

# Optimalizace konstrukčního uzlu zdvihu výložníku shazovacího vozu

Bc. Marek Zlatohlávek

Vedoucí práce: Ing. Jan Koubek

## **Abstrakt**

*Práce se zabývá porovnáním několika variant konstrukčního uspořádání zdvihacího mechanismu shazovacího vozu. Varianty jsou porovnávány s ohledem na funkci, spolehlivost, konstrukci a údržbu. Hlavním cílem práce je porovnání přínosů hydraulických a lanových mechanismů včetně bilance jejich energetické náročnosti.*

## **Klíčová slova**

*Shazovací vůz, zdvih výložníku, vrátek zdvihu, lanový systém*

## **1. Úvod**

Hlavním úkolem této práce je srovnání několika možných variant uspořádání mechanismu zdvihu výložníku shazovacího vozu. Doposud se u obdobných strojů, jako je shazovací vůz SV 1800, pro který má být navržen tento mechanismus, využívá výhradně jedno uspořádání. Srovnání je provedeno za účelem zjištění, zda-li je či není možné, s ohledem na požadavky, které musí mechanismus zdvihu splňovat, využít jiného uspořádání. Mnohdy se totiž při vývoji nových strojů, jež jsou součástí technologického celku pro povrchovou těžbu, vychází z původních koncepcí, které jsou několik desítek let staré a u takového vývoje často podobné studie chybí, což je částečně způsobeno jejich náročností. Konstrukteři často raději využívají zaběhnuté způsoby, bez snahy na radikální zlepšení jakéhokoliv uzlu. Pokud by se ukázalo, že lze najít jiné vhodnější řešení, je třeba zvážit investici a návratnost, pokud však bude zjištěno, že stávající zařízení je lepší, než jiné varianty, lze se zaměřit na to, jestli nelze nějakým způsobem optimalizovat alespoň tuto typickou variantu.

## **2. Rozbor shazovacího vozu a používaných mechanismů zdvihu**

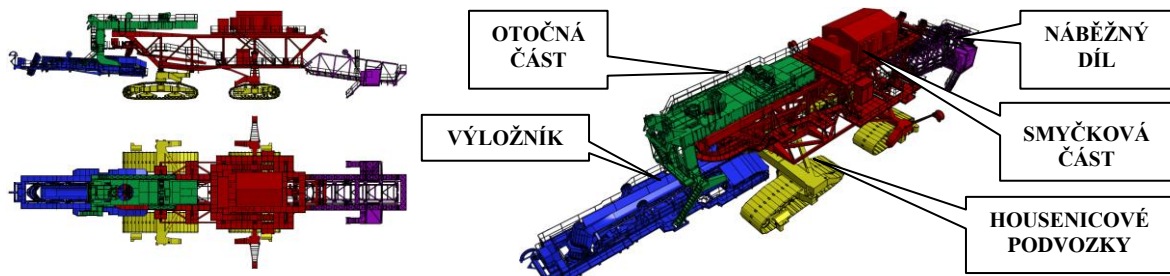
Tato kapitola se zabývá popisem shazovacího vozu a také rozbohem mechanismů zdvihu, jež se používají u strojů, které jsou součástí technologického celku pro povrchovou těžbu.

### **2.1 Stručný popis shazovacího vozu**

Funkcí shazovacích vozů je kontinuální odebírání dopravovaného materiálu z pásového dopravníku v kterémkoliv místě dopravní trasy. Jedná se o stroj, který je součástí kompletního technologického celku pro povrchové dobývání. Technologicky na shazovací vozy navazují zakladače v místech, kde dochází k odběru materiálu. [3]

Dle literatury [3] lze rozdělit shazovací vozy podle několika kritérií, mezi která patří koncepce shazovacího vozu, konstrukční uspořádání a typ podvozku. Shazovací vůz SV 1800, pro který má být v rámci této práce navrženo vhodné uspořádání zdvihu výložníku, je dle

uvedeného rozdělení navržen v jednodílném konstrukčním uspořádání s výložníkem a housenicovými podvozky. Shazovací vůz bude součástí dálkové pásové dopravy se šířkou dopravního pásu 1800 mm. Popis hlavních částí shazovacího vozu je uveden na obr. 1.



**Obr. 1.** Popis shazovacího vozu SV 1800

## 2.2 Přehled používaných mechanismů zdvihu

Zdvihací zařízení výložníku má za úkol nastavit výložník do požadované polohy a držet tuto nastavenou polohu při provozu stroje. K tomuto účelu se u shazovacích vozů, kolesových rypadel, zakladačů a jiných strojů využívají dle [4] i [2] dva typy mechanismů. K naklápění výložníku je možné využít buď hydraulických válců, nebo lanového navijáku.

Na základě průzkumu, který byl zaměřen na přední světové i české výrobce strojů, které jsou součástí technologického celku pro povrchovou těžbu, jako jsou např. firmy Sandvik, Takraf, Krupp, FAM, Prodeco, Transporta, Noen a Unex je zřejmé, že nejčastěji se využívá ke zdvihání výložníku lanových systémů s lanovými vrátky. U korečkových rypadel a klasických kolesových rypadel se druhý typ mechanismu nevyužívá téměř vůbec a to hlavně díky požadavkům na velké zdvihací síly, které jsou v případě těchto strojů potřebné. Rovněž tak je využití lanových vrátků typické i pro obdobné shazovací vozy jako je SV 1800, v tomto případě však všichni přední výrobci využívají těchto vrátků v kombinaci s dvouvodičovým uspořádáním nosných lan. Příklady těchto shazovacích vozů, které využívají ke zdvihu výložníku lanových systémů, jsou uvedeny na obr. 2 až 4.



**Obr. 2.** Shazovací vůz SV 198 firmy transporta, pracující na hnědouhelných dolech v Bílině



**Obr. 3.** Shazovací vůz TC2400.17R firmy FAM [8]

Hydraulických válců se používá hlavně u kompaktních kolesových rypadel, kde je potřeba větší tuhosti. Zároveň nemají tak dlouhé výložníky jako klasická kolesová rypadla a nejsou proto tak těžké, což je důvod toho, že je u nich tento systém bez problémů využitelný. Ze stejného důvodu jsou hydraulické válce používány i u některých shazovacích vozů s kolejovými podvozky pro užší dopravní pásy se šířkou pásu maximálně 1200 mm. Příklad stroje, na kterém je využit ke zdvihu výložníku hydraulický válec, je uveden na obr. 5.



**Obr. 4.** Shazovací vůz ÜRs 1800 x 14 firmy Krupp pracující v Elbistanu



**Obr. 5.** Kompaktní kolesové rypadlo PE100-1600/1.5x20 firmy Sandvik [9]

### 3. Návrh vhodného uspořádání zdvihu shazovacího vozu SV 1800

Tato kapitola se bude zabývat praktickou částí této práce, a v rámci ní bude porovnáno několik variant uspořádání mechanismu zdvihu výložníku shazovacího vozu, které jsou u stroje SV 1800 použitelné.

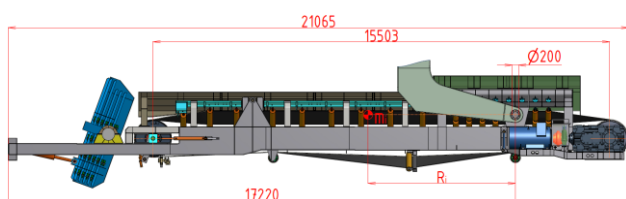
Ve 3.1 budou nejprve specifikovány základní požadavky, které musí navržený mechanismus splňovat. Další podkapitoly 3.2 a 3.3 budou zaměřeny na popis zvolených variant a rozbor jejich zatížení, tyto dvě podkapitoly spolu tedy úzce souvisí. Aby bylo možné vybrat z uvedených variant tu vhodnou, je nutné provést rozvahu nad tím, co je hlavním úkolem navrhovaného mechanismu a jaká kritéria jsou při srovnávání důležitější. Tato rozvaha bude provedena v rámci 3.4. Na základě všech zjištěných údajů je možné provést samotný výběr vhodných varianty, což je zase obsahem 3.5.

