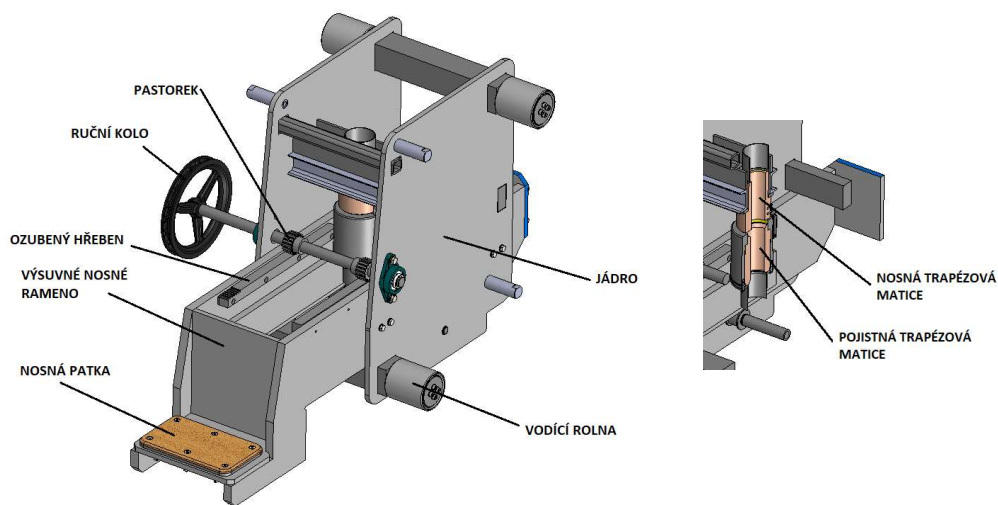


Obrázek 40 – Horní uložení trapézových šroubů v axiálních ložiskách (vlevo: šroub pro zvedání KV, vpravo: šroub pro zvedání podvozků)

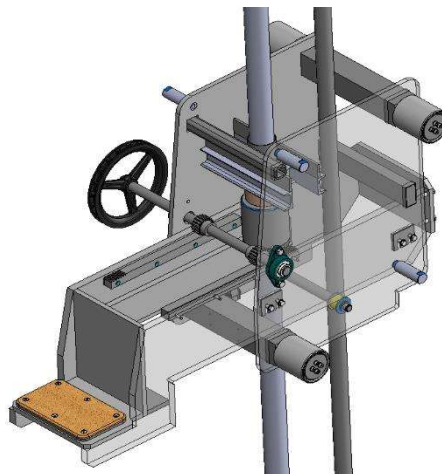
6.3 Mechanismus pro zvedání kolejových vozidel

Mechanismus pro zvedání kolejových vozidel je sestaven ze dvou částí. Jádra, které zajišťuje pohyb mechanismu v rámu zvedáku a výsuvného nosného ramene, jehož nosná patka musí být umístěna pod zvedací body kolejového vozidla. Nosnost tohoto mechanismu je 12 t, zdvih 2 100 mm a velikost výsuvu nosného ramene 415 mm. Navržené konstrukční řešení obou těchto částí vychází z principu konstrukce zvedacího mechanismu v současnosti vyráběných patkových zvedáků společností STRKAN s.r.o. U této konstrukce byly s ohledem na požadovanou nosnost upraveny rozměry, tak aby byly splněny pevnostní podmínky. Současně úpravou rozměrů bylo minimalizováno vzájemné ovlivnění se zvedacím mechanismem podvozků. Tím bylo dosaženo maximálního možného rozsahu zdvihu. Další konstrukční úpravou tohoto mechanismu byla úprava jádra tak, aby jím mohly procházet trapézové šrouby obou zvedacích mechanismů. Trapézový šroub zvedacího mechanismu podvozků prochází jádrem i nosným ramenem volně.

Výsuv nosného ramene je zajištěn pomocí hřebenu a pastorku. Ozubený hřeben je připevněn k podélným deskám nosného ramene. Pastorek je uložen na otočné tyči, která je pomocí ložiskových jednotek otočně uložena v jádru zvedacího mechanismu a zakončena ručním kolem.



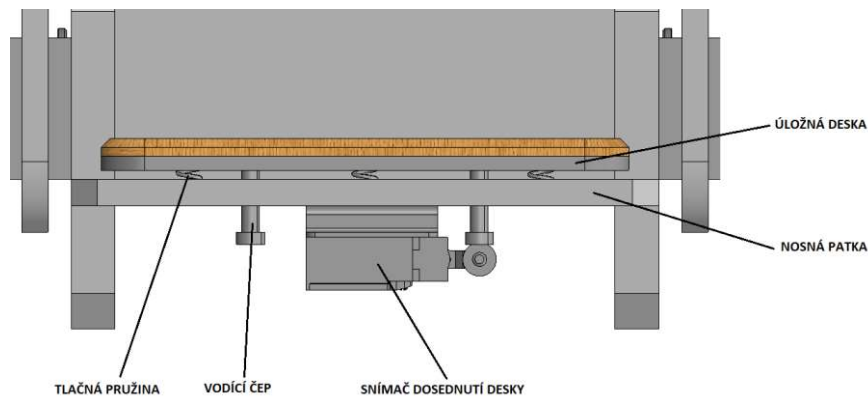
Obrázek 41 – Zvedací mechanismus KV



Obrázek 42 – Průchod trapézových šroubů zvedacím mechanismem KV

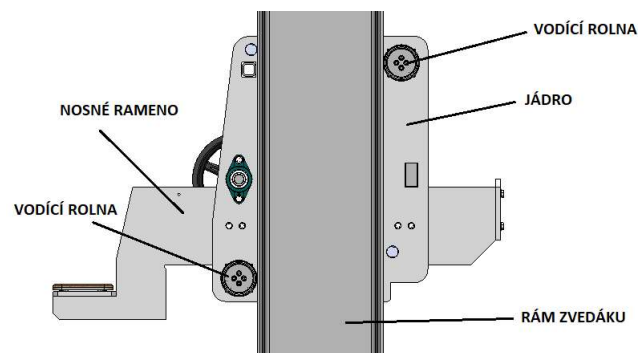
Základem jádra zvedacího mechanismu je svařovaná konstrukce. Tato konstrukce se skládá ze dvou desek a několika příčných profilů. Uvnitř svařované konstrukce jsou uloženy dvě bronzové matice s trapézovým závitem. První matice je nosná a přenáší zdvižnou sílu. Tato matice je zajištěna proti pootočení ve svařované konstrukci jádra tvarovým stykem. Druhá matice je pojistná, v případě poškození nosné matice zajistí udržení břemene ve stálé poloze. Mezi těmito dvěma maticemi je nastavena vůle a při poškození nosné matice dojde k jejich vzájemnému dosednutí. Tento stav je kontrolován indukčním čidlem. Kromě poškození matice je také tímto řešením kontrolováno opotřebení závitu. Obě matice jsou vyrobeny z bronzové slitiny EN CC483K, u které je oproti použití ocelových matic nižší riziko zadření závitu.

Nosné rameno je také řešeno svařencem, na které jsou dále upevněny další komponenty. Svařenec nosného ramena je tvořen podélnými a příčnými deskami a na jednom konci ramene vytváří nosnou patku. Tato patka je opatřena otvory pro umístění vodících čepů, na kterých je uložena úložná deska. Mezi patkou a úložnou deskou je pomocí tlačných pružin nastavena vůle. Při zatížení úložné desky zvedaným kolejovým vozidlem dojde ke stlačení pružin a vzájemnému dosednutí obou desek. Toto dosednutí kontroluje mechanický koncový snímač a indikuje zvedání břemene.



Obrázek 43 – Řešení nosné patky

Zatížením nosné patky dojde ke vzpříčení nosného ramena mezi příčnými profily jádra zvedacího mechanismu, které je tímto vlivem klopeno. Pro zamezení tomuto klopení je jádro vedeno po rámu zvedáku použitím vodících rolů. Tyto role jsou uloženy na převislých koncích příčných profilů pomocí kluzných pouzder.

