



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJEZDOVÁ JEDNOTKA REGÁLOVÉHO ZAKLADAČE

TRAVEL UNIT OF STACK STACKER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ROMAN PAVELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2011

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí pojezdových mechanismů jednotek regálových zakladačů pro výšky od 10 do 44m a pevnostní analýzou pojezdové jednotky jednosloupového zakladače pro výšku sloupu 26m.

V první části práce je provedeno stručné uvedení do problematiky skladování a popis základních částí regálového zakladače. Dále následuje konstrukční řešení, výpočet pojezdových kol, návrh pohonu, hřídele a ložisek. V druhé polovině práce je řešen rám pojezdové jednotky, výpočet dopravního výkonu a bezpečnostní koncept regálových zakladačů. Součástí je také výkresová dokumentace.

Annotation

This master thesis deals with the design of stack stackers travel mechanism for height from 10m to 44m. Next it deals with the strength analysis travel unit for one-pillar stacker for height of pillar 26m.

In the first part is done brief introduction to problems of stocking and description basic parts of stack stacker. After that follows structural design, calculation of travel wheel, drive, shaft and bearings. In the second part of thesis is deals travel unit frame, calculation of transport capacity and is done safety concept of stack stackers. An integral part of the thesis is drawing documentation.

Klíčová slova:

Regálový zakladač, skladování, pojezdový mechanismus, konstrukce, rám

Key words:

Stack stacker, stocking, travel mechanism, design, frame

Bibliografická citace

PAVELKA, R. *Pojezdová jednotka regálového zakladače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 83 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím rad a poznatků vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně, konzultanta pana Ing. Zbigněva Kozoka z firmy SSI Schäfer a s použitím uvedené literatury.

V Brně, 20. května 2011

.....
Podpis

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval mému konzultantovi panu Ing Zbigněvu Kozokovi z firmy SSI Schäfer a vedoucímu práce doc. Miroslavu Škopánovi, CSc za cenné informace, připomínky a rady při vypracování této diplomové práce.

Obsah

Úvod	9
1. Skladování.....	10
1.1. Manipulační jednotky	10
1.2. Umisťovací zařízení	12
1.3. Skladovací zařízení.....	12
1.3.1. Stromečkové regály	13
1.3.2. Konvenční regály.....	13
1.3.3. Průjezdové a vjezdové regály	14
1.3.4. Spádové regály	14
1.3.5. Mobilní regály	15
1.4. Dopravní prostředky pro skladování	15
1.4.1. Dopravníky	15
1.4.2. Manipulační vozíky	16
1.4.3. Jeřáby a zakladače	16
2. Regálový zakladač	18
3. Koncepce řešení	20
4. Výpočet pojezdového mechanismu.....	21
4.1. Určení zatížení.....	21
4.1.1. Jednotlivé hmotnosti.....	21
4.1.2. Celková hmotnost.....	22
4.2. Pojezdová kola.....	23
4.2.1. Síly působící na kola	23
4.2.2. Průměr pojezdového kola	26
4.3. Hřídel pod pojezdovými koly (návrh)	28
4.3.1. Reakce v podporách (ložiskách).....	28
4.3.2. Průměry hřídelů	30
4.4. Pohon.....	31
4.4.1. Předběžná volba elektromotorů	32
4.4.2. Předběžná volba převodovky.....	35
4.4.3. Výpočet brzdy	38
4.4.4. Navržené pohony	40
4.5. Hřídel pod pojezdovými koly (kontrolní výpočet)	41
4.5.1. Reakce v podporách (ložiskách).....	41
4.5.2. Napětí působící na hřídel.....	42
4.5.3. Bezpečnost hřídelí	44

4.6.	Návrh ložisek.....	44
5.	Rám pojezdové jednotky zakladače	47
5.1.	Rozpětí pojezdových kol	47
5.2.	Šroubové spoje	51
5.2.1.	Spojení pojezdové jednotky kola a nosníku zakladače	51
5.2.2.	Spojení patky sloupu a nosníku zakladače	55
5.3.	Pevnostní analýza rámu	58
5.3.1.	Příprava výpočtového modelu	58
5.3.2.	Zatěžovací stavy	61
5.3.3.	Výsledky analýzy – napětí.....	62
5.3.4.	Výsledky analýzy – deformace.....	65
6.	Dopravní výkon.....	68
6.1.	Dopravní výkon (všeobecně).....	68
6.1.1.	Doba jednoho cyklu.....	69
6.1.2.	Dopravní výkon za hodinu	69
6.2.	Dopravní výkon (zakladač - 26m).....	71
6.2.1.	Dopravní výkon za hodinu	71
7.	Bezpečnostní koncept.....	73
	Závěr	76
	Seznam použitých symbolů	77
	Seznam použitých zdrojů.....	81
	Seznam příloh	83

Úvod

Regálový zakladač je strojní zařízení využívané hlavně ve velkoskladech k dopravě břemen ve vodorovném a svislém směru. Slouží k naskladňování a vyskladňování materiálu na manipulačních jednotkách (paletách) v regálech. Nosnou konstrukci zakladače je pojezdové jednotka a v ní jsou uložena dvě pojezdová kola, která pojíždí po jedné kolejnici mezi regály. Na pojezdovou jednotku je upevněn sloup regálového zakladače, po kterém vyjíždí ve směru svislém zdvihací zařízení s teleskopickými vidlemi, které přepravovanou paletu naskladní (vyskladní) na konečné místo v regálech. Využití regálových zakladačů je převážně v uzavřených budovách – skladech.

1. Skladování

Podstatou skladování je vytváření zásob, díky tomu jsou odběratelé plynule zásobováni. Skladování je značně finančně náročné, což se projevuje v konečné ceně výrobku. Proto je snahou snížit počet skladovaného materiálu na optimální množství, zvýšit produktivitu a rychlost. V dnešní době je trend fungovat bez skladů, což vyžaduje velmi náročné logistické plánování.

Skladování může být ruční, kde se nepožaduje vysoká efektivnost. Dále známe skladování pomocí různých strojních zařízení, které jsou stručně popsány níže, až po plně automatizované sklady, které zajišťují velmi dobrou spolehlivost a rychlost této operace.

Podle umístění materiálu dělíme skladování na dvě základní kategorie:

a) volné

Pod skladování volné můžeme zařadit materiál volně položený na podlaze nebo v zásobnících a regálech.

b) s manipulační jednotkou

Zde je materiál vložen do normalizované manipulační jednotky a díky tomu je snadno uskladnitelný a stohovatelný.

1.1. Manipulační jednotky

Slouží ke snížení počtu jednotek materiálu a tím zvyšuje efektivnost dopravy a jeho skladování.

a) bedny

Slouží k ukládání drobných materiálů. Vyrábí se v různých velikostech a z odlišných materiálů (dřevěné, kovové, plastové).

b) palety

Jsou to horizontální pevné plošiny s minimální výškou vhodné pro manipulaci s vidlicovým zařízením. Máme několik normalizovaných druhů palet. V Evropě jsou nejznámější EURO (viz obr. 1.1) a INDU palety. Nosnosti EURO palety se pohybují od 1000 kg u libovolně rozložené zátěže na paletě až po 1500 kg u palety kde je zátěž rovnoměrně rozložená. Tabulka 2.1 ukazuje rozměry palet dle ISO 6780.

Tab.1.1 Rozměry palet dle ISO 6780

Typ palety	Rozměry [mm]
EURO	1200 x 800
INDU	1200 x 1000



Obr. 1.1 EURO paleta [20]

c) kontejnery

Nejznámějším je univerzální kontejner (viz obr. 1.2), který má dveře v čelních stěnách a pevný vrch. Dále existují speciální kontejnery pro sypké materiály s otevřeným vrchem a pevnými stěnami. Všechny tyto kontejnery mají normalizované rozměry a v rozích prvky sloužící k vlastní manipulaci a stohování. U nás se setkáme hlavně s kontejnery ISO třídy 1 se stejnou šířkou 2438 mm v délkách 20 stop (6058 mm) a 40 stop (12192 mm). Výšky kontejneru se pohybují kolem 2600 mm dle typu.



Obr. 1.2 Kontejnery [21]

1.2. Umísťovací zařízení

Tuto kategorii tvoří zařízení, která přemísťují materiál z jednotlivých pozic na takové místo, které vyhovuje dalšímu pohybu s materiálem. Obvykle je užíváno pro manipulaci přímo na pracovišti. Může být ruční i strojní.

- Základní typy**
- zdvihací sklápěcí a otočný stůl (viz obr. 1.3)
 - nájezdová lávka
 - zdvihadlo
 - manipulátor (pevný, kloubový)
 - průmyslový robot (viz obr. 1.4)



Obr. 1.3 Zdvihací a otočný stůl [28]



Obr. 1.4 Průmyslový robot [23]

1.3. Skladovací zařízení

Používá se pro uchovávání materiálového toku v rámci časového intervalu. Jestliže jdou skladovat materiály na podlaze, pak není třeba skladovacího zařízení. Dělí se na nepaletizační, paletizační a kontejnerové podle typu skladovaného materiálu.

1.3.1. Stromečkové regály

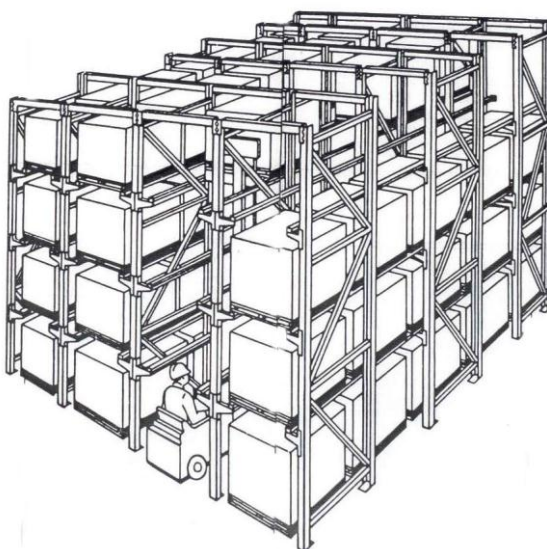
Slouží převážně ke skladování velmi dlouhých materiálů, jako jsou kovové profily, trubky, dřevěné desky apod. Tyto regály umožňují skladování na jedné nebo na obou stranách.



Obr. 1.5 Stromečkový regál [29]

1.3.2. Konvenční regály

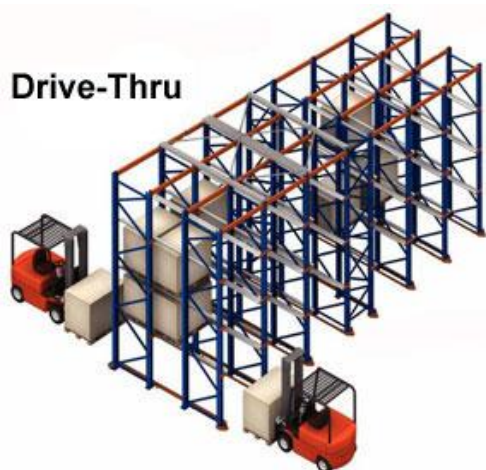
Jsou používány především pro sklady, kde je třeba uložit produkty na paletách. Tyto regály mohou být přizpůsobeny váze či velikosti zboží a umožňují k němu jednoduchý přístup. Bývají stavěny uvnitř budov, nebo dokáží být samonosné.



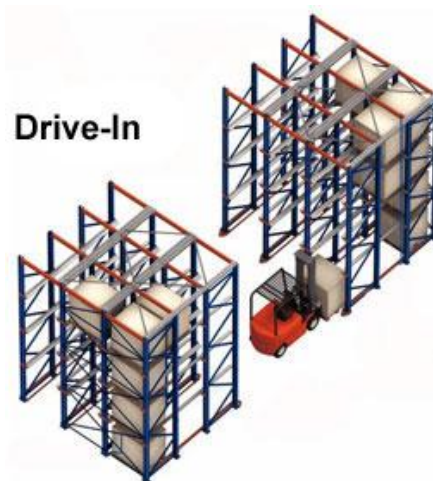
Obr. 1.6 Konvenční regály [30]

1.3.3. Průjezdové a vjezdové regály

Tyto regály umožňují maximálního plošného využití prostoru (až 85%) díky odstranění uliček. Průjezdové regály mají přístup dvěma uličkami k materiálu, každý z jedné strany, jak je vidět na obr. 1.7. Vjezdové regály mají pouze jednu přístupovou uličku, znázorněnou na obr. 1.8.



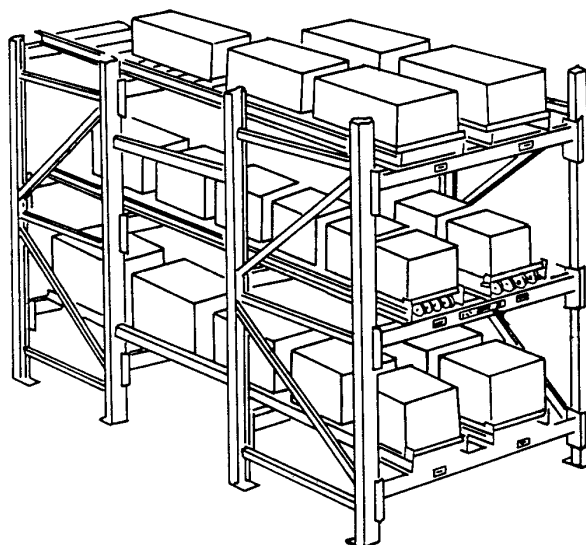
Obr. 1.7 Průjezdový regál [31]



Obr. 1.8 Vjezdový regál [32]

1.3.4. Spádové regály

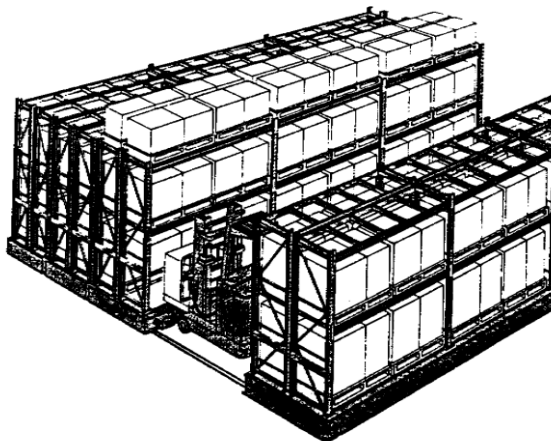
Mají mírně nakloněnou zabudovanou válečkovou trať, která díky gravitaci umožňuje posun materiálu až na opačný konec. Používají se hlavně jako výstupní zásobníky nakládacích terminálů.



Obr. 1.9 Spádový regál [33]

1.3.5. Mobilní regály

Umožňují velkého plošného využití díky umístění regálů na mobilních základnách. Tyto základny mají vlastní pohony a dokáží se přesouvat podle potřeby skladování (viz obr.1.10). Velmi důležitým faktorem u tohoto regálu je bezpečnost, aby nedošlo při přesunu k přimáčknutí osob.



Obr. 1.10 Mobilní regály [34]

1.4. Dopravní prostředky pro skladování

Tyto zařízení slouží k pohybu s materiálem z jednoho místa na druhé. Do významných podkategorií patří jeřáby, dopravníky a manipulační vozíky.

1.4.1. Dopravníky

Jsou strojní zařízení určené k dopravě sypkého materiálu, kusového zboží a manipulačních jednotek.

Druhy dopravníků :

- skluzy
- pásový dopravník (viz obr. 1.11)
- šnekový dopravník
- válečkový dopravník (viz obr. 1.12)
- řetězový dopravník
- pneumatické dopravníky
- a mnohé další



Obr. 1.11 Pásový dopravník [22]



Obr. 1.12 Válečkový dopravník [26]

1.4.2. Manipulační vozíky

- Druhy vozíků :**
- ruční vozík
 - paletový vozík
 - pojízdný zakladač
 - paletový vůz (viz obr. 1.13)
 - vysokozdvizný vozík (viz obr. 1.14)
 - a mnohé další



Obr. 1.13 Paletový vůz



Obr. 1.14 Vysokozdvizný vozík [27]

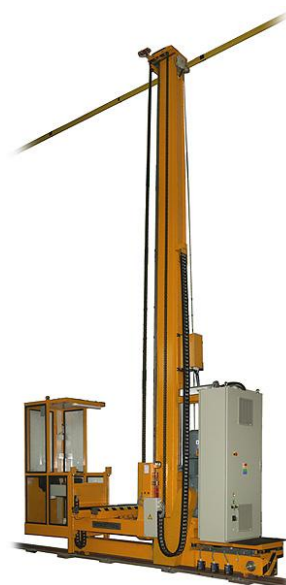
1.4.3. Jeřáby a zakladače

Jedná se o strojní zařízení určené k dopravě břemen ve svislém a vodorovném směru omezeném pracovním polem jeřábu.

- Druhy jeřábů :**
- sloupový jeřáb (viz obr. 1.15)
 - mostový jeřáb
 - portálový jeřáb (viz obr. 1.16)
 - jeřábový zakladač
 - regálový zakladač



Obr. 1.15 Sloupový jeřáb [24]



Obr. 1.16 Regálový zakladač [25]

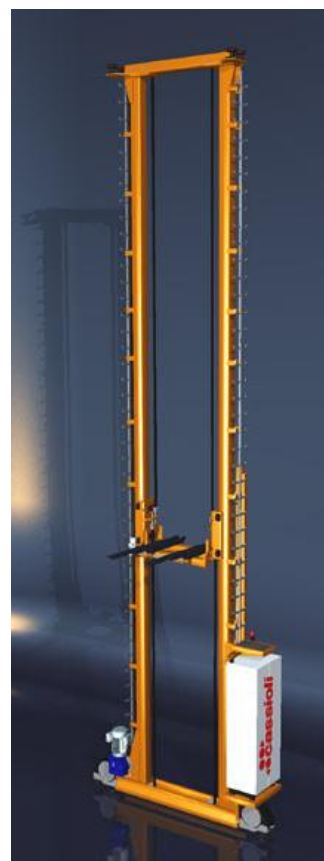
2. Regálový zakladač

Regálový zakladač je strojní zařízení, které nám slouží k zaskladňování a vyskladňování přepravovaného materiálu ve skladovacích zařízeních. Může být obsluhován ručně, poloautomaticky nebo automaticky. V dnešní době se používají převážně automatické regálové zakladače ve velkých automatických skladech k přepravě normalizovaných EURO nebo INDU palet.

Základní rozdělení regálových zakladačů můžeme provést na jednosloupové (obr. 2.1) a dvousloupové (obr. 2.2). Jednosloupové mají jeden sloup se zvedacím zařízením a dosahuje menších dopravních výkonů. Zato dvousloupové mají sloupy dva se dvěma zvedacími zařízeními, které se dokáží nezávisle na sebe pohybovat ve směru vertikálním. To urychluje práci a zvyšuje dopravní výkon zakladače. Vyskytují se také zakladače s jedním zvedacím zařízením pro dvě palety.



Obr. 2.1 Jednosloupový regálový zakladač



Obr. 2.2 Dvousloupový regálový zakladač

Regálový zakladač se pohybuje ve směru vodorovném po jedné kolejnici na dvou kolech, které jsou umístěny v pojezdové jednotce (obr. 2.1). V ideálním případě bývají poháněná a bržděná obě kola kvůli nižší pořizovací ceně pohonu a větší efektivity při rozjezdu a zastavování. Velmi často bývá poháněno pouze jedno kolo. Rychlost pojezdu bývá

obvykle $2-3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ při optimálním zrychlení $0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Malé zrychlení by snižovalo dopravní výkon a příliš velké může zase zapříčinit zničení nebo pád přepravované palety nebo dokonce tendenci převrácení samotného zakladače. Na pojezdovou jednotku je dále připevněn sloup regálového zakladače po kterém pojíždí zvedací zařízení ve směru vertikálním při rychlosti $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, které má na sobě teleskopické vidle. Ty dokáží zakládat palety u dvojitého založení až dvě za sebe do vzdálenosti 3m pokud to skladovací zařízení umožňuje. Výšky regálových zakladačů dosahují nejčastěji okolo 20 – 30m. Ty nejvyšší mohou mít až 50m. V horní části jsou zakladače uchyceny na vrchní kolejnici proti vyvrácení pomocí vodících kladek.