#### 3.1 Základní specifikace

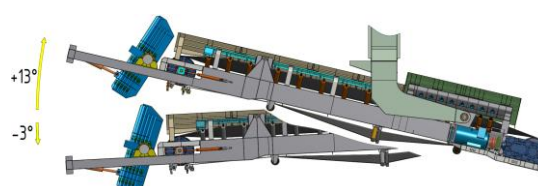
Cílem této podkapitoly je specifikace základních parametrů a popis funkce navrhovaného mechanismu zdvihu výložníku, což je nezbytné pro jeho návrh.

Úkolem mechanismu je tedy zdvihání a spouštění výložníku, který je, včetně vyznačení jeho základních rozměrů, zobrazen na obr. 6. Kromě samotného pohybu musí ale tento mechanismus zaručit také bezpečné zajištění požadované pracovní polohy.

Požadovaný rozsah zdvihu výložníku, který musí být schopen navržený mechanismus zajistit, je od  $-3^\circ$  do  $+13^\circ$  a je též vyznačen na obr. 7, na kterém jsou zobrazeny krajní polohy výložníku.



**Obr. 6.** Základní rozměry výložníku



**Obr. 7.** Zobrazení krajních poloh výložníku

Výložník je uložen ve dvou kluzných ložiscích na ocelové konstrukci otočné části. Materiál kluzných pouzder je cínoolověný bronz Cu-Sn10-Pb10 (ČSN 42 3122)  $\Rightarrow$  dle [1]  $\mu_{\xi} = 0,07$  a průměr čepů činí 200 mm  $\Rightarrow r_{\xi} = 100$  mm.

Co se rychlosti naklápění výložníku týká, je při konstantní rychlosti pohonu proměnlivá, jelikož se převod mechanismu v průběhu zvedání mění. Při návrhu shazovacího vozu je uvažován předpoklad, že bude ke zdvihu výložníku využito lanového vrátku. Rychlost lana v místě náběhu na buben je zadána hodnotou  $0,085 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , což přibližně odpovídá úhlové rychlosti výložníku  $21\cdot 10^{-4} \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Celková hmotnost výložníku je 59 170 kg. Pro výpočet je ale nutné uvažovat i s hmotností přepravovaného materiálu a dalšími možnými přidavnými zatíženími, které se mohou během

provozu vyskytnout. Tato zatížení jsou závislá na provozním stavu shazovacího vozu a jsou uvedena v tabulce 1, rovněž jsou v této tabulce uvedeny i vzdálenosti jejich výsledného působíště od osy začepování výložníku.

**Tabulka 1.** – Přehled zatížení mechanismu zdvihu při různých provozních stavech

	Zdroj zatížení	Hmotnost $m_i$ [kg]	Rameno $R_i$ [mm] (viz. obr.6)	Provozní stav		
				Provoz	Mimořádný provoz	Mimo provoz
1	Nakládací výložník	59 170	3 920	✓	✓	✓
2	Materiál	10 861	5 310	✓	✓	x
3	Zával násypky	44 200	310	x	x	✓
4	Zával pasu	47 730	7 800	x	x	✓
5	Lidé (54m <sup>2</sup> )	8 100	5 086	x	✓	✓
6	Sníh (54m <sup>2</sup> )	4 050	5 086	x	x	✓

Výpis všech základních parametrů, potřebných pro návrh je uveden také v přehledném schématu zobrazeném na obr. 7

<b>FUNKCE MECHANISMU</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zdvihání a spouštění výložníku</li> <li>• Zajištění výložníku v nastavené pracovní poloze</li> </ul>
<b>ROZSAH ZDVIHU</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• od - 3° do + 13°</li> </ul>
<b>RYHLOST NAKLÁPĚNÍ</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rychlost lana v místě náběhu lana na buben - cca 0,085 m·s<sup>-1</sup></li> <li>• Přibližná úhlová rychlost naklápění výložníku - 21·10<sup>-4</sup> rad·s<sup>-1</sup></li> </ul>
<b>INTERVAL PROVOZU</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Minimální interval mezi přestavením výložníku je 1 měsíc</li> </ul>
<b>ULOŽENÍ VÝLOŽNÍKU</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kluzná pouzdra - cínolověný bronz Cu-Sn10-Pb10 (ČSN 42 3122)</li> <li>• Průměr čepu 200mm</li> </ul>
<b>HMOTNOST</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hmotnost samotného výložníku - 59 170 kg</li> <li>• Zatížení zdvihového mechanismu dle provozního stavu</li> </ul>

**Obr. 7.** Přehled základních specifikací nutných pro návrh zdvihového mechanismu

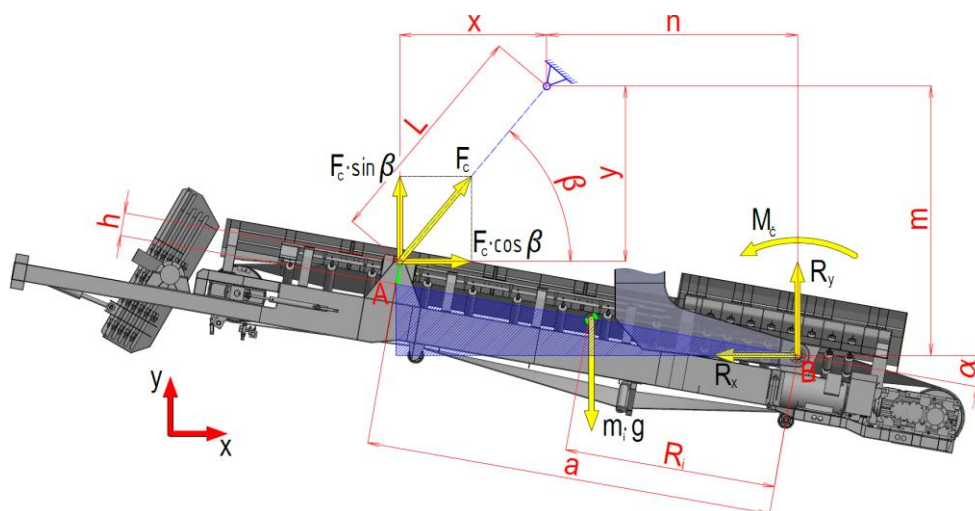
### 3.2 Rozbor zatížení jednotlivých variant mechanismu zdvihu

V této části bude proveden rozbor zatížení mechanismu zdvihu výložníku, tj. zjištění potřebné zdvihací síly, od které se odvíjí návrh potřebného poháněcího ústrojí. Dále budou také zjištěny zdvihy, od kterých se odvíjí potřebný zdvih hydraulických válců či potřebná délka lana navíjená na buben. Vzhledem ke skutečnosti, že je nutné vybrat vhodné uspořádání z několika možných variant, jež jsou popsány níže ve 3.3, bude rozbor proveden pro všechny uvažované varianty, jelikož zjištěné hodnoty mohou pomoci při rozhodování o tom, které uspořádání je pro daný účel vhodnější.