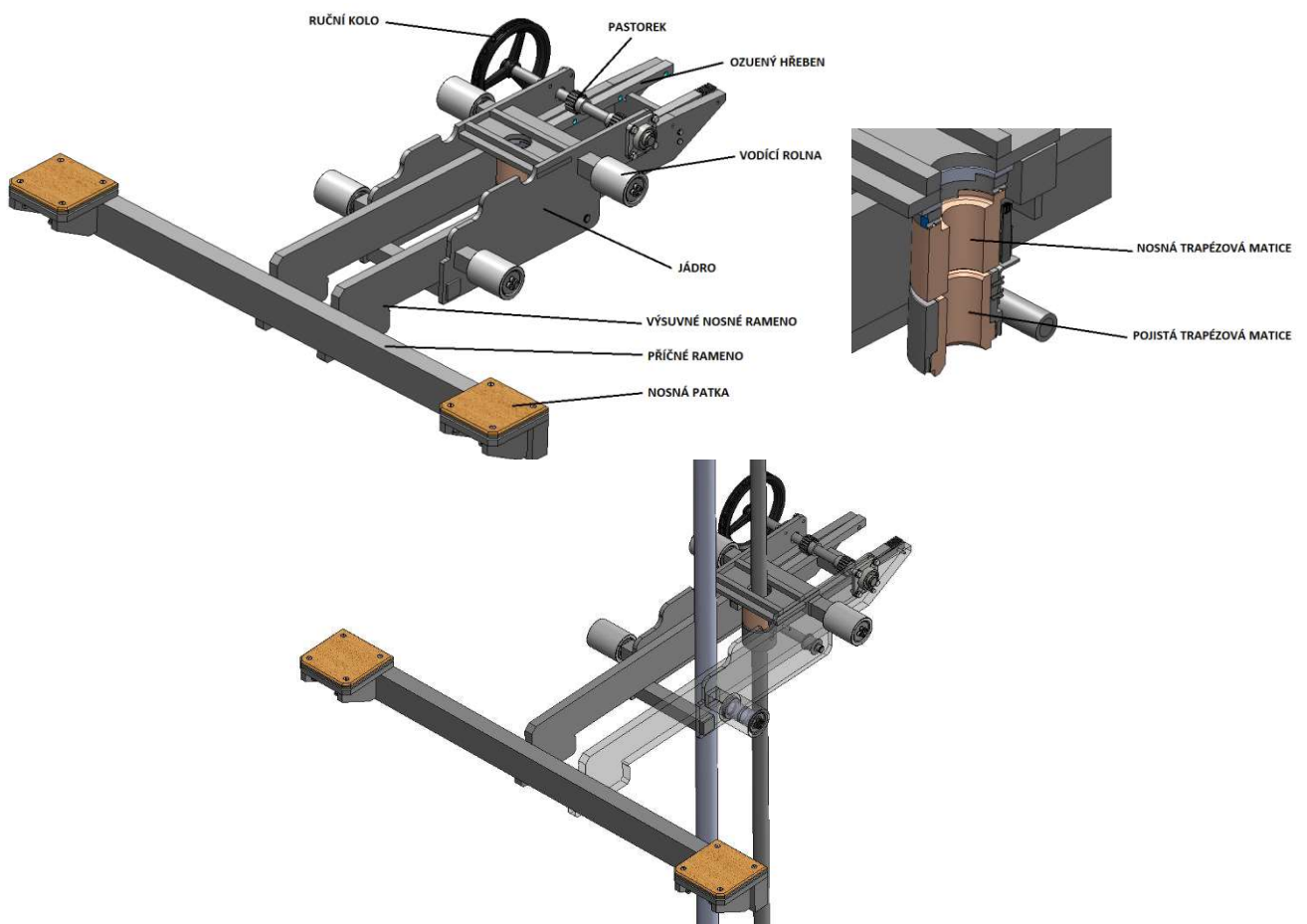


Obrázek 44 – Uložení zvedacího mechanismu KV na rámu zvedáku

6.4 Mechanismus pro zvedání podvozků

Funkce tohoto zvedacího mechanismu je založena na podobném principu jako u mechanismu pro zvedání kolejových vozidel. Zvedací mechanismus podvozků se skládá ze dvou hlavních částí. Jádra, zajišťující pohyb v rámu zvedáku a výsuvného nosného ramene, jehož nosné patky je potřeba umístit pod zvedací body podvozků. Při návrhu nosného ramene byly jako zvedací body uvažovány ložiskové jednotky podvozků. Nosnost tohoto mechanismu je navržena pro 5 t, zdvih 2 100 mm a velikost výsuvu nosného ramene je 560 mm.

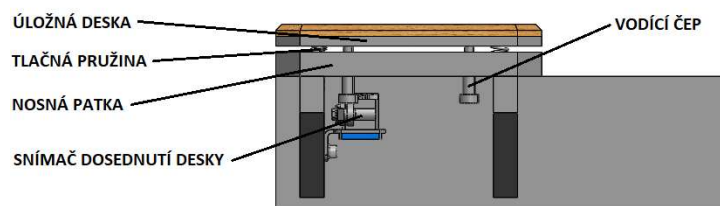
Výsuv nosného ramene vůči jádru zvedacího mechanismu je zajištěn ozubeným hřebenem a pastorkem. Hřeben připevněný na nosném rameni je v záběru s pastorkem, který je uložen na otočné tyči a zajištěn kolíkem proti otáčení. Otočná tyč je uložena v ložiskových jednotkách připevněných k jádru zvedacího mechanismu a je poháněna otáčením ručního kola.



Obrázek 46 – Průchod trapézových šroubů zvedacím mechanismem podvozků

Svařenec jádra je tvořen dvěma svislými deskami, příčnými profily a vodorovně uloženou nosnou deskou. Podobně, jako u zvedacího mechanismu kolejových vozidel, také tento mechanismus je konstrukčně přizpůsoben průchodu obou trapézových šroubů. Šroub pro zvedání kolejových vozidel prochází jádrem volně. Druhý šroub pro zvedání podvozků je přes dvě trapézové matice propojen se zvedacím mechanismem podvozků. V jádru tohoto mechanismu jsou tedy uloženy dvě trapézové matice, nosná a pojistná. Obě matice jsou z bronzové slitiny EN CC483K, protože třením mezi závitem ocelového šroubu a bronzové matice je sníženo riziko zadření matice. Při pohybu trapézového šroubu se matice v jeho axiálním směru posouvá a zvedá břemeno. Matice je proti pootočení zajištěna tvarovým stykem, který je zajištěn konstrukční úpravou ve svařovaném jádru. Pojistná matice slouží jako záložní systém, například při poškození nebo nadměrnému opotřebení závitu nosné matice. Mezi oběma maticemi je nastavena vůle, která je kontrolována indukčním čidlem. Při vzájemném dosednutí obou matic snímač indikuje poškození nosné matice.

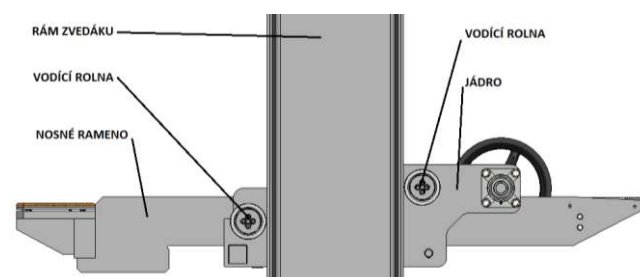
Výsuvné nosné rameno je řešeno svařením dvou podélných desek a příčného ramene, na kterém se nacházejí nosné patky. Patkami procházejí vodící čepy a jsou připevněny k úložné desce. Mezi patkou a úložnou deskou je pomocí tlačných pružin nastavena vůle. Při zatížení úložných desek dojde k vzájemnému dosednutí a mechanický koncový snímač indikuje zvedání břemene.



Obrázek 47 – Řešení nosné patky

Zvedání podvozků patkami nosného ramene je uvažováno za ložiskové jednotky podvozků s rozvorem 1800 mm. Pro zvedání podvozků jiných rozvorů, lze nosné rameno ze zvedáku vyjmout a nahradit ho jiným, s roztečí patek dle rozvoru zvedaného podvozku. Případně lze dodávat nosná ramena pro zvedání podvozků v různých třídách dle rozvoru. V budoucnu může být také nahrazeno jiným typem nosného ramene pro zvedání jiných komponent.

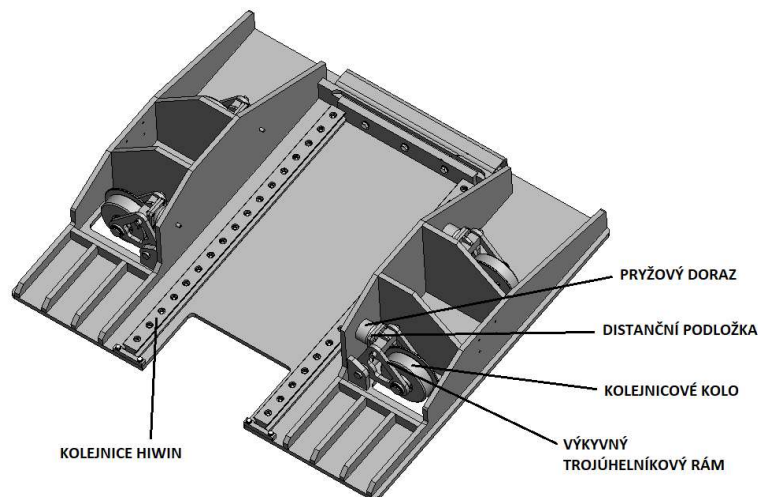
Při zatížení nosné patky dojde ke vzpříčení nosného ramene v jádru zvedacího mechanismu o jeho příčné profily a nastane klopení jádra. Pro zamezení tohoto účinku je jádro opatřeno vodícími rolnami a pomocí těchto roln vedeno po rámu zvedáku. Vodící rolny jsou uloženy na převislých koncích příčných profilů jádra v kluzných pouzdrech.