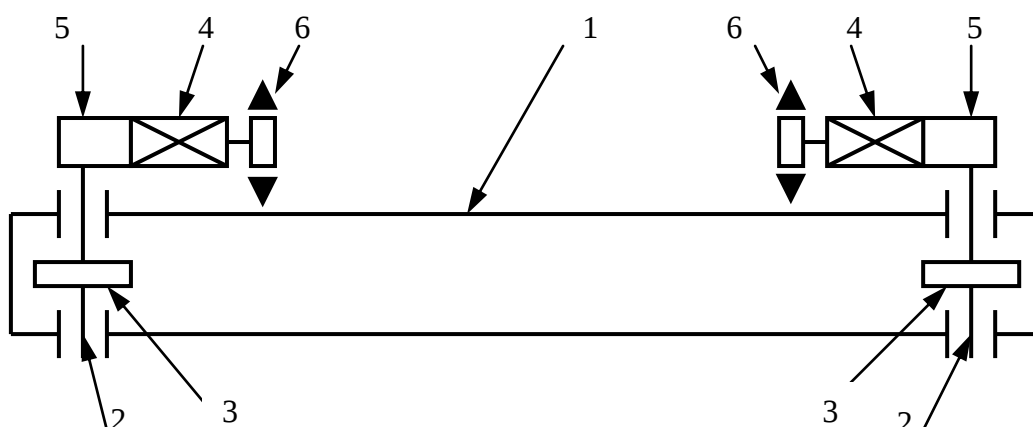
Obr. 2.3 Pojezdová jednotka regálového zakladače

Při navrhování regálového zakladače je třeba dbát o to, aby vzniklo co nejmenší prostor ve skladovacím zařízení, kde se zakladač nedostane. Ty vznikají převážně v dolní části, kde je zvedací zařízení výškově omezeno pojezdovou jednotkou a nedokáže zakládat palety až k zemi. Z tohoto důvodu je třeba navrhnout a zrealizovat takový rám pojezdové jednotky, který tato místa co nejvíc minimalizuje. Dále je důležitá šířka regálového zakladače, která v ideálním případě dosahuje šířky přepravované palety. Díky tomu zařízení nezabírá moc místa ve skladu a zvýší se kapacita skladování. Dále jsou kladeny velké nároky na průhyby samotné konstrukce, které je nutno minimalizovat. I malý průhyb pojezdové jednotky se totiž ve vrchní části sloupu může projevit jako nevyhovující s ohledem na přesnost zakládání palet do skladovacích zařízení.

3. Koncepce řešení

Regálový zakladač se bude pohybovat po dvou pojezdových kolech na kolejnici upevněné pevně k podlaze. Obě dvě kola budou poháněná z důvodu rozjezdu a zastavování, kdy může docházet k nadlehčení jednoho z nich. Každé kolo bude poháněno kuželočelní převodovkou s dutou hřídelí a elektromotorem s brzdou. Pohony budou vzájemně synchronizovány a řízeny frekvenčním měničem.

Potřebný krouticí moment z pohonů bude pomocí hřídele přenášen na pojezdová kola. Tento hřídel bude uložen v soudečkových ložiskách, umístěných v rámu pojezdové jednotky regálového zakladače. Navržené řešení zachytí nejenom radiální síly od zatížení zakladače, ale i případně vzniklé axiální síly při zakládání palety.



Obr. 3.1 Schéma pojezdového mechanismu zakladače – pohled shora

1. Rám
2. Hřídel
3. Pojezdové kolo
4. Motor
5. Převodová skříň
6. Brzda

4. Výpočet pojezdového mechanismu

4.1. Určení zatížení

4.1.1. Jednotlivé hmotnosti

Jednotlivé hmotnosti regálových zakladačů dle podkladů firmy SSI Schäfer pro jednosloupové a jednoduché vyložení vidlí zakladače jsou uvedeny v tab. 4.1 a pro dvojité vyložení teleskopických vidlí zakladače v tab. 4.2. Hmotnosti dvousloupových zakladačů jsou v tab. 4.3.

Jednosloupový zakladač

Tab. 4.1 Hmotnosti – jednosloupový regálový zakladač – jednoduché vyložení

položky	hmotnosti	poznámka
Břemeno	1250 kg	
Vidle	350 kg	
Zdvihací zařízení	1000 kg	
Protizávaží	500 kg	
Sloup	250 kg/m	do výšky 24 m
	300 kg/m	nad výšku 24 m
Navíjecí zařízení	1000 kg	
Elektro-skříň	1250 kg	
Pojezdová jednotka	4000 kg	

Tab. 4.2 Hmotnosti – jednosloupový regálový zakladač – dvojité vyložení

položky	hmotnosti	poznámka
Břemeno	1000 kg	
Vidle	650 kg	
Zdvihací zařízení	2400 kg	
Protizávaží	1000 kg	
Sloup	250 kg/m	do výšky 20 m
	300 kg/m	nad výšku 20 m
Navíjecí zařízení	1000 kg	
Elektro-skříň	1250 kg	
Pojezdová jednotka	4000 kg	

Dvoulouповý zakladač

Tab. 4.3 Hmotnosti – dvoulouповý regálový zakladač

položky	hmotnosti		poznámka
	jednoduché vyložení	dvojitě vyložení	
Břemeno	1250 kg	1000 kg	
Vidle	350 kg	650 kg	
Zdvihací zařízení	4000 kg	4000 kg	
Protizávaží	1000 kg	2000 kg	
Jeden sloup	250 kg/m	250 kg/m	do výšky 30 m
	300 kg/m	300 kg/m	nad výšku 30 m
Navíjecí zařízení	2000 kg	2000 kg	
Elektro-skříň	1250 kg	1250 kg	
Pojezdová jednotka	5000 kg	5000 kg	

4.1.2. Celková hmotnost

$$m_c = \sum m + m_s \cdot h_s$$

$$m_c = 1250 + 350 + 1000 + 500 + 1000 + 1250 + 4000 + 250 \cdot 10 \quad (1)$$

$$m_c = 11850 \text{ kg}$$

kde: m [kg] - jednotlivé hmotnosti dle tab.4.1, 4.2 a 4.3 kromě hmotnosti sloupu

m_s [kg] - hmotnost sloupu

h_s [m] - výška sloupu

Tab. 4.4 Celkové hmotnosti (m_c) regálových zakladačů dle výšky a typů

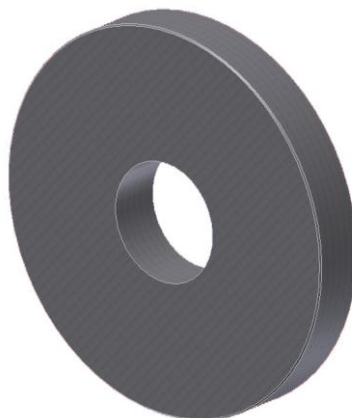
výška sloupu h_s [m]	hmotnost m_c [kg]			
	1-slouповý		2-slouповý	
	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.
10	11850	13800	21450	22550
12	12350	14300	22450	23550
14	12850	14800	23450	24550
16	13350	15300	24450	25550
18	13850	15800	25450	26550
20	14350	16300	26450	27550
22	14850	17900	27450	28550
24	15350	18500	28450	29550
26	17150	19100	29450	30550
28	17750	19700	30450	31550

30	17750	20300	31450	32550
32	18950	20900	35650	36750
34	19550	21500	36850	37950
36	20150	22100	38050	39150
38	20750	22700	39250	40350
40	21350	23300	40450	41550
42	21950	23900	41650	42750
44	22550		42850	

4.2. Pojezdová kola

Obě dvě pojezdová kola je třeba počítat na Hertzovy tlaky v dotkových plochách s kolejnicí, protože musí být schopna unést vlastní hmotnost zakladače s břemenem. Šířka dotyku kolejnice s pojezdovým kolem je podle standardů firmy SSI Schäfer a šířky kolejnice $b = 70\text{mm}$.

Použitý materiál kol je velice důležitý a je volena chrom-molybdenová ocel 42CrMo4 (mat. číslo 1.7225) s minimální pevností v tahu $R_m = 1000\text{MPa}$ a mezi kluzu $R_e = 650\text{MPa}$ podle [11], která je velice vhodná ke zušlechťování. Polotovár pojezdového kola je výkovek, který je dále obráběn na požadované rozměry. Po obrobení je nutno kola kalit indukčně po obvodu na vyšší tvrdost, z důvodu delší životnosti kol.



Obr. 4.1 Pojezdové kolo regálového zakladače

4.2.1. Síly působící na kola

Síla od hmotnosti regálového zakladače

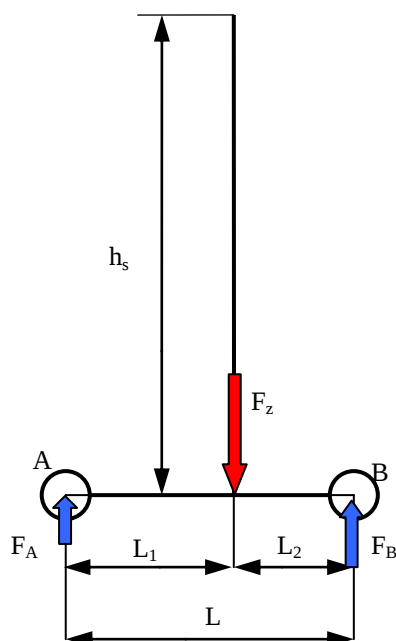
$$\begin{aligned}F_Z &= m_c \cdot g \\F_Z &= 11850 \cdot 9,81 \\F_Z &= 116250\text{ N} = 116,25\text{ kN}\end{aligned}\tag{2}$$

kde - g – gravitační zrychlení $g = 9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

Tab. 4.6 Síly (F_Z) od hmotnosti zakladače dle výšky a typů

výška sloupu [m]	síla od hmotnosti F_Z [kN]			
	1-sloupový		2-sloupový	
	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.
10	116,25	135,38	210,42	221,22
12	121,15	140,28	220,23	231,03
14	126,06	145,19	230,04	240,84
16	130,96	150,09	239,85	250,65
18	135,87	155,00	249,66	260,46
20	140,77	159,90	259,47	270,27
22	145,68	175,60	269,28	280,08
24	150,58	181,49	279,09	289,89
26	168,24	187,37	288,90	299,70
28	174,13	193,26	298,71	309,51
30	174,13	199,14	308,52	319,32
32	185,90	205,03	349,73	360,52
34	191,79	210,92	361,50	372,29
36	197,67	216,80	373,27	384,06
38	203,56	222,69	385,04	395,83
40	209,44	228,57	396,81	407,61
42	215,33	234,46	408,59	419,38
44	221,22		420,36	

Reakce od síly F_Z pro jednosloupové regálové zakladače



Obr.4.2 Reakce od síly F_Z

Volím jednotkové vzdálenosti rozpětí kol zakladače a jejich vzdáleností od sloupu, kvůli jejich podobnému umístění u všech typů zakladačů $L = 1$, $L_1 = 0,6$ a $L_2 = 0,4$.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{OA} &= 0 \\ -F_Z \cdot L_1 + F_B \cdot L &= 0\end{aligned}\tag{3}$$

$$F_B = \frac{F_Z \cdot L_1}{L}$$

$$F_B = \frac{116,25 \cdot 0,6}{1}$$

$$F_B = 69,75 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ F_A - F_Z + F_B &= 0 \\ F_A &= F_Z - F_B \\ F_A &= 116,25 - 69,75 \\ F_A &= 46,5 \text{ kN}\end{aligned}\tag{4}$$

kde - F_A [kN] – reakce působící v podpoře A

F_B [kN] – reakce působící v podpoře B

L [m] – jednotkové rozpětí kol regálového zakladače

L_1 [m] – jednotková vzdálenost kola od sloupu regálového zakladače

M_{OA} [Nm] – ohybový moment vztažený k místu A

Reakce od síly F_z pro dvousloupové regálové zakladače

Dvousloupové zakladače jsou téměř symetrické, proto stačí k určení reakcí F_A a F_B působících na pojezdová kola rozdělit sílu F_z na dvě stejné poloviny.

$$\begin{aligned}F_A &= F_B = \frac{F_Z}{2} \\ F_A &= F_B = \frac{210,42}{2} \\ F_A &= F_B = 105,21 \text{ kN}\end{aligned}\tag{5}$$

Tab. 4.6 Reakce (maximální) od síly F_z

výška sloupu [m]	reakce maximální – F_B [kN]			
	1-sloupový		2-sloupový	
	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.
10	69,75	81,23	105,21	110,61
12	72,69	84,17	110,12	115,51
14	75,64	87,11	115,02	120,42
16	78,58	90,06	119,93	125,32
18	81,52	93,00	124,83	130,23
20	84,46	95,94	129,74	135,13
22	87,41	105,36	134,64	140,04
24	90,35	108,89	139,55	144,94
26	100,94	112,42	144,45	149,85
28	104,48	115,95	149,36	154,75
30	104,48	119,49	154,26	159,66
32	111,54	123,02	174,86	180,26
34	115,07	126,55	180,75	186,14
36	118,60	130,08	186,64	192,03
38	122,13	133,61	192,52	197,92
40	125,67	137,14	198,41	203,80
42	129,20	140,68	204,29	209,69
44	132,73		210,18	

4.2.2. Průměr pojezdového kola

Průměr pojezdového kola vypočteme ze vzorce získaného v [1] str.185.

$$F_{\max} = k \cdot D_{\min} \cdot b \cdot f_n \quad (6)$$

Úpravou vzorce dostaneme:

$$D_{\min} = \frac{F_{\max}}{k \cdot b \cdot f_n} \quad (7)$$

kde - $F_{\max}$ [kN] – maximální síla působící na kolo $F_{\max} = F_B$

k [-] – součinitel závislý na materiálu a druhu provozu

$D_{\min}$ [m] – minimální průměr pojezdového kola

b [mm] – šířka kolejničky

f_n [-] – součinitel počtu otáček

Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu - podle [2] str. 67, voleno $k = 11$

Součinitel počtu otáček - podle [2] str. 67

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} \quad (8)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{v \cdot 60 \cdot \pi \cdot D_{\min}}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3 \cdot \pi}{v \cdot 60}} \cdot \sqrt[3]{D_{\min}}$$

kde - $n [\text{min}^{-1}]$ – otáčky kola zakladače

$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ – rychlost pojezdu zakladače

Dosazením do vzorce (7) a úpravou získáme minimální průměr pojezdového kola

$$D_{\min} = \sqrt[4]{\frac{F_{\max}}{k \cdot b \cdot \sqrt[3]{\frac{33,3 \cdot \pi}{v \cdot 60}}}} \quad (9)$$

$$D_{\min} = \sqrt[4]{\frac{69,750}{11 \cdot 70 \cdot \sqrt[3]{\frac{33,3 \cdot \pi}{4,5 \cdot 60}}}}$$

$$D_{\min} = 0,215 \text{ m}$$

Tab. 4.7 Minimální průměry pojezdových kol $D_{\min}$ pro jednotlivé zakladače

výška sloupu [m]	minimální průměr pojezdových kol $D_{\min}$ [m]			
	1-sloupový		2-sloupový	
	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.	jednoduché vyl.	dvojitě vyl.
10	0,209	0,235	0,285	0,296
12	0,216	0,241	0,295	0,306
14	0,222	0,247	0,305	0,315
16	0,229	0,253	0,314	0,325
18	0,235	0,260	0,324	0,334
20	0,242	0,266	0,333	0,344
22	0,248	0,285	0,343	0,353
24	0,254	0,292	0,352	0,362
26	0,276	0,299	0,361	0,371
28	0,283	0,306	0,370	0,380
30	0,283	0,313	0,380	0,389
32	0,298	0,320	0,417	0,427

34	0,305	0,327	0,427	0,437
36	0,312	0,334	0,438	0,447
38	0,319	0,341	0,448	0,458
40	0,325	0,348	0,458	0,468
42	0,332	0,354	0,469	0,478
44	0,339		0,479	

Podle výsledků dělím vnější průměry kol zakladačů na 4 řady.

$D = 300, 400, 500, 600\text{mm}$

1. řada - $D = 300\text{mm}$ ($R = 150\text{mm}$) - pro kola do průměru 260 mm
2. řada - $D = 400\text{mm}$ ($R = 200\text{mm}$) - pro kola od průměru 261 do 350 mm
3. řada - $D = 500\text{mm}$ ($R = 250\text{mm}$) - pro kola od průměru 351 do 440 mm
4. řada - $D = 600\text{mm}$ ($R = 300\text{mm}$) - pro kola od průměru 441 mm

4.3. Hřídel pod pojezdovými koly (návrh)

Hřídel je hlavně namáhán ohybovým momentem od hmotnosti zakladače a elektromotoru a dále od kroutícího momentu mezi převodovkou a pojezdovým kolem.

Největší vliv na namáhání hřídele bude mít ohybový moment pod pojezdovými koly dle obrázku 4.4. Proto ostatní namáhání pro předběžný výpočet průměru hřídele zanedbávám.

Volím materiál hřídele C55E (mat. číslo 1.1203) s charakteristikami podle [5]:

mez pevnosti – $R_m = 700\text{ MPa}$

mez kluzu – $R_{emin} = 380\text{ MPa}$



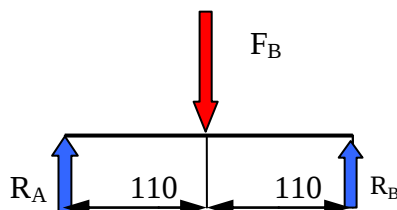
Obr. 4.3 – Tvar navrženého hřídele

4.3.1. Reakce v podporách (ložiskách)

Reakce v podporách hřídele jsou počítány pro nejtěžší zakladač z každé řady pojezdových kol rozdělených podle tabulky 4.7 a velikostí reakcí odpovídající daným zakladačům z tabulky 4.6.

Velikost reakcí F_B z tabulky 4.6 použitých při výpočtu:

1. řada - $F_B = 93 \text{ kN}$
2. řada - $F_B = 140,69 \text{ kN}$
3. řada - $F_B = 186,64 \text{ kN}$
4. řada - $F_B = 210,18 \text{ kN}$



Obr. 4.4 – Schéma zatížení hřídele ohybovým momentem

$$\begin{aligned}
 \sum M_{OA} &= 0 \\
 -F_B \cdot 110 + R_B \cdot 2 \cdot 110 &= 0 \\
 R_B &= \frac{F_B \cdot 110}{2 \cdot 110} \\
 R_B &= \frac{93}{2} \\
 R_B &= 46,5 \text{ kN} \\
 R_A &= R_B = 46,5 \text{ kN}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

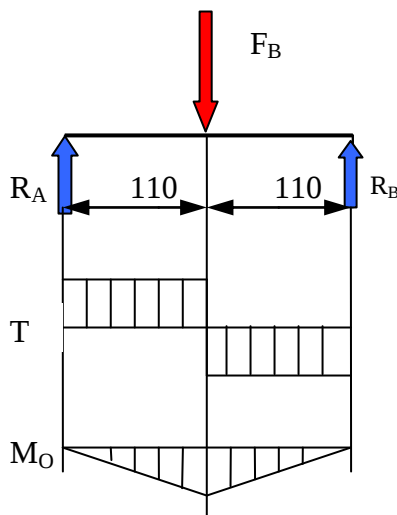
kde - R_A, R_B [kN] – reakce v ložiskách hřídele z ohybového momentu
 M_{OA} [Nmm] – ohybový moment k místu A

Tab. 4.8 Reakce v ložiskách

	řada			
	1	2	3	4
$R_A = R_B$ [kN]	46,5	70,34	93,32	105,1

VVÚ hřídele

Zde je zanedbáno zatížení hřídele od kroutícího momentu pohonu a jeho samotné hmotnosti. Ten bude uvažován až v kontrolním výpočtu hřídele po navržení samotného motoru převodovkou.



