

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh hydraulického lisu KHL100

Autor: **Bc. Jitka BEZDĚKOVÁ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jitka BEZDĚKOVÁ**  
Osobní číslo: **S11N0007K**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Konstrukční návrh hydraulického lisu KHL100**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

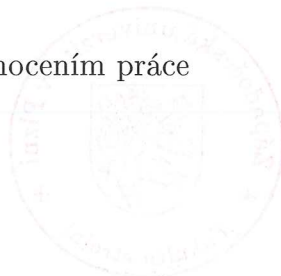
Cílem práce je vypracování konstrukčního návrhu hydraulického čtyřsloupového lisu s horním pohonem pro sílu 1000 kN. Součástí práce bude studie pro řešení rychlé výměny lisovacích nástrojů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování studie na dané téma a zhodnocení koncepčních variant
2. Vypracování konstrukčního návrhu lisu s analytickými výpočty
3. Pevnostní výpočty MKP vybraných konstrukčních uzlů
4. Zhotovení výkresové dokumentace sestavy lisu a vybraného konstrukčního uzlu
5. Bezpečnost obsluhy lisu
6. Závěr s komplexním zhodnocením práce



Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**ČECHURA, M., STANĚK, J.** *Tvářecí stroje: hydraulické lisy.* Plzeň: ZČU, 1999

**STANĚK, J.** *Základy stavby výrobních strojů - tvářecí stroje.* Plzeň: ZČU, 2004

**RUDOLF, B., KOPECKÝ, M.** *Tvářecí stroje: základy výpočtu a konstrukce.* Praha: SNTL, 1982

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**


Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jan Žídek, Ph.D.**

NARETEC, s.r.o., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.

vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora



## **Poděkování**

Ráda bych poděkovala svému vedoucímu diplomové práce, Doc. Ing. Martinu Hynkovi, PhD., za odborné vedení, cenné rady a připomínky při návrhu a konstrukci hydraulického lisu a při zpracovávání této práce.

Dále bych ráda poděkovala svému konzultantovi, Ing. Janu Žídkovi, PhD., z firmy Naretec s.r.o. za potřebné konzultace a poznatky z praxe.

Velké dík patří mému příteli a rodině za podporu při studiu. Děkuji také všem pracovníkům Západočeské univerzity v Plzni, kteří se podíleli na mém vysokoškolském vzdělávání.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bezděková	Jméno Jítka		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukční návrh hydraulického lisu KHL100			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	107	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	63	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	44
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh hydraulického lisu a analytické výpočty rámu a pohonu lisu, na jejichž základě jsou vytvořeny 3D modely a výkresy některých součástí. Dále jsou vypracovány MKP výpočty pro kontrolu navrhovaných součástí. Obsahuje studii pro řešení rychlé výměny lisovacích nástrojů a zabývá se bezpečností obsluhy lisu.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	hydraulické lisy, lisování, výměna nástrojů, MKP

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bezděková	Name Jitka	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T019 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Name Martin	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Engineering design of hydraulic press KHL100		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	107	<b>TEXT PART</b>	63	<b>GRAPHICAL PART</b>	44
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The thesis includes design of hydraulic press and analytical calculations of the frame and drive of the press, on the basis of which 3D models and drawings of some parts were created. Furthermore, the FEM calculations for the purpose of components verifications were conducted. The work contains a study about the rapid exchange of molds and the operator safety.
<b>KEY WORDS</b>	hydraulic presses, molding, changing dies, FEM (Finite element method)

## OBSAH

Zkratky a symboly.....	3
1 Úvod.....	4
1.1. Téma a cíl diplomové práce .....	4
1.2. Zadavatel diplomové práce .....	4
2 Upřesnění zadání .....	4
3 Struktura navrhovaného systému .....	6
4 Rám lisu.....	7
4.1. Varianty rámu lisu.....	7
4.2. Vyhodnocení variant rámu lisu .....	7
4.3. Analytické výpočty dimenzování rámu lisu.....	9
4.4. Výpočtový model rámu lisu .....	10
4.5. Návrh traverz.....	18
4.5.1. Horní traverza.....	18
4.5.2. Beran .....	19
4.5.3. Spodní traverza.....	22
4.6. Svařované konstrukce rámu .....	24
4.7. Předepnutí sloupů lisu .....	27
4.7.1. Výpočet předepnutí matice.....	28
5 Pohon hydraulického lisu .....	29
5.1. Rozdělení hydraulických pohonů.....	29
5.2. Princip hydraulického lisu.....	32
5.3. Analytické výpočty dimenzování pohonu.....	33
5.4. Dispozice hydraulického systému.....	38
5.4.1. Upevnění hydraulických válců.....	39
5.4.2. Brzdící systém beranu .....	39
5.4.3. Odměřování polohy beranu.....	42
6 Bezpečnostní prvky .....	43
6.1. Výpočet světelných závor SICK .....	45
6.2. Kompletní uspořádání lisu .....	46
7 Transportní prvky .....	47
8 Výměna lisovacích nástrojů .....	48
9 Numerický výpočet namáhání lisu .....	52
9.1. Okrajové podmínky numerického řešení .....	53
9.2. Výsledky numerického řešení .....	57
9.3. Zhodnocení výsledků výpočtů .....	59
10 Závěr.....	60
Seznam obrázků .....	61
Seznam tabulek .....	62
Literatura .....	63

PŘÍLOHA č. 1.....	64
PŘÍLOHA č. 2.....	67
PŘÍLOHA č. 3.....	69
PŘÍLOHA č. 4.....	72
PŘÍLOHA č. 5.....	75
SOUBOR VÝKRESŮ	

## Zkratky a symboly

atd.	a tak dále
např.	například
ČSN	česká technická norma
ČSN EN	evropská norma přebraná do české technické normy
t	jednotka váhy
kN	jednotka síly
MPa	jednotka tlaku
°C	jednotka teploty
M <sub>1</sub>	vstupní materiál
M <sub>2</sub>	výstupní materiál
E <sub>1</sub>	vstupní energie
E <sub>2</sub>	výstupní energie
I <sub>1</sub>	vstupní informace
I <sub>2</sub>	výstupní informace
M <sub>o</sub>	ohybový moment [Nm]
W <sub>o</sub>	modul průřezu v ohybu [m <sup>3</sup> ]
σ <sub>DOV</sub>	dovolené napětí [MPa]
δ	zobecněné posuvy
A	deformační práce [J]
E	modul pružnosti materiálu v tahu [MPa]
ρ	hustota [kg/m <sup>3</sup> ]
J	kvadratický moment průřezu [m <sup>4</sup> ]
R <sub>m</sub>	mez pevnosti materiálu v tahu [MPa]
R <sub>e</sub>	mez kluzu materiálu v tahu [MPa]
M <sub>C</sub>	celkový vnitřní neurčitý moment [Nm]
Π	moment okolo sloupů lisu od vnějšího zatížení rámu [Nm]
Π <sub>M</sub>	moment od jednotkového vnitřního staticky neurčitého momentu „M“ [Nm]
Π <sub>H</sub>	moment od jednotkové vnitřní staticky neurčité síly „H“ [Nm]
Π <sub>V</sub>	moment od jednotkové vnitřní staticky neurčité síly „V“ [Nm]
h <sub>h</sub>	výška horní nepohyblivé traverzy [mm]
h <sub>b</sub>	výška beranu [mm]
h <sub>s</sub>	výška spodní nepohyblivé traverzy [mm]
ε	excentricita [mm]
k	koeficient bezpečnosti [-]
μ	součinitel tření [-]
MKP	metoda konečných prvků
HMH	hypotéza pevnosti (Huber, von Mises, Hencky)
KKS	Katedra konstruování strojů
FST	Fakulta strojní
ZČU	Západočeská univerzita

# 1 Úvod

## 1.1. Téma a cíl diplomové práce

Předmětem této diplomové práce je vypracovat konstrukční návrh hydraulického čtyřsloupového lisu vertikální konstrukce s horním pohonem a s lisovací silou 1000 kN.