Obrázek 48 – Uložení zvedacího mechanismu podvozků na rámu zvedáku

6.5 Konzola zvedáku

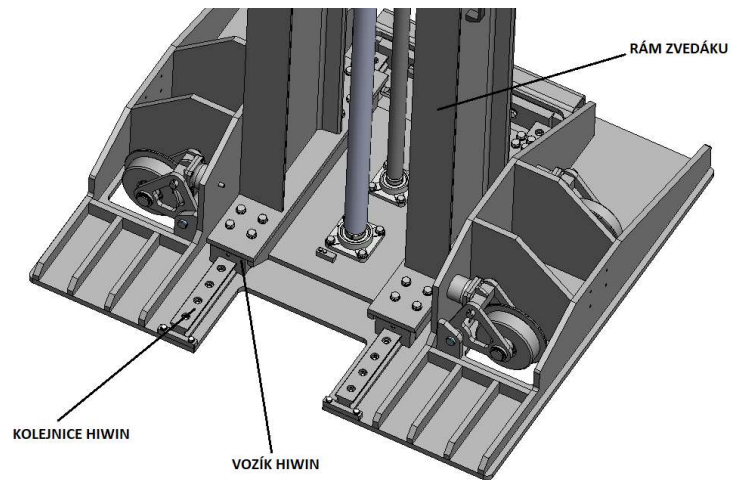
Sestava rámu zvedáku s již montovanými trapézovými šrouby, pohony a oběma zvedacími mechanismy je uložena na konzole zvedáku, zajišťující spojení zvedáku s podlahou. Pomocí této konzoly se zvedák může vzhledem ke kolejovému vozidlu posouvat v jeho podélném a příčném směru. Základem konzoly je svařovaná konstrukce, vyztužená žebry a opatřená dalšími prvky pro zajištění posuvu v obou uvede-
ných směrech.



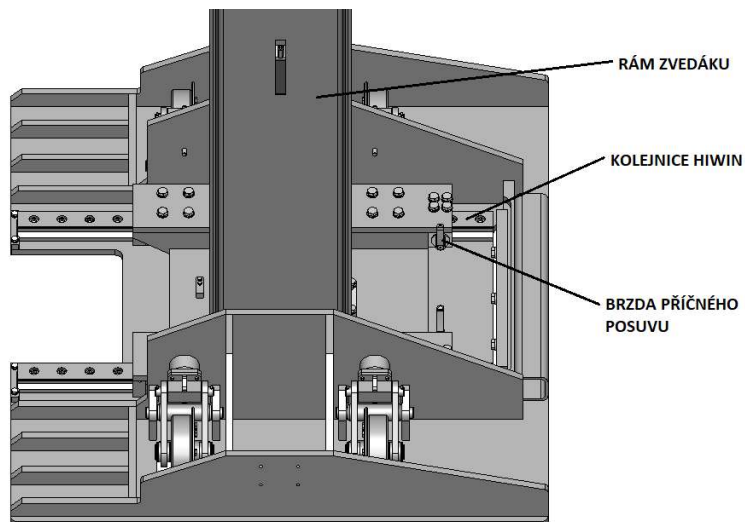
Obrázek 49 – Konzola zvedáku

Posuv zvedáku v příčném směru kolejového vozidla je řešen lineárním vedením. Zvedák se tedy může vůči konzole posouvat a tím zajistit zvedání kolejových vozidel různých rozchodů nebo snížit namáhání nosného ramene příslušného zvedacího mechanismu. Lineární vedení bylo navrženo pomocí vozíků a kolejnic dodávaných společností HIWIN. Vozík je připevněn ke spodní části nosného rámu zvedáku. K této části je také připevněna brzda, zajišťující zabrzdění zvedáku v zatíženém stavu. Kolejnice jsou upevněny ke konstrukci konzoly zvedáku a opatřeny zářádkami proti sjetí vozíku z kolejnice. Velikost příčného posuvu je 410 mm.

Posuv konzoly v podélném směru je založen na odzkoušeném principu již vyvinutých patkových zvedáků s kolejnicovým pojezdem. Na konzolu jsou připevněny kolejnicová kola, pomocí kterých se zvedák pohybuje po zabudovaných kolejnicích na montážní hale. Každé kolo je pomocí čepu uloženo na výkyvném trojúhelníkovém rámu, který je uložen také pomocí čepu ve svařované konstrukci konzoly. Horní část rámu je přes pryžový doraz opřena o příčnou desku svařence konzoly. Velikost výkyvu trojúhelníkového rámu může být nastavena pomocí distančních podložek a tím lze upravit výšku konzoly zvedáku od kolejnice. Při zatížení zvedáku dojde k naklonění celé konzoly a opření přední hrany hlavní desky o podlahu haly. Aby při zatížení nosné patky nedošlo k překlopení zvedáku, je zadní část konzoly opatřena lištou s vybráním, která se zahákne o třetí kolejnici kolejnicového pojezdu.



Obrázek 50 – Rám zvedáku uložený na konzole



Obrázek 51 – Rám zvedáku uložený na konzole

Navržená konstrukce rámu zvedáku umožňuje řešit její uložení na konzole zvedáku dalšími způsoby, například pevným ukotvením k podlaze, halovým pojezdem nebo kolejnicovým pojezdem. Způsob uložení zvedáku na povrchu haly závisí dle požadavků uživatele zvedáku.

6.6 Návrh a pevnostní kontrola mechanismu pro zvedání kolejových vozidel

6.6.1 Maximální zatížení mechanismu

Nosnost:

$$m_1 = 12 [t] = 12\,000 [kg] \quad (1)$$

Bezpečnost dle návrhové normy musí být 1,5násobek nosnosti při maximálním vyložení nosného ramene:

$$k = 1,5 \quad (2)$$

Maximální zatěžující síla:

$$F_1 = m_1 \cdot g \cdot k = 12\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 176\,580 [N] \quad (3)$$

6.6.2 Návrh trapézového šroubu

Zadané parametry:

Maximální zatěžující síla	F_1	176 580 [N]
Dovolené napětí materiálu trapézového šroubu	σ_D	370 [MPa]
Dovolený tlak v závitě trapézové matice	p_D	15 [MPa]

Tabulka 4 – Zadané parametry pro návrh trapézového šroubu

Předběžný návrh průměru trapézového šroubu:

$$\sigma_d = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 176\,580}{\pi \cdot 127,5}} = 42 [mm] \quad (4)$$

Na základě interních norem společnosti STRKAN s.r.o. byl zvolen trapézový šroub o průměru přibližně 50% větší než vypočtený průměr:

Trapézový šroub Tr 70x10

Parametry trapézového závitu:

Velký průměr závitu	d	70 [mm]
Střední průměr závitu	d_2	65 [mm]
Malý průměr závitu	d_3	59 [mm]
Stoupání závitu	P	10 [mm]
Vrcholový úhel závitu	β	30 [°]
Výška styčné plochy závitu	H	5 [mm]
Úhel stoupání závitu	γ	2,804 [°]
Součinitel smykového tření v závitu	f	0,13 [-]
Třecí úhel závitu	φ	7,665 [°]

Tabulka 5 - Rozměry a parametry trapézového šroubu Tr 70x10

Obvodová síla při zvedání:

$$F_{o1} = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = 176\,580 \cdot \operatorname{tg}(2,804 + 7,665) = 32\,627,5 \text{ [N]} \quad (5)$$

Kroutící moment při zvedání:

$$M_{k1} = F_{o1} \cdot \frac{d_2}{2} = 32\,627,5 \cdot \frac{65}{2} = 1\,060\,393 \text{ [Nmm]} = 1\,060,4 \text{ [Nm]} \quad (6)$$

Účinnost při zvedání:

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 2,804}{\operatorname{tg}(2,804 + 7,665)} = 0,265 \text{ [-]} = 26,5 \text{ [%]} \quad (7)$$

Kontrola samosvornosti šroubu:

$$\varphi \geq \gamma \Rightarrow 7,665 \text{ [°]} > 2,804 \text{ [°]} \Rightarrow \text{Šroub je samosvorný} \quad (8)$$

Pevnostní kontrola trapézového šroubu

Napětí šroubu v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{1\,060\,393}{\frac{\pi \cdot 59^3}{16}} = 26,3 \text{ [MPa]} \quad (9)$$

Napětí šroubu v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{176\,580}{\frac{\pi \cdot 59^2}{4}} = 64,6 \text{ [MPa]} \quad (10)$$

Redukované napětí šroubu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{64,6^2 + 3 \cdot 26,3^2} = 79,1 \text{ [MPa]} \quad (11)$$

Kontrola redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = 79,1 \text{ [MPa]} \leq \sigma_D = 370 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (12)$$

Návrh délky závitu trapézové matice

Potřebná délka závitu trapézové matice:

$$p_D \geq \frac{F_1 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot l} \Rightarrow l \geq \frac{F_1 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot p_D} = \frac{176\,580 \cdot 10}{\pi \cdot 65 \cdot 5 \cdot 15} = 115,3 \text{ [mm]} \Rightarrow l = 140 \text{ [mm]} \quad (13)$$

6.6.3 Kontrola axiálního ložiska

Pro uložení trapézového šroubu bylo zvoleno axiální soudečkové ložisko SKF 29412E.