Obr. 4.5 – VVÚ Hřídele

4.3.2. Průměry hřídelů**Ohybový moment**

$$M_O = R_A \cdot 110 \quad (11)$$

$$M_O = 46,5 \cdot 110$$

$$M_O = 5115 \text{ Nm}$$

Tab. 4.9 Ohybový moment na hřídeli

	řada			
	1	2	3	4
M_O [Nm]	5115	7737	10263	11561

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (12)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3}$$

kde - W_o [mm³] – modul průřezu v ohybu u kruhu

Průměry hřídelů

Úpravou vzorce a dosazením za ohybové napětí maximální dovolené ohybové napětí získáme minimální průměr hřídele $d_{\min}$.

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_O}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} \quad (13)$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5115000}{\pi \cdot 280}}$$

$$d_{\min} = 57,1 \text{ mm}$$

kde - σ_{DO} [MPa] – dovolené napětí v ohybu ($\sigma_{DO} = 0,7 \cdot R_e = 280 \text{ MPa}$)

Podle výsledků z (13) volím normalizovaný průměr hřídele o několik řad vyššího průměru, kvůli nezahrnutí ostatních napětí působící na hřídel. Výsledky a navržené průměry a poloměry hřídelů d jsou uvedeny v tabulce 4.10.

Tab. 4.10 Průměry a poloměry hřídelů pod pojezdovými koly

průměry	řada			
	1	2	3	4
$d_{\min}$ [mm] (vypoč.)	57,1	65,5	72	75
d [mm] (norm.)	80	90	100	100
r [mm] (ploměr)	40	45	50	50

4.4. Pohon

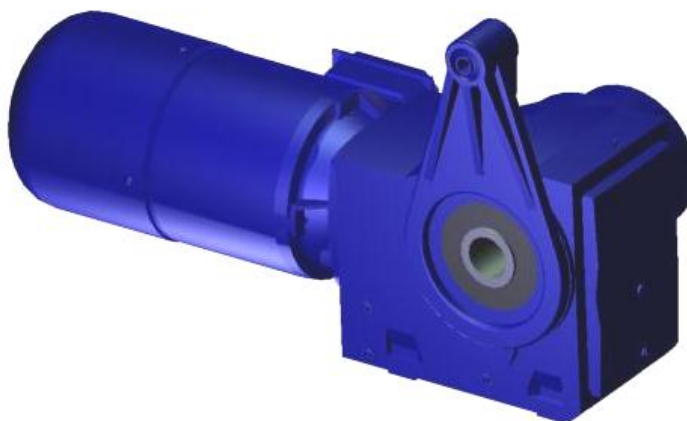
Pohon pojezdu zakladače je řešen na pomoci dvou stejných synchronizovaných elektromotorů s kuželočelními převodovkami s frekvenčním měničem od firmy NORD – Poháněcí technika s.r.o. Na každé kolo je nasazen jeden pohon. Při téměř nepřetržitém provozu se zakladač stále rozjíždí a zastavuje (přerušovaný provoz elektromotoru). Proto musí být schopen překonávat vyšší momenty při rozjezdu než při ustálené rychlosti zakladače.

Výkon elektromotoru navrhují tak, aby byl optimální. Slabý motor by byl přetížen a docházelo by ke zkrácení životnosti vlivem přehřívání. A předimenzovaný není vhodný kvůli vyšší pořizovací ceně a větší hmotnosti.

Regálový zakladač bude zastavován skluzem motoru. Po jeho zastavení se zapne elektromechanická brzda, která bude součástí pohonu. Ta funguje na principu

elektromagnetickém odtlačení brzdných elementů od brzdného kotouče. V případě výpadku proudu dochází k automatickému zabrzdění pomocí pružin.

Podle požadavků firmy SSI Schäfer navrhují pohon pro rychlost zakladače $v = 4,5$ m/s a zrychlení $a = 0,6$ m/s². Pro plynulý rozjezd je připojen k pohonům frekvenční měnič, který nám také zvýší výkon motoru při zvýšení klasické frekvence z 50Hz na 87Hz při plné rychlosti pojezdu.



Obr. 4.6 – Elektromotor s plochou převodovkou a brzdou

4.4.1. Předběžná volba elektromotorů

Tab. 4.11 Zatížení hřídelí z tab.4.5 pro jednotlivé řady zakladačů

	řada			
	1	2	3	4
F_Z [kN]	155	270	373	420

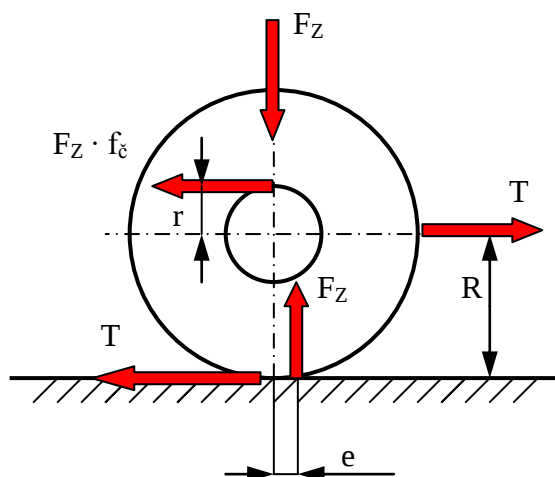
Určení odporu pojezdových kol

Při pojezdu regálového zakladače musí elektromotor překonat odpory, které vzniknou valivým a čepovým třením pojezdových kol.

Momentová rovnováha sil působící na pojezdové kolo dle obr. 4.7.

$$T \cdot R = F_Z \cdot f_c \cdot r + F_Z \cdot e \quad (14)$$

Do vzorce je potřeba ještě zahrnout zbývající odpory pomocí součinitele κ_p dle [1] str. 256, Tab. IV-5. – $\kappa_p = 2,5$.



Obr. 4.7 – Síly na jednotlivá pojezdová kola

Dosazením a úpravou dostaneme:

$$T = \frac{F_Z}{R} \cdot (e + f_{\text{č}} \cdot r) \cdot \kappa_p \quad (15)$$

$$T = \frac{155}{150} \cdot (0,07 + 0,015 \cdot 40) \cdot 2,5$$

$$T = 1,73 \text{ kN}$$

Tab. 4.12 Odpor pojezdových kol (T)

	řada			
	1	2	3	4
T_{max} [kN]	1,73	2,52	3,34	3,66

kde - e [mm] – součinitel valivého tření dle [2] str.86, voleno $e = 0,07$ mm

$f_{\text{č}}$ [-] – součinitel čepového tření dle [2] str.86, voleno $f_{\text{č}} = 0,015$

R [mm] – poloměr pojezdového kola

Potřebný výkon motorů při konstantní rychlosti

$$P_k = \frac{T_{\text{max}} \cdot v}{60 \cdot \eta_c} \quad (16)$$

$$P_k = \frac{1,73 \cdot 270}{60 \cdot 0,97}$$

$$P_k = 8,03 \text{ kW}$$

Tab. 4.13 Potřebný výkon při konstantní rychlosti (P_k)

výkon	řada			
	1	2	3	4
P_k [kW]	8,03	11,67	15,5	16,97

kde - η_c [-] – účinnost pojezdového ústrojí, volím $\eta_c = 0,97$

Otáčky pojezdového kola

Požadovaná rychlost regálového zakladače je $v = 4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 270 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (17)$$

$$n = \frac{270}{\pi \cdot 0,3}$$

$$n = 286,7 \text{ min}^{-1}$$

Tab. 4.14 Otáčky pojezdového kola (n)

otáčky	řada			
	1	2	3	4
n [min^{-1}]	286,7	215	172	143,3

Předběžně zvolené pohony

Pojezd zakladače bude uskutečněn pomocí dvou elektromotorů s frekvenčním měničem. Předběžně zvolené elektromotory jsou uvedeny v tabulce 4.15.

Tab. 4.15 Navržené elektromotory podle [8] str. F13

	řada			
	1	2	3	4
Typ motoru	132MA/4	160L/4	180MX/4	180MX/4
M_j – jmenovitý moment motoru [Nm]	60,6	98,1	121	121
P_j – jmenovitý výkon [kW]	9,2	15	18,5	18,5
n_{m50} – otáčky motoru 50Hz	1450	1460	1460	1460

4.4.2. Předběžná volba převodovky

Otáčky motoru při 87Hz

Pomocí frekvenčního měniče budou zvýšeny otáčky motoru a tím i jeho výkon zvýšením frekvence z 50Hz na 87Hz při konstantním kroutícím momentu.

$$\begin{aligned}n_{m87} &= \frac{n_{m50} \cdot f_z}{f} \\n_{m87} &= \frac{1450 \cdot 87}{50} \\n_{m87} &= 2523 \text{ min}^{-1}\end{aligned}\tag{18}$$

kde - f [Hz] – klasická frekvence $f = 50\text{Hz}$

f_z [Hz] – zvýšená frekvence $f_z = 87\text{Hz}$

Převodový poměr

$$\begin{aligned}i &= \frac{n_{m87}}{n} \\i &= \frac{2523}{286,7} \\i &= 8,8\end{aligned}\tag{19}$$

Předběžně zvolený pohon

Podle [8] str. C27-C32 a F13

Tab. 4.16 Navržené kuželočelní převodovky podle [8] str. D29 – D32.

	řada			
	1	2	3	4
Typ převodovky	SK 9042.1	SK 9052.1	SK 9052.1	SK 9052.1
n_{m75} – otáčky motoru 87Hz	2523	2540	2540	2540
i – převodový poměr vypočtený	8,8	11,81	14,77	17,73
i_s – převodový poměr skutečný	8,83	11,88	13,45	17,94

Setrvačná síla zakladače

$$\begin{aligned}
 F_s &= m_c \cdot a \\
 F_s &= 15800 \cdot 0,6 \\
 F_s &= 9480 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Tab. 4.17 Setrvačná síla zakladače (F_s)

setrvačná síla	řada			
	1	2	3	4
F_s [N]	9480	16530	22830	25710

kde - a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – zrychlení pojezdu zakladače, požadováno $a = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Potřebný moment motorů k rozběhu zakladače

Podle [2] str. 88.

$$M_r = M_{st} + M_{sp} + M_{sr} \tag{21}$$

Setrvačný moment rotujících hmot motoru M_{sr} je zanedbatelný při tak velké hmotnosti zakladače. Proto $M_{sr} = 0$.

$$\begin{aligned}
 M_r &= \frac{T \cdot R}{i_s \cdot \eta_c} + \frac{F_s \cdot R}{i_s \cdot \eta_c} \\
 M_r &= (T + F_s) \cdot \frac{R}{i_s \cdot \eta_c} \\
 M_r &= (1730 + 9480) \cdot \frac{0,15}{8,83 \cdot 0,97} \\
 M_r &= 196,3 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Tab. 4.18 Moment motorů potřebný k rozběhu zakladače (M_r)

moment	řada			
	1	2	3	4
M_r [Nm]	196,3	330,6	501,5	506,3

kde - M_{st} [Nm] – moment odporů pojezdových kol
 M_{sp} [Nm] – setrvačný moment posuvných hmot
 M_{sr} [Nm] – setrvačný moment rotujících hmot
 R [m] – poloměr pojezdového kola

Nominální krouticí moment obou motorů

$$M_N = 2 \cdot M_j \quad (22)$$

$$M_N = 2 \cdot 60,6$$

$$M_N = 121,2 \text{ Nm}$$

Tab. 4.19 Nominální moment motorů (M_N)

moment	řada			
	1	2	3	4
M_N [Nm]	121,2	196,2	242	242

Velikost momentu motorů při krátkodobém přetížení (rozjezdu)

Při krátkodobém zatížení (rozjezdu) je dovoleno namáhat motor větším krouticím momentem než jmenovitým.

$$M_A = M_N \cdot \kappa \quad (23)$$

$$M_A = 121,2 \cdot 2,6$$

$$M_A = 315,12 \text{ Nm}$$

Tab. 4.20 Součinitel mom. přetížitelnosti a moment motoru při rozjezdu

	řada			
	1	2	3	4
κ [-]	2,6	2,7	3,1	3,1
M_A [Nm]	315,12	529,7	750,2	750,2

kde - κ [-] – součinitel momentové přetížitelnosti dle [8] str.F13

Kontrola navržených elektromotorů s převodovkou

Moment potřebný k rozjezdu motoru (M_r) musí být menší, než moment, který je schopen motor dát během rozjezdu (M_A)

$$M_r < M_A$$

- | | | | |
|---------|---|--------------------------------------|------------|
| 1. řada | - | M_r (196,3 Nm) < M_A (315,12 Nm) | - vyhovuje |
| 2. řada | - | M_r (330,6 Nm) < M_A (529,7 Nm) | - vyhovuje |
| 3. řada | - | M_r (501,5 Nm) < M_A (750,2 Nm) | - vyhovuje |
| 4. řada | - | M_r (506,3 Nm) < M_A (750,2 Nm) | - vyhovuje |

4.4.3. Výpočet brzdy

Brždění pojezdu bude za normálního provozu uskutečňováno skluzem motoru pomocí frekvenčního měniče při předem definovaném zpomalení $a = 0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Regálový zakladač je potřeba dále opatřit přidavným elektromechanickými brzdami, které při výpadku proudu a též při nouzovém zastavování dokáží zakladač zastavit pomocí přítlačných pružin. Výpočet je proveden vždy pro nejtěžší zakladač z každé řady pojezdových kol rozdělených podle tabulky 4.7.

Volba nouzové brzdy podle typu motoru

Regálový zakladač bude zastavován 2 brzdami, na každém kole bude jedna. Brzdy voleny dle [8] str.G5.

Tab. 4.21 Zvolené brzdy a jejich maximální brzdné momenty

	řada			
	1	2	3	4
Typ motoru	132MA/4	160L/4	180MX/4	180MX/4
Typ nouzové brzdy	BRE 150	BRE 250	BRE 400	BRE 400
Brzdňý moment obou brzd $M_B[\text{Nm}]$	300	500	800	800

Zpomalující síla nouzové brzdy z brzdného momentu

Podle [2] str. 89.

$$M_b = M_{sp} + M_{sr} - M_{st} \quad (24)$$

Setrvačný moment rotujících hmot motoru M_{sr} je zanedbatelný při tak velké hmotnosti zakladače. Proto $M_{sr} = 0$.

..

$$M_b = \frac{F_{zp} \cdot R \cdot \eta_c}{i_s} - \frac{T \cdot R \cdot \eta_c}{i_s}$$

$$M_b = (F_{zp} - T) \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{i_s}$$

$$F_{zp} = \frac{M_b \cdot i_s}{R \cdot \eta_c} + T$$

$$F_{zp} = \frac{300 \cdot 8,83}{0,15 \cdot 0,97} + 1730$$

$$F_{zp} = 19\,936 \text{ N}$$

Tab. 4.22 Zpomalující síla vyvozená nouzovou brzdou

	řada			
	1	2	3	4
F_{zp} [kN]	19936	33139	47711	52979

Čas potřebný k zastavení zakladače z plné rychlosti

$$F_{zp} = \frac{m_c \cdot v}{t_s} \quad (25)$$

$$t_s = \frac{m_c \cdot v}{F_{zp}}$$

$$t_s = \frac{15800 \cdot 4,5}{19\,936}$$

$$t_s = 3,56 \text{ s}$$

Tab. 4.23 Doba zastavení zakladače pro jednotlivé řady

	řada			
	1	2	3	4
t_s [s]	3,56	3,24	3,58	3,63

Zpomalení zakladače pomocí nouzové brzdy

$$a_n = \frac{v}{t_s} \quad (26)$$

$$a_n = \frac{4,5}{3,65}$$

$$a_n = 1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dráha potřebná k zastavení zakladače pomocí nouzové brzdy

$$s_n = \frac{1}{2} \cdot a_n \cdot t_s^2 \quad (27)$$

$$s_n = \frac{1}{2} \cdot 1,23 \cdot 3,56^2$$

$$s_n = 7,8 \text{ m}$$

Tab. 4.24 Zpomalení a dráha potřebná k zastavení zakladače

	řada			
	1	2	3	4
a_n [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	1,23	1,38	1,25	1,24
s_n [m]	7,8	7,2	8,1	8,2

Minimální doba zastavení zakladače

Výpočet minimální doby zastavení vychází z [2] str. 90–91 z rovnice rovnováhy sil při brzdění na obvodu pojezdového kola. Nesmí totiž dojít k prokluzu pojezdových kol.

$$t_{\min} = \frac{m_c \cdot v}{60 \cdot (f_k \cdot m_c \cdot g + T)} \quad (28)$$

$$t_{\min} = \frac{15800 \cdot 270}{60 \cdot (0,13 \cdot 15800 \cdot 9,81 + 1730)}$$

$$t_{\min} = 3,25s$$

Tab. 4.25 Minimální doba zastavení

	řada			
	1	2	3	4
$t_{\min} [s]$	3,25	3,26	3,3	3,31

kde - $f_k [-]$ – součinitel tření mezi pojezdovým kolem a kolejnicí

Kontrola navržených brzd

Při příliš vysokém brzděném momentu by mohlo dojít k poškození převodovky, prokluzu kol a také k převrácení zakladače vlivem klopných momentů viz kapitola 5.1. Navržené brzdy vyhovují porovnáním tabulek 4.23 a 4.25 kdy $t_s > t_{\min}$. Hodnoty odpovídají nejtěžším zakladačům daných výrobních řad rozdělených podle tabulky 4.7. Proto je nutno u každého zakladače zvlášť navrhnout optimální brzděný moment (M_B), který dokáže vyvinout elektromechanická brzda. Ten se dá snížit změnou počtu přitlačných pružin nebo volbou jiné brzdy.

4.4.4. Navržené pohony

Tab. 4.26 Navržené pohony

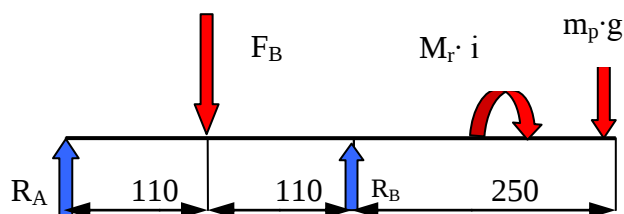
	řada			
	1	2	3	4
typ motoru	132MA/4	160L/4	180MX/4	180MX/4
typ převodovky	SK 9042.1	SK 9052.1	SK 9052.1	SK 9052.1
typ brzdy	BRE 150	BRE 250	BRE 400	BRE 400
P_j – jmenovitý výkon (50Hz) [kW]	9,2	15	18,5	18,5
P_{j87} – výkon motoru (87Hz) [kW]	16	26,1	32,2	32,2
i_s – převodový poměr	8,83	11,88	13,45	17,94

f_B – provozní faktor	2,6	2,2	2,7	2,0
m_p – hmotnost pohonu [kg]	183	309	333	333
d_p – průměr duté výstupní hřídele [mm]	60	70	70	70

4.5. Hřídel pod pojezdovými koly (kontrolní výpočet)

Při kontrolním výpočtu jsou uvažovány další namáhání, působící na hřídel. Jako je namáhání od kroutícího momentu motoru a jeho vlastní hmotnosti. Smykové napětí od hmotnosti zakladače při výpočtu zanedbávám.