Cílem práce je vypracovat a zhodnotit konstrukční varianty rámu lisu, analytickými výpočty navrhnout rám, vytvořit 3D model a metodou konečných prvků provést kontrolu pevnostních analytických výpočtů. Dalším úkolem je vyhotovit sestavu lisu a vytvořit výkresy vybraných součástí lisu dle zadání. Na závěr je práce komplexně zhodnocena.

## 1.2. Zadavatel diplomové práce

Zadavatelem diplomové práce je firma NARETEC s.r.o., Plzeň. Firma je zaměřena na realizaci vývoje a konstrukce dílů, nástrojů a zařízení od prvních návrhů až po sériovou výrobu a to převážně pro automobilový průmysl. V oblasti konstrukce zařízení se firma zabývá návrhem a výrobou jednoúčelových strojů, obslužných zařízení pro výrobní linky, dopravní a manipulační techniky, zařízení s pneumatickými a hydraulickými pohony a svařovanými ocelovými konstrukcemi.

# 2 Upřesnění zadání

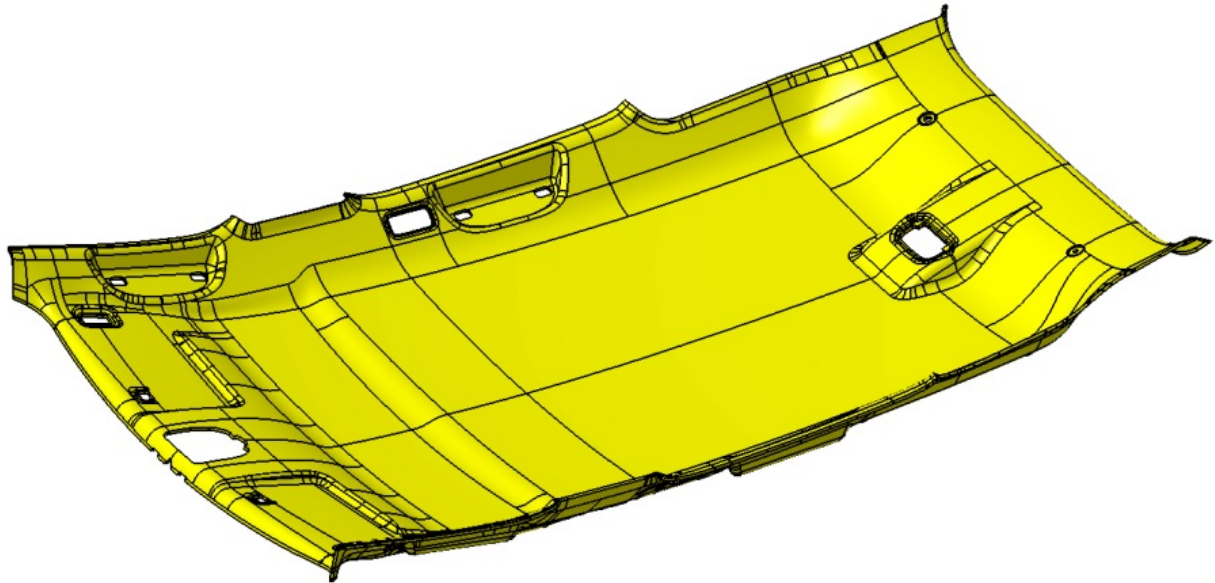
Požadované technické parametry lisu:

Lisovací síla lisu	1000 kN
Otevírací síla lisu	250 kN
Zdvih beranu	1550 mm
Rozměr nástroje	2500x2200x860 mm
Rozměr upínací desky	2500x2200 mm
Max. hmotnost horní poloviny nástroje	9 t
Rychlost pohybu beranu při zavírání formy	0,4 m/s
Rychlost pohybu beranu při lisování	0,15 m/s
Rychlost pohybu beranu při otevírání formy	0,2 m/s
Pracovní tlak	32 MPa
Pohon	horní (pro pohyb nahoru i dolů)
Konstrukce rámu	čtyřsloupová

Navrhovaný hydraulický lis je určen ke kaširování dílů pro automobilový průmysl.

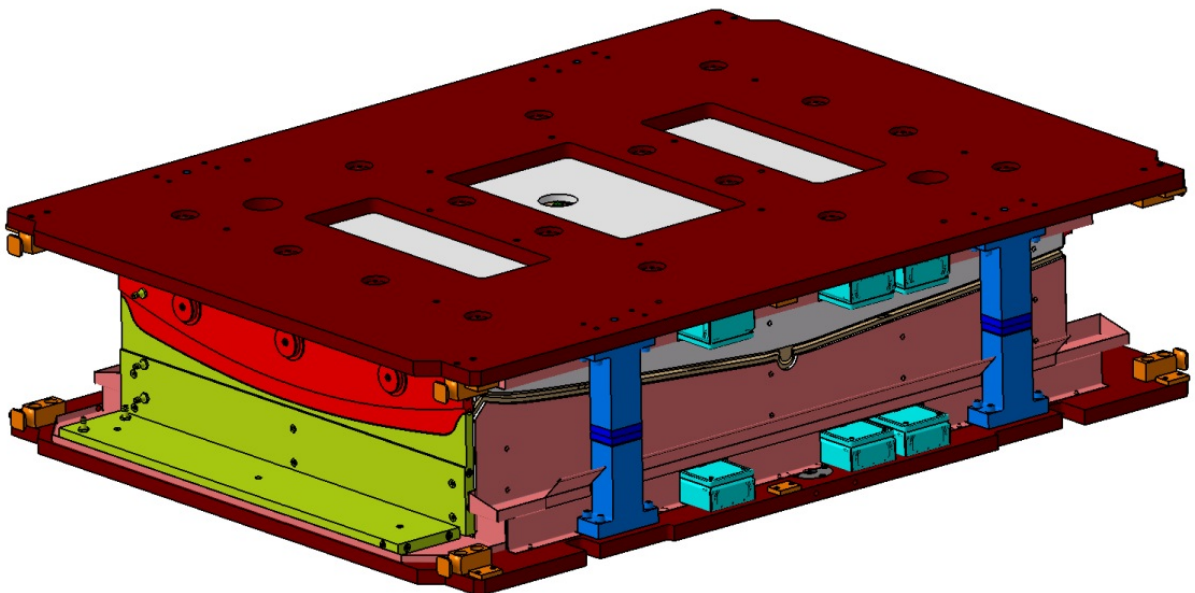
Termínem kaširování se nazývá trvalé spojování několika vrstev homogenních nebo heterogenních materiálů za účelem vytvoření ochranné nebo dekorativní vrstvy. Obvykle je na pevný podklad nanášeno lepidlo, na které je nanášena vrstva krycího materiálu. Po zahřátí obou materiálů dojde za působení tlaku v lisovací formě k jejich spojení. Jako materiál pro spodní pevnou vrstvu je možné použít plast, pěnu, kompozity apod. Pro horní nanášecí vrstvu jsou používány různé textilie, plastové folie, různé druhy papírů, koberce apod.