Zadané parametry:

Zatěžující axiální síla	F_1	176 580 [N]
Statická únosnost ložiska SKF 29412 E	C_0	915 [kN]

Tabulka 6 – Parametry pro kontrolu axiálního ložiska

Kontrola statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{F_1} = \frac{915\,000}{176\,580} = 5,18 [-] > 1 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (14)$$

6.6.4 Návrh délky závitu matice nosoucí trapézový šroub

Zadané parametry:

Velikost závitu matice	–	M55 [–]
Stoupání závitu matice	P	2 [mm]
Střední průměr závitu	d_2	53,701 [mm]
Nosná výška závitu	H_1	1,083 [mm]
Dovolený tlak v závitu	p_D	30 [MPa]

Tabulka 7 – Parametry pro návrh délky nosné matice

Potřebná délka závitu nosné matice:

$$p = \frac{F_1 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot l} \leq p_D \Rightarrow l \geq \frac{F_1 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{176\,580 \cdot 2}{\pi \cdot 53,701 \cdot 1,083 \cdot 30} = 64,4 \text{ [mm]} \quad (15)$$

$$\Rightarrow 70 \text{ [mm]}$$

6.6.5 Návrh pohonu

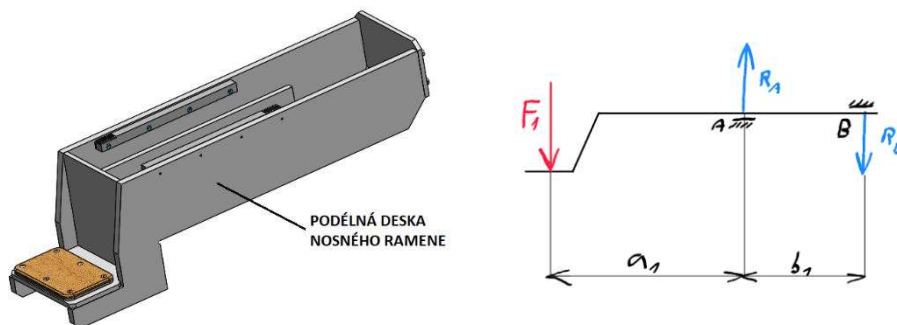
Pro návrh pohonu zvedacího mechanismu kolejových vozidel byla kontaktována společností NORD Drivesystems. Této společnosti byly zadány požadované výstupní parametry z pohonu:

Rozměr trapézového šroubu	–	Tr 70 x 10 [–]
Požadované otáčky trapézového šroubu	n_{ξ}	25 až 30 [min^{-1}]
Požadovaný točivý moment trapézového šroubu	M_{k1}	1 060,4 [Nm]

Tabulka 8 – Zadané parametry pro návrh pohonu

Na základě těchto parametrů byl oslovenou společností navržen pohon elektromotorem s kuželočelní převodovkou SK9022.1AF-100AP/4 TF viz. Příloha č. 3.

6.6.6 Pevnostní kontrola podélné desky nosného ramene



Obrázek 52 – Zatížení podélné desky nosného ramene

Zadané parametry:

Zatěžující síla nosného ramene	F_1	176 580 [N]
Počet podélných desek nosného ramene	i	2 [ks]
Mez kluzu materiálu podélné desky nosného ramene	Re	355 [MPa]
Rozměry podélné desky nosného ramene	a_1	667 [mm]
	b_1	577,5 [mm]
Průřez podélné desky nosného ramene	h	235 [mm]
	b	20 [mm]

Tabulka 9 – Zadané parametry pro výpočet podélné desky nosného ramene

Výpočet reakcí v uložení:

$$\Sigma M_{iA} = 0; \frac{F_1}{i} \cdot a_1 - R_B \cdot b_1 = 0 \quad (16)$$

$$\Sigma M_{iB} = 0; \frac{F_1}{i} \cdot (a_1 + b_1) - R_A \cdot b_1 = 0 \quad (17)$$

$$R_A = \frac{\frac{F_1}{i} \cdot (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{\frac{176\,580}{2} \cdot (667 + 577,5)}{577,5} = 190\,263,1 \text{ [N]} \quad (18)$$

$$R_B = \frac{\frac{F_1}{i} \cdot a_1}{b_1} = \frac{\frac{176\,580}{2} \cdot 667}{577,5} = 101\,973,1 \text{ [N]} \quad (19)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o} = \frac{\frac{F_1}{i} \cdot a_1}{\frac{1}{6} \cdot h^2 \cdot b} = \frac{\frac{176\,580}{2} \cdot 667}{\frac{1}{6} \cdot 235^2 \cdot 20} = 319,9 \text{ [MPa]} \quad (20)$$

Vyhodnocení:

$$\sigma_o = 319,9 \text{ [MPa]} > R_e = 355 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (21)$$

Průběh zatížení a momentů podélné desky nosného ramene:

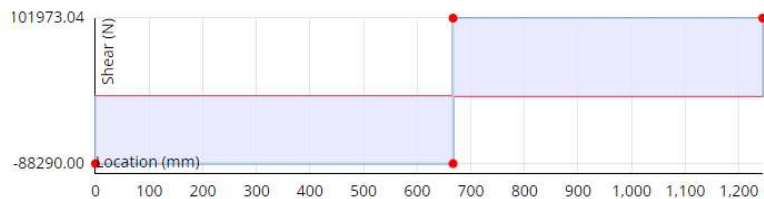
Shear Diagram

(Max +ve)Shear Load (N): 101973.039,

Location (mm): 667.000, 1244.500

(Max -ve)Shear Load (N): -88290.000,

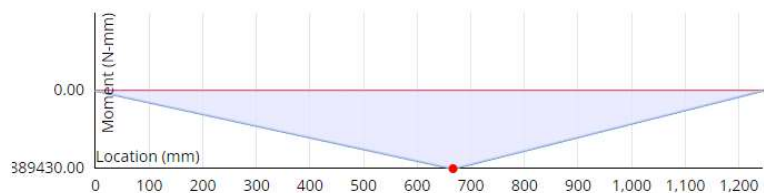
Location (mm): 0.000, 667.000



Moment Diagram

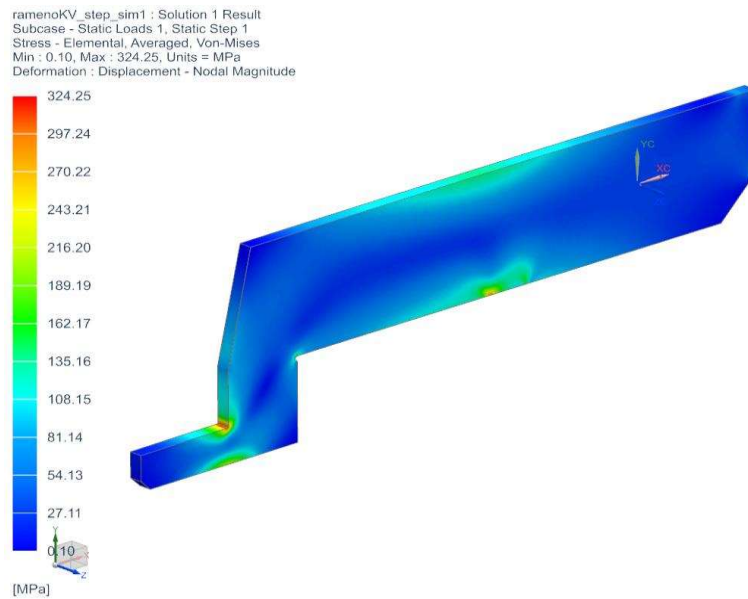
(Max -ve)Moment Load (N-mm): -58889430.000,

Location (mm): 667.000

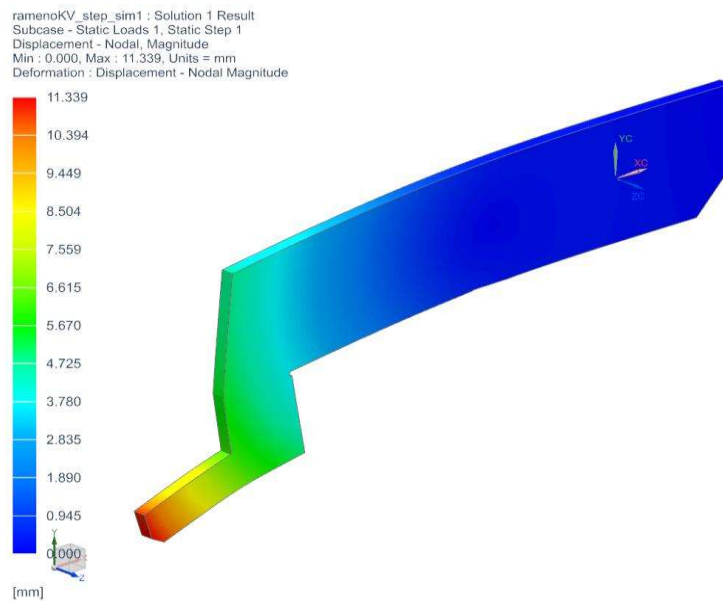


Obrázek 53 – Průběh zatížení a ohybového momentu podélné desky nosného ramene [28]

Kontrola podélné desky nosného ramene pomocí MKP:



Obrázek 54 – Pevnostní analýza podélné desky nosného ramene (průběh napětí)



Obrázek 55 – Pevnostní analýza podélné desky nosného ramene (deformace)

Výsledky pevnostní analýzy podélné desky nosného ramene se shodují s vypočtenými výsledky .