4.5.1. Reakce v podporách (ložiskách)



Obr. 4.8 – Schéma zatížení hřídele

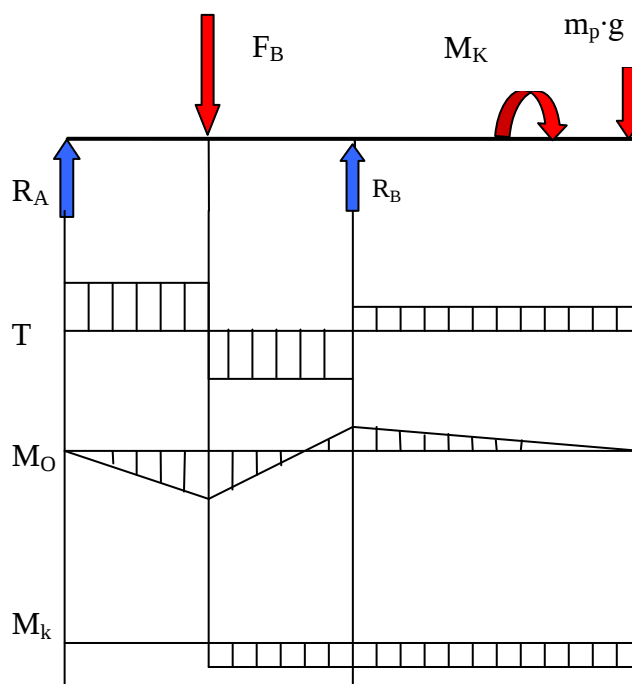
$$\begin{aligned}
 \sum M_{OA} &= 0 \\
 -F_B \cdot 110 + R_B \cdot 2 \cdot 110 - m_p \cdot g \cdot (2 \cdot 110 + 250) &= 0 \\
 R_B &= \frac{F_B \cdot 110 + m_p \cdot g \cdot (2 \cdot 110 + 250)}{2 \cdot 110} \\
 R_B &= \frac{93000 \cdot 110 + 183 \cdot 9,81 \cdot (2 \cdot 110 + 250)}{2 \cdot 110} \\
 R_B &= 50335 \text{ N} = 50,3 \text{ kN}
 \end{aligned} \tag{29}$$

$$\begin{aligned}
 \sum F &= 0 \\
 R_A - F_B + R_B - m_p \cdot g &= 0 \\
 R_A &= F_B - R_B + m_p \cdot g \\
 R_A &= 93000 - 50300 + 183 \cdot 9,81 \\
 R_A &= 44495 \text{ N} = 44,5 \text{ kN}
 \end{aligned} \tag{30}$$

Tab. 4.27 Reakce v ložiskách

	řada			
	1	2	3	4
R_A [kN]	44,5	66,9	89,6	101,4
R_B [kN]	50,3	76,8	100,3	112,1

VVÚ hřídele



Obr. 4.9 – VVÚ Hřídele

4.5.2. Napětí působící na hřídel

Největší napětí v ohybu

Výpočet vychází ze vzorce (12).

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 5115000}{\pi \cdot 80^3}$$

$$\sigma_o = 101,8 \text{ MPa}$$

Tab. 4.28 Největší napětí v ohybu působící na hřídel

	řada			
	1	2	3	4
σ_o [MPa]	101,8	108,1	104,5	117,7

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} \quad (31)$$

$$\tau_k = \frac{M_r \cdot i_s}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot M_r \cdot i_s}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 196300 \cdot 8,83}{\pi \cdot 80^3}$$

$$\tau_k = 17,42 \text{ MPa}$$

Tab. 4. 29 Napětí v krutu působící na hřídel

	řada			
	1	2	3	4
τ_k [MPa]	17,42	27,44	34,35	46,26

kde - M_K [Nmm] - kroutící moment

W_K [mm³] – modul průřezu v krutu

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (32)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{101,8^2 + 3 \cdot 17,42^2}$$

$$\sigma_{red} = 106,2 \text{ MPa}$$

Tab. 4.30 Redukované napětí působící na hřídel

	řada			
	1	2	3	4
σ_{red} [MPa]	106,2	127,3	120,24	142,38

4.5.3. Bezpečnost hřídelí

$$k_H = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (33)$$
$$k_H = \frac{380}{106,2}$$
$$k_H = 3,57$$

Tab. 4.31 Bezpečnost navržených hřídelí

	řada			
	1	2	3	4
k [MPa]	3,57	2,99	3,16	2,67

Navržené průměry hřídelí uvedené v tabulce 4.10 vyhovují.

4.6. Návrh ložisek

Ložiska musí být schopna nést radiální tak i pro jistotu axiální zatížení od regálového zakladače. Proto volím ložiska soudečková, obě dvě stejná. Obě budou napevno uložena na hřídeli, kde bude obvodově zatížený vnitřní kroužek ložiska. U ložisek musíme spočítat minimální trvanlivost v hodinách, která musí vyhovovat našim požadavkům. Jelikož provoz zakladače bude “velmi těžký“ asi 16 hodin denně. Z toho je zřejmé že ložiska musí vydržet okolo 17000 hodin provozu.



Obr. 4.10 – Soudečkové ložisko[35]

Podle [10] a průměrů hřídelů d podle jednotlivých řad zakladačů volím soudečková ložiska vnitřních průměrů d_L uvedená v tabulce 4.32.

Tab. 4.32 Navržená ložiska

	řada			
	1	2	3	4
d - průměr hřídele pod kolem	80	90	100	100
typ ložiska	BS2-2313 2CS/VT143	BS2-2315 2CS/VT143	BS2-2316 2CS/VT143	BS2-2316 2CS/VT143
d_L – vnitřní průměr ložiska [mm]	65	75	80	80
D_L – vnější průměr ložiska [mm]	140	160	170	170
b_L – šířka ložiska [mm]	53	64	67	67
C - dynamická únosnost [kN]	340	440	490	490
C_O - statická únosnost [kN]	360	475	540	540
m_L – hmotnost ložiska [kg]	4,15	6,5	7,2	7,2

Z katalogu [10] jsou součinitele X a Y uvedené v tabulce 4.33.

Tab. 4.33 Určené součinitele X a Y

	řada			
	1	2	3	4
X – součinitel	1	1	1	1
Y – součinitel	2	1,9	3	3

kde F_a [N] - axiální zatížení ložiska
 F_r [N] - radiální zatížení ložiska

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = XF_r + YF_a \quad (34)$$

$$P = F_r = R_B$$

$$P = 50,3 \text{ kN}$$

Trvanlivosti ložisek v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} \quad (35)$$

$$L_h = \left(\frac{340}{50,3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 286,7}$$

$$L_h = 33946 \text{ hod}$$

Tab. 4.34 Ekvivalentní dynamické zatížení a trvanlivost ložisek

	řada			
	1	2	3	4
P – ekv. dyn. zatížení [kN]	50,3	76,8	100,3	112,1
L_h – trvanlivost ložisek [hod]	33946	26084	19170	15882

kde - p [-] – mocnitel, hodnota podle [7] str. 12.

Navržená ložiska mají dostatečnou trvanlivost v hodinách – vyhovují.

Volená ložiska

- 1. řada zakladačů - LOŽISKA BS2-2313-2CS/VT143
- 2. řada zakladačů - LOŽISKA BS2-2315-2CS/VT143
- 3. řada zakladačů - LOŽISKA BS2-2316-2CS/VT143
- 4. řada zakladačů - LOŽISKA BS2-2316-2CS/VT143

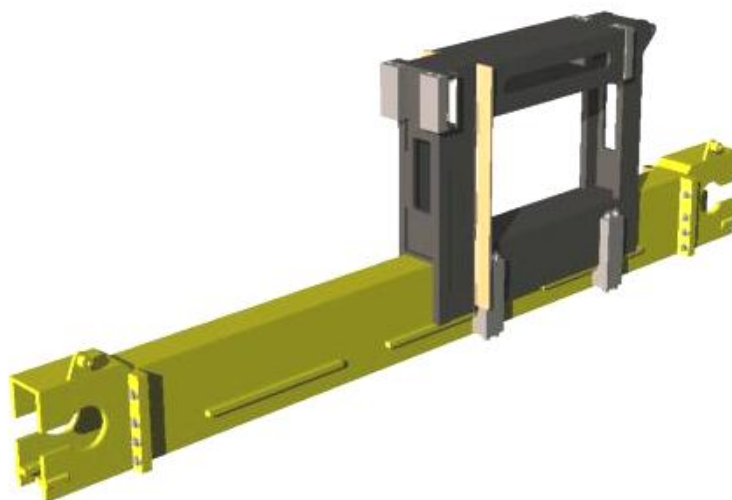
5. Rám pojezdové jednotky zakladače

Rám pojezdové jednotky se skládá ze čtyř hlavních částí – dvě kolové jednotky, nosník a patka pro sloup. Ty jsou navzájem sešroubovány. Materiál rámu pojezdové jednotky je ocel S235 (číslo mat. 1.0036) s mezí pevnosti $R_m = 360\text{MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 235\text{MPa}$ podle [6] kapitoly 4.4.

Kolová jednotka je svařena z plechů tloušťky 30 a 20 mm. Uvnitř jsou vyfrézovány otevřené otvory pro uložení samotného pojezdového mechanismu a jeho snadnou montáž. Dále je na vrchu přivařen úchyt pro zachycení kroutícího momentu od motoru s převodovkou.

Nosník pojezdové jednotky regálového zakladače je svařen z plechů tloušťky 30mm. Je požadován jeho průhyb do 1mm z důvodu přesného zakládání přepravovaných palet do regálů.

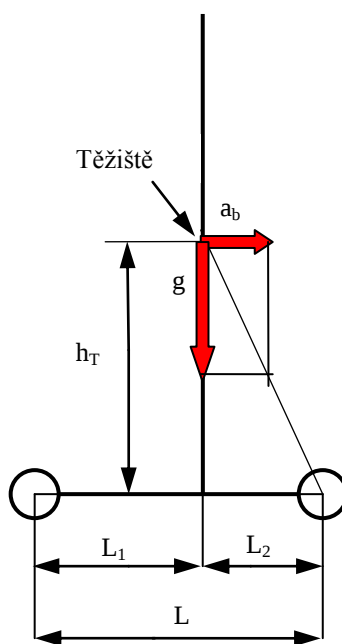
Poslední část tvoří patka sloupu, která je nasunuta na samotný nosník a šroubovými spoji zajištěna proti pohybu. Je vyrobena svařováním plechů tloušťek 25 a 50mm. Po stranách má drážky pro vedení zvedacího zařízení, které dále navazuje pojezd na sloup zakladače, který je na této patce upevněn.



Obr. 5.1 – Rám pojezdové jednotky

5.1. Rozpětí pojezdových kol

Je třeba určit minimální rozpětí pojezdových kol regálového zakladače, aby nedošlo k jeho překlopení v ose x. Při výpočtu se vychází z klopných momentů ke klopným hranám (pojezdová kola). Hmotnosti zakladače jsou pro setrvačnou i gravitační sílu stejná, proto ji zanedbávám. Zrychlení při nouzovém brždění je voleno $a_b = 1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ podle výsledků nouzové brzdy v tabulce 4.24. Vše je znázorněno na obr. 5.2.



Obr. 5.2 – Klopné a stabilizující momenty působící na zakladač

Výpočet je pro názornost proveden pro nejmenší zakladač a v tabulce 5.1 jsou uvedeny výsledky pro všechny typy zakladačů.

$$\begin{aligned}\sum M_{KL} &= 0 \\ g \cdot L_{1\min} - a_b \cdot h_T &= 0 \\ L_{1\min} &= \frac{a_b \cdot h_T}{g} \\ L_{1\min} &= \frac{a_b \cdot \frac{h_s}{2}}{g} \\ L_{1\min} &= \frac{1,4 \cdot 5}{9,81} \\ L_{1\min} &= 0,72\text{m}\end{aligned}\tag{36}$$

Minimální rozteč kol

a) jednosloupový zakladač

$$\begin{aligned}L_{\min} &= \frac{L_{2\min}}{0,4} \\ L_{\min} &= \frac{1,33}{0,4} \\ L_{\min} &= 1,78\text{ m}\end{aligned}\tag{37}$$

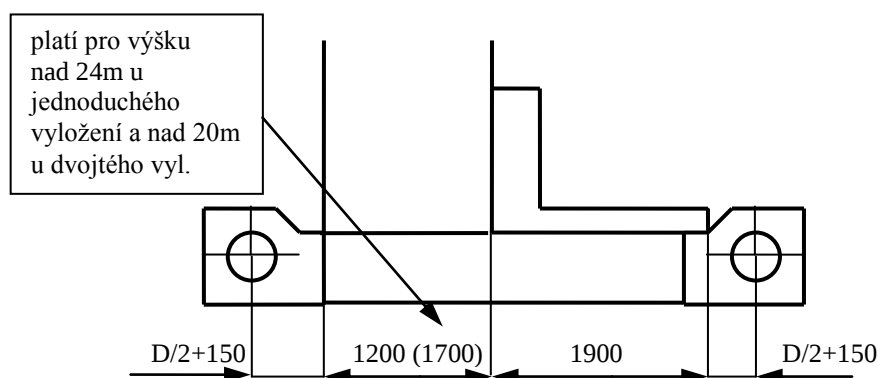
b) dvousloupový zakladač

$$L_{\min} = \frac{L_{2\min}}{0,5} \quad (38)$$

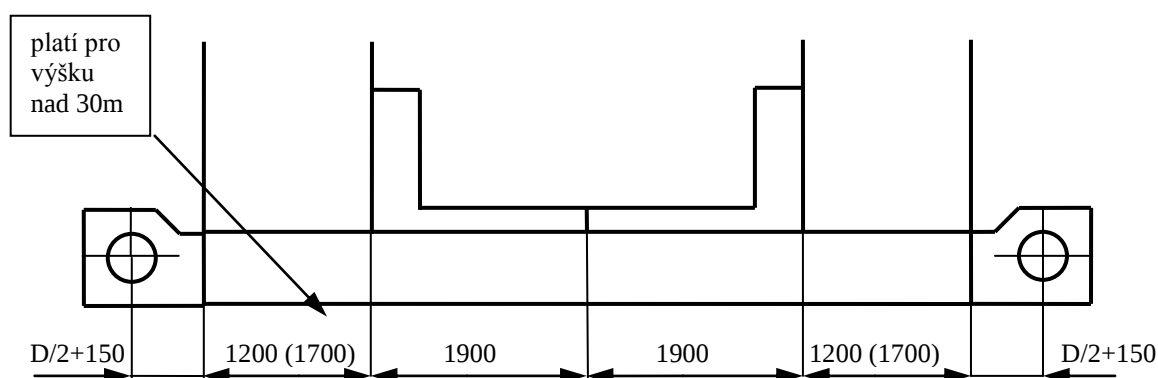
$$L_{\min} = 1,43 \text{ m}$$

Volba rozchodu kol

Rozchod pojezdových kol vychází z podmínky $L > L_{\min}$ a dále musí být rozchod tak velký, aby se na rám vešly veškeré části zakladače znázorněné na obrázcích 5.3 a 5.4.



Obr.5.3 – Rozmístění sloupu a zvedacího zařízení u jednosloupových zakladačů



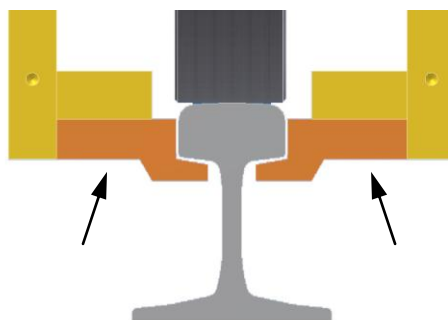
Obr.5.4 – Rozmístění sloupu a zvedacího zařízení u dvousloupových zakladačů

V tabulce 5.1 jsou vypočtené minimální rozchody kol $L_{\min}$ a skutečně zvolené rozchody kol. Ty jsou voleny v závislosti na minimálním rozchodu a rozmístění dalších částí regálového zakladače na nosníku pojezdové jednotky zakladače.

Tab. 5.1 Minimální a volené rozchody pojezdových kol [m]

výška sloupu h_s [m]	1-sloupový				2-sloupový			
	jednoduché vyl.		dvojitě vyl.		jednod. vyl.		dvojitě vyl.	
	$L_{\min}$	L	$L_{\min}$	L	$L_{\min}$	L	$L_{\min}$	L
10	1,78	3,8	1,78	3,8	1,43	7,5	1,43	7,5
12	2,14	3,8	2,14	3,8	1,71	7,5	1,71	7,5
14	2,50	3,8	2,50	3,8	2,00	7,5	2,00	7,5
16	2,85	3,8	2,85	3,8	2,28	7,5	2,28	7,5
18	3,21	3,8	3,21	3,8	2,57	7,5	2,57	7,5
20	3,57	3,8	3,57	3,8	2,85	7,5	2,85	7,5
22	3,92	4,8	3,92	4,8	3,14	7,5	3,14	7,5
24	4,28	4,8	4,28	4,8	3,43	7,5	3,43	7,5
26	4,64	4,8	4,64	4,8	3,71	7,5	3,71	7,5
28	4,99	5,8	4,99	5,8	4,00	7,5	4,00	7,5
30	5,35	5,8	5,35	5,8	4,28	7,5	4,28	7,5
32	5,71	5,8	5,71	5,8	4,57	8,5	4,57	8,5
34	6,07	6,8	6,07	6,8	4,85	8,5	4,85	8,5
36	6,42	6,8	6,42	6,8	5,14	8,5	5,14	8,5
38	6,78	6,8	6,78	6,8	5,42	8,5	5,42	8,5
40	7,14	7,5	7,14	7,5	5,71	8,5	5,71	8,5
42	7,49	8,5	7,49	8,5	5,99	8,5	5,99	8,5
44	7,85	8,5			6,28	8,5		

Navržené rozchody pojezdových kol jsou vyhovující při zrychlení při zastavování o velikosti $1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a menším. V případě překročení tohoto zrychlení by mohlo dojít k převrácení zakladače vlivem klopných momentů. Proti tomuto stavu musí být na stroji zařízení sloužící k zabránění vykolejení. K tomuto účelu jsem zvolil desku s profilovým výřezem, kolem hlavy kolejnice znázorněné na obr. 5.5.

Obr.5.5 – Profilové desky sloužící proti
vykolejení a překlopení zakladače

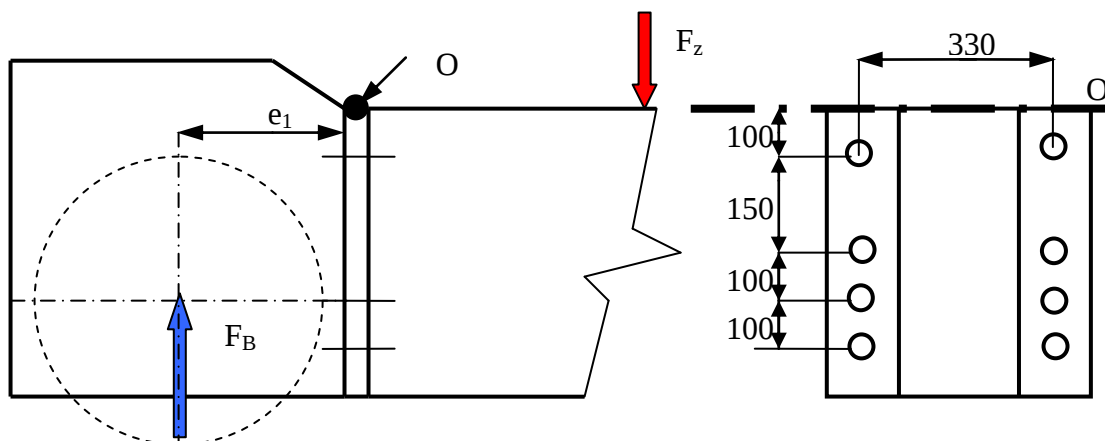
5.2. Šroubové spoje

Ke spojení nosníku s kolovou jednotkou je navržen šroubový třecí spoj s 8 šrouby velikosti M24 (10.9). Mez pevnosti šroubu je $f_{ub} = 1000 \text{ MPa}$ a plocha jádra šroubu $A_{s24} = 353 \text{ mm}^2$. Dále bude na nosník nasazena patka sloupu. Tu je třeba zajistit proti pohybu 8 závitovými tyčemi M30 (8.8), aby nedošlo ke sklopení sloupu a případnému posunu sloupu. Vše je zobrazeno na obr. 5.2.

Celý výpočet šroubových spojů je proveden podle normy navrhování ocelových konstrukcí ČSN 73 1401 [6]. Dále je ve výpočtu uvažován nejtěžší dvousloupový regálový zakladač, protože u všech typů zakladačů budou stejné šrouby a rozteče děr, kvůli možnosti kombinování různých nosníků, patek sloupů a kolových jednotek.

5.2.1. Spojení pojezdové jednotky kola a nosníku zakladače

Spojení pojezdového kola s nosníkem zakladače je uskutečněno pomocí šroubového třecího spoje. Ten je namáhán posouvající silou F_z a momentem, který vytváří tahovou sílu na šrouby. Ten je roven velikosti reakce F_B na rameni e k ose otáčení O . Viz obr. 5.6.