Pro názornost je na Obr. 1 zobrazen kaširovaný díl. Konkrétně se jedná o interiérový kryt střechy do osobního automobilu. Tento díl je již po fázi ořezu. Výstupem z lisovací formy je totiž díl požadovaného tvaru, ale s odpadovým materiálem na okrajích nebo uvnitř otvorů. Aby vznikl díl požadovaného tvaru a rozměrů, je nutné v další fázi technologického postupu ořezat odpadový materiál.



**Obr. 1 Kaširovaný díl**

Pro výrobu těchto relativně rozměrných dílů je nutné použít odpovídající lisovací nástroje. Lisovací nástroj právě pro zmíněný interiérový kryt střechy je zobrazen na Obr. 2. Vnější rozměry nástroje jsou 2500 mm x 2200 mm x 860 mm. Pro správný průběh lisovacího procesu je lisovací nástroj předehříván až na teplotu 80 °C pomocí systému temperovacích okruhů umístěných v horní i spodní části nástroje. Nástroj je shora i zdola opatřen izolačními deskami, které snižují teplotní ovlivnění lisu na minimum, proto se s prostupem tepla do rámu při návrhu lisu nepočítá.



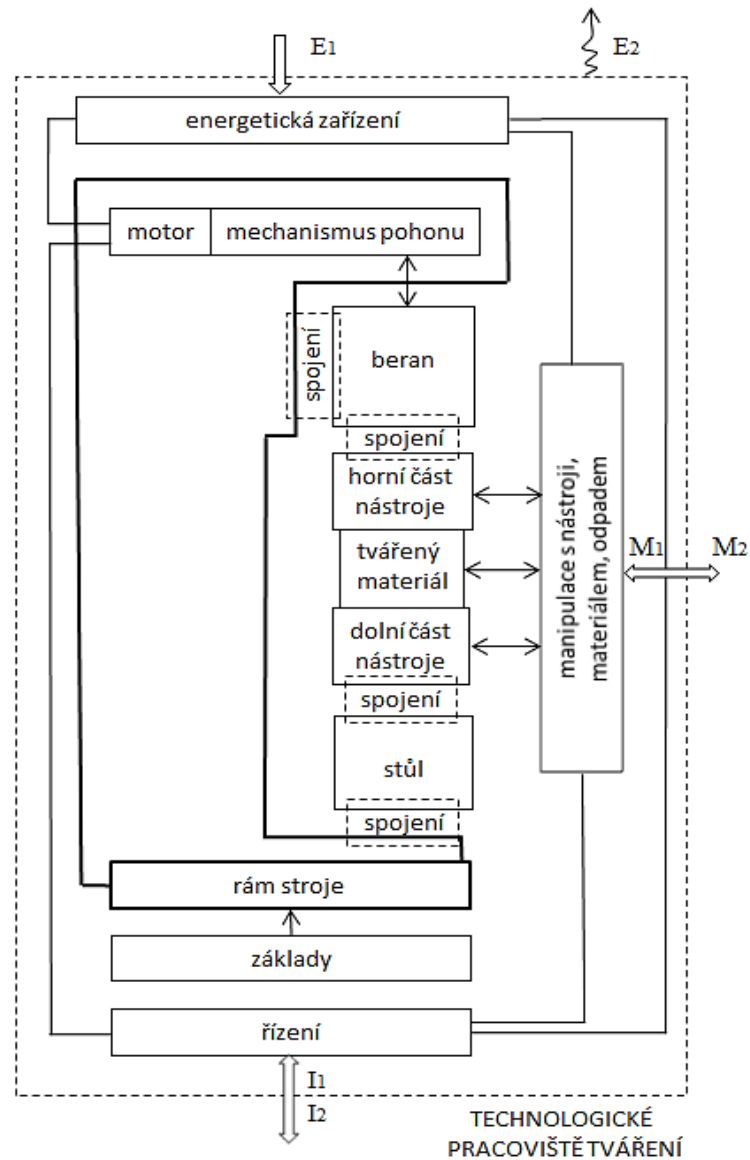
**Obr. 2 Lisovací nástroj**

Velikost tohoto nástroje je zadavatelem určena jako maximální velikost nástroje, která bude pro navrhovaný lis používána.



### 3 Struktura navrhovaného systému

Hydraulický lis přetváří vstupující materiál  $M_1$  na výstupní materiál  $M_2$  působením vnitřní struktury za pomoci vstupní energie  $E_1$  podle vstupních informací  $I_1$  viz Obr. 3 [11].



Obr. 3 Struktura systému stroj – nástroj – tvářený materiál [11]

Jako vstupní materiál  $M_1$  může být považován polotovár, jako výstupní materiál  $M_2$  již hotový výlisek požadovaného tvaru, který bude v dalších krocích pracovního procesu a na jiném technologickém pracovišti upravován na požadované rozměry.

Vstupní energií  $E_1$  je znázorněna energie z hydraulických válců a vstupními informacemi  $I_1$  jsou znázorněny řídicí signály ze skříně rozvaděče.