6.7 Návrh a pevnostní kontrola mechanismu pro zvedání podvozků

6.7.1 Maximální zatížení mechanismu

Nosnost:

$$m_2 = 5 [t] = 5\,000 [kg] \quad (22)$$

Bezpečnost dle návrhové normy musí být 1,5násobek nosnosti při maximálním vyložení nosného ramene:

$$k = 1,5 \quad (23)$$

Maximální zatěžující síla:

$$F_2 = m_2 \cdot g \cdot k = 5\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 73\,575 [N] \quad (24)$$

6.7.2 Návrh trapézového šroubu

Zadané parametry:

Maximální zatěžující síla	F_2	73 575 [N]
Dovolené napětí materiálu trapézového šroubu	σ_D	370 [MPa]
Dovolený tlak v závitě trapézové matice	p_D	15 [MPa]

Tabulka 10 – Zadané parametry pro návrh trapézového šroubu

Předběžný návrh průměru trapézového šroubu:

$$\sigma_d = \frac{Q}{S_3} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow \sigma_d = \frac{F_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73\,575}{\pi \cdot 127,5}} = 27,1 [mm] \quad (25)$$

Na základě interních norem společnosti STRKAN s.r.o. byl zvolen trapézový šroub o průměru přibližně 50% větší než vypočtený průměr:

Trapézový šroub Tr 50x10

Parametry trapézového závitu:

Velký průměr závitu	d	50 [mm]
Střední průměr závitu	d_2	45 [mm]
Malý průměr závitu	d_3	39 [mm]
Stoupání závitu	P	10 [mm]
Vrcholový úhel závitu	β	30 [°]
Výška styčné plochy závitu	H	5 [mm]
Úhel stoupání závitu	γ	4,046 [°]
Součinitel smykového tření v závitu	f	0,13 [-]
Třecí úhel závitu	φ	7,665 [°]

Tabulka 11 - Rozměry a parametry trapézového šroubu Tr 50x10

Obvodová síla při zvedání:

$$F_{o2} = F_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = 73\,575 \cdot \operatorname{tg}(4,046 + 7,665) = 15\,251,7 \text{ [N]} \quad (26)$$

Kroutící moment při zvedání:

$$M_{k2} = F_{o2} \cdot \frac{d_2}{2} = 15\,251,7 \cdot \frac{45}{2} = 343\,164 \text{ [Nmm]} = 343,2 \text{ [Nm]} \quad (27)$$

Účinnost při zvedání:

$$\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 4,046}{\operatorname{tg}(4,046 + 7,665)} = 0,341 \text{ [-]} = 34,1 \text{ [%]} \quad (28)$$

Kontrola samosvornosti šroubu:

$$\varphi \geq \gamma \Rightarrow 7,665 \text{ [°]} > 4,406 \text{ [°]} \Rightarrow \text{Šroub je samosvorný} \quad (29)$$

Pevnostní kontrola trapézového šroubu

Napětí šroubu v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{343\,164}{\frac{\pi \cdot 39^3}{16}} = 29,5 \text{ [MPa]} \quad (30)$$

Napětí šroubu v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{73\,575}{\frac{\pi \cdot 39^2}{4}} = 61,6 \text{ [MPa]} \quad (31)$$

Redukované napětí šroubu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{61,6^2 + 3 \cdot 29,5^2} = 80 \text{ [MPa]} \quad (32)$$

Kontrola redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = 80 \text{ [MPa]} \leq \sigma_D = 370 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (33)$$

Návrh délky závitu trapézové matice

Potřebná délka závitu trapézové matice:

$$p_D \geq \frac{F_2 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot l} \Rightarrow l \geq \frac{F_2 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot p_D} = \frac{73\,575 \cdot 10}{\pi \cdot 45 \cdot 5 \cdot 15} = 69,4 \text{ [mm]} \Rightarrow l = 75 \text{ [mm]} \quad (34)$$

6.7.3 Kontrola axiálního ložiska

Pro uložení trapézového šroubu bylo zvoleno kuželíkové ložisko SKF 32309.

Zadané parametry:

Zatěžující axiální síla	F_2	73 575 [N]
Statická únosnost ložiska SKF 32309	C_0	170 [kN]

Tabulka 12 - Parametry pro kontrolu axiálního ložiska

Kontrola statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{F_2} = \frac{170\,000}{73\,575} = 2,31 \text{ [-]} > 1 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (35)$$

6.7.4 Návrh délky závitu matice nesoucí trapézový šroub

Zadané parametry:

Velikost závitu matice	–	M40 [–]
Stoupání závitu matice	P	2 [mm]
Střední průměr závitu	d_2	38,701 [mm]
Nosná výška závitu	H_1	1,083 [mm]
Dovolený tlak v závitu	p_D	30 [MPa]

Tabulka 13 – Parametry pro návrh délky nosné matice

Potřebná délka závitů nosné matice:

$$p = \frac{F_2 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot l} \leq p_D \Rightarrow l \geq \frac{F_2 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{73\,575 \cdot 2}{\pi \cdot 38,701 \cdot 1,083 \cdot 30} = 37,3 \text{ [mm]} \quad (36)$$

$$\Rightarrow 50 \text{ [mm]}$$

6.7.5 Návrh pohonu

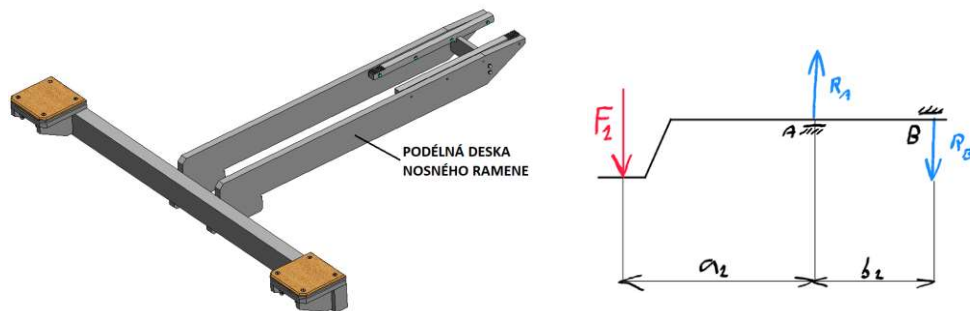
Pro návrh pohonu zvedacího mechanismu podvozků byla kontaktována společnost NORD Drivesystems. Této společnosti byly zadány požadované výstupní parametry z pohonu:

Rozměr trapézového šroubu	–	Tr 50 x 10 [–]
Požadované otáčky trapézového šroubu	n_{ξ}	25 až 30 [min^{-1}]
Požadovaný točivý moment trapézového šroubu	M_{k2}	343,2 [Nm]

Tabulka 14 – Zadané parametry pro návrh pohonu

Na základě těchto parametrů byl oslovenou společností navržen pohon elektromotorem s kuželočelní převodovkou SK9016.1AF-90SP/4TF viz. Příloha č. 4.

6.7.6 Pevnostní kontrola podélných desek nosného ramene



Obrázek 56 – Schéma podélné desky nosného ramene

Zadané parametry:

Zatěžující síla nosné rameno	F_2	73 575 [N]
Počet podélných desek nosného ramene	i	2 [ks]
Mez kluzu materiálu podélné desky nosného ramene	Re	355 [MPa]
Rozměry podélné desky nosného ramene	a_2	855 [mm]
	b_2	563 [mm]
Průřez podélné desky nosného ramene	h	135 [mm]
	b	30 [mm]

Tabulka 15 – Zadané parametry

Výpočet reakcí v uložení:

$$\Sigma M_{iA} = 0; \frac{F_2}{i} \cdot a_2 - R_B \cdot b_2 = 0 \quad (37)$$

$$\Sigma M_{iB} = 0; \frac{F_2}{i} \cdot (a_2 + b_2) - R_A \cdot b_2 = 0 \quad (38)$$

$$R_A = \frac{\frac{F_2}{i} \cdot (a_2 + b_2)}{b_2} = \frac{\frac{73\,575}{2} \cdot (855 + 563)}{563} = 90\,328,5 \text{ [N]} \quad (39)$$

$$R_B = \frac{\frac{F_2}{i} \cdot a_2}{b_2} = \frac{\frac{73\,575}{2} \cdot 855}{563} = 55\,867,4 \text{ [N]} \quad (40)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,max}}{W_o} = \frac{\frac{F_2}{i} \cdot a_2}{\frac{1}{6} \cdot h^2 \cdot b} = \frac{\frac{73\,575}{2} \cdot 855}{\frac{1}{6} \cdot 135^2 \cdot 30} = 345,2 \text{ [MPa]} \quad (41)$$

Vyhodnocení:

$$\sigma_o = 345,2 \text{ [MPa]} > R_e = 355 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (42)$$

Průběh zatížení a momentů podélné desky nosného ramene:

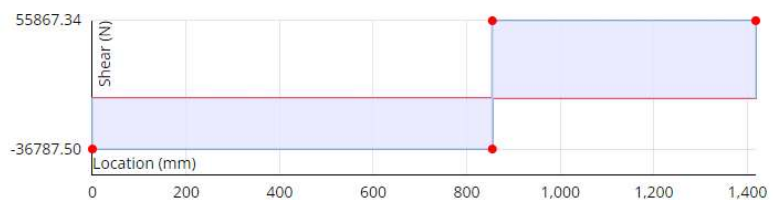
Shear Diagram

(Max +ve)Shear Load (N): 55867.340,

Location (mm): 855.000, 1418.000

(Max -ve)Shear Load (N): -36787.500,

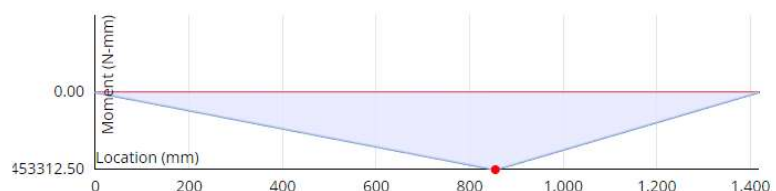
Location (mm): 0.000, 855.000



Moment Diagram

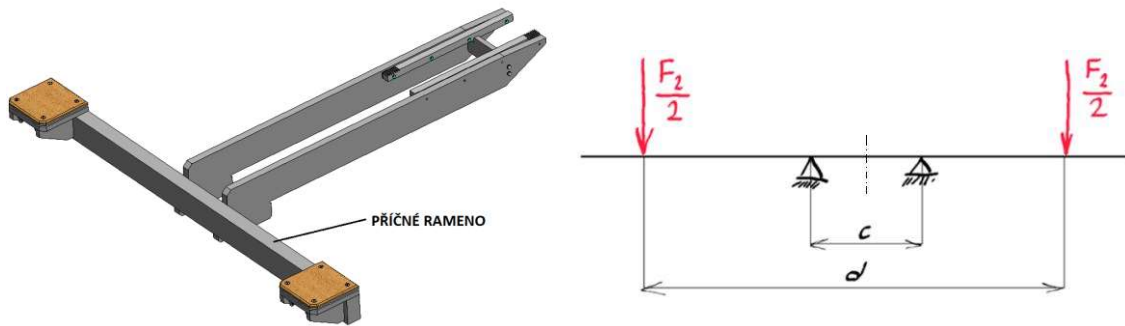
(Max -ve)Moment Load (N-mm): -31453312.500,