Obr.5.6 – Umístění šroubů mezi pojezdovou jednotkou a rámem zakladače

Posouvající síla příslušící jednomu šroubu

$$F_{1,s} = \frac{F_z}{i_s} \quad (39)$$

$$F_{1,s} = \frac{420,36}{16}$$

$$F_{1,s} = 26,27 \text{ kN}$$

kde - i_s [-] – počet šroubů

Ohybový moment

$$M_1 = F_B \cdot e_1 \quad (40)$$

$$M_1 = 210,18 \cdot 380$$

$$M_1 = 79868 \text{ kNmm} = 79,8 \text{ kNm}$$

kde - e_1 [mm] – vzdálenost osy otáčení O od reakce F_B , $e_1 = 380 \text{ mm}$

Tahová síla působící z ohybového momentu na jeden šroub

(nejvzdálenější od osy O)

$$F_{1,T} = M_1 \cdot \frac{r_1}{\sum r_i^2} \quad (41)$$

$$F_{1,T} = 79,8 \cdot \frac{0,45}{2 \cdot 0,45^2 + 2 \cdot 0,35^2 + 2 \cdot 0,25^2 + 2 \cdot 0,1^2}$$

$$F_{1,T} = 45,16 \text{ kN}$$

kde - r_1 [m] – vzdálenost osy otáčení od středu nejvzdálenější díry

r_i [m] – vzdálenost osy otáčení od děr pro šrouby

Optimální tloušťka čelní desky

Optimální tloušťku čelní desky je nutno zvolit tak, aby nedocházelo k páčení, potom se s tímto stavem nepočítá. V případě zvolení menší tloušťky plechu je třeba tento stav zahrnout do výpočtu.

$$t_e = 4,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{b_e \cdot d_s^2}{a_e}} \quad (42)$$

$$t_e = 4,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{55 \cdot 24^2}{35}}$$

$$t_e = 41,59 \text{ mm}$$

kde - t_e [mm] – optimální tloušťka čelní desky

a_e [mm] – vzdálenost viz obr. 5.7

b_e [mm] – vzdálenost viz obr. 5.7

d_s [mm] – průměr šroubu $d_s = 24 \text{ mm}$

Tloušťka desky zvolena $t = 30\text{mm}$, proto musíme tahovou sílu v šroubu navýšit součinitelem páčení y_p .

$$y_p = 1 + 0,005 \cdot \frac{t_e^3 - t^3}{d_s^2} \quad (43)$$

$$y_p = 1 + 0,005 \cdot \frac{41,59^3 - 30^3}{24^2}$$

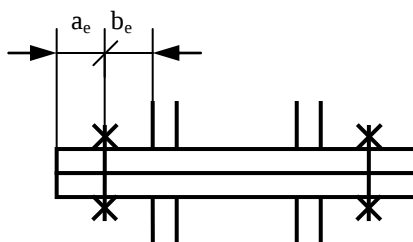
$$y_p = 1,39$$

Tahová síla působící na jeden šroub zvýšená součinitelem páčení

$$F_{l,Tp} = y_p \cdot F_{l,T} \quad (44)$$

$$F_{l,Tp} = 1,39 \cdot 45,16$$

$$F_{l,Tp} = 62,7 \text{ kN}$$



Obr. 5.7. Pohled zhora na umístění šroubů

Kontrola šroubu

a) proti prokluzu

Předpímací síla jednoho šroubu

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_{s24} \quad (45)$$

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot 1000 \cdot 353$$

$$F_{p,C} = 247100 \text{ N} = 247,1 \text{ kN}$$

kde - f_{ub} [MPa] – mez pevnosti šroubu

A_{s24} [mm²] – plocha jádra šroubu podle [12], str. 5 $A_{s24} = 353\text{mm}$

Odolnost proti prokluzu

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n_p \cdot \mu}{\gamma_{Ms}} \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_{1,Tp}) \quad (46)$$

$$F_{s,Rd} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,4}{1,3} \cdot (247,1 - 0,8 \cdot 62,7)$$

$$F_{s,Rd} = 60,6 \text{ kN}$$

kde - k_s [-] – součinitel tvaru díry podle [6] str. 61 volím $k_s = 1$ pro standardní díry

n_p [-] – počet třecích ploch

μ [-] – součinitel tření podle [6] str. 61 volím $\mu = 0,4$ pro tryskaný povrch
s alkalicko-zinkovým silikátovým nátěrem

γ_{Ms} [-] – dílčí součinitel spolehlivosti materiálu podle [6] str. 61 volím

$\gamma_{Ms} = 1,3$ pro mezní stav únosnosti pro díry se standardní vůlí

Odolnost proti prokluzu musí být větší jak smyková síla působící na šroub.

$$F_{s,Rd} = 60,6 \text{ kN} > F_{1,S} = 26,27 \text{ kN} \quad - \text{vyhovuje}$$

b) proti otláčení

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d_s \cdot t}{\gamma_{Mb}} \quad (47)$$

$$\alpha = \frac{e_2}{3 \cdot d_o} = \frac{35}{3 \cdot 26} = 0,45$$

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot 0,45 \cdot 360 \cdot 24 \cdot 30}{1,45}$$

$$F_{b,Rd} = 201103 \text{ N} = 201,1 \text{ kN}$$

kde - e_2 [mm] – vzdálenost šroubu od kraje plechu, $e_2 = 35 \text{ mm}$

d_o [mm] – průměr díry pro šroub M24, $d_o = 26 \text{ mm}$

f_u [MPa] – mez pevnosti spojovaného materiálu

γ_{Mb} [-] – parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje podle [6] str. 58,

$\gamma_{Mb} = 1,45$

Odolnost proti otláčení musí být větší jak smyková síla působící na šroub.

$$F_{b,Rd} = 201,1 \text{ kN} > F_{1,S} = 26,27 \text{ kN} \quad - \text{vyhovuje}$$

c) únosnosti v tahu

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_{s24}}{\gamma_{Mb}} \quad (48)$$
$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 353}{1,45}$$
$$F_{t,Rd} = 219103 \text{ N} = 219,1 \text{ kN}$$

Únosnost v tahu musí být větší jak tahová síla působící na šroub.

$$F_{t,Rd} = 219,1 \text{ kN} > F_{1,Tp} = 62,7 \text{ kN} \quad - \text{vyhovuje}$$

d) proti protlačení šroubu deskou

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t \cdot f_u}{\gamma_{Mb}} \quad (49)$$
$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 38,8 \cdot 30 \cdot 360}{1,45}$$
$$B_{p,Rd} = 544739 \text{ N} = 544,7 \text{ kN}$$

kde - d_m [mm] – střední průměr kružnice opsané a vepsané do šestihranu hlavy šroubu, podle [12], str. 5 $d_m = 38,8 \text{ mm}$

Odolnost proti otlačení musí být větší jak tahová síla působící na šroub.

$$F_{b,Rd} = 544,7 \text{ kN} > F_{1,Tp} = 62,7 \text{ kN} \quad - \text{vyhovuje}$$

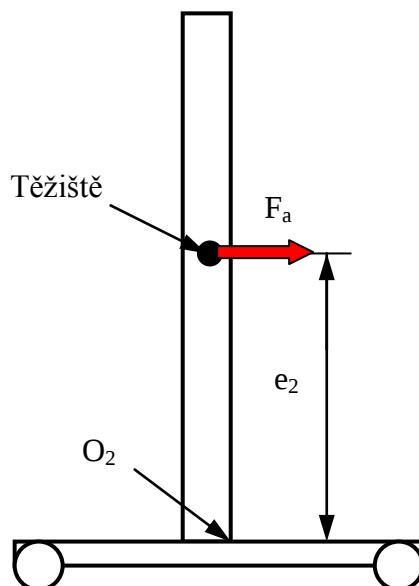
Navržené šrouby M24 (10.9) vyhovují.

5.2.2. Spojení patky sloupu a nosníku zakladače

Sloup regálového zakladače bude nasazen na nosník pojezdové jednotky a je nutno ho zajistit proti posunu a překlopení. K tomu je použito 8 závitových tyčí M30 (8.8. - $f_{ub} = 800 \text{ MPa}$), kterými se patky sloupu s nosníkem sešroubují pomocí předem navařených kostek s dírami. Tyto šroubové spoje je nutno kontrolovat na tah a smyk.

a) tah

Tahová síla vzniká od zrychlení (zastavování) zakladače a přenáší se momentem k ose otáčení O_2 , viz obr. 5.8.



Obr. 5.8 – Síla od zrychlení zakladače

Síla od zrychlení

$$\begin{aligned} F_z &= m_{sc} \cdot a_b \\ F_z &= 19000 \cdot 1,4 \\ F_z &= 26600 \text{ N} = 26,6 \text{ kN} \end{aligned} \tag{50}$$

kde - m_{sc} [kg] – hmotnost jednoho sloupu zakladače, vychází z celkové hmotnosti m_c bez pojezdové jednotky

Ohybový moment

$$\begin{aligned} M_a &= F_z \cdot e_3 \\ M_a &= 26,6 \cdot 22 \\ M_a &= 585,2 \text{ kNm} \end{aligned} \tag{51}$$

kde - e_3 [m] – vzdálenost osy otáčení O_2 od síly těžiště sloupu, $e_3 = 22\text{m}$

Tahová síla působící z ohybového momentu na jeden šroub
(nejvzdálenější od osy O_2)

Výpočet vychází z rovnice (41).

$$F_{2,T} = 585,2 \cdot \frac{1,415}{4 \cdot 1,415^2 + 4 \cdot 0,375^2}$$
$$F_{2,T} = 96,6 \text{ kN}$$

Kontrola šroubu na únosnost v tahu

Výpočet vychází z rovnice (48).

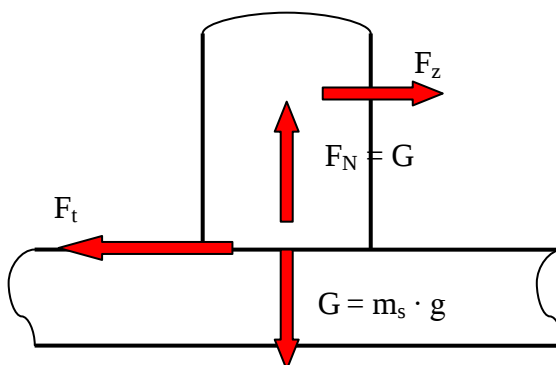
$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 561}{1,45}$$
$$F_{t,Rd} = 278566 \text{ N} = 278,56 \text{ kN}$$

Únosnost v tahu musí být větší jak tahová síla působící na šroub.

$$F_{t,Rd} = 278,56 \text{ kN} > F_{2,T} = 96,6 \text{ kN} \quad - \text{vyhovuje}$$

b) smyk

Dále je potřeba kontrolovat šroubový spoj na smyk, který vzniká silou F_z . Proti této síle působí síla třecí F_t .



Obr. 5.9 – Kontrola sloupu na smyk vůči nosníku zakladače

Třecí síla

$$\begin{aligned}F_t &= F_N \cdot f = G \cdot f \\F_t &= m_s \cdot g \cdot f \\F_t &= 19000 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \\F_t &= 27958\text{N} = 27,9\text{kN}\end{aligned}\tag{52}$$

kde - G [N] - gravitační síla od sloupu zakladače

F_N [N] - normálová síla

f [-] – součinitel tření (ocel na ocel), $f = 0,13$

V porovnání třecí síly a síly od zrychlení zjistíme, že není třeba tento spoj počítat na smyk.

$$F_t = 27,9 \text{ kN} > F_z = 26,6 \text{ kN}$$

Navrženě závitové tyče M30 (8.8) vyhovují.

V případě havarijní situace, by mohlo dojít k většímu zrychlení než $1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a tím k překročení třecí síly F_t . Použitých 8 předepnutých šroubů M30 kontrolovaných na únosnost v tahu by i v tomto případě dokázalo udržet sloup ve spojení s pojezdovou jednotkou.

5.3. Pevnostní analýza rámu

K pevnostní analýze byla použita metoda konečných prvků (MKP) pomocí programu I-DEAS. Kde je rám pojezdové jednotky zakladače vymodelován pomocí skořepinového modelu. Na něj je natažena síť prvků a definovány okrajové podmínky. Na závěr je spuštěn výpočet a zhodnoceny výsledky.

5.3.1. Příprava výpočtového modelu

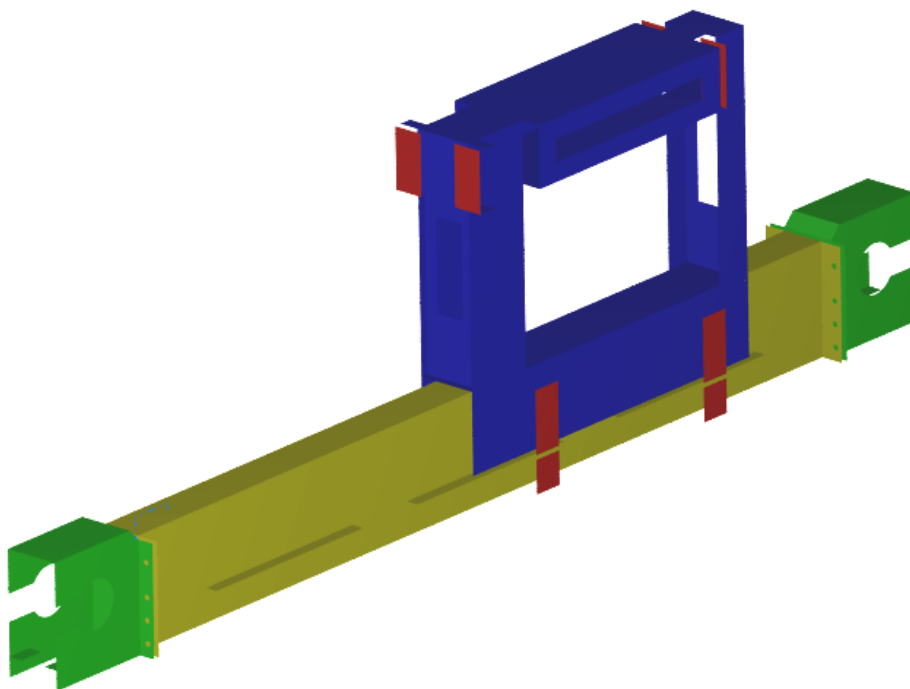
Zjednodušující předpoklady

Pro zjednodušení tvorby modelu a zrychlení samotného výpočtu jsem zavedl několik zjednodušujících předpokladů. Hlavním zjednodušením je použití skořepinového modelu místo objemového. Dále jsou svary nahrazeny jako sdílené uzly dvou ploch (plechů) a zaoblení a zkosení jednotlivých plechů není uvažováno.

I přes tyto zjednodušující předpoklady jsou výsledky téměř přesné.

Model

Skořepinový model pro analýzu jednotky regálového zakladače je vytvořen v programu I-DEAS. Tato skořepina představuje střednice plechů, ke kterým je přiřazena tloušťka plechů při vytváření počítačové sítě. Samotný model je znázorněn na obrázku 5.10.

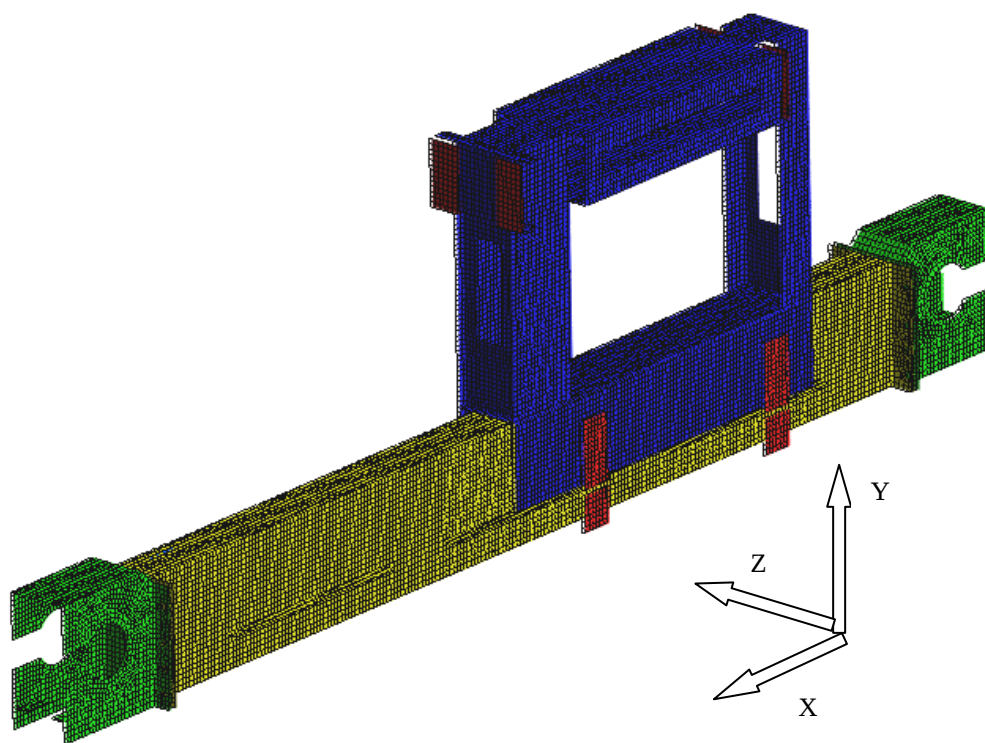


Obr. 5.10 – Skořepinový model v programu I-DEAS

Sít'

Sít' modelu má 33 797 uzlů a 33 570 prvků. Ty jsou převážně čtvercové typu „thin shell“ vytvořené mapovaným síťováním. V místech otvorů pro pojezdový mechanismus a pro šrouby je použito síťování volné. Materiál prvků této sítě je zvolen lineární izotropický. Díky tomu, že se jedná o skořepinový model je nutno ještě přiřadit k prvkům sítě tloušťku materiálu odpovídající skutečnosti. Celá sít' je zobrazena na obrázku 5.11.

Pro zjednodušení modelu jsou šroubové spoje nahrazeny prvky „rigid“, které se chovají jako absolutně tuhé. Samotný výpočet šroubových spojů byl proveden v kapitole 5.2.

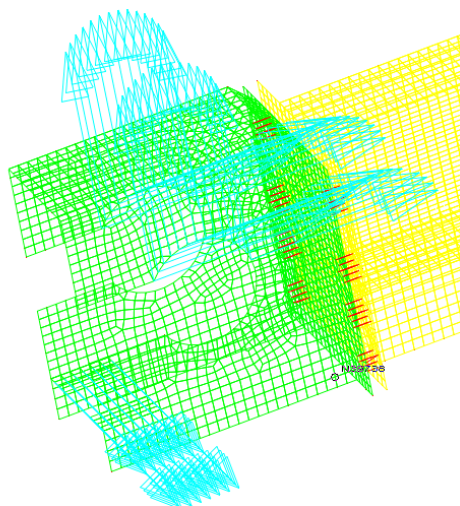


Obr. 5.11 – Síť modelu v programu I-DEAS

Dále je použit prvek „lumped mass“ který představuje hmotu o hmotnosti 15 000 kg a nahrazuje sloup, který není modelován. Tato hmota je umístěna v těžišti sloupu a pomocí prvku „rigid“ svedena k volnému uzlu nad patkou sloupu. Ten je dále spojen pomocí prvků „constraint“ který ideálně rozkládá hmotnost sloupu na připojovací kostky na patce sloupu (červené prvky na obrázku 5.11).

Okrajové podmínky

Nadefinování stání rámu na kolejnici, bylo provedeno zamezením pohybu v ose Y a X v místech uložení pojezdového mechanismu. A také zabránit vykolejení (pohybům v ose Z) v místě umístění vodících kladek Vše je zobrazeno na obrázku 5.12. Souřadnicový systém je na obrázku 5.11.