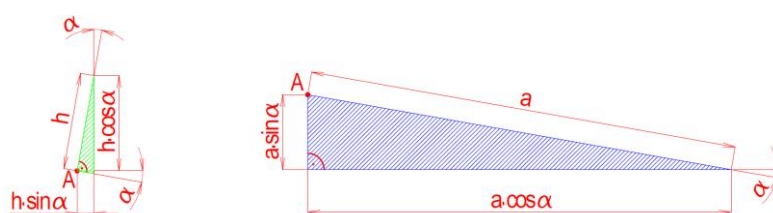
Ke zjištění zdvihací síly lze u všech zvolených variant postupovat stejně, jediné v čem se budou varianty lišit, jsou některé rozměry. Dále je vzhledem k možnému výskytu různých provozních stavů nutné vybrat ten, při kterém bude potřebná zdvihací síla největší.

Ke stanovení zdvihací síly je nutné uvolnit těleso, kterým je v tomto případě nakládací výložník shazovacího vozu. Uvolněný výložník v obecné poloze natočení o úhel  $\alpha$  je zobrazen na obr. 8, detaily pravoúhlých trojúhelníků z tohoto obrázku jsou zobrazeny na obr. 9.

Rovnovážné rovnice pro tento případ jsou tedy (1) ve směru x, (2) pro směr y a (3) je momentová rovnice k bodu B.



**Obr. 8.** Uvolnění výložníku s vyznačením obecných rozměrů



**Obr. 9.** Detaily pravoúhlých trojúhelníků vyznačených v obr.8

$$x: F_c \cdot \cos \beta - R_x = 0 \quad (1)$$

$$y: F_c \cdot \sin \beta + R_y - \sum (m_i \cdot g) = 0 \quad (2)$$

$$M_B: F_c \cdot \sin \beta \cdot (a \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha) - \sum (m_i \cdot g \cdot R_i \cdot \cos \alpha) - M_{\xi} + F_c \cdot \cos \beta \cdot (a \cdot \sin \alpha + h \cdot \cos \alpha) = 0 \quad (3)$$

Dle [5] lze moment čepového tření s využitím Ponceletova vztahu přibližně určit pomocí (4).

$$M_{\xi} = r_{\xi} \cdot \mu_{\xi} \cdot (0,96|R_y| + 0,4|R_x|) \quad (4)$$

Z (1) až (4) lze vyjádřit vztah (5) pro výpočet hodnoty celkové potřebné síly ke zdvihání výložníku.

$$F_c = \frac{\sum (m_i \cdot g \cdot R_i \cdot \cos \alpha) + 0,96 \cdot r_{\xi} \cdot \mu_{\xi} \cdot \sum (m_i \cdot g)}{\sin \beta (a \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha) + \cos \beta (a \cdot \sin \alpha + h \cdot \cos \alpha) - 0,4 \cdot r_{\xi} \cdot \mu_{\xi} \cdot \cos \beta + 0,96 \cdot r_{\xi} \cdot \mu_{\xi} \cdot \sin \beta} \quad (5)$$

Ve výše uvedeném vztahu pro výpočet celkové potřebné síly zatím není doposud známa hodnota úhlu jejího sklonu. Tento úhel lze zjistit pomocí vztahů (6) až (8).

$$x = a \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha - n \quad (6)$$

$$y = m - h \cdot \cos \alpha - a \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y}{x} \Rightarrow \beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{y}{x} \right) \quad (8)$$

Z uvedených vztahů vyplývá, že při zadání všech potřebných hodnot je celková síla ke zdvihání závislá pouze na úhlu natočení výložníku  $\alpha$ .

Ke stanovení hodnoty potřebného zdvihu mechanismu, lze využít vztahů (9) a (10).

$$\Delta L = L_{(\alpha=-3^\circ)} - L_{(\alpha=+13^\circ)} \quad (9)$$

$$L_{(\alpha)} = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (10)$$

Ke zjištění, pro jaký provozní stav je nutné provést výpočet celkové zdvihací síly, lze užitím vztahu (11) spočítat momenty od jednotlivých zatížení.

$$M_i = m_i \cdot g \cdot R_i \quad (11)$$

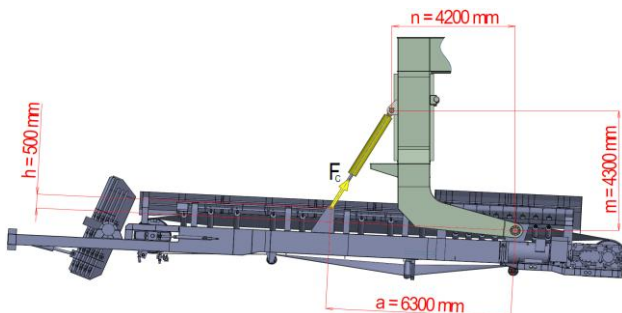
Vypočtené hodnoty momentů od jednotlivých zatížení jsou vypsány v tabulce 2, ve které jsou rovněž uvedeny celkové hodnoty momentu od zatížení při daných provozních stavech, jež jsou zjištěny součtem.

**Tabulka 2.** – Přehled celkových momentů při různých provozních stavech

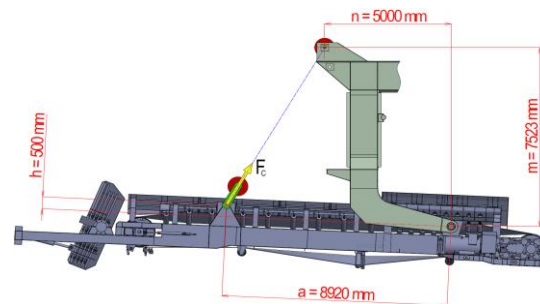
	Zdroj zatížení	Moment $M_i$ [N·mm]	Celkový moment při provozním stavu [N·mm]		
			Provoz	Mimoř. provoz	Mimo provoz
1	Nakládací výložník	2 275 394 184	✓	✓	✓
2	Materiál	565 761 437	✓	✓	✗
3	Zával násypky	134 416 620	✗	✗	✓
4	Zával pasu	3 652 204 140	✗	✗	✓
5	Lidé (54m2)	404 138 646	✗	✓	✓
6	Sníh (54m2)	202 069 323	✗	✗	✓
			2 841 155 621	3 245 294 267	6 668 222 913

Z této jednoduché úvahy je tedy zřejmé, že největší celková zdvihací síla bude potřebná v případech, kdy je součet momentů od jednotlivých zatížení maximální. V tomto případě se jedná o mimoprovozní stav stroje a pro tento stav budou provedeny výpočty celkových zdvihacích sil jednotlivých variant.

Nyní je možné provést rozbory jednotlivých variant, jež budou podrobněji popsány ve 3.3. Za tímto účelem jsou v obr. 10 a 11 uvedeny základní rozměry potřebné pro výpočty.

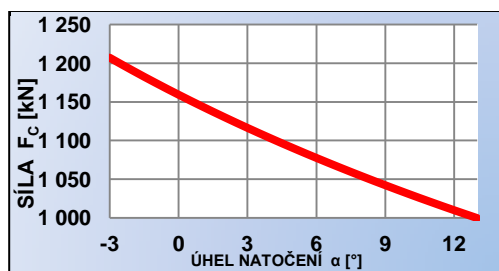


**Obr. 10.** Zákl. rozměry varianty se dvěma HV

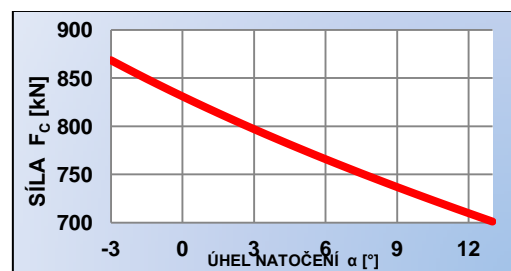


**Obr. 11.** Zákl. rozměry variant s lan. systémem

Na základě znalosti všech potřebných hodnot je možné s využitím vztahu (5) sestavit závislost této síly na úhlu natočení výložníku. Tato závislost je znázorněna na obr. 12 pro variantu s hydraulickými válci (dále jen HV) a na obr.13 pro varianty s lanovými systémy.