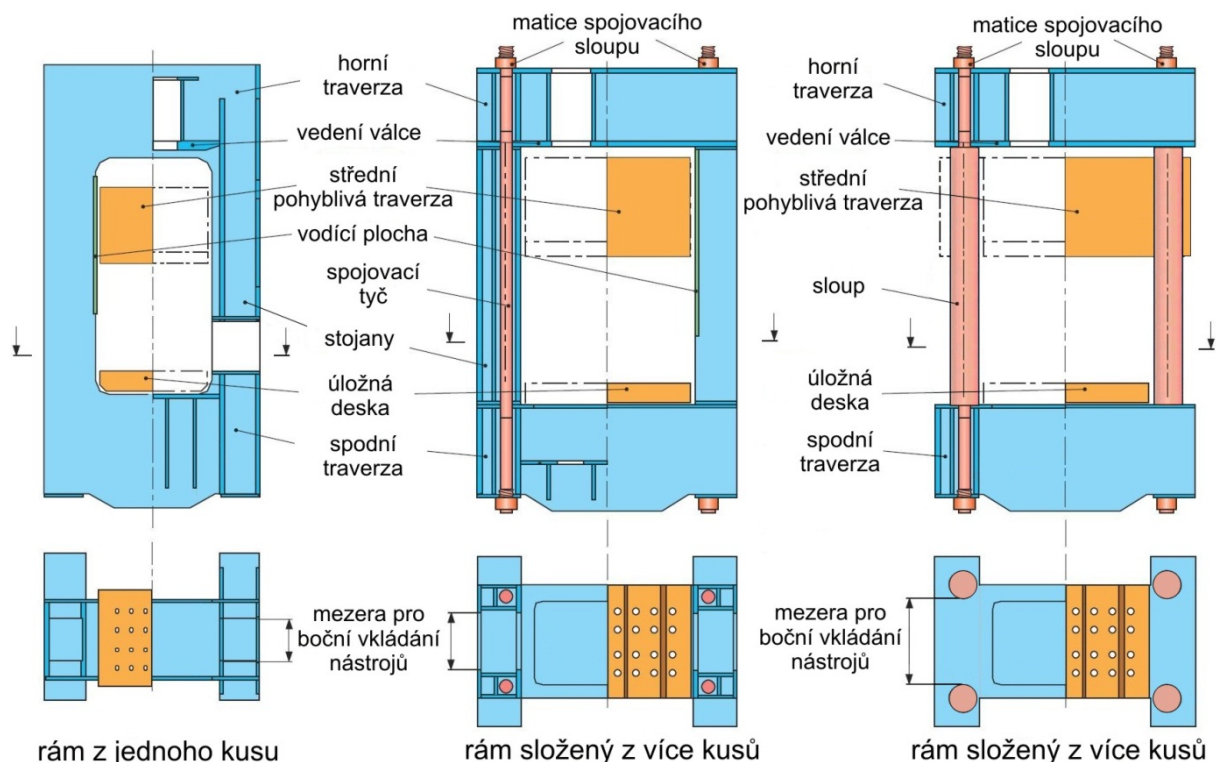
## 4 Rám lisu

Základním stavebním prvkem hydraulických lisů je rám. Rám zachycuje síly, které vznikají při lisovacím procesu.

### 4.1. Varianty rámu lisu

Rámy lisů jsou primárně rozděleny podle provedení na otevřené a uzavřené. Uzavřené rámy jsou s výhodou používány pro velké lisovací síly. Jejich nevýhodou je ale malý pracovní prostor.

Otevřené rámy se dále dělí např. na rámy s pevným stolem, s přestavitelným stolem a horizontálním stolem. Výhodou otevřených ráků oproti uzavřeným rákům je větší prostor pro manipulaci s nástrojem.



Obr. 4 Varianty hydraulických lisů s uzavřenými ráky [6]

Na Obr. 4 jsou znázorněny tři varianty ráků pro hydraulický lis. Rám z jednoho kusu má nejmenší prostor pro boční vkládání nástrojů. Výměna nástrojů tak musí být prováděna zepředu. Rám uzavřený skládaný z více kusů má větší boční mezeru a je tedy možné nástroje vkládat z boku.

Z hlediska velikosti pracovního prostoru je tedy výhodnější rám skládaný z více kusů. Místo spojovací tyče se stojanem je možné traverzy spojit pouze pomocí sloupů, a tím dojde k dalšímu zvětšení pracovního prostoru. Sloupky u obou variant skládaných ráků jsou předepruty.

### 4.2. Vyhodnocení variant rámu lisu

Pro častou manipulaci s nástrojem, polotovary a výliskem se třetí varianta uzavřeného ráku ukazuje jako nejvhodnější. Výše uvedené varianty ráků jsou zaznamenány v morfologické matici a následně vyhodnoceny viz Tabulka 1 a Tabulka 2.

**Tabulka 1 Morfologická matice pro výběr rámu**

FUNKCE	FUNKČNÍ PRINCIPY			
SÍLU PŘENÁŠET	otevřený "C" rám	uzavřený "O" rám		
TYP RÁMU	montovaný	z jednoho kusu		
ROZEBIRATELNOST RÁMU	šroubovaný	svařovaný	vypálený	odlitý
MATERIÁL RÁMU	ocel	ocel na odlitky	hliník	
TRAVERZY	profily "U", "I", "I", "T"	speciální profil	plech	
SLOUPY	profily "U", "I", "I", "T"	speciální profil	plech	tyč
POČET SLOUPŮ	1	2	4	

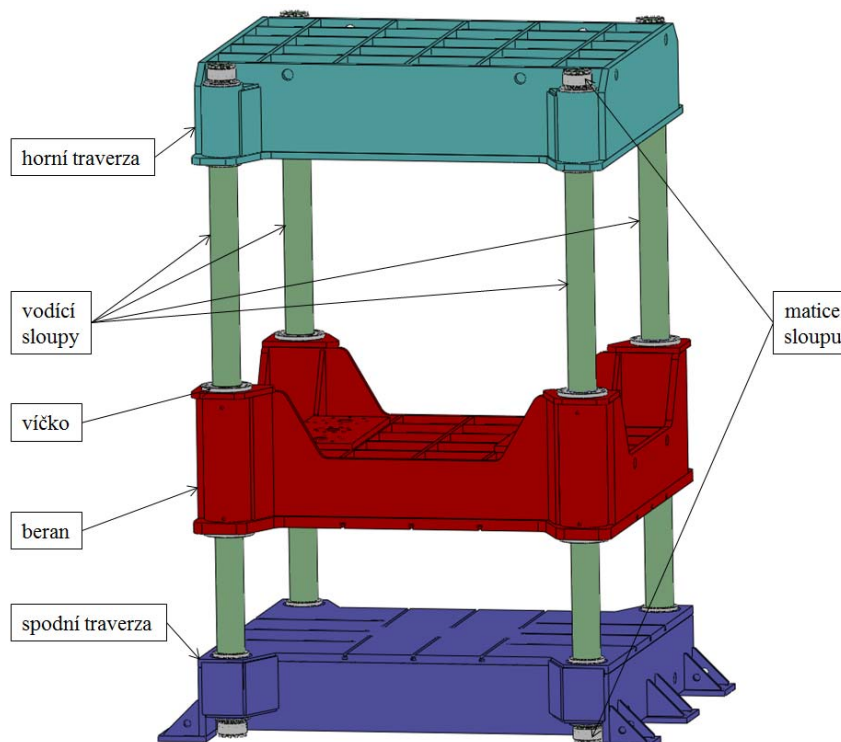
A  
B  
C

**Tabulka 2 Vyhodnocení variant**

KRITÉRIA	VARIANTA			IDEÁL
	A	B	C	
PŘENOS NAPĚTÍ	2	5	4	5
HMOTNOST	1	4	5	5
SPLNĚNÍ POŽADAVKŮ	1	3	5	5
CELKOVÉ HODNOCENÍ	4	12	14	15

Hlavní části rámu hydraulického lisu jsou zobrazeny na Obr. 5. Jedná se o horní traverzu lisu, beran, spodní traverzu lisu a čtyři vodící sloupy.

Horní a spodní traverza patří k nepohyblivým částem lisu, beran k pohyblivým částem lisu. Vodící sloupy kruhového plného průřezu spojují horní a spodní traverzu lisu a zajišťují vedení beranu při jeho vertikálním pohybu při lisování.