Location (mm): 855.000



Obrázek 57 – Průběh zatížení a ohybového momentu podélné desky nosného ramene [28]

6.7.7 Pevnostní výpočet příčného ramene pro zvedání podvozků



Obrázek 58 – Schéma příčného ramene

Zadané parametry:

Zatěžující síla	F_2	73 575 [N]
Mez kluzu materiálu příčného ramene (S355)	R_e	355 [MPa]
Rozteč podpěr	c	234 [mm]
Rozteč patek	d	1800 [mm]
Průřez příčného ramene	h	110 [mm]
	b	60 [mm]

Tabulka 16 – Zadané parametry pro výpočet příčného ramene

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o} = \frac{\frac{F_2}{2} \cdot \frac{d-c}{2}}{\frac{1}{6} \cdot h^2 \cdot b} = \frac{73\,575 \cdot \frac{1800-234}{2}}{\frac{1}{6} \cdot 110^2 \cdot 60} = 238,1 \text{ [MPa]} \quad (43)$$

Vyhodnocení:

$$\sigma_o = 238,1 \text{ [MPa]} > R_e = 355 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (44)$$

Průběh zatížení a momentů příčného ramene:

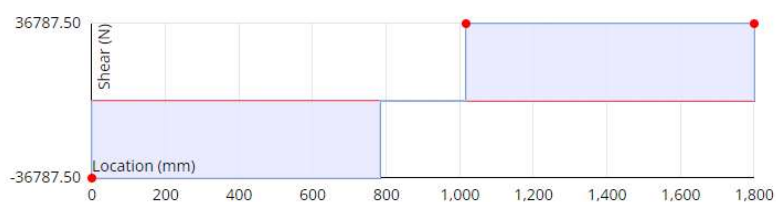
Shear Diagram

(Max +ve)Shear Load (N): 36787.500,

Location (mm): 1017.000, 1800.000

(Max -ve)Shear Load (N): -36787.500,

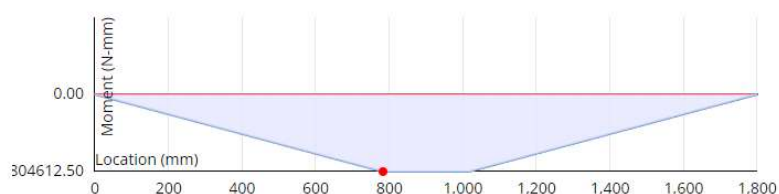
Location (mm): 0.000



Moment Diagram

(Max -ve)Moment Load (N-mm): -28804612.500,

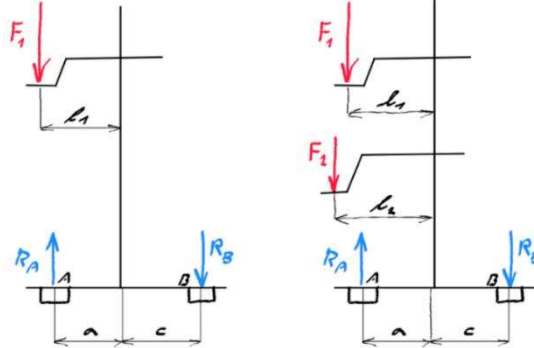
Location (mm): 783.000



Obrázek 59 – Průběh zatížení a ohybového momentu příčného ramene [28]

6.8 Výpočet namáhání hlavních komponent podélného a příčného posuvu

6.8.1 Zatížení vozíků lineárního vedení



Obrázek 60 – Zatížení vozíků příčného pojezdu (vlevo: zvedání KV, vpravo: zvedání KV a podvozků)

Zadané parametry:

Zatěžující síla zvedacího mechanismu KV	F_1	176 580 [N]
Zatěžující síla zvedacího mechanismu podvozků	F_2	73 575 [N]
Maximální dovolené zatížení vozíku (RGH 65 CA)	F_{max}	411 600 [N]
Rozměry	a	282 [mm]
	c	282 [mm]
	l_1	950 [mm]
	l_2	1 150 [mm]

Tabulka 17 – Zadané parametry pro výpočet zatížení vozíků příčného posuvu

Výpočet reakcí namáhající vozík zvedání břemene jen zvedacím mechanismem KV:

$$\Sigma M_{iA} = 0; -R_B \cdot (a + c) + F_1 \cdot (l_1 - a) = 0 \quad (45)$$

$$\Sigma M_{iB} = 0; -R_A \cdot (a + c) + F_1 \cdot (l_1 + c) = 0 \quad (46)$$

$$R_A = \frac{F_1 \cdot (l_1 + c)}{a + c} = \frac{176\,580 \cdot (950 + 282)}{282 + 282} = 385\,720,9 \text{ [N]} \quad (47)$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot (l_1 - a)}{a + c} = \frac{176\,580 \cdot (950 - 282)}{282 + 282} = 209\,579 \text{ [N]} \quad (48)$$

Výpočet reakcí namáhající vozík při zvedání břemen oběma zvedacími mechanismy současně:

$$\Sigma M_{iA} = 0; -R_B \cdot (a + c) + (F_1 - F_2) \cdot (l_1 - a) + F_2 \cdot (l_2 - a) = 0 \quad (49)$$

$$\Sigma M_{iB} = 0; -R_A \cdot (a + c) + (F_1 - F_2) \cdot (l_1 + c) + F_2 \cdot (l_2 + c) = 0 \quad (50)$$

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{(F_1 - F_2) \cdot (l_1 + c) + F_2 \cdot (l_2 + c)}{a + c} \\ &= \frac{(176\,580 - 73\,575) \cdot (950 + 282) + 73\,575 \cdot (1150 + 282)}{282 + 282} \\ &= 411\,159 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{(F_1 - F_2) \cdot (l_1 - a) + F_2 \cdot (l_2 - a)}{a + c} \\ &= \frac{(176\,580 - 73\,575) \cdot (950 - 282) + 73\,575 \cdot (1150 - 282)}{282 + 282} \\ &= 234\,579 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (52)$$

Maximální zatěžující síly působící na vozík:

$$R_A = \max\{385\,720,9 \text{ [N]}; 411\,159 \text{ [N]}\} = 411\,159 \text{ [N]} \quad (53)$$

$$R_B = \max\{209\,579 \text{ [N]}; 234\,579 \text{ [N]}\} = 234\,579 \text{ [N]} \quad (54)$$

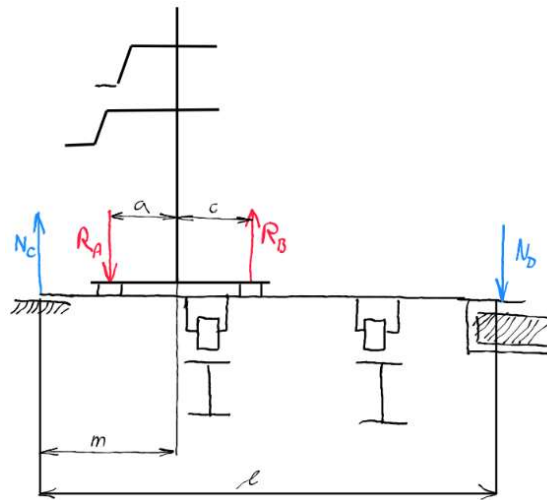
Vyhodnocení:

$$R_A = 411\,159 \text{ [N]} < F_{max} = 411\,600 \text{ [N]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (55)$$

$$R_B = 234\,579 \text{ [N]} < F_{max} = 411\,600 \text{ [N]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (56)$$

Datové listy zvolených vozíků a kolejnic od společnosti HIWIN jsou uvedeny viz. Přílohy č. 5 a 6.