Obr. 5.12 – Okrajové podmínky v kolové jednotce

5.3.2. Zatěžovací stavy

Při výpočtu jsem uvažoval 4 zatěžovací stavy

a) stání prázdného zakladače (obr. 5.13)

Kde je uvažováno pouze zatížení od hmotnosti ostatních částí regálového zakladače (15 000 Kg)

b) zakládání/vkládání palety do/z regálu (obr. 5.14)

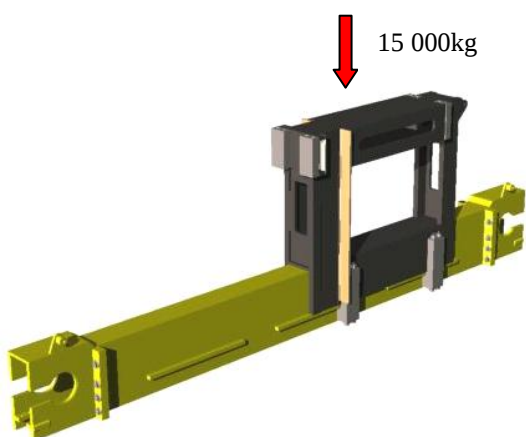
K zatěžovacímu stavu a) je uvažována na rameni v délce 3 m hmotnost palety 1 250 kg + hmotnost teleskopických vidlí 500kg.

c) zastavení zakladače při pojezdu směrem -X a plném naložení (obr. 5.15)

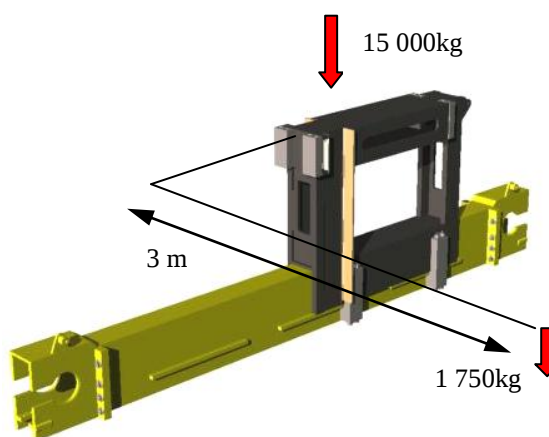
K zatěžovacímu stavu a) je uvažována hmotnost palety s hmotností vidlí (1750 Kg) v nejvyšší výšce 26m a zrychlení při zastavování $a_b = 0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ve směru -X.

d) zastavení zakladače při pojezdu směrem X a plném naložení (obr. 5.16)

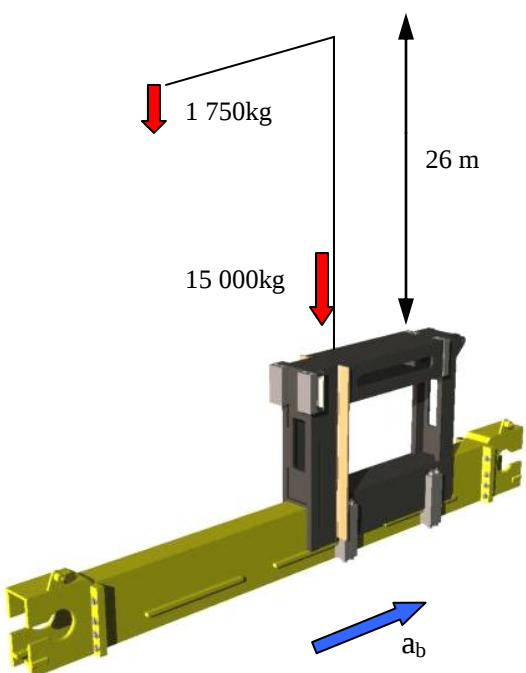
Je stejný jak zatěžovací stav c) ale má opačné zrychlení a_b ve směru X.



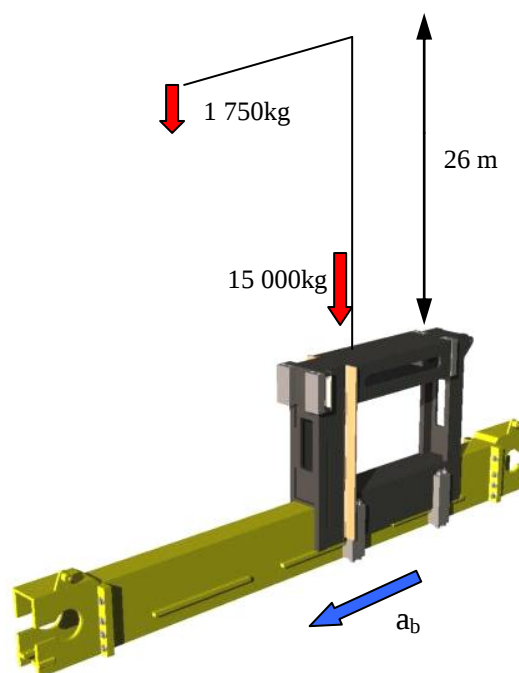
Obr. 5.13 – Stání prázdného zakladače



Obr. 5.14 – Zakládání palety do regálu



Obr. 5.13 – Zastavování plného zakladače
ve směru $-X$



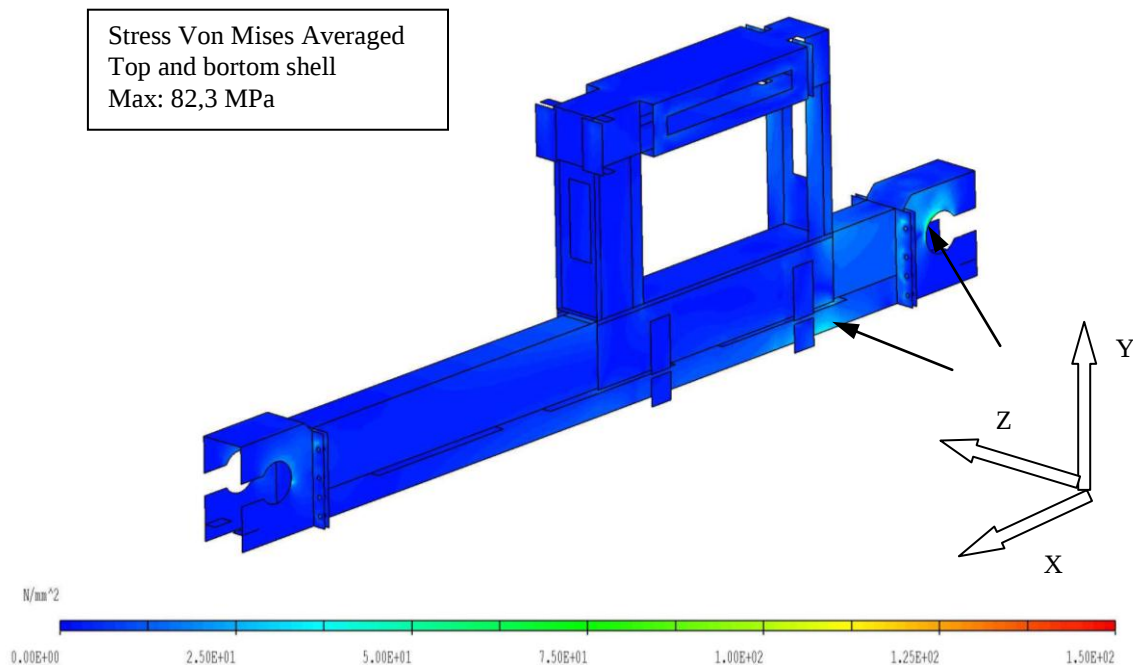
Obr. 5.14 – Zastavování plného zakladače
ve směru X

5.3.3. Výsledky analýzy – napětí

Při určení mezního stavu únosnosti vycházím z normy navrhování ocelových konstrukcí ČSN 73 1401 [6]. Na str. 18 určím parciální součinitel materiálu $\gamma_{M1} = 1,1$, kterým podělím mez kluzu použitého materiálu $S 235 R_e = 235 \text{ MPa}$. Tím získám požadovanou návrhovou pevnost $f_{yd} = 213,6 \text{ MPa}$.

a) stání prázdného zakladače

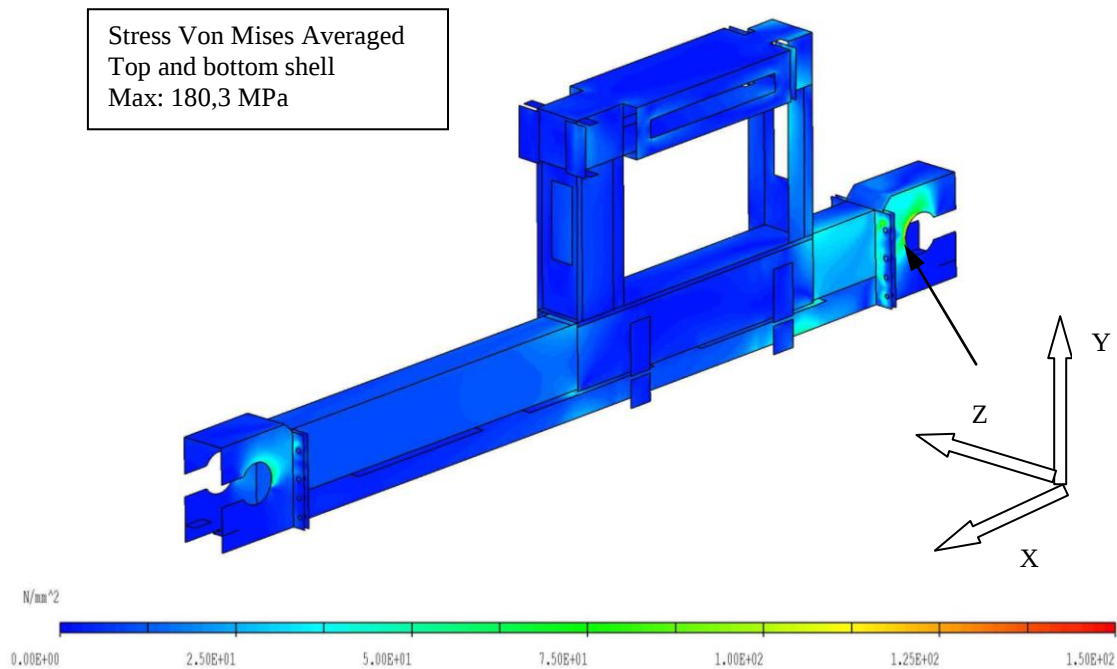
Vzniklé maximální redukované napětí podle HMH - 82,3MPa je v místech uložení pojezdových mechanismů. (obr. 5.15)



Obr. 5.15 – Redukované napětí HMH – stání zakladače

b) zakládání/vkládání palety do/z regálu

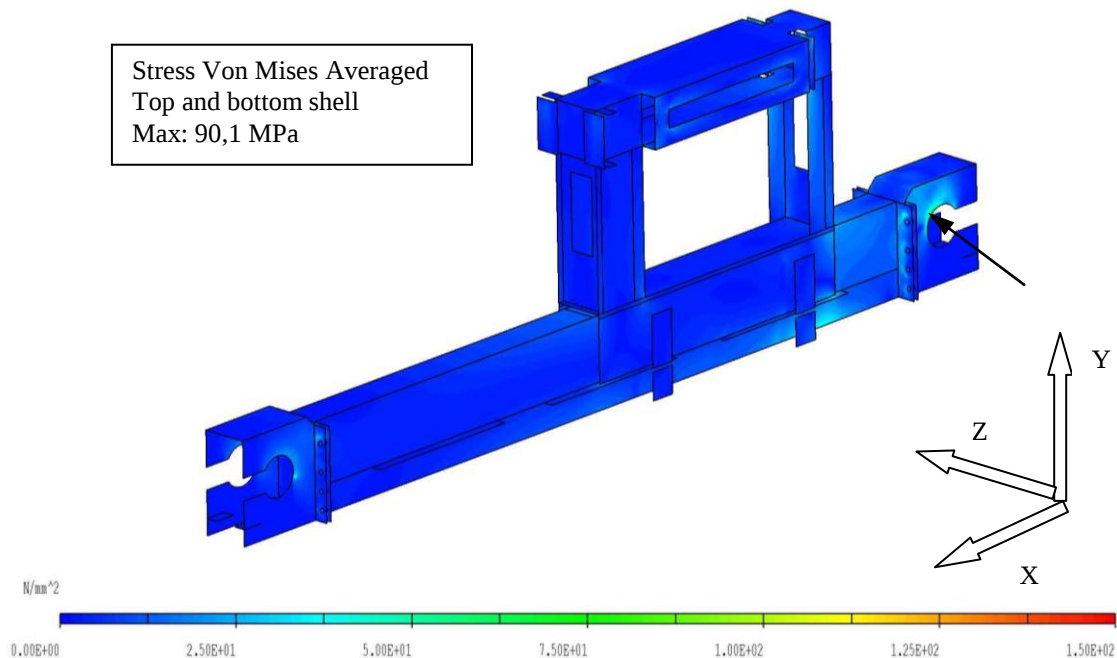
Vzniklé maximální redukované napětí podle HMH – 180,3 MPa v místech uložení pojezdových mechanismů. (obr. 5.16)



Obr. 5.16 – Redukované napětí HMH – zakládání palety

c) zastavení zakladače při pojezdu směrem -X a plném naložení

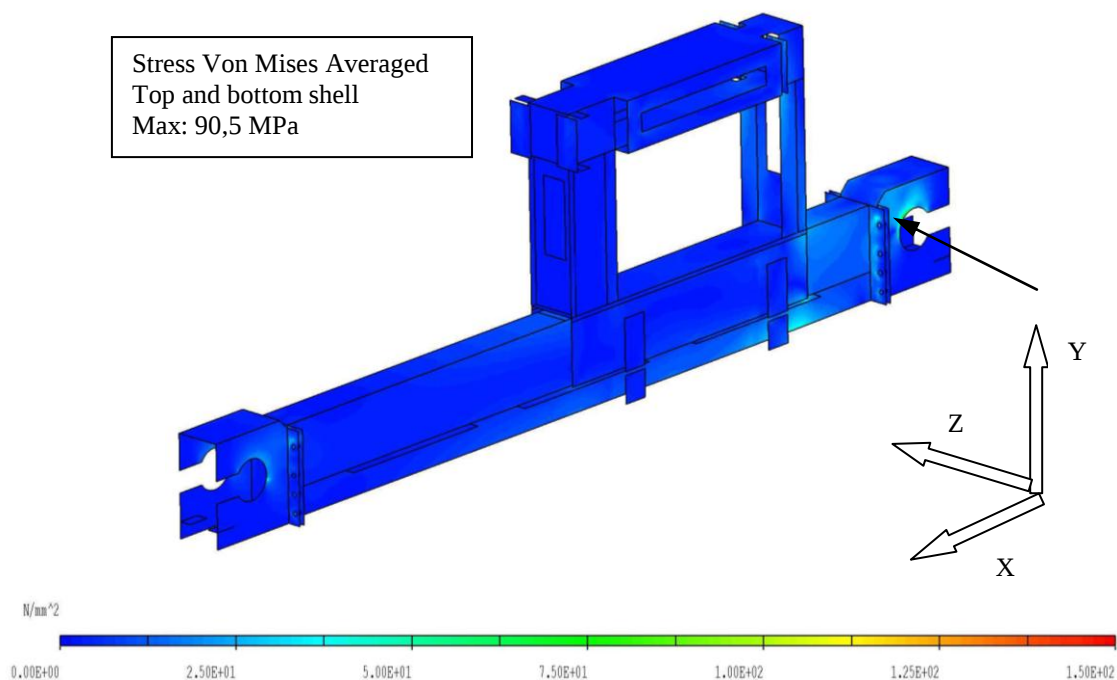
Výsledky velmi podobné zatěžovacímu stavu stání prázdného zakladače. Vzniklé maximální redukované napětí podle HMH – 90,1 MPa. (obr. 5.17)



Obr. 5.17 – Redukované napětí HMH zastavení zakladače ve směru osy -X

d) zastavení zakladače při pojezdu směrem X a plném naložení

Výsledky rovněž velmi podobné zatěžovacímu stavu stání prázdného zakladače. Vzniklé maximální redukované napětí podle HMH – 90,5 MPa. (obr. 5.18)



Obr. 5.18 – Redukované napětí HMH zastavení zakladače ve směru osy X

Zhodnocení vzniklých napětí

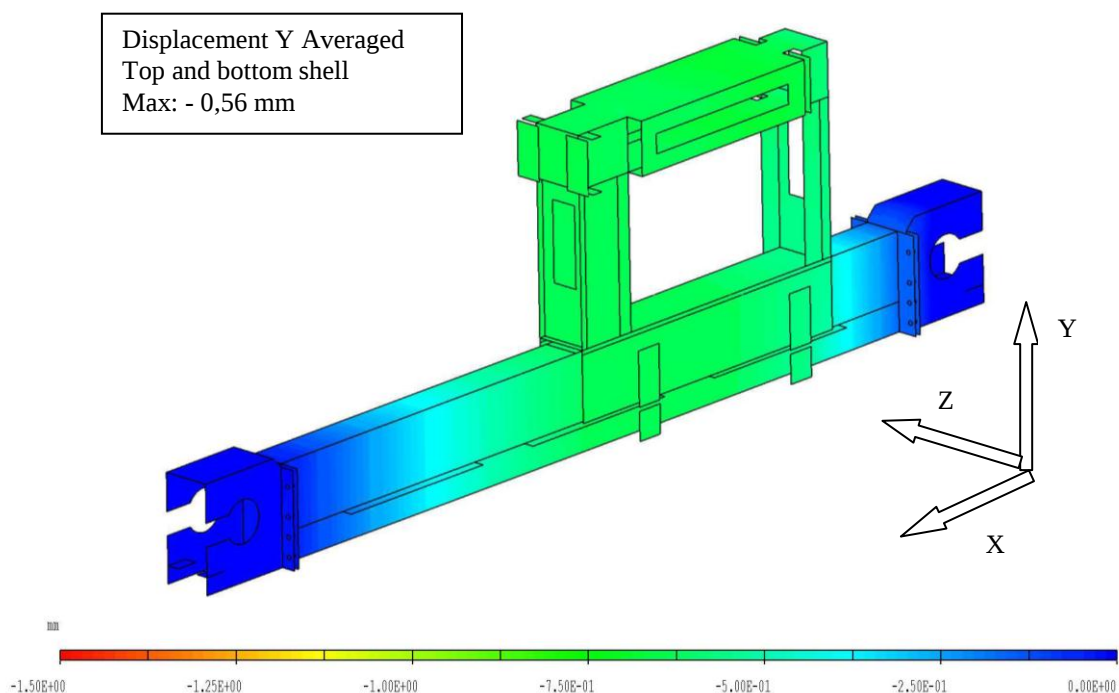
Z výsledků je patrné že nejhorší zatěžovací stav je zakládání/vykládání palety do/z regálu, kde vzniká maximální redukované napětí podle HMH 180,3 MPa. V porovnání s návrhovou pevností $f_{yd} = 213,6$ MPa je toto vzniklé napětí vyhovující.