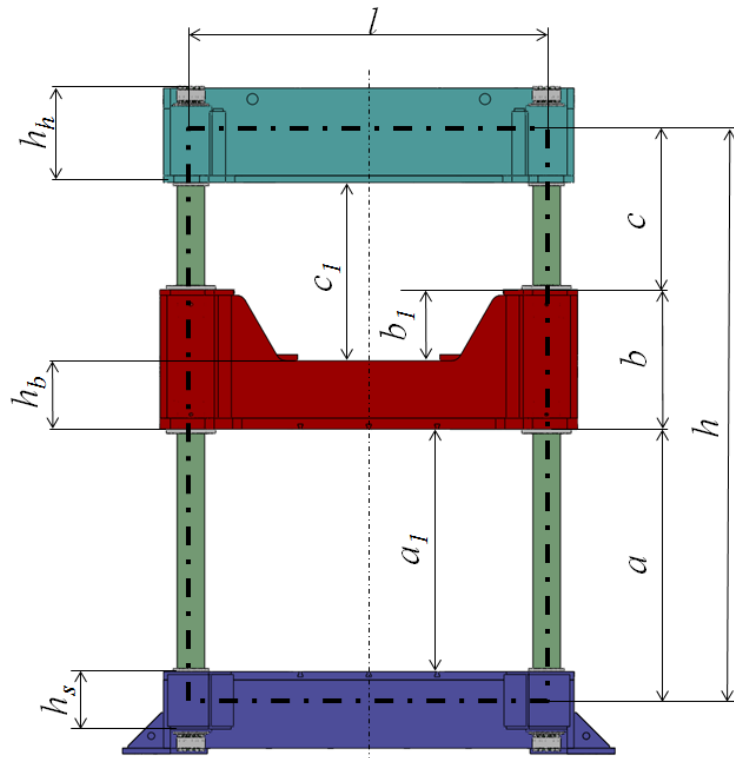


**Obr. 5 Rám hydraulického lisu**

Vodící sloupy lisu jsou nad horní traverzou a pod spodní traverzou zajištěny předepínací maticí, která v oblastech průchodu vodícího sloupu traverzami vyvozuje předepnutí sloupu.

### 4.3. Analytické výpočty dimenzování rámu lisu

Pro výpočet rámu lisu je nutné navrhnout jeho základní rozměry a definovat střední čáru rámu lisu zobrazenou na Obr. 6.



Obr. 6 Střední čára rámu lisu

$$l := 2600 \text{ mm}$$

šířka střední čáry rámu = rozteč sloupů

$$h_h := 690 \text{ mm}$$

výška horní nepohyblivé traverzy

$$h_b := 500 \text{ mm}$$

výška beranu

$$h_s := 430 \text{ mm}$$

výška spodní nepohyblivé traverzy

$$b_1 := 500 \text{ mm}$$

navýšení beranu v oblasti vedení sloupů

$$a_1 := 2350 \text{ mm}$$

maximální výška otevření lisu

$$c_1 := 575 \text{ mm}$$

rozestup horní traverzy a beranu při maximálním otevření lisu

$$a := a_1 + \frac{h_s}{2} = 2565 \text{ mm}$$

$$b := h_b + b_1 = 1000 \text{ mm}$$

výška beranu v oblasti vedení sloupů

$$c := c_1 + \frac{h_h}{2} - b_1 = 420 \text{ mm}$$

$$h := a + b + c = 3.985 \text{ m}$$

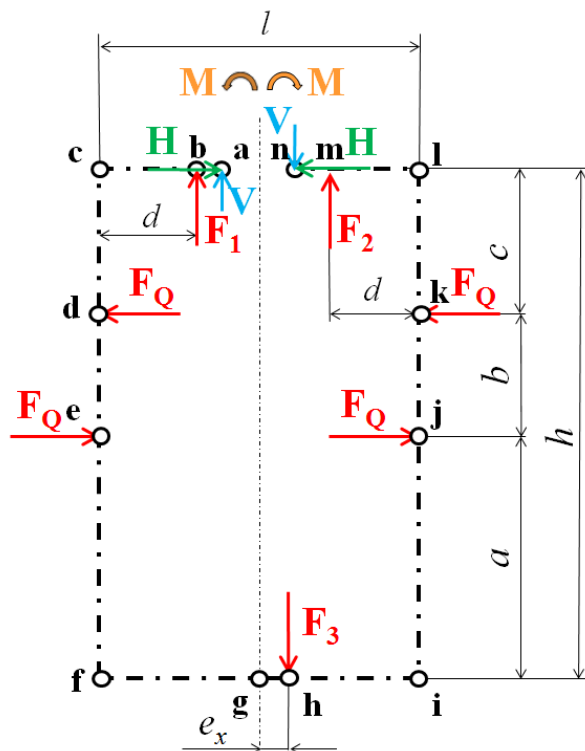
výška střední čáry rámu lisu

#### 4.4. Výpočtový model rámu lisu

Čtyřsloupový rám lisu se řadí mezi staticky neurčité konstrukce. S počtem sloupů roste složitost řešení. Pro výpočet čtyřsloupového rámu lisu, který je osmnáctkrát staticky neurčitý, je nutné rám zjednodušit.

Rozříznutím rámu v podélném a příčném směru vzniknou dva rovinné dvousloupové rámy, které jsou třikrát staticky neurčité. Rám s delší stranou je z důvodu jeho většího namáhání pro výpočet vhodnější.

Při následujícím řešení je postupováno podle literatury [1]. Střední čára rámu je narušena řezem a do vzniklé mezery jsou vloženy tři jednotkové staticky neurčité veličiny (V, H, M).



Obr. 7 Výpočtový model rámu lisu

$$F_1 := F_2 \quad F_1 := \frac{100 \text{ kN}}{2} = 50 \text{ kN}$$

síla hydraulických válců

$F_Q$

síla, kterou působí pohyblivá traverza při naklopení na sloupy

$h := 3985 \text{ mm}$

výška rámu

$d := 500 \text{ mm}$

vzdálenost hydraulických válců od středové čáry

$b := 500 \text{ mm}$

výška beranu v oblasti sloupu

$l := 2600 \text{ mm}$

rozteč sloupů v podélném směru

$c := 420 \text{ mm}$

### Předpoklady výpočtu:

1. Sloupy jsou pevně ukotveny ve spodní a horní traverze.
2. Rám je zatížen osamělými silami působícími v jednotlivých bodech přímo na rámu.
3. Není uvažována možnost výskytu dodatečných napětí vzniklých na základě špatné montáže jednotlivých komponent lisu.
4. Excentricita působení lisovací síly v podélném směru pracovního prostoru je uvažována  $\varepsilon$ .
5. Horní a spodní traverza jsou vůči sloupům uvažovány jako nekonečně tuhé.
6. Čtyřsloupový rám je 18x vnitřně staticky neurčitý. Pro zjednodušení je nutné čtyřsloupový rám rozdělit v podélném a příčném směru na dva dvousloupové rámy.

Pro staticky neurčité veličiny - V, H, M platí podmínka o minimu deformační práce A vykonané v celé soustavě - Castigliánova věta.

$$A = \int_R \frac{M_C^2}{2 \cdot E \cdot J} dx \quad \text{Castigliánova věta}$$

$$\frac{\delta A}{\delta M} = \frac{\delta A}{\delta H} = \frac{\delta A}{\delta V} = 0 \quad \text{podmínka pro výpočet účinků V, H, M}$$

Dále je předpokládáno, že celkový vnitřně neurčitý moment  $M_C$  je algebraickým součtem jednotlivých složek momentů vyvolaných neurčitými veličinami V, H, M.