6.8.2 Zatížení konzoly zvedáku a opěrné lišty při zatížení zvedáku



Obrázek 61 – Schéma zatížení konzoly zvedáku

Zadané parametry:

Zatěžující síly konzoly zvedáku	R_A	411 159 [N]
	R_B	234 579 [N]
Rozměry	a	282 [mm]
	c	282 [mm]
	l	1 353 [mm]
	m	420,5 [mm]

Tabulka 18 – Zadané parametry pro výpočet zatížení konzoly zvedáku a opěrné lišty

Výpočet reakcí:

$$\Sigma M_{iC} = 0; -R_A \cdot (m - a) + R_B \cdot (m + c) - N_D \cdot l = 0 \quad (57)$$

$$\Sigma M_{iD} = 0; -N_C \cdot l + R_A \cdot (l - m + a) - R_B \cdot (l - m - c) = 0 \quad (58)$$

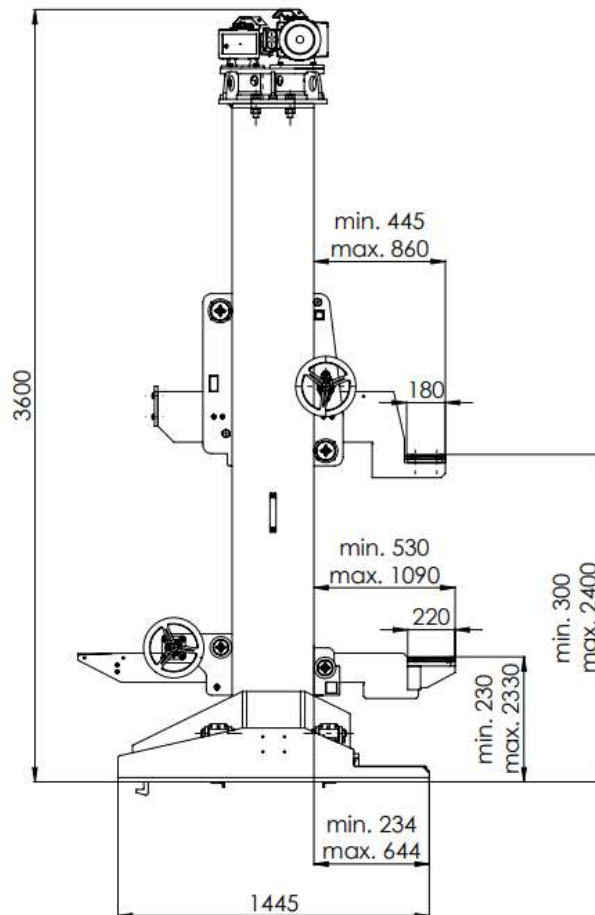
$$N_C = \frac{R_B \cdot (m + c) - R_A \cdot (m - a)}{l} = \frac{234\,579 \cdot (420,5 + 282) - 411\,159 \cdot (420,5 - 282)}{1353} = 79\,709 \text{ [N]} \quad (59)$$

$$N_D = \frac{R_A \cdot (l - m + a) - R_B \cdot (l - m - c)}{l} = \frac{411\,159 \cdot (1353 - 420,5 + 282) - 234\,579 \cdot (1353 - 420,5 - 282)}{1353} = 256\,289 \text{ [N]} \quad (60)$$

6.9 Technické parametry navrženého zvedacího zařízení

Navržené zařízení pro zvedání kolejových vozidel umožňuje svým konstrukčním řešením zvedat dvě břemena současně. Ke zvedání těchto břemen jsou použity zvedací mechanismy, které jsou zvedány trapézovými šrouby. Každý z těchto šroubů je poháněn vlastním pohonem a může tedy zvedat příslušné břemeno nezávisle na druhém. Oba pohony se skládají z elektromotoru a kuželočelní převodovky. Parametry zvedacích mechanismů jsou uvedeny v tabulkách 20 a 21.

Rám zvedáku, ve kterém jsou uloženy trapézové šrouby a zvedací mechanismy, je uložen na konzole a jejich vzájemnou polohu lze nastavit příčným posuvem. V podélném směru lze celým zařízením pohybovat pomocí kolejnicových kol uložených na konzole zvedáku a kolejnic nacházejících se v podlaze montážní haly.



Obrázek 62 – Základní rozměry navrženého zařízení

Technické parametry zvedáku:

Hmotnost zvedáku	2 690	[kg]
Délka zvedáku	1 620	[mm]
Šířka zvedáku	1 445	[mm]
Výška zvedáku	3 600	[mm]
Velikost příčného posuvu	410	[mm]

Tabulka 19 – Technické parametry zvedáku

Technické parametry zvedacího mechanismu KV:

Nosnost zvedacího mechanismu	12	[t]
Velikost zdvihu	2 100	[mm]
Minimální výška zdvihu	300	[mm]
Maximální výška zdvihu	2 400	[mm]
Velikost výsuvu nosného ramene	415	[mm]
Pohon	SK9022.1AF – 100AP/4 TF	
Výkon motoru	3	[kW]
Otáčky motoru	1 450	[min ⁻¹]
Převodový poměr převodovky	58,25	[–]
Otáčky šroubu	25	[min ⁻¹]

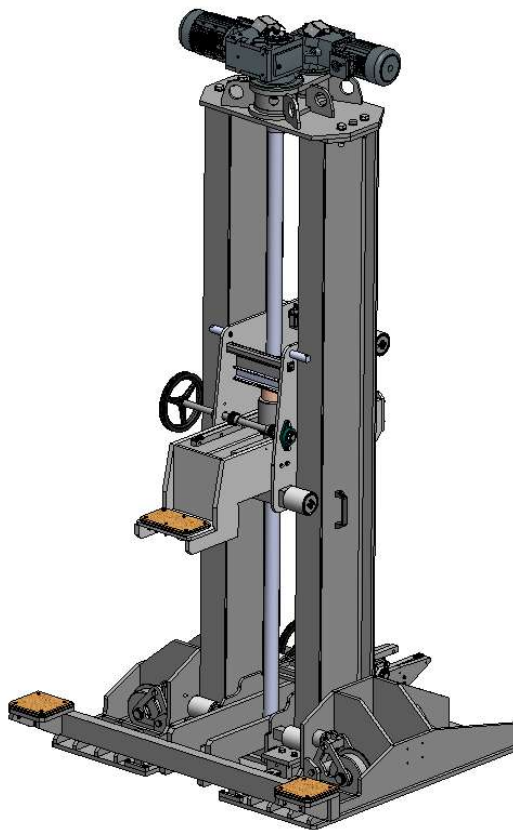
Tabulka 20 – Technické parametry zvedacího mechanismu KV

Technické parametry zvedacího mechanismu podvozků:

Nosnost zvedacího mechanismu	5	[t]
Velikost zdvihu	2 100	[mm]
Minimální výška zdvihu	230	[mm]
Maximální výška zdvihu	2 330	[mm]
Velikost výsuvu nosného ramene	560	[mm]
Pohon	SK9016.1AF – 90SP/4 TF	
Výkon motoru	1,1	[kW]
Otáčky motoru	1 430	[min ⁻¹]
Převodový poměr převodovky	52,44	[–]
Otáčky šroubu	27	[min ⁻¹]

Tabulka 21 - Technické parametry zvedacího mechanismu podvozků

V případě, že budou zvedány jen kolejová vozidla, je zvedací mechanismus podvozků umístěn do polohy jeho dolní úvrati a minimálního vysunutí nosného ramene (Obrázek 63). V této poloze není omezen zvedací mechanismus kolejových vozidel, který tak může zvedat břemeno v plném rozsahu svého zdvihu. Pokud bude potřeba, je možné zvedací mechanismus podvozků zcela vyjmout.



Obrázek 63 – Používání zvedacího mechanismu KV (zvedací mechanismus podvozků není používán)

7 Zhodnocení a závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zařízení pro zvedání kolejových vozidel. Nejprve byla provedena rešerše stavu techniky, za účelem zorientování se v řešené problematice a získání přehledu, jaké druhy zvedáků pro kolejová vozidla jsou v současnosti nabízeny. Poté byl vypracován rozbor technických parametrů. Účelem tohoto rozboru bylo nadefinovat parametry zvedáků pro zvedání kolejových vozidel, jako je například zdvih, nosnost nebo parametry pohonu.

Na základě rešerše stavu techniky byla vypracována specifikace požadavků a bylo zpřesněno, podle kterého byly dále koncepčně navrženy 4 alternativy řešení. U těchto navržených alternativ bylo provedeno hodnocení jejich vzájemné konkurenceschopnosti a byly popsány jejich silné, slabé a rizikové stránky. Podle tohoto zhodnocení všech alternativ byla vybrána nejvhodnější pro další zpracování.

Navržené zařízení pro zvedání kolejových vozidel má ve své konstrukci zabudované dva vzájemně nezávislé zvedací mechanismy. První je zvedací mechanismus pro zvedání kolejových vozidel s nosností 12 t a zdvihem 2100 mm. Druhý zvedací mechanismus, s nosností 5 t a zdvihem 2100 mm, je navržen pro zvedání podvozků kolejových vozidel, případně může být použit i ke zvedání jiných komponent. Oba zvedací mechanismy mají ve své konstrukci připevněnou trapézovou matici a každý je zvedán pomocí vlastního trapézového šroubu. Pohony trapézových šroubů byly navrženy společností NORD Drivesystems.

Oba zvedací mechanismy, trapézové šrouby a jejich pohony jsou uloženy v rámu zvedáku, který je uložen na konzole zvedáku. Konzola je přizpůsobena pro posuv rámu zvedáku, vzhledem ke zvedanému vozidlu, v příčném a podélném směru. Velikost příčného posuvu je 410 mm a je řešena prvky pro lineární vedení od společnosti HIWIN. Na konzolu zvedáku je připevněna kolejnice a na spodní část rámu zvedáku vozíky. Tímto řešením je možné zvedat kolejová vozidla různých rozchodů v rozsahu od 1000 mm do 1520 mm, aniž by byla potřeba přestavovat zvedáky v soupravě. Posuv v podélném směru je zajištěn kolejničovým vedením po povrchu haly. Velikost tohoto posuvu je definována délkou kolejnic na hale.