**Obr. 12.** Závislost  $F_c$  na  $\alpha$  u varianty se dvěma HV



**Obr. 13.** Závislost  $F_c$  na  $\alpha$  u variant s lanovým systémem

V případě varianty se dvěma HV bude síla v každém z hydraulických válců poloviční, což je zřejmé z (12). U varianty s lanovým systémem tuto sílu přenáší dvě větve lan, přičemž každá z nich má při zvoleném uspořádání kladek čtyři nosné průřezy a síla přenášená lanem je tedy určena vztahem (13). Pokud by bylo u lanového systému využito vyvažování výložníku byla by síla potřebná ke zdvihání výložníku součtem sil od závaží a od pohonu zdvihu, což udává (14) a pro tento případ je tedy síla přenášená lanem určena vztahem (15).

$$F_{HM} = \frac{F_C}{n_{HM}} \quad (12)$$

$$F_{LANA} = \frac{F_C}{Z \cdot n} \quad (13)$$

$$F_C = F_P + F_Z \Rightarrow F_P = F_C - F_Z \quad (14)$$

$$F_{LANA} = \frac{F_P}{Z \cdot n} \quad (15)$$

Aby mohla být zjištěna síla přenášená lanem pro případ využití lanového systému s vyvažováním, je nutné určit hmotnost závaží, tu je však nutné volit s ohledem na skutečnost, že vyvažována může být pouze ta část zatížení, která se vyskytuje při všech provozních stavech, a jedná se tedy jen o zatížení od nakládacího výložníku. S přihlédnutím k tomuto bude uvažováno, že se využije závaží o hmotnosti 20 tun, což odpovídá síle  $F_Z = 196\,200\text{ N}$ .

Pro porovnání je v případě varianty s HV vhodné určit užitím (12) maximální potřebnou hodnotu síly vyvozenou jedním HV a potřebný zdvih, který je přímo určen vztahem (9). U variant s lanovým systémem je nutné ještě stanovit potřebný výkon ke zdvihání, který lze při zanedbání všech účinností, určit vztahem (16). Dále je u variant s lanovými systémy nutné zjistit délku lana, kterou je nutné navinout na buben. Převod zvoleného mechanismu je 4 a potřebný počet závitů vychází ze vztahu (17).

$$P_Z = Z \cdot F_{LANA} \cdot v_{NB} \quad (16)$$

$$L_N = i_k \cdot \Delta L \quad (17)$$

Po provedení výpočtu jsou tedy zjištěny základní parametry jednotlivých variant, ty jsou uvedeny v tabulce 3.

**Tabulka 3.** – Přehled potřebných základních parametrů při využití jednotlivých variant

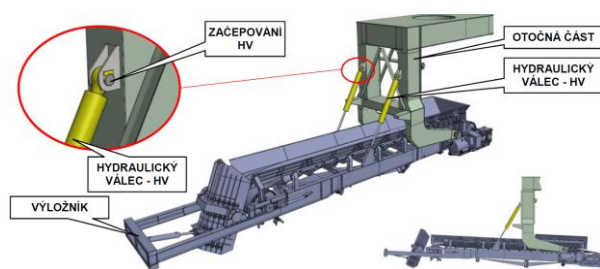
Varianta	Potřebný výkonový parametr		Potřebný zdvihový parametr	
	Síla HM $F_{HM}$ [kN]	Zdvihací výkon $P_Z$ [kW]	Zdvih HM $\Delta L$ [mm]	Navíjená délka lana $L_N$ [mm]
Dva hydraulické válce (VARIANTA 1)	<b>604</b>		<b>1630</b>	
Lanový systém (VARIANTY 2 a 3)		<b>18,5</b>		<b>9152</b>
Lanový systém s vyvažováním (VARIANTA 4)		<b>14,3</b>		<b>9152</b>

### 3.3 Popis jednotlivých variant mechanismu zdvihu

Níže bude proveden popis jednotlivých variant, výčet jejich výhod a nevýhod je uveden v podkapitole 3.5 na obr. 21

#### VARIANTA 1 - MECHANISMUS SE DVĚMA HV

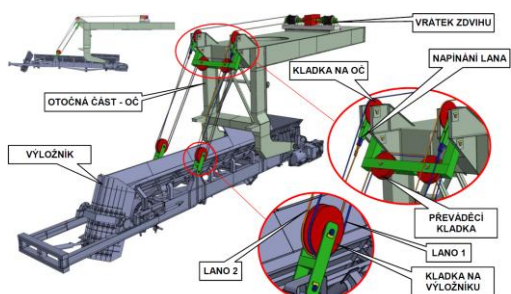
U této varianty uspořádání mechanismu zdvihu je zdvihání a spouštění výložníku realizováno pomocí dvou hydraulických válců, které jsou zavěšeny na otočné části shazovacího vozu. Schéma uspořádání tohoto mechanismu je zobrazeno na obr. 14



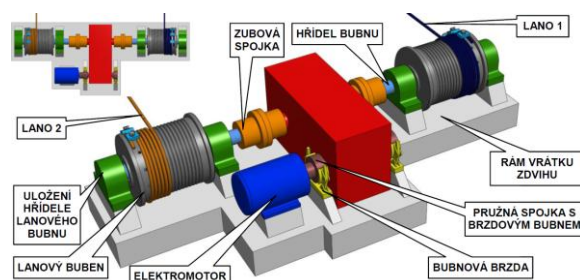
Obr. 14. Popis varianty 1

## VARIANTA 2 - LANOVÝ SYSTÉM S ELEKTROMOTOREM A PŘEVODOVKOU

V případě této varianty se jedná o typický mechanismus zdvihu výložníku shazovacích vozů obdobného uspořádání, jako je SV 1800. Jeho hlavní části tvoří kladkostroj se dvěma lanovými větvemi a vrátek zdvihu. Vrátek zdvihu se skládá z elektromotoru, brzd, převodovky, spojek a dvou lanových bubnů, na které jsou navijena lana z obou větví, čímž dochází ke zvedání nebo spouštění výložníku. Každá z lanových větví je schopna samostatně zajistit zdvihání výložníku, takže toto uspořádání přináší zvýšení bezpečnosti a zjednodušení výměny lan. Lano v každé větvi je vždy na jedné straně připojeno k otočné části a dále provlečeno přes kladky na výložníku a otočné části k lanovému bubnu, čímž je díky zpřevodování snížena maximální potřebná tažná síla v laně a tím pádem i v místě náběhu na bubnu. Schéma uspořádání této varianty je včetně popisu hlavních částí zobrazeno na obr. 15, popis samotného lanového vrátku je zase na obr. 16.