Tímto postupem budou získány rovnice, ze kterých se po zjednodušení získají 3 rovnice zobecněných posuvů, které se vzhledem ke vzniklým integrálním součinitelům budou řešit Tachov-Kuzněcovovým pravidlem.

$$M_C = II + (M \cdot II_M) + (H \cdot II_H) + (V \cdot II_V)$$

$M_C \dots$	celkový vnitřní neurčitý moment
$II \dots$	moment okolo sloupů lisu od vnějšího zatížení rámu
$II_M \dots$	moment od jednotkového vnitřního staticky neurčitého momentu "M"
$II_H \dots$	moment od jednotkové vnitřní staticky neurčité síly "H"
$II_V \dots$	moment od jednotkové vnitřní staticky neurčité síly "V"

$$\frac{\delta A}{\delta M} = \int_R M_C \cdot \frac{\delta M_C}{\delta M \cdot E \cdot J} dx = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_R II_M \cdot (II + M \cdot II_M + H \cdot II_H + V \cdot II_V) dx = 0 \quad [1]$$

Na základě předpokladu číslo 5 se rovnice značně zjednoduší:

$$\int_R (II \cdot II_M) dx + M \cdot \int_R II_M^2 dx + H \cdot \int_R (II_H \cdot II_M) dx + V \cdot \int_R (II_M \cdot II_V) dx =$$

$$= \delta_{FM} + M \cdot \delta_{MM} + H \cdot \delta_{MH} + V \cdot \delta_{MV}$$

Po stejných úpravách zbylých rovnic jsou sestaveny tři kanonické rovnice:

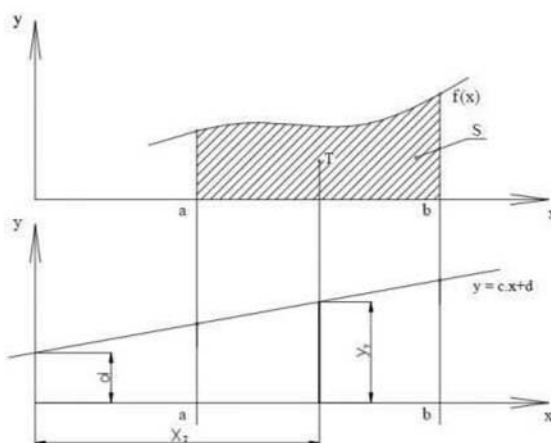
$$\delta_{FM} + M \cdot \delta_{MM} + H \cdot \delta_{MH} + V \cdot \delta_{MV} = 0$$

$$\delta_{FH} + M \cdot \delta_{HM} + H \cdot \delta_{HH} + V \cdot \delta_{HV} = 0$$

$$\delta_{FV} + M \cdot \delta_{VM} + H \cdot \delta_{VH} + V \cdot \delta_{VV} = 0$$

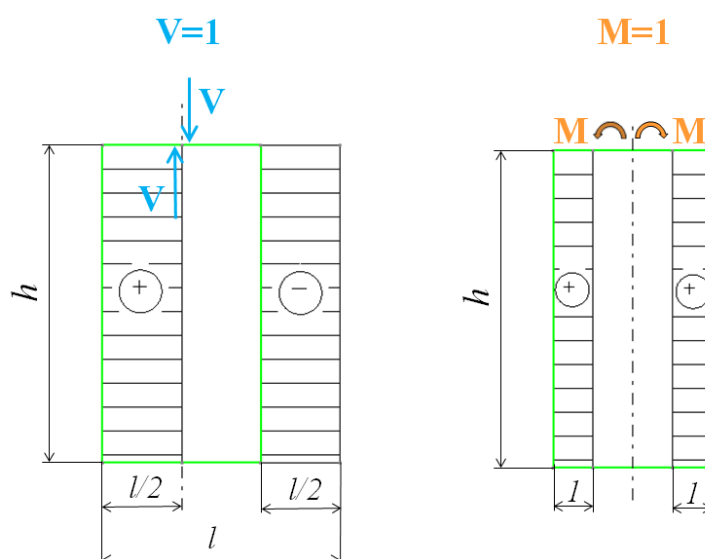
Pro výpočet jednotlivých součinitelů zobecněných posuvů  $\delta$  od vnějších zatížení rámu bude použito Dachov-Kuzněcovovo pravidlo o integraci dvou funkcí, kdy jedna musí být přímková.

$$\int_a^b (c \cdot x + d) \cdot f(x) dx = (c \cdot x_T + d) \cdot \int_a^b f(x) dx = y_T \cdot S \quad [5]$$

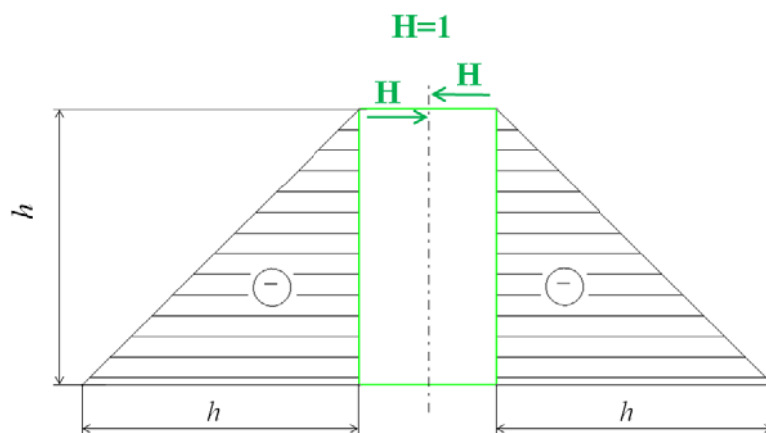


Obr. 8 Obecná přímková funkce

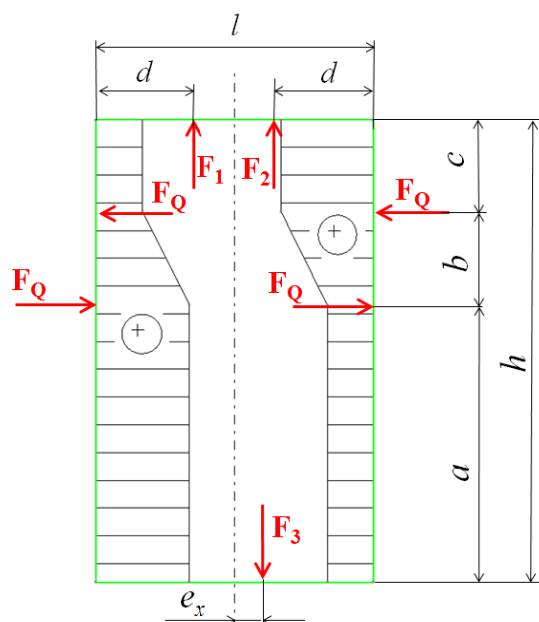
Momentové plochy okolo sloupů od jednotkových staticky neurčitých vnitřních veličin V, M, H:



Obr. 9 Průběh momentových ploch okolo sloupů rámu od jednotkových staticky neurčitých veličin V, M