5.3.4. Výsledky analýzy – deformace

Vzhledem k mohutnosti pojezdové jednotky bylo předem zřejmé, že větší problém než vzniklá redukovaná napětí, budou dělat požadované deformace. Ta je s ohledem na přesnost zakládání palet v automatickém skladu a výšku regálového zakladače dovolena maximálně 1 mm v ose Y u nosníku pojezdové jednotky.

a) stání prázdného zakladače

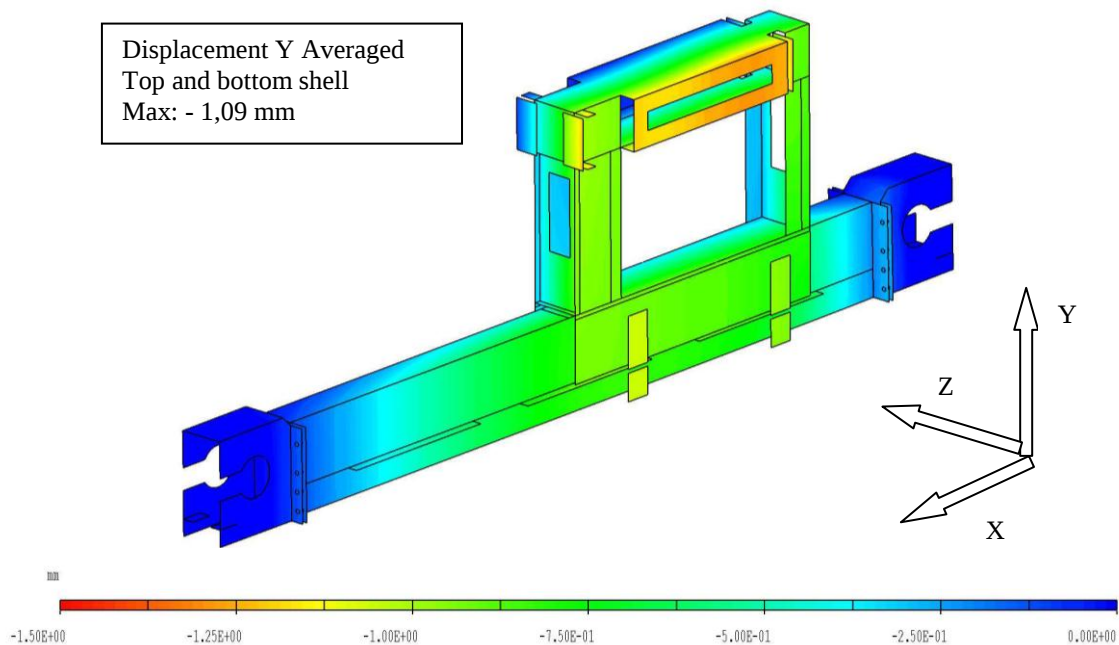
Vzniklý maximální průhyb v ose Y -0,57 mm je v místech stání sloupu regálového zakladače (obr. 5.19)



Obr. 5.19 – Průhyby v ose Y při stání prázdného zakladače

b) zakládání/vkládání palety do/z regálu

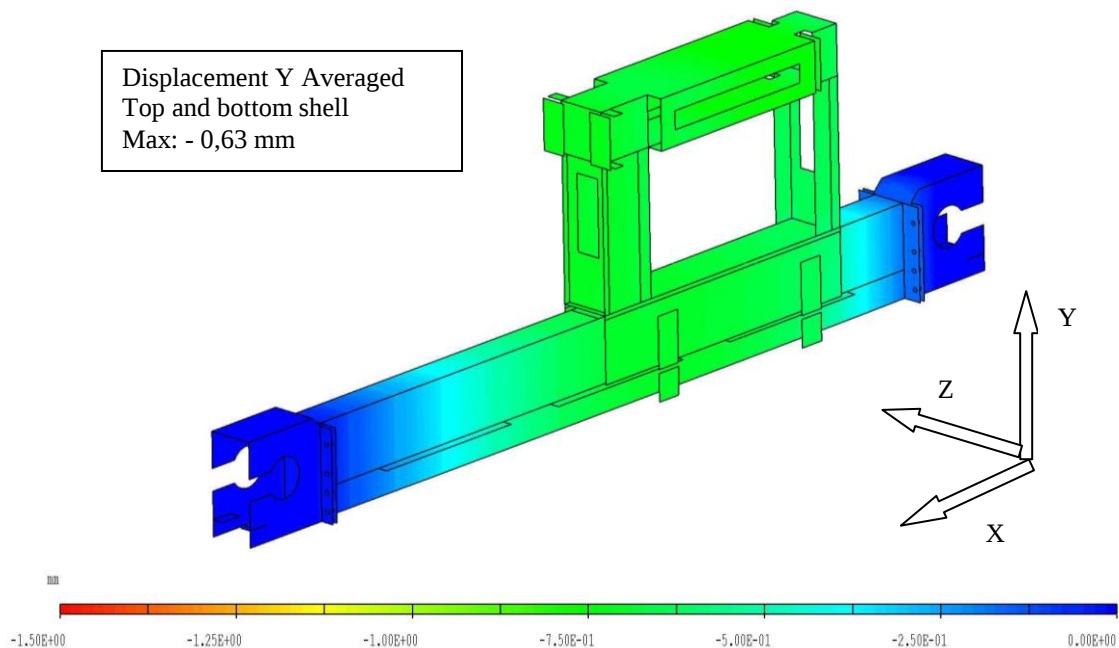
Vzniklý maximální průhyb v ose Y -1,09 mm je v místech stání sloupu regálového zakladače na straně vyjíždění teleskopických vidlí s plnou paletou. (obr. 5.20)



Obr. 5.20 – Průhyby v ose Y při zakládání palety

c) zastavení zakladače při pojezdu směrem -X a plném naložení

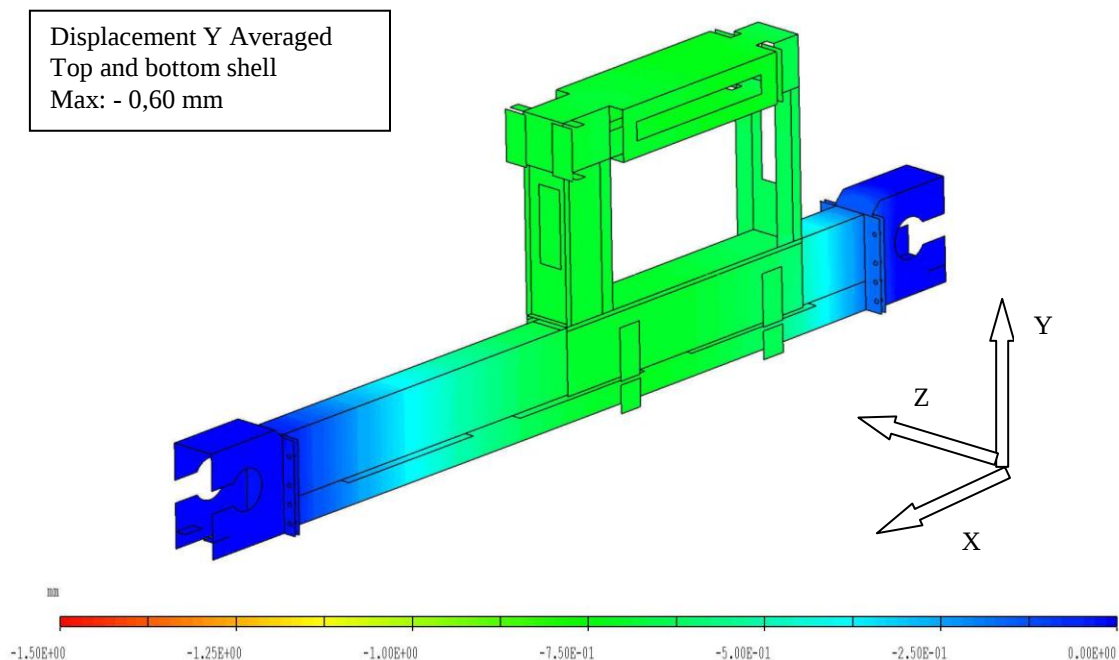
Vzniklý maximální průhyb v ose Y -0,63 mm je v místech stání sloupu regálového zakladače. (obr. 5.21)



Obr. 5.21 – Průhyby v ose Y při rozjezdu zakladače směrem -X

d) zastavení zakladače při pojezdu směrem X a plném naložení

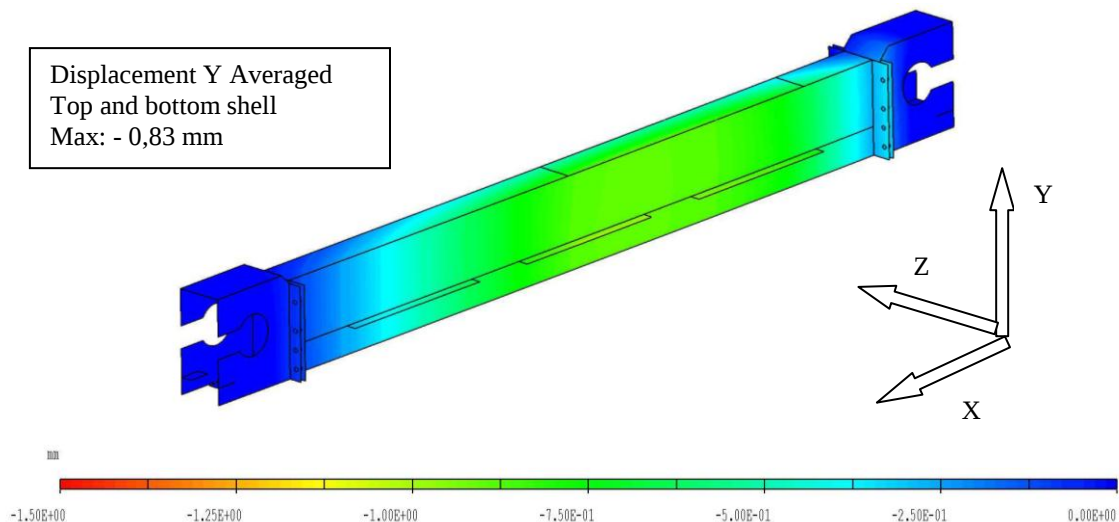
Vzniklý maximální průhyb v ose Y -0,6 mm je v místech stání sloupu regálového zakladače. (obr. 5.22)



Obr. 5.22 – Průhyby v ose Y při rozjezdu zakladače směrem X

Zhodnocení deformací

Nejhorší zatěžovací stav je opět při zakládání palety, kdy vzniká průhyb pojezdové jednotky v ose Y -1,09 mm. Průhyb samotného nosníku v ose Y při zakládání palety je -0,83mm (obr. 5.23) To je vzhledem k požadovanému průhybu 1mm vyhovující.



Obr. 5.23 – Průhyb nosníku pojezdové jednotky při zakládání palety

6. Dopravní výkon

K určení dopravního výkonu navrhovaného regálového zakladače bez ohledu na jeho výšku potřebuji znát rychlost $v = 4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, zrychlení $a = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a délku skladu. Tu uvažuji v délce $s_c = 1-100\text{m}$. Při daném zrychlení a maximální rychlosti je doba rozběhu $t_s = 7,5$ sekundy. Potřebná doba k zastavení z plné rychlosti je rovněž $t_s = 7,5$ sekundy. Z toho je zřejmé že musí zakladač pojíždět alespoň 15 sekund, aby dosáhl své maximální rychlosti.

6.1. Dopravní výkon (všeobecně)

Při výpočtu všeobecného dopravního výkonu není zahrnuta výška zakladače a vztahuje se na všechny druhy zakladačů

Dráha zakladače k dosažení plné rychlosti

$$\begin{aligned}s &= \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \\s &= \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 7,5^2 \\s &= 16,875 \text{ m}\end{aligned}\tag{53}$$

Celková dráha regálového zakladače při rozjezdu na maximální rychlost pojezdu a zastavení.

$$\begin{aligned}s_c &= 2 \cdot s \\s_c &= 2 \cdot 16,875 \\s &= 33,75 \text{ m}\end{aligned}\tag{54}$$

Doba za kterou zakladač urazí danou dráhu vyhází ze vzorce (53) a (54).

a) do vzdálenosti 33,75m

$$\begin{aligned}t_1 &= 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}} \\t_1 &= 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,5}{0,6}} \\t_1 &= 2,58 \text{ s}\end{aligned}\tag{55}$$

b) vzdálenost větší jak 33,75m

Zakladač urazí dráhu 33,75m za 15s k tomuto času přičítám čas potřebný k dosažení potřebné vzdálenosti. Ten získanou ze známého vzorcem na pro přímočarý pohyb (56).

$$t = \frac{s}{v} \quad (56)$$

Doba za kterou urazí zakladač dráhu delší jak 33,75m je

$$\begin{aligned} t_2 &= 15 + \frac{s - 33,75}{v} \\ t_2 &= 15 + \frac{40 - 33,75}{4,5} \\ t_2 &= 16,39 \text{ s} \end{aligned} \quad (57)$$

6.1.1. Doba jednoho cyklu

Během jednoho cyklu zakladač nabere paletu v místě A odveze na místo B a vrátí se zpět. K tomu je potřeba přičíst dvakrát dobu $t_z = 10\text{s}$ za kterou zakladač nabere a naskladní paletu.

$$\begin{aligned} t_c &= 2 \cdot (t_z + t_{\text{nebo2}}) \\ t_c &= 2 \cdot (10 + 2,56) \\ t_c &= 25,16 \text{ s} \end{aligned} \quad (58)$$

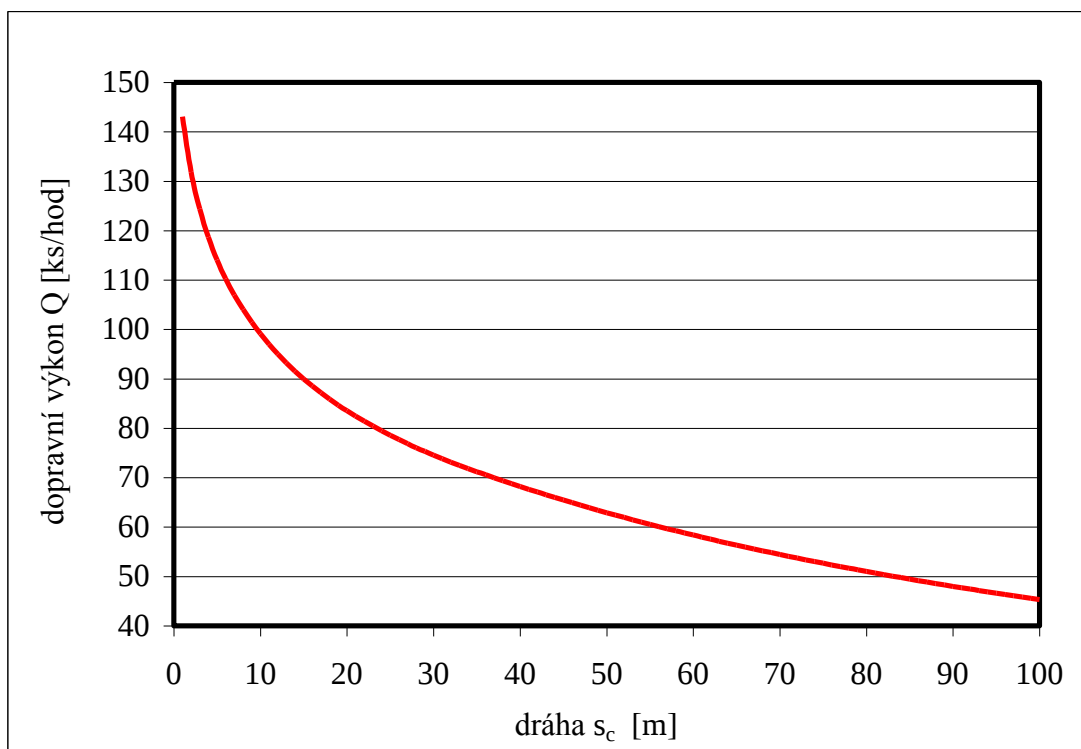
6.1.2. Dopravní výkon za hodinu

$$\begin{aligned} Q &= \frac{3600}{t_c} \\ Q &= \frac{3600}{25,16} \\ Q &= 143,1 \text{ ks/hod} \end{aligned} \quad (59)$$

Výsledky výše uvedených výpočtů jsou uvedeny v tabulce 6.1 a na obrázku 6.1. je zobrazen graf, který dopravní výkon regálového zakladače v závislosti na délce dráhy pojezdu.

Tab. 6.1 Hodnoty z výše uvedený výpočtů

dráha s_c [m]	čas $t_{1\text{nebo}2}$ [s]	doba jednoho cyklu t_c [s]	dopravní výkon Q [ks/hod]
1	2,58	25,16	143,1
10	8,16	36,33	99,1
20	11,55	43,09	83,5
30	14,14	48,28	74,6
40	16,39	52,78	68,2
50	18,61	57,22	62,9
60	20,83	61,67	58,4
70	23,06	66,11	54,5
80	25,28	70,56	51,0
90	27,50	75,00	48,0
100	29,72	79,44	45,3



Obr. 6.1 Graf – dopravní výkon v závislosti na počtu cyklů - všeobecně

6.2. Dopravní výkon (zakladač - 26m)

Pro zakladač výšky 26m zahrnuji dále do výpočtu dopravního výkonu rychlost zdvihu $v_z = 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, zrychlení $a_z = 0,6\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ a doba k rozjezdu či zastavení je $t_m = 2,67\text{s}$. Zdvih a samotný pojezd regálového zakladače může probíhat současně.

Dráha zdvihu při rozjezdu na maximální rychlost.

Výpočet vychází ze vzorce (53).

$$\begin{aligned}s_z &= \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 2,67^2 \\ s_z &= 2,14 \text{ m}\end{aligned}\tag{60}$$

Dráha, kterou zdvihací zařízení koná přímočarý pohyb

$$\begin{aligned}s_{zp} &= h_s - 2 \cdot s_z \\ s_{zp} &= 26 - 2 \cdot 2,14 \\ s_{zp} &= 21,72 \text{ m}\end{aligned}\tag{61}$$

Doba zdvihacího zařízení k dosažení max. výšky

Zdvihací zařízení urazí při rozjezdu dráhu 2,14m za 2,67s a tu samou vzdálenost za stejnou dobu při zastavování. K tomuto času přičítám dobu potřebnou k dosažení zbývající vzdálenosti. Výpočet vychází ze vzorce (57).

$$\begin{aligned}t_{zc} &= 2 \cdot 2,67 + \frac{21,72}{1,5} \\ t_{zc} &= 19,82 \text{ s}\end{aligned}\tag{62}$$

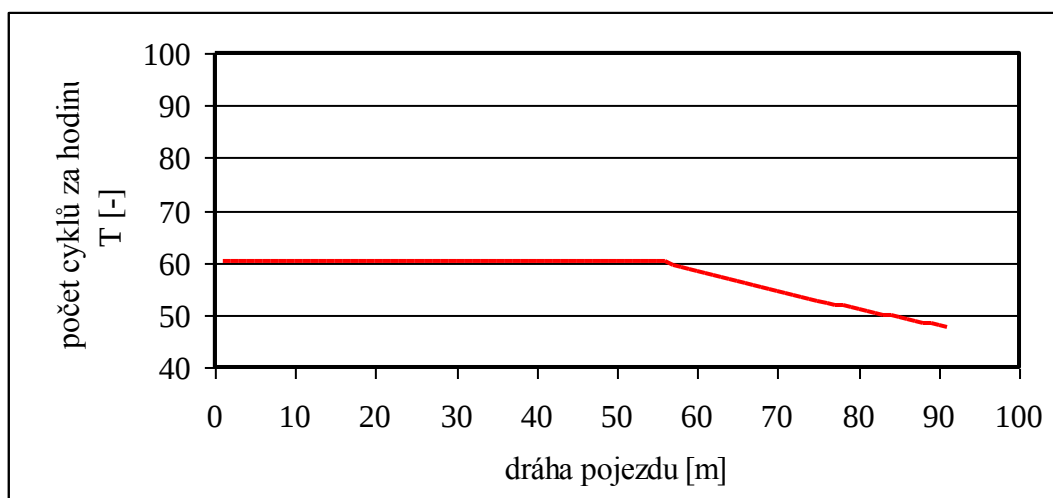
6.2.1. Dopravní výkon za hodinu

Za dobu pojezdu 19,82s urazí regálový zakladač dráhu v délce 55m podle tabulky 6.1. Proto při práci na menší vzdálenost než 55m bude regálový zakladače čekat na zdvih zvedacího zařízení. To platí v úvaze maximální možné výšky zakládání. Díky tomu upravím čas pojezdu na tuto vzdálenost na 19,82s

Samotný výpočet dopravního výkonu je stejný jak kapitole 6.1.1 a 6.1.2. Upravené výsledky z tabulky 6.1. jsou uvedeny v tabulce 6.2. a názorně zobrazeny na obrázku 6.2. Kde je zobrazen graf dopravního výkonu regálového zakladače výšky 26m v závislosti na délce dráhy pojezdu.