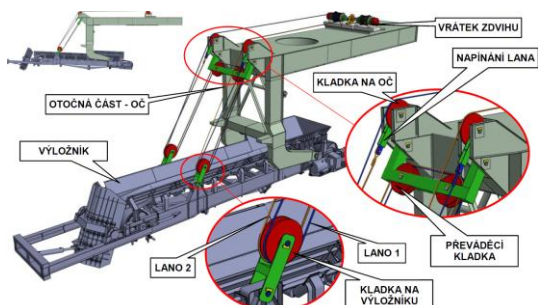
Obr. 15. Popis varianty 2



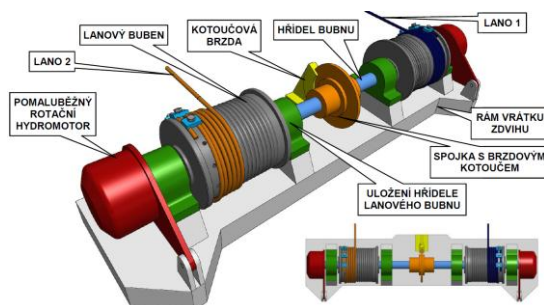
Obr. 16. Popis lanového vrátku varianty 2 a 4

## VARIANTA 3 - LANOVÝ SYSTÉM S POMALUBĚŽNÝM ROTAČNÍM HM

Uspořádání této varianty mechanismu zdvihu výložníku je velmi podobné tomu minulému. I v tomto případě se mechanismus skládá z kladkostroje se dvěma lanovými větvemi a uspořádáním jako u předešlé varianty. Rozdíl je v tom, že lanové bubny jsou poháněny pomocí radiálních pístových hydromotorů, jež jsou k bubnům připojeny z boku. Tyto hydromotory jsou vhodné pro nízké otáčky a zajišťují vysoký krouticí moment. Hřídele obou lanových bubnů jsou mechanicky propojeny pomocí spojky s brzdovým kotoučem a pohon je tedy samozřejmě i v tomto případě vybaven brzdou. Schéma uspořádání této varianty je včetně popisu zobrazeno na obr. 17 a popis lanového vrátku této varianty je na obr. 18.



Obr. 17. Popis varianty 3

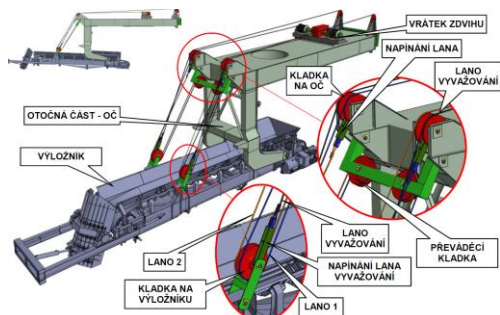


Obr. 18. Popis lanového vrátku varianty 3

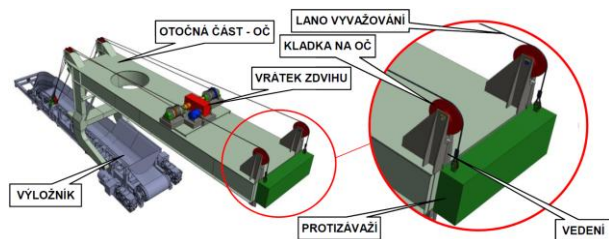


## VARIANTA 4 - LANOVÝ SYSTÉM S VYVAŽOVÁNÍM

Tato varianta má velmi podobné uspořádání jako varianta zdvihu lanovým systémem s elektromotorem a převodovkou. Ke zdvihání výložníku je tedy rovněž využit kladkostroj se dvěma lanovými větvemi a vrátek zdvihu. Uspořádání vrátku zdvihu je úplně stejné, jako u varianty 2 zobrazené na obr. 16 a z tohoto důvodu zde nebude ani popsáno. Rozdíl těchto dvou variant je pouze v tom, že je v tomto případě využito vyvažování nakládacího výložníku za účelem snížení potřebného výkonu k jeho zdvihání. Důsledkem toho je možné ke zdvihu využít menší a levnější převodovky, elektromotoru, brzd atd. Vyvažování výložníku je řešeno pomocí protizávaží umístěného na opačném konci otočné části, protizávaží je vedeno pomocí příslušného vedení a spojeno s výložníkem pomocí ocelových lan a systému kladek tak, jak je to zobrazeno ve schématech uspořádání této varianty na obr. 19 a obr. 20.



Obr. 19. Popis varianty 4



Obr. 20. Popis varianty 4 - detail vyvažování

### 3.4 Stanovení výběrových kritérií

Aby bylo možné rozhodnout o tom, která z uvažovaných variant mechanismu je pro zdvihání výložníku shazovacího vozu SV 1800 vhodnější, je nutné zvolit určitá kritéria, na základě kterých bude možné vzájemně srovnat navržené varianty.

Základním kritériem je schopnost daného mechanismu vykonávat požadované funkce, což jsou zdvihání či spouštění výložníku a zajištění požadované polohy. Vzhledem k tomu, že tyto funkce jsou schopny zajistit všechny varianty, má toto kritérium spíše informativní charakter.

Jelikož výše popsané kritérium splňují všechny varianty, bude při výběru vhodné varianty nejdůležitějším kritériem bezpečnost daného uspořádání a jeho pořizovací náklady, jelikož ty jsou při každém výběru jedním z rozhodujících faktorů, protože se od nich odvíjí celková výše nákladů na celé zařízení. S pořizovacími náklady samotného mechanismu zdvihu však úzce souvisí také náročnost úpravy stávajícího návrhu shazovacího vozu a tím pádem tedy i vhodnost využití dané varianty u konkrétního stroje SV 1800. Posledním z hlavních kritérií, ke kterým je nutné přihlídnout při výběru vhodné varianty, je spolehlivost.

Kromě již uvedených hlavních kritérií, je možné přihlídnout i k dalším, která ale mají v tomto případě menší důležitost. Jelikož je u daného mechanismu velice nízká frekvence nutnosti přestavování do jiné polohy, patří do této skupiny náklady nutné na provozování zdvihacího zařízení. Dále mohou být zohledněny i náklady nutné na údržbu jednotlivých variant, náročnost výměny některého z uzlů či celého zařízení, přesnost nastavení polohy či tuhost nastavení polohy. Tuhost nastavení požadované polohy není mezi hlavními kritérii z toho důvodu, že na výložník nepůsobí žádné velké dynamické síly, jako např. u kolesových výložníků rypadel. Co se týče požadované dostatečné přesnosti nastavení, tak tu lze vhodným návrhem dosáhnout u všech uvažovaných variant, z čehož vyplývá, že nemá smysl záměrně přesnost zvyšovat na úkor např. pořizovacích nákladů. Všechna uvedená kritéria, na základě kterých je možné zvolit vhodnou variantu, jsou také přehledně uvedena v tabulce 4.

Tabulka 4. – Přehled výběrových kritérií s vyznačením jejich důležitosti

VÝBĚROVÉ KRITÉRIUM	DŮLEŽITOST *)
Schopnost zajištění požadované funkce	●
Bezpečnost uspořádání	○
Výše pořizovacích nákladů	○
Náročnost úpravy stávajícího návrhu SV	○
Spolehlivost	○
Výše provozních nákladů	○
Náročnost výměny	○
Náklady na údržbu	○
Přesnost a tuhost nastavení požadované polohy	○
*) ● Základní kritérium ○ Hlavní kritérium ○ Vedlejší kritérium	

### 3.5 Výběr vhodného uspořádání mechanismu zdvihu

Po rozboru možných uspořádání zdvihacího mechanismu je možné přistoupit k volbě varianty, která je pro aplikaci na shazovacím voze SV 1800 vhodnější. Pro přehlednost je za tímto účelem v obr. 21 uveden výčet základních výhod a nevýhod jednotlivých variant. Při výběru varianty budou zohledněna výběrová kritéria, stanovená ve 3.4.