**Obr. 10 Průběh momentových ploch okolo sloupů rámu od jednotkové staticky neurčité veličiny H**



**Obr. 11 Průběh momentů okolo sloupů rámu lisu od vnějšího zatížení**

Výpočet velikosti jednotlivých součinitelů:

$$\delta_{HH} = \left( \frac{-1}{2} \cdot h \cdot h \cdot \frac{-2}{3} h \right) + \left( \frac{-1}{2} \cdot h \cdot h \cdot \frac{-2}{3} \cdot h \right) = \frac{2 \cdot h^3}{3}$$

$$\delta_{VV} = -h \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{-l}{2} + h \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{2} = 2 \cdot h \cdot \frac{l^2}{4} = \frac{h \cdot l^2}{2}$$

$$\delta_{MM} = h \cdot 1 \cdot 1 + h \cdot 1 \cdot 1 = 2 \cdot h$$

$$\delta_{MH} = \delta_{HM} = \left( \frac{-1}{2} h \cdot h \cdot 1 \right) + \left( \frac{-1}{2} h \cdot h \cdot 1 \right) = \frac{-1}{2} h^2 - \frac{1}{2} h^2 = -h^2$$



$$\delta_{MV} = \delta_{VM} = -h \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{l}{2} + h \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$\delta_{VH} = \delta_{HV} = \frac{-1}{2} h \cdot h \cdot \frac{-l}{2} + \frac{-1}{2} h \cdot h \cdot \frac{l}{2} = \frac{h^2 \cdot l}{4} - \frac{h^2 \cdot l}{4} = 0$$

$$\delta_{FM} = \delta_{MF} = 2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h + F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) - F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) = 2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h$$

$$\delta_{FH} = \delta_{HF} = 2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h \cdot \frac{-h}{2} = -F_1 \cdot d \cdot h^2$$

$$\begin{aligned} \delta_{FV} = \delta_{VF} &= F_1 \cdot d \cdot h \cdot \frac{-l}{2} + F_1 \cdot d \cdot h \cdot \frac{l}{2} + F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) \cdot \frac{-l}{2} - F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) \cdot \frac{l}{2} = \\ &= -2 \cdot F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) \cdot \frac{l}{2} = -F_Q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) \cdot l \end{aligned}$$

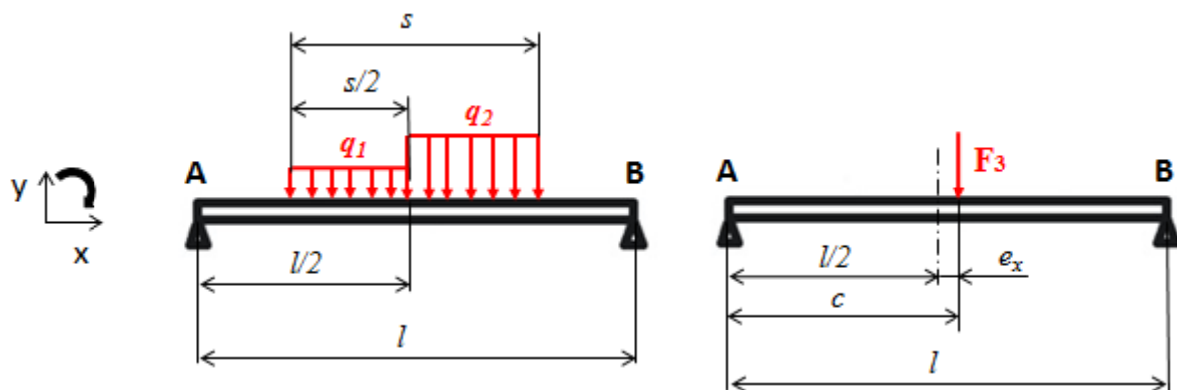
Pro zjednodušený dvousloupový rám platí:

$F := 1000 \text{ kN}$  pracovní síla lisu (zadána)

$F_1 := \frac{F}{2} = 500 \text{ kN}$  pracovní síla prvního hydraulického válce

$F_2 := F_1 = 500 \text{ kN}$  pracovní síla druhého hydraulického válce

Výpočet excentricity lisovací síly na spodní traverze lisu:



**Obr. 12** Excentricita na spodní traverze lisu

$s := 2500 \text{ mm}$  délka nástroje

$q_2 = q_1 + 15\% \quad q_1 = q_1 + 0.15 \cdot q_1 = 1.15 \cdot q_1$  spojité obtížení od excentricky uloženého nástroje (excentricita 15%)

$F_3 = q_1 \cdot \frac{s}{2} + q_2 \cdot \frac{s}{2} = 1000 \text{ kN}$  ...  $\frac{s}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{s}{2} \cdot 2.15 \cdot q_1$

$$q_1 := \frac{2 \cdot F_3}{s \cdot 2.15} = 372.093 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$q_2 := 1.15 \cdot q_1 = 427.907 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$x_T = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2}{S_1 + S_2} = \frac{l}{2} + e_x \quad \text{vzdálenost těžiště spojitého obtížení od A}$$

$$x_T := \frac{q_1 \cdot \frac{s}{2} \cdot \left( \frac{s}{4} + \frac{l}{2} - \frac{s}{2} \right) + q_2 \cdot \frac{s}{2} \cdot \left( \frac{s}{4} + \frac{l}{2} \right)}{q_1 \cdot \frac{s}{2} + q_2 \cdot \frac{s}{2}} = 1343.6 \text{ mm}$$

$$e_x := x_T - \frac{l}{2} = 43.6 \text{ mm} \quad \text{excentricita lisovací síly v podélném směru pracovního prostoru lisu}$$

Z momentové podmínky rámu vypočítám sílu  $F_Q$ , kterou působí beran při svém naklopení na sloupy

$$2 \cdot F_Q \cdot c = F_3 \cdot e_x \quad F_Q := \frac{F_3 \cdot e_x}{2 \cdot c} = 51.91 \text{ kN}$$

Po dosazení součinitelů do níže uvedených kanonických rovnic je možné vyjádřit vnitřní staticky neurčitě veličiny V, H, M:

$$\delta_{FM} + M \cdot \delta_{MM} + H \cdot \delta_{MH} + V \cdot \delta_{MV} = 0$$

$$\delta_{FH} + M \cdot \delta_{HM} + H \cdot \delta_{HH} + V \cdot \delta_{HV} = 0$$

$$\delta_{FV} + M \cdot \delta_{VM} + H \cdot \delta_{VH} + V \cdot \delta_{VV} = 0$$

$$2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h + M \cdot 2h + H \cdot (-h^2) + V \cdot 0 = 0$$

$$-F_1 \cdot d \cdot h^2 + M \cdot (-h^2) + H \cdot \frac{2h^3}{3} + V \cdot 0 = 0$$

$$-F_Q \cdot b \cdot \left( a + \frac{b}{2} \right) \cdot l + M \cdot 0 + H \cdot 0 + V \cdot \frac{h \cdot l^2}{2} = 0$$

Ze třetí rovnice vypočítám V:

$$V \cdot \frac{h \cdot l^2}{2} = F_Q \cdot b \cdot \left( a + \frac{b}{2} \right) \cdot l \quad \dots \quad V := \frac{2 \cdot F_Q \cdot b \cdot \left( a + \frac{b}{2} \right)}{h \cdot l} = 14.104 \text{ kN}$$