Tab. 6.2 Doba jednoho cyklu a dopravní výkon regálového
Zakladače výšky 26m

dráha s_c [m]	čas t_2 [s]	doba jednoho cyklu t_c [s]	dopravní výkon Q [ks/hod]
1-55	19,82	59,64	60,4
60	20,83	61,67	58,4
70	23,06	66,11	54,5
80	25,28	70,56	51,0
90	27,50	75,00	48,0
100	29,72	79,44	45,3



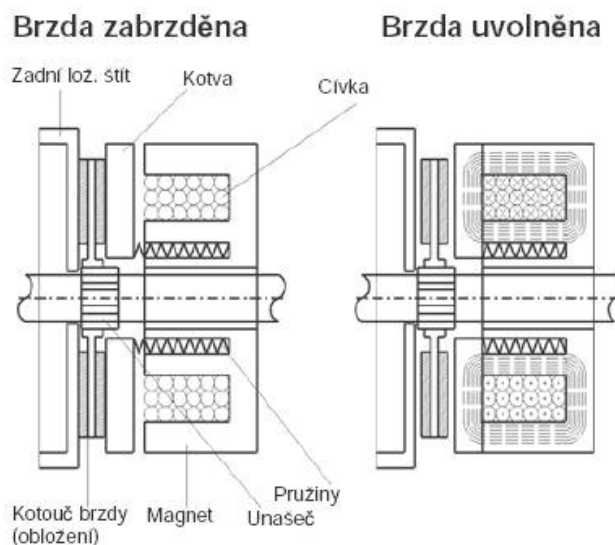
Obr. 6.2 Graf – dopravní výkon v závislosti na počtu cyklů
regálový zakladač výšky 26m

7. Bezpečnostní koncept

Bezpečností regálový zakladačů se zabývá norma ČSN EN 528 [5].

Brzdový systém:

Regálový zakladač je primárně bržděn elektromotorem generátorickým chodem za normálního provozu pomocí frekvenčního měniče. Dále je třeba zabezpečit podle normy [5] zastavení zakladače v případě výpadku elektrického proudu. To je uskutečněno pomocí elektro-mechanické brzdy připevněné na hřídeli motoru. Tato brzda funguje na principu zabrzdění při výpadku proudu pomocí pružin, viz obr. 7.1. Uvolňování je prováděno elektricky nebo ručně. Dále je podle normy [5] požadován přídavný brzdový systém, který se uvede v činnost v případě selhání předchozí elektro-mechanické brzdy. Toto zařízení není instalováno, protože má zakladač poháněná obě dvě kola samostatným elektrickým a mechanickým brzdovým systémem.



Obr. 7.1 – Princip funkce elektro-mechanické brzdy

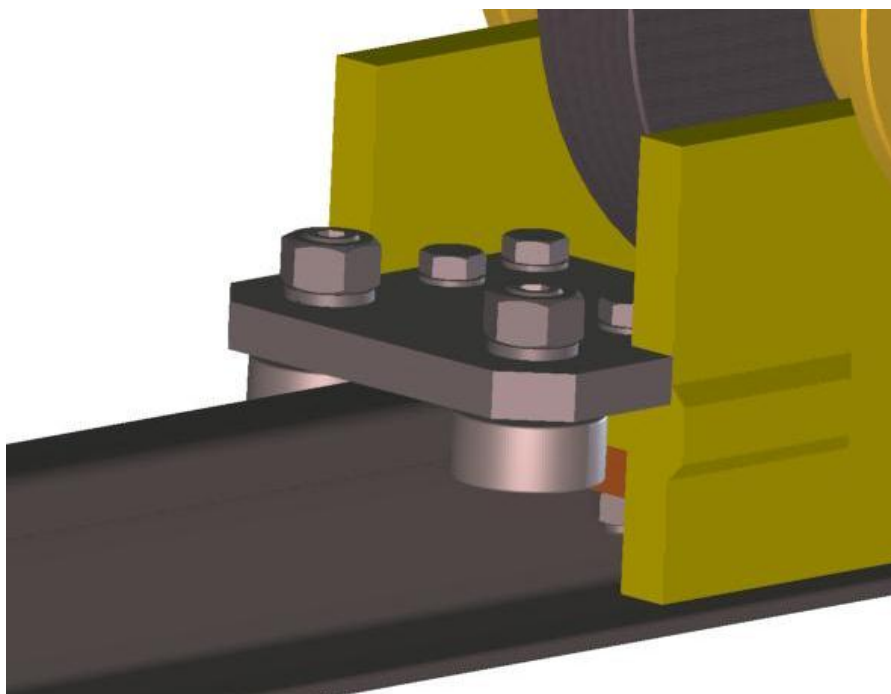
Omezení pojezdu

Regálový zakladač musí být schopen bezpečně zastavit na konci pojezdové dráhy za všech okolností. K tomu slouží nárazníky, které musí být schopny absorbovat kinetickou energii zakladače při pojezdu v případě poruchy brzdového systému. Nárazníky mohou být u menších regálových zakladačů součástí pojezdové jednotky a u větších se vyskytují vždy na konci pojezdové dráhy. Z tohoto důvodu nejsou mé diplomové práci řešeny.

V souvislosti s těmito nárazníky musí být instalováno zařízení, které přeruší přívod energie k zařízení dříve, než dojde ke kontaktu zakladače s těmito nárazníky.

Zajištění proti vykolejení

V kolových jednotkách regálového zakladače jsou přišroubovány vodící kladky, které nám primárně zabraňují vykolejení, viz obr. 7.2. V případě selhání tohoto zařízení, nebo prasknutí pojezdových kol a podobných případů. Je instalována také profilová deska, která obepíná hlavu kolejnice a zabraňuje případnému vykolejení. Ocelová deska na které jsou přichyceny vodící kladky nám také slouží k odstraňování překážek ležících na kolejnici před pojezdovými koly viz obr. 5.5.



Obr. 7.2 – Vodící kladky regálového zakladače

Samotný tvar nosníku zakladače je konstruován tak, aby ve výše uvedených případech nedošlo k poklesu zakladače o více jak 10mm, jak uvádí norma [5].

Stabilita

Stroj je konstruován tak, aby se nepřevrátil za normálního provozu, ani za působení bezpečnostních brzdových systémů. K tomu bylo potřeba spočítat momenty ke klopnému bodu, viz kapitola 5.1. V extrémních případech zastavování bude pokus o překlopení zachycen profilovou deskou obepínající hlavu kolejnice uvedenou výše.

Elektrická zařízení

Elektrická zařízení kromě návržení elektrických pohonů nejsou řešena v této práci. Podle normy [5] je nutno umístit k pohonům hlavní vypínač, který nám zajistí v případě potřeby rychlé vypnutí stroje z provozu. Musí být snadno přístupný a jasně označený. Stejný vypínač musí být také umístěn ve stanovišti obsluhy zakladače.

Okolí stroje

a) Omezený přístup

Osoby pohybující se v okolí pracujícího stroje musí mít zajištěný omezený přístup do jeho pracovních oblastí. To lze provést pomocí oplocení po obvodě vysokým nejméně 2m a nebo pomocí světelných závor, které jsou-li aktivovány, zastaví veškerý pohyb zakladače [5].

b) Únikové cesty

Podle normy [5] je nutno navrhnout postavení a rozmístění regálu tak, aby uličku mezi regály bylo možno opustit na obou koncích bez ohledu na postavení zakladače. Tam musí být ponechán volný prostor jako úniková cesta k nouzovým východům o šířce minimálně 0,5m a výšce 2m. Možnost úniku není vyžadována tam, kde není možné, aby osoba vstoupila do uličky.

Závěr

Podle zadání diplomové práce byl navrhnout mechanismus pojezdové jednotky regálových zakladačů pracujících v automatických skladech. Pojíždějící po dvou pojezdových kolech, hnaných přes hřídel elektromotorem s kuželocelní převodovkou a brzdou od firmy NORD Pohony. Hřídel s pojezdovým kolem je spojen pomocí svěrného spoje. Stejný způsob je volen i ke spojení hřídele s pohonem. Ty jsou ovládané frekvenčním měničem při pracovní frekvenci 87Hz, kdy je využit maximální výkon motoru s konstantním kroutícím momentem. Pohony byly dále kontrolovány na dovolený rozběhový moment a brzdný moment potřebný k zastavení regálového zakladače. Navržené pojezdové mechanismy jsou rozděleny do několika výrobních řad podle výšek a typů regálových zakladačů.

Rám pojezdové jednotky byl řešen pouze pro nejprodávanější zakladač výšky 26m. Konstrukci je navržena jako svařenec z plechů ze tří sešroubovatelných částí (kolové jednotky, nosník, patka sloupu) kvůli jednodušší montáži a snadné vyměnitelnosti opotřebovaných dílů. Pevnostní analýza byla řešena v programu I-DEAS pomocí skořepinového modelu. Nejhorší zatěžovací stav vznikl při zakládání stojícího regálového zakladače palety do skladovacích zařízení, kdy je způsobeno zatížení pojezdové jednotky od vlastní hmotnosti a paletou vysunutou do boku regálu.

Výkresy a 3D model pojezdové jednotky byly provedeny pomocí programu Inventor a jsou uvedeny v příloze.

Bezpečnostní koncept byl zpracován tak, aby při jeho dodržení nedošlo nehodě a k újmě na zdraví osob pohybujících se okolo pojezdové jednotky.

Navržená pojezdová jednotka je plně provozuschopná a navržená s ohledem na požadavky firmy SSI Schäfer. V ideálním případě by bylo vhodné ji upravit pro konkrétní projekt skladovacích zařízení a podle požadavků zákazníka.

Seznam použitých symbolů

A_{s24} ...	plocha jádra šroubu M24	$[\text{mm}^2]$
a	zrychlení pojezdu zakladače	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
a_b	zrychlení zakladače při brždění	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
a_e	vzdálenost	$[\text{mm}]$
a_z	zrychlení zdvihacího zařízení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
$B_{p,Rd}$..	síla potřebná k protlačení šroubu deskou	$[\text{kN}]$
b	šířka kolejnice	$[\text{mm}]$
b_e	vzdálenost	$[\text{mm}]$
b_L	šířka ložiska	$[\text{mm}]$
C	dynamická únosnost ložiska	$[\text{kN}]$
C_O	statická únosnost ložiska	$[\text{kN}]$
D_L	vnější průměr ložiska	$[\text{mm}]$
$D_{\min}$..	minimální průměr pojezdového kola	$[\text{m}]$
d	průměr hřídele pod kolem	$[\text{mm}]$
d_L	vnitřní průměr ložiska	$[\text{mm}]$
d_o	průměr díry pro šroub	$[\text{mm}]$
d_p	průměr duté výstupní hřídele pohonu	$[\text{mm}]$
d_m	střední průměr kružnice opsané a vepsané do šestihranu hlavy šroubu	$[\text{mm}]$
$d_{\min}$	minimální průměr hřídele pod kolem	$[\text{mm}]$
d_s	průměr šroubu	$[\text{mm}]$
e	součinitel valivého tření	$[-]$
e_1	vzdálenost osy otáčení O od reakce	$[\text{mm}]$
e_2	vzdálenost šroubu od kraje plechu	$[\text{mm}]$
e_3	vzdálenost osy otáčení od těžiště sloupce	$[\text{m}]$
F	síla	$[\text{kN}]$
$F_{1,T}$	tahová síla působící z ohybového momentu na jeden šroub	$[\text{kN}]$
$F_{2,T}$	tahová síla působící z ohybového momentu na jeden šroub	$[\text{kN}]$
$F_{1,Tp}$..	tahová síla působící na jeden šroub zvýšená vlivem páčení	$[\text{kN}]$
F_A	reakce působící v podpoře A	$[\text{kN}]$
F_a	axiální zatížení ložiska	$[\text{kN}]$
F_B	reakce působící v podpoře B	$[\text{kN}]$
$F_{b,Rd}$..	odolnost proti otlačení	$[\text{kN}]$
$F_{\max}$...	maximální síla působící na kolo	$[\text{kN}]$
F_N	normálová síla	$[\text{N}]$
$F_{p,C}$	přepínací síla jednoho šroubu	$[\text{kN}]$
F_r	radiální zatížení ložiska	$[\text{kN}]$
F_s	setrvačná síla zakladače	$[\text{kN}]$
$F_{s,Rd}$..	odolnost proti prokluzu	$[\text{kN}]$
F_t	třecí síla	$[\text{kN}]$
$F_{t,Rd}$...	únosnost v tahu	$[\text{kN}]$

F_Z	síla od hmotnosti regálového zakladače	[kN]
F_z	síla od zrychlení zakladače	[kN]
F_{zp}	zpomalující síla	[N]
f	klasická frekvence motoru	[Hz]
f_k	součinitel tření	[-]
f	součinitel tření	[-]
f_B	provozní faktor	[-]
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	[-]
f_n	součinitel počtu otáček	[-]
f_u	mez pevnosti spojovacího materiálu	[MPa]
f_{ub}	mez pevnosti šroubu	[MPa]
f_z	zvýšená frekvence motoru	[Hz]
G	gravitační síla os sloupu zakladače	[N]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h_s	výška sloupu	[m]
i	převodový poměr vypočtený	[-]
i_s	převodový poměr skutečný	[-]
k	součinitel závislý na materiálu a druhu provozu	[-]
k_H	bezpečnost	[-]
k_s	součinitel tvaru díry	[-]
L	rozchod kol zakladače	[m]
L_1	vzdálenost vzdálenějšího kola od sloupu zakladače	[m]
L_2	vzdálenost bližšího kola od sloupu zakladače	[m]
L_h	trvanlivost ložisek v hodinách	[hod]
L_{min} ..	minimální rozchod kol zakladače	[m]
M_1	ohybový moment	[kNm]
M_A	moment motorů při rozjezdu	[Nm]
M_a	ohybový moment od sloupu	[kNm]
M_B	brzdňý moment brzdy	[Nm]
M_b	brzdňý moment potřebný	[Nm]
M_j	jmenovitý moment motoru	[Nm]
M_K	krouťící moment	[Nm]
M_O	ohybový moment	[Nm]
M_{OA} ..	ohybový moment vztažený k místu A	[Nm]
M_N	nominální krouťící moment motorů	[Nm]
M_r	moment motorů potřebný k rozjezdu	[Nm]
M_{sp}	setrvačný moment posuvných hmot	[Nm]
M_{sr}	setrvačný moment rotujících hmot	[Nm]
M_{st}	moment odporů pojezdových kol	[Nm]
m	jednotlivé hmotnosti	[kg]
m_c	celková hmotnost	[kg]
m_L	hmotnost ložiska	[kg]

m_p	hmotnost pohonu	[kg]
m_s	hmotnost jednoho metru sloupu	[kg]
m_{sc}	celková hmotnost sloupu	[kg]
n	otáčky pojezdového kola	$[\text{min}^{-1}]$
n_2	výstupní otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_p	počet třecích ploch	[-]
n_{m50}	otáčky motoru při frekvenci 50Hz	$[\text{min}^{-1}]$
n_{m87}	otáčky motoru při frekvenci 87Hz	$[\text{min}^{-1}]$
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[kN]
P_j	jmenovitý výkon motoru	[kW]
P_{j87}	výkon motoru při 87Hz	[kW]
P_k	výkon potřebný při konstantní rychlosti	[kW]
P_z	zvýšený výkon motoru	[kW]
p	mocnitel k výpočtu trvanlivosti ložiska	[-]
Q	dopravní výkon	[ks/hod]
R	poloměr pojezdového kola	[mm]
R_A	reakce v ložiskách	[kN]
R_B	reakce v ložiskách	[kN]
R_m	mez pevnosti materiálu	[MPa]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
r	poloměr hřídele pod kolem	[mm]
r_1	vzdálenost osy otáčení od středu nejvzdálenější díry	[m]
r_i	vzdálenosti osy otáčení od děr pro šrouby	[m]
s	dráha zakladače k dosažení plné rychlosti	[m]
s_c	celková dráha regálového zakladače	[m]
s_z	dráha zdvihu při rozjezdu na maximální rychlost	[m]
s_{zp}	dráha zdvihu kterou koná zvedací zařízení přímočarý pohyb	[m]
T	tažná síla	[kN]
t	zvolená tloušťka čelní desky	[mm]
t_1	čas pojezdu zakladače	[s]
t_2	čas pojezdu zakladače	[s]
t_c	doba jednoho cyklu	[s]
t_e	optimální tloušťka čelní desky	[mm]
t_m	čas rozjezdu zvedacího zařízení na maximální rychlost	[s]
t_{min}	minimální doba rozběhu	[s]
t_s	čas zastavení zakladače	[s]
t_z	čas potřebný k založení nebo naložení palety	[s]
t_{zc}	čas zdvihacího zařízení k dosažení maximální výšky	[s]
v	rychlost pojezdu zakladače	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v_z	rychlost zdvihu zvedacího zařízení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
W_K	modul průřezu v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_O	modul průřezu v ohybu	$[\text{mm}^3]$

X	součinitel k přepočtu radiálních sil ložiska	[-]
Y	součinitel k přepočtu axiálních sil ložiska	[-]
y_p	součinitel páčení	[-]
α	součinitel díry	[-]
γ_{Mb}	parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje	[-]
γ_{Ms}	součinitel spolehlivosti materiálu	[-]
η_c	účinnost pojezdového ústrojí	[-]
κ	součinitel momentové přetížitelnosti	[-]
κ_p	součinitel zbývajících odporů pojezdového kola	[-]
μ	součinitel tření	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_O	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
ω	úhlová rychlost	[min ⁻¹]

Seznam použitých zdrojů

Literatura

- [1] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F.: Jeřáby – 1.díl, 2. vydání. Praha, SNTL 1975. 648 s.
- [2] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1.vydání, VUT v Brně 1988. 277s.
- [3] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K.: Manipulace s materiálem, 1.vydání, Praha, SNTL 1979. 456s.
- [4] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, 3. doplněné vydání. Praha, Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [5] Norma ČSN EN 528: Regálové zakladače - Bezpečnost, Český normalizační institut, 1997. 36s.
- [6] Norma ČSN 73 1401: Navrhování ocelových konstrukcí, Český normalizační institut, 1994. 137s.
- [7] ZKL. Valivá ložiska. Katalog. Žilina, ZVL – Odbyt, 1973. 253s
- [8] NORD-Poháněcí technika, s. r. o.. Katalog G1000 PL CZ RU. Mat. Nr. 600 00 84/11.08, 2008.

Webové stránky

- [9] Union Ocel - Katalog plechů [cit. 2011-03-20].
Dostupné na: http://www.unionocel.cz/files/download/norma_s/unionocel_big_cz.pdf
- [10] SKF. Katalog soudečkových ložisek. [cit. 2011-03-15].
Dostupné na: <http://www.skf.com/files/515077.pdf>
- [11] Spoje ocelových konstrukcí [cit. 2011-03-21].
Dostupné na: <http://www.ocel.wz.cz/download/sroubove-spoje/sroubove-spoje.pdf>

[12] Ústav kovových a dřevěných konstrukcí FAST VUT v Brně [cit. 2011-03-21].
Dostupné na: http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_02.pdf

Obrázky [cit. 2011-03-21]. Dostupné na:

[20] http://www.drevos.cz/upload/7/pic1_full.jpg

[21] <http://www.logismarket.cz/ip/containex-iso-kontejner-iso-kontejner-329144-FGR.jpg>

[22] <http://www.richmondsystems.com/images/conveyors/Conveyor-800x544-rgb.jpg>

[23] http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/50/5096_big.jpg

[24] <http://www.agrifair.cz/upload/catalogue/image/small/Jerab%20SSK%20GSX.JPG>

[25] <http://www.procont.sk/photos/m14.jpg>

[26] <http://www.lineshaft-roller-conveyors.co.uk/images/aluminium%20roller%20conveyor.jpg>

[27] http://www.volny.cz/jan.prepletany/linde-h25d-351_soubory/image002.jpg

[28] <http://www.bow.cz/pagedata/sortiment/fotky/6150500-4.jpg>

[29] http://www.poziadavka.sk/img_users/ponuky/full/52016.gif

[30] <http://www.4efe.net/scanned%20pics/pallet%20rack/di3.jpg>

[31] <http://www.dacocorp.com/images/categories/Drive-In-Pallet-Racks-8b.jpg>

[32] <http://www.dacocorp.com/images/categories/Drive-In-Pallet-Racks-7b.jpg>

[33] <http://www.ise.ncsu.edu/kay/mhetax/StorEq/Images/Flow-Through%20Rack.gif>

[34] <http://www.ise.ncsu.edu/kay/mhetax/StorEq/Images/Sliding%20Rack.gif>

[35] <http://www.loziska-vokoun.cz/loziska/soudeckova-loziska-dvourada/>

Seznam příloh

Výkres sestavy:

1-S.00/00 - Pojezdová jednotka regálového zakladače

Výkres podsestavy

1-S.01/00 - Kolová jednotka – A

2-S.04/00 - Nosník svařenec

Výkres součásti

2-V.01/01 - Rám kolové jednotky – A