**• VÝHODY**

- MALÉ ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY
- JEDNODUCHOST USPOŘÁDÁNÍ
- SNADNÉ ŘÍZENÍ RYCHLOSTI ZDVIHÁNÍ
- PŘESNÉ A TUHÉ NASTAVENÉ POLOHY
- SNADNÁ OCHRANA PROTI PŘETÍŽENÍ

**• NEVÝHODY**

- NUTNOST SOUBĚŽNÉHO ŘÍZENÍ DVOU HV
- VYŠŠÍ POŘIZOVACÍ NÁKLADY
- NUTNÁ OCHRANA HV PROTI ZNEČIŠTĚNÍ
- HORŠÍ ÚČINNOST
- KOMPLIKOVANÁ VÝMĚNA HV
- MOŽNÉ PROSAKY OLEJE
- NUTNOST ÚPRAVY STÁVAJÍCÍHO NÁVRHU STROJE

**VARIANTA 1**  
MECHANISMUS SE DVĚMA HYDRAULICKÝMI VÁLCI



**• VÝHODY**

- RELATIVNĚ LEVNÉ PROVEDENÍ
- BEZPEČNOST - REZERVNÍ LANOVÁ VĚTEV
- SPOLEHLIVOST A ODOLNOST VŮČI PRACHU
- DLOUHÁ ŽIVOTNOST
- OKAMŽITÁ PROVOZUSCHOPNOST
- NÍZKÁ HLUČNOST
- MOŽNOST PŘETÍŽENÍ
- NÍZKÉ PROVOZNÍ NÁKLADY
- SNADNÁ VÝMĚNA LAN

**• NEVÝHODY**

- NÍZKÁ TUHOST LAN
- PRAVIDELNÁ ÚDRŽBA LAN

**VARIANTA 2**  
LANOVÝ SYSTÉM S ELEKTROMOTOREM A PŘEVODOVKOU



**• VÝHODY**

- BEZPEČNOST - REZERVNÍ LANOVÁ VĚTEV
- SNADNÁ VÝMĚNA LAN
- KOMPAKTNĚJŠÍ USPOŘÁDÁNÍ JAK VARIANTY 2 A 4
- SNADNÁ OCHRANA PROTI PŘETÍŽENÍ
- SNADNÉ ŘÍZENÍ RYCHLOSTI ZDVIHÁNÍ

**• NEVÝHODY**

- NÍZKÁ TUHOST LAN
- DRAHÉ PROVEDENÍ (ROTAČNÍ HM A VĚTŠÍ KOTOUČOVÁ BRZDA)
- HORŠÍ ÚČINNOST
- MOŽNÉ PROSAKY OLEJE
- VYSOKÉ PROVOZNÍ NÁKLADY
- PRAVIDELNÁ ÚDRŽBA LAN

**VARIANTA 3**  
LANOVÝ SYSTÉM S POMALUBĚŽNÝM ROTAČNÍM HYDROMOTOREM



**• VÝHODY**

- NIŽŠÍ POŘIZOVACÍ NÁKLADY NA VRÁTEK ZDVIHU
- BEZPEČNOST - REZERVNÍ LANOVÁ VĚTEV
- OKAMŽITÁ PROVOZUSCHOPNOST
- VELICE NÍZKÉ PROVOZNÍ NÁKLADY
- NÍZKÁ HLUČNOST
- MOŽNOST PŘETÍŽENÍ
- SPOLEHLIVOST A ODOLNOST VŮČI PRACHU

**• NEVÝHODY**

- VYŠŠÍ CELKOVÉ POŘIZOVACÍ NÁKLADY
- KOMPLIKOVANÉ USPOŘÁDÁNÍ
- VYVÁŽENÍ JEN ČÁSTI ZATÍŽENÍ
- NÁRŮST HMOTNOSTI STROJE
- NUTNOST DLOUHÉHO VEDENÍ PROTIZÁVAŽÍ
- NUTNOST ÚPRAVY STÁVAJÍCÍHO NÁVRHU STROJE

**VARIANTA 4**  
LANOVÝ SYSTÉM S VYVÁŽOVÁNÍM



Obr. 21. Porovnání variant uspořádání zdvihu výložníku shazovacího vozu

Na základě zjištěných informací je zřejmé, že vhodnou variantou uspořádání zdvihu výložníku shazovacího vozu SV 1800, je varianta 2. S ohledem na výběrová kritéria je to velice bezpečné provedení, jelikož je vybaveno dvěma větvemi lan, které jsou v případě poruchy schopny pracovat samostatně. Rovněž se v porovnání s ostatními možnostmi jedná o relativně levnou variantu a není pro její využití nutná žádná úprava stávajícího návrhu celého stroje, jako je tomu u variant 1 a 4. U varianty 1 je nutné využít hydraulické válce značných průměrů a zdvihů, což je společně s potřebou hydraulického agregátu k jejich pohonu velice vysoká položka z hlediska nákladů. Spolehlivé jsou sice bezpochyby všechny srovnávané varianty. V tomto případě je možné přihlídnout i k faktu, že se v praxi využití uspořádání varianty 2 u shazovacích vozů, jako způsob realizace zdvihu, osvědčilo. Z uvedeného je tedy jasné, že varianta 2 v porovnání s ostatními nejlépe splňuje všechna hlavní kritéria.

Kromě toho jsou u této varianty i relativně nízké provozní náklady a náklady na údržbu, která spočívá hlavně v pravidelné kontrole lan. Ve srovnání s variantou 1, která přináší komplikovanou výměnu hydraulických válců, je také u varianty 2 mnohem jednodušší výměna ocelových lan. Vybraná varianta je také odolná vůči okolnímu prašnému prostředí a ekologická, jelikož u ní nejsou využity žádné hydraulické prvky, díky kterým by mohlo docházet k prosakům hydraulické kapaliny. Z uvedených skutečností je jasné, že kromě všech hlavních kritérií splňuje vybrané uspořádání i většinu těch vedlejších. Varianty 3 a 4 přináší mnoho podobných výhod jako varianta 2. U varianty 4 by se navíc snížily potřebné náklady na samotný vrátek zdvihu. S ohledem na malý rozdíl potřebných výkonů, spočítaných ve 3.2, uvedených dvou variant, by snížení nákladů na vrátek zdvihu nebylo tak velké, aby pokryly náklady nutné na úpravu celého stroje. Uspořádání varianty 4 také není tak jednoduché jak v případě varianty 2 a pravděpodobně by se zvedly i náklady na potřebnou údržbu. U varianty 3 se zase jedná o poněkud dražší provedení, jelikož samotné radiální pístové hydromotory jsou výrazně dražší než elektromotor s převodovkou a celkové pořizovací náklady by byly vyšší, než u varianty 2.

Na základě uvedených závěrů bude tedy ke zdvihání výložníku shazovacího vozu SV 1800 použito uspořádání mechanismu s lanovým systémem, jehož pohon tvoří lanový vrátek s elektromotorem a převodovkou.

#### **4. Možnost optimalizace zdvihu s lanovým systémem, elektromotorem a převodovkou**

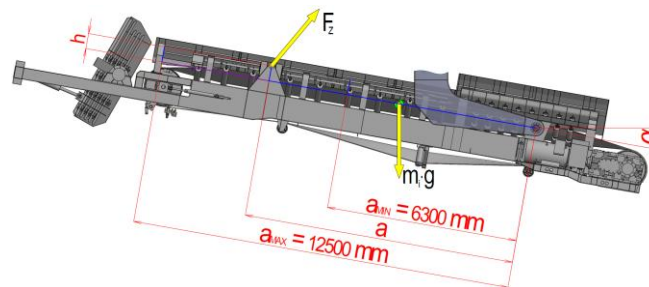
Ve 3. kapitole bylo zjištěno, že stávající provedení mechanismu zdvihu je v porovnání s ostatními variantami vhodnou volbou, bude v této kapitole vyšetřována zvolená varianta a sice mechanismus zdvihu výložníku realizovaný pomocí lanového systému s vrátkem, jehož hlavní pohonné části tvoří elektromotor a převodovka. Úkol tedy zůstává stále stejný, a tedy zjistit, zda-li nelze tuto zvolenou variantu nějakým způsobem inovovat a optimalizovat takovým způsobem, aby to přineslo žádaný užitek.

Jak již bylo uvedeno výše, velmi významnou roli hrají při každém návrhu pořizovací a provozní náklady. Z tohoto důvodu bude tato optimalizace zaměřena právě na eventuelně možné snížení pořizovacích nákladů na realizaci možného provedení. Ty mají totiž u tohoto mechanismu největší význam.

Ve 3.2 byl proveden rozbor zatížení jednotlivých variant mechanismu zdvihu. V této části byla zjištěna závislost síly potřebné ke zdvihání výložníku na úhlu jeho natočení. Od této potřebné síly se následně odvíjela hodnota výkonu lanového vrátku. Z tab. 3 vyplynulo, že v případě použití mechanismu zdvihu s využitím vyvažování výložníku byla hodnota potřebného výkonu o více jak 20% menší, což by vedlo ke snížení pořizovacích nákladů na jednotlivé části pohonu vrátku zdvihu. Tato varianta by však vyžadovala nákladné úpravy

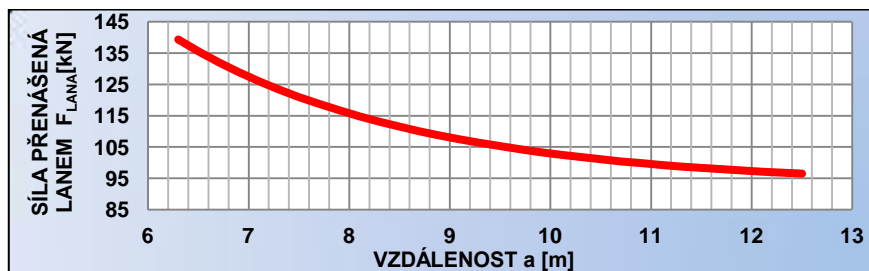
stávajícího návrhu stroje. Z tohoto důvodu není výhodná. Lze se tím však inspirovat a zjistit, zda-li by nebylo i v případě využití tohoto mechanismu zdvihu možné snížit potřebný výkon ke zdvihání o tolik, aby bylo možné i u této varianty navrhovat lanový vrátek s levnějšími komponenty samotného pohonu, přičemž jako hlavní nákladové položky jsou brány převodovka a elektromotor.

Výkon je dle (16) závislý hlavně na síle přenášené lanem. Její velikost se podle (13) odvíjí od velikosti celkové potřebné síly ke zdvihání výložníku  $F_c$  a proto je vhodné zaměřit se na to, jak snížit právě její hodnotu. Ze vztahu (5) vyplývá, že sílu ovlivňuje několik parametrů, přičemž o změně těch, které by vyžadovaly výrazné změny návrhu celého stroje, nemá v tomto případě cenu uvažovat. Důvodem je nutné vynaložení značných nákladů na takovou realizaci. Jako jediný rozumný parametr se tedy jeví změna vzdálenosti  $a$ , což je délka mezi začepováním výložníku a místem připojení kladek. Změna této délky by nevyžadovala žádné extrémní úpravy a celkem výrazně ovlivní velikost celkové potřebné síly ke zdvihání výložníku. Z konstrukčního provedení bylo tedy zjištěno, že uchycení kladek výložníku, je možné reálně navýšit maximálně na hodnotu 12,5 m, což je zřejmé i z obr. 22.



Obr. 22. Možnost změny délky  $a$

Se zohledněním tohoto konstrukčního omezení tedy byla s využitím vztahů (13) a (5) sestrojena závislost síly přenášené lanem na vzdálenosti  $a$ , ta je znázorněna na obr. 23. Jak plyne ze závislosti na obr. 13, nastává maximální hodnota potřebné síly, nutné pro dimenzování pohonu, právě v poloze výložníku, kdy je úhel  $\alpha$  roven  $-3^\circ$  a proto byla i závislost na obr. 23 sestrojena pro tuto polohu.



Obr. 23. Závislost síly přenášené lanem na vzdálenosti  $a$  (v poloze  $\alpha = -3^\circ$ )

Na základě znalosti závislosti na obr. 23 je zřejmé, že pokud by se zvýšila vzdálenost  $a$  na maximálně možné konstrukční provedení, značně by klesla její hodnota oproti té, která nastává v případě, kde vzdálenost  $a$  je 8 920 mm, což je původní uvažované provedení zdvihu.

Ze znalosti síly přenášené lanem je tedy možné provést rovnou výpočet potřebného výkonu pro původní variantu a pro variantu upravenou. V tomto případě však již do výpočtu budou zahrnuty účinnosti, takže potřebný výkon motoru lze stanovit pomocí (18). Účinnost lanového převodu ve vztahu (18), lze zase stanovit užitím (19). Účinnost převodovky je volena dle

katalogu výrobce SEW EURODRIVE [7] a pro níže zvolené typy převodovek je její hodnota 0,94. Účinnost jedné kladky s valivým uložením je dle normy [ČSN 27 0100] 0,98.

$$P_M = \frac{Z \cdot F_{\max LANA} \cdot v_{NB}}{\eta_P \cdot \eta_{LP}} \quad (18)$$

$$\eta_{LP} = \eta_1 \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (19)$$

Po provedení potřebných výpočtů lze tedy již zjistit hodnoty potřebných výkonů elektromotoru, ty jsou uvedeny v tab. 5, společně s typem motoru navrženým z [6] a také převodovky, jejíž návrh byl proveden dle postupu výrobce uvedeném v [7].

**Tabulka 5.** – Vypočtené hodnoty výkonů a navržené typy komponent pohon

VZDÁLENOST a [mm]	$F_{\max LANA}$ [kN]	$P_M$ [kW]	NAVRŽENÝ ELEKTROMOTOR	NAVRŽENÁ PŘEVODOVKA
<b>8 920</b> (původní provedení)	<b>108,57</b>	<b>20,67</b>	SIEMENS 1LG6 207-6PM80-Z A12 Jmenovitý výkon = 22 kW Jmenovité otáčky = 978 ot/min	SEW EURODRIVE X4FS 230 / B Skutečný převodový poměr - $i_{ex}=347,45$
<b>12 500</b> (nové provedení)	<b>96,49</b>	<b>18,37</b>	SIEMENS 1LG6 206-6PM80-Z A12 Jmenovitý výkon = 18,5 kW Jmenovité otáčky = 978 ot/min	SEW EURODRIVE X4FS 220 / B Skutečný převodový poměr - $i_{ex}=356,48$

Z vypočtených hodnot uvedených v tab.5 je zřejmé, že v případě změny vzdálenosti místa uchycení kladek od začepování výložníku je možné dosáhnout snížení potřebného výkonu elektromotoru asi o 10%, což vede k možnosti využití elektromotoru i převodovky nižší řady. Z uvedeného tedy vyplývá, že jen použití menšího motoru a převodovky lze získat úsporu nákladů v řádech desítek tisíc korun. Samozřejmě však mechanismus zdvihu netvoří jen položky elektromotoru a převodovky, takže k celkové úspoře nákladů by přispěly i možné úpravy lanových bubnů a jejich hřídelů, dále pak menší použité spojky, brzdy a ostatní části zdvihového mechanismu.

## 5. Závěr

Úkolem této práce byla optimalizace konstrukčního uzlu zdvihu výložníku shazovacího vozu SV 1800. Za tímto účelem byl tedy nejprve proveden stručný popis řešeného problému i konkrétního shazovacího vozu a následně průzkum toho, jaké mechanismy zdvihu se v praxi u obdobných strojů využívají. Z tohoto průzkumu bylo zřejmé, že je téměř výhradně využíván mechanismus zdvihu realizovaný lanovým systémem s dvouvodičovým uspořádáním lan a lanovým vrátkem, jehož pohon tvoří elektromotor a mechanická převodovka.

Další část práce byla věnována otázce, zda je možné k danému účelu využít jinou možnou variantu, která by přinesla zlepšení užitných vlastností. Z tohoto důvodu byl pro všechny možné varianty proveden odpovídající rozbor, ze kterého vyplynulo, jakých výkonů či sil by bylo třeba dosáhnout při využití jednotlivých variant. Údaje zjištěné z rozboru následně napomohly při rozhodování o tom, která ze zvolených variant je pro tuto aplikaci vhodnější. Rovněž při posuzování jednotlivých uspořádání zdvihu byla nápomocna výběrová kritéria, která byla zavedena posouzením požadovaných vlastností. Ze srovnání variant tedy jasně vyplynulo, že v praxi nejčastěji využívané řešení je vhodné a žádná z ostatních uvažovaných variant není z hlediska požadavků na tolik výhodná, aby se dala využít. Klasické uspořádání zdvihu je totiž vhodné jak z hlediska pořizovacích nákladů, tak z hlediska bezpečnosti, spolehlivosti, jednoduchosti provedení či ostatních faktorů, jež byly uvedeny v kapitole 3. Ostatní uvažované varianty sice přinášely také některé výhody, ale mnohdy se jednalo o

nepodstatné náležitosti, které od tohoto mechanismu nejsou vyžadovány a nebylo by proto účelné jich využít na úkor například pořizovacích nákladů.

Jelikož bylo zjištěno, že stávající typické provedení je vhodné, úsilí v další části práce směřovalo k rozboru toho problému. Otázkou je, zda-li nelze tuto konkrétní variantu nějakým způsobem optimalizovat. Protože užité vlastnosti jsou v takovémto provedení dostačující, byla provedena analýza toho, jestli je možné nějakou vhodnou úpravou snížit pořizovací náklady na mechanismus zdvihu. Na základě provedené analýzy bylo zjištěno, že by bylo možné drobnou úpravou místa uchycení kladek na výložníku dosáhnout takové úspory potřebného výkonu, že by bylo důsledkem toho možné využití k pohonu lanového vrátku výkonově menšího elektromotoru i převodovky. Jenom úspora nákladů za tyto dvě hlavní části pohonu by tak přinesla úsporu v řádech deseti tisíců korun. Takováto úspora se sice může zdát v porovnání s náklady na celý stroj zanedbatelná, ale pokud by se takováto úvaha provedla pro více částí stroje a jednotlivé úspory by se sečetly, už by to na celkové výrobní náklady vliv mělo.

### Seznam symbolů

$a$	vzdálenost mezi začepováním výložníku a působištem celkové síly	(mm)
$F_C$	celková potřebná síla ke zdvihání výložníku	(N)
$F_{HM}$	potřebná síla vyvozená jedním hydromotorem	(N)
$F_{LANA}$	síla přenášená lanem	(N)
$F_{\max LANA}$	největší osové zatížení působící v laně	(N)
$F_P$	síla vyvozená pohonem	(N)
$F_Z$	síla vyvozená závažím	(N)
$g$	gravitační zrychlení	( $m \cdot s^{-2}$ )
$h$	výška působištem celkové síly	(mm)
$i_k$	lanový převod	(-)
$L(\alpha)$	vzdálenost L při úhlu natočení výložníku $\alpha$	(mm)
$L(\alpha=-3^\circ)$	délka L při natočení výložníku v poloze $\alpha=-3^\circ$	(mm)
$L(\alpha=+13^\circ)$	délka L při natočení výložníku v poloze $\alpha=+13^\circ$	(mm)
$L_N$	délka lana navíjená na buben	(mm)
$m$	výška určující polohu místa působení celkové síly	(mm)
$m_i$	hmotnost i-té zátěže	(kg)
$M_{\check{c}}$	moment čepového tření	(N·mm)
$M_i$	hodnota momentu od i-tého zatížení	(N·mm)
$n$	délka určující polohu místa působení celkové síly	(mm)
$n$	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového	(-)
$n_{HM}$	počet hydromotorů	(-)
$P_M$	potřebný výkon elektromotoru	(W)
$P_Z$	výkon potřebný ke zdvihání výložníku	(W)
$r_{\check{c}}$	poloměr čepu výložníku	(mm)
$R_i$	délka ramene i-tého zatížení	(mm)
$R_x$	reakce ve směru x působící v místě uložení výložníku	(N)
$R_y$	reakce ve směru y působící v místě uložení výložníku	(N)
$v_{NB}$	rychlost lana v místě náběhu na buben	( $m \cdot s^{-1}$ )
$x$	proměnná délka zdvihového mechanismu	(mm)
$y$	proměnná výška zdvihového mechanismu	(mm)
$Z$	počet větví lanového převodu	(-)
$\alpha$	úhel natočení výložníku	( $^\circ$ )

$\beta$	úhel sklonu celkové síly ke zdvihání výložníku	(°)
$\Delta L$	potřebný zdvih mechanismu	(mm)
$\eta_{LP}$	účinnost lanového převodu	(-)
$\eta_P$	účinnost převodovky	(-)
$\eta_1$	účinnost jedné klady	(-)
$\mu_{\xi}$	součinitel čepového tření	(-)

### **Seznam použité literatury**

- [1] Černocho S., *Strojně technická příručka. Sv. I.* Praha: SNTL, 1977. 1294 s.
- [2] Durst W., Vogt W. *Schaufelrad Bagger.* Trans tech publications, 1986. 416 s. ISBN 0-87849-057-4.
- [3] Klimecký O., Veverková H., Bailotti K., Müller J. Manipulace s materiálem. Doprava v lomech. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě. Fakulta strojní a elektrotechnická, 1988. 312 s.
- [4] Šimůnek J. *Části strojů pro povrchovou těžbu - kolesová rýpadla.* Ostrava: Institut VHJ Vítkovice, 1985. 113 s.
- [5] Valášek M., Stejskal V., Březina J., *Mechanika A.* ČVUT Praha, 2007. 155 s. ISBN 978-80-01-02890-2.
- [6] Katalog elektromotů Siemens řady 1LG6 [online]. 2013 [cit. 2013-18-03]. Dostupné z WWW: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1lg4-1lg6-0605-k15-cz.pdf>
- [7] Katalog převodovek. SEW EURODRIVE [online]. 2013 [cit. 2013-18-03]. Dostupné z WWW: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/17058813.pdf>
- [8] Obr. 3 Shazovací vůz TC2400.17R firmy FAM [online]. 2013 [cit. 2013-18-03]. Dostupné z WWW: <http://www.surface-mining.com/english/Products/Conveying%2520systems/Tripper%2520cars/index.html#leitseite/detail,1,4939,detail.0.100000000000039.0,html>
- [9] Obr. 5 Kompaktní kolesové rýpadlo PE100-1600/1.5x20 firmy Sandvik [online]. 2013 [cit. 2013-18-03]. Dostupné z WWW: <http://mining.sandvik.com/sandvik/0120/Global/Internet/S003137.nsf/LUSL/SLFrameForm13281A858D5F920CBC1257965003C973F?OpenDocument>