Součtem první a druhé rovnice získám H:

$$2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h + 2 \cdot M \cdot h - H \cdot h^2 = 0$$

$$-2 F_1 \cdot d \cdot h - 2 M \cdot h + 2 H \cdot \frac{2h^2}{3} = 0$$

$$-H \cdot h^2 + H \cdot \frac{4 \cdot h^2}{3} = 0 \quad \dots \quad H \cdot \left( \frac{4}{3} \cdot h^2 - h^2 \right) = 0 \quad \dots \quad H = 0$$

Dosazením H do první rovnice vypočítám M:

$$2 \cdot F_1 \cdot d \cdot h + 2 \cdot M \cdot h - 0 \cdot h^2 + V \cdot 0 = 0 \quad M := -F_1 \cdot d = -250 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Velikosti ohybových momentů v jednotlivých uzlech okolo rámu lisu:

$$M_a := M = -250 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_b := M + V \cdot \left( \frac{l}{2} - d \right) = -238.72 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_c := M + V \cdot \frac{l}{2} + F_1 \cdot d = 18.33 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_d := M_c = 18.33 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_e := M_c + F_Q \cdot b = 44.29 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_f := M_e = 44.29 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_g := M - F_1 \cdot \left( \frac{l}{2} - d \right) + F_Q \cdot b = -624.04 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_h := M + V \cdot e_x - F_2 \cdot \left( \frac{l}{2} - d - e_x \right) - F_Q \cdot b = -653.54 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_i := M + V \cdot \frac{l}{2} + F_2 \cdot d - F_Q \cdot b = -7.62 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_j := M_i = -7.62 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_k := M + V \cdot \frac{l}{2} + F_2 \cdot d = 18.33 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_l := M_k = 18.33 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_m := M + V \cdot \left( \frac{l}{2} - d \right) = -238.72 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_n := M = -250 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Velikosti posouvajících sil v jednotlivých intervalech mezi uzly okolo rámu lisu:

$$T_{ab} := -V = -14.1 \text{ kN}$$

$$T_{bc} := -V - F_1 = -514.1 \text{ kN}$$

$$T_{cd} := 0 \text{ kN}$$

$$T_{de} := F_Q = 51.91 \text{ kN}$$

$$T_{ef} := 0 \text{ kN}$$

$$T_{fg} := -F_1 + V = -485.9 \text{ kN}$$

$$T_{gh} := -F_1 + V = -485.9 \text{ kN}$$

$$T_{hi} := -F_3 + F_2 - V = -514.1 \text{ kN}$$

$$T_{ij} := 0 \text{ kN}$$

$$T_{jk} := -F_Q = -51.91 \text{ kN}$$

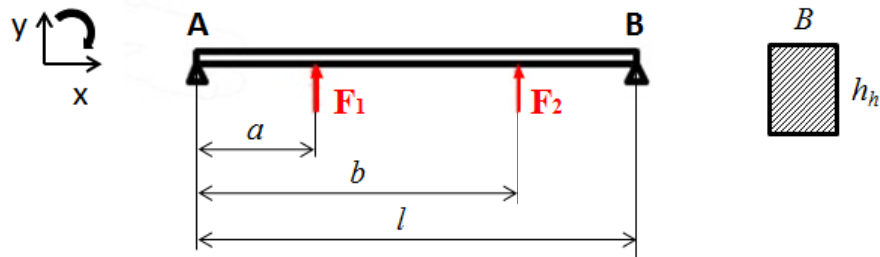
$$T_{kl} := 0 \text{ kN}$$

$$T_{lm} := V + F_2 = 514.1 \text{ kN}$$

$$T_{mn} := V = 14.1 \text{ kN}$$

## 4.5. Návrh traverz

### 4.5.1. Horní traverza



Obr. 13 Horní traverza

$$F_1 := 500 \text{ kN}$$

zatížení od hydraulických válců

$$F_2 := 500 \text{ kN}$$

zatížení od hydraulických válců

$$a := 700 \text{ mm}$$

$$b := 1900 \text{ mm}$$

$$l := 2600 \text{ mm}$$

délka traverzy

$$B := 200 \text{ mm}$$

šířka traverzy (celková šířka žeber)

$$D_V := 130 \text{ mm}$$

vnější průměr hydraulického válce

$$R_e := 370 \text{ MPa}$$

materiál ocel 11 375

$$k := 5$$

zvolená bezpečnost

$$\sigma_{dov} := \frac{R_e}{k} = 74 \text{ MPa}$$

dovolené maximální napětí

$$x: \quad R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$y: \quad -R_{Ay} + F_1 + F_2 - R_{By} = 0$$

$$M: \quad -F_1 \cdot a - F_2 \cdot b + R_{By} \cdot l = 0$$

$$R_{By} := \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot b}{l} = 500 \text{ kN}$$

reakce v podpěře B

$$R_{Ay} := F_1 + F_2 - R_{By} = 500 \text{ kN}$$

reakce v podpěře A

$$M(x=0): \quad M_{o1} := -F_1 \cdot a - F_2 \cdot b + R_{Ey} \cdot l = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=a): \quad M_{o2} := -R_{Ay} \cdot a = -350 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=a+b): \quad M_{o3} := -R_{Ay} \cdot b + F_1 \cdot (b-a) = -350 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=l): \quad M_{o4} := -R_{Ay} \cdot l + F_1 \cdot b + F_2 \cdot a = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{oMAX} := M_{o2} = -350 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad \text{maximální ohybový moment}$$

$$\sigma_{dov} \leq \frac{M_{oMAX}}{W_{o1}} \quad W_{o1} \geq \frac{M_{oMAX}}{\sigma_{dov}}$$

$$W_{o1} := \frac{|M_{oMAX}|}{\sigma_{dov}} = (4.73 \cdot 10^6) \text{ mm}^3$$

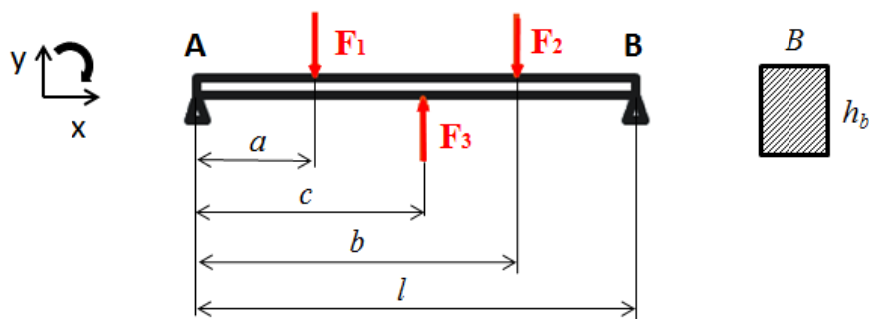
$$W_{o1} = \frac{B \cdot h_h^2}{6} - \frac{D_V \cdot h_h^2}{6} = \frac{1}{6} \cdot h_h^2 \cdot (B - D_V)$$

$$h_h := \sqrt{\frac{6 \cdot W_{o1}}{B - D_V}} = 636.715 \text{ mm} \quad \text{výška horní nepohyblivé traverzy}$$

$$h_h := 650 \text{ mm}$$

Navržená výška horní nepohyblivé traverzy je 650 mm.