Společnost STRKAN s.r.o. plánuje toto zařízení pro zvedání kolejových vozidel se dvěma zvedacími mechanismy zařadit do své nabídky patkových zvedáků a pokračovat ve vývoji konzoly zvedáku pro zajištění posuvu rámu v příčném a podélném směru.

8 Reference

- [1] Aretační-přípravky.cz: Redats LS-140, Hydraulický sloupový pákový zvedák 10t, 07-01-88 [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://www.aretacni-pripravky.cz/hydraulicke-pa-
nenky/hydraulicky-sloupovy-pakovy-zvedak-10t--redats-ls-140/](https://www.aretacni-pripravky.cz/hydraulicke-pa-
nenky/hydraulicky-sloupovy-pakovy-zvedak-10t--redats-ls-140/)
- [2] Aretační-přípravky.cz: Redats 15-01-04, Pneumatický měchový zvedák 8t [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://www.aretacni-pripravky.cz/mechove-zvedaky/pneumaticky-
mechovy-zvedak-8t--redats-15-01-04/](https://www.aretacni-pripravky.cz/mechove-zvedaky/pneumaticky-
mechovy-zvedak-8t--redats-15-01-04/)
- [3] Agrifair: Stavební šroubový zvedák BSW [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: <http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=158&icid=22>
- [4] AHProfi: Nůžkový zvedák 1,5t - HT651015 [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://www.ahprofi.cz/nuzkovy-zvedak-1-5-t-ht651015?gclid=EAlaIQob-
ChMI6PTc9L2KhAMVYqSDBx2HUgh6EAQYBSABEGlanPD_BwE](https://www.ahprofi.cz/nuzkovy-zvedak-1-5-t-ht651015?gclid=EAlaIQob-
ChMI6PTc9L2KhAMVYqSDBx2HUgh6EAQYBSABEGlanPD_BwE)
- [5] Procházka MP: Hřebenový zvedák SJ [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: <https://www.prochazka-mp.cz/produkty/hrebenovy-zvedak-sj-123>
- [6] Rpj service s.r.o.: Zvedací plošina jednoduché nůžky CR500 [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: <https://rpjl.cz/jednonuzkove/726234-zvedaci-plosina-jednoduche-nuzky-cr500>
- [7] Rpj service s.r.o.: Zvedací plošina dvojitě horizontální nůžky TAH2000 [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://rpjl.cz/horizontalni-dvojite-nuzky/726271-zvedaci-plosina-dvojite-
horizontalni-nuzky-tah2000](https://rpjl.cz/horizontalni-dvojite-nuzky/726271-zvedaci-plosina-dvojite-
horizontalni-nuzky-tah2000)
- [8] Rpj service s.r.o.: Zvedací plošina dvojitě vertikální nůžky TLD2000XB [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://rpjl.cz/vertikalni-dvojite-a-trojite-nuzky/725653-zvedaci-plosina-dvo-
jite-vertikalni-nuzky-tld2000xb](https://rpjl.cz/vertikalni-dvojite-a-trojite-nuzky/725653-zvedaci-plosina-dvo-
jite-vertikalni-nuzky-tld2000xb)
- [9] UNIVER partner pro profesionály: Ruční hydraulické jámové zvedáky JZ-RH [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://www.univer.cz/rucni-hydraulicke-jamove-zvedaky-jz-rh-
id414](https://www.univer.cz/rucni-hydraulicke-jamove-zvedaky-jz-rh-
id414)
- [10] Aretační-přípravky.cz: Redats L-200F, Dvousloupový poloautomatický zvedák 4 t, 15-01-30 [online]. In: . [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: [https://www.aretacni-pripravky.cz/dvousloupove/re-
dats-15-01-30--dvousloupovy-poloautomaticky-zvedak-4-t--l-200f/](https://www.aretacni-pripravky.cz/dvousloupove/re-
dats-15-01-30--dvousloupovy-poloautomaticky-zvedak-4-t--l-200f/)
- [11] STRKAN strojní kancelář: Patkové zvedáky a nůžkové plošiny [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.strkan.cz/kopie-z-svarovaci-pripravky/>
- [12] Horst Kumbruch GmbH: Consolhebebock [online]. In: . [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://www.kumbruch.de/ProduktB.html>
- [13] Horst Kumbruch GmbH: KO III - Hebebock [online]. In: . [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://www.kumbruch.de/ProduktA.html>
- [14] Horst Kumbruch GmbH: Unterflur-Hebeanlagen [online]. In: . [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://www.kumbruch.de/ProduktD.html#fullcarousel-example>

- [15] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Patkové zvedáky ESH do 12 ton / sloup [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/vlakove-patkove-zvedaky-esh-do-12-ton-sloup/>
- [16] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Mimoúrovňové zvedáky [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/mimourovnove-zvedaky/>
- [17] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Mimoúrovňové zvedáky podvozků [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/mimourovnove-zvedaky-podvozku/>
- [18] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Sloupové zvedáky na podvozky [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/sloupove-zvedaky-na-podvozky/>
- [19] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Nůžkové zvedáky podvozků [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/nuzkove-zvedaky-podvozku/>
- [20] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Zvedák se dvěma šrouby [online]. In: . [cit. 2024-02-04]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/zvedak-s-dvema-srouby/>
- [21] TRÍŠKA, Ladislav. Fotografie ze souboru SK19126_MP_Patkové zvedáky. [fotografie]. 9.9.2020. STRKAN s.r.o. [cit. 2024-05-19].
- [22] AG-Autolift Servisní a garážová technika: Atypické zvedáky [online]. In: . [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://www.ag-autolift.cz/produkt/atypicke-zvedaky/>
- [23] ALTO Systems: Sloupové zvedáky HD [online]. In: . [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://www.altosystems.cz/produkt/sloupove-zvedaky-hd/>
- [24] STRKAN Strojní kancelář: Patkové zvedáky a nůžkové plošiny [online]. In: . [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://www.strkan.cz/kopie-z-svarovaci-pripravky/>
- [25] HOSNEDL, Stanislav. KONSTRUKČNÍ NÁVRH POLOHOVADLA PRO SVAŘOVÁNÍ [online]. In: . 2020 [cit. 2024-05-19]. Dostupné z: [https://home.zcu.cz/~hosnedl/d_BP&DP/DP_EDSM/BO_SaP_Souhrnna.zprava_CASE.EX&Prikklady/B0a_SaP_ED_\(SP-EDD\)_DP-EDB_Polohovadlo/](https://home.zcu.cz/~hosnedl/d_BP&DP/DP_EDSM/BO_SaP_Souhrnna.zprava_CASE.EX&Prikklady/B0a_SaP_ED_(SP-EDD)_DP-EDB_Polohovadlo/)
- [26] SKŘIVÁNEK, Petr, Stanislav HOSNEDL a Tomáš KALINA. SW podpora a dokumentace komplexní specifikace požadavků a SWOT hodnocení navrhovaného technického produktu (TS) pro celý životní cyklus (LC) [software]. Plzeň: KKS, FST, ZČU v Plzni, 2020 [cit. 2024-05-19].
- [27] SKŘIVÁNEK, Petr, HOSNEDL, Stanislav a KALINA, Tomáš. SW podpora a dokumentace hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti alternativ struktur technického produktu (TS) [software]. Plzeň: KKS, FST, ZČU v Plzni, 2020 [cit. 2024-05-19].
- [28] OPTIMALBEAM: Free Beam Calculator for Statically Indeterminate Beams [online]. In: . [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: <https://optimalbeam.com/beam-calculator.php>
- [29] GAŠPARÍK, Miroslav. Manipulační a dopravní technika II. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2017. ISBN 978-80-213-2760-3.
- [30] HELLER, Petr. Kolejová vozidla I. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.

- [31] HELLER, Petr. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [32] HELLER, Petr. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2021. ISBN 978-80-261-1047-7.
- [33] ŠPERL, Jakub. NÁVRH MECHANICKÉHO AUTOMOBILOVÉHO ZVEDÁKU [online]. Plzeň, 2014 [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/12481>. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Eva Krónerová, Ph.D.
- [34] SLUKA, Pavel. NÁVRH MECHANICKÉHO AUTOMOBILOVÉHO ZVEDÁKU [online]. Praha, 2017 [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/73447>. Bakalářská práce. Fakulta strojní ČVUT v Praze. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.
- [35] Leinveber, Jiří a Vávra, Pavel. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Páté vydání. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4

9 Seznam příloh

- Příloha č.1: Specifikace požadavků a SWOT hodnocení v celém životním cyklu
- Příloha č.2: Hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti alternativ navržených orgánových struktur
- Příloha č.3: Technický list pohonu NORD SK9022.1AF-100AP/4 TF
- Příloha č.4: Technický list pohonu NORD SK9016.1AF-90SP/4 TF
- Příloha č.5: Technický list kolejnice HIWIN RGR65R
- Příloha č.6: Technický list vozíku HIWIN RGH65CA
- Příloha č.7: Výkres sestavení navrženého zařízení pro zvedání kolejových vozidel
- Příloha č.8: Výkres sestavy uložení trapézových šroubů
- Příloha č.9: Výrobní výkres trapézového šroubu Tr 70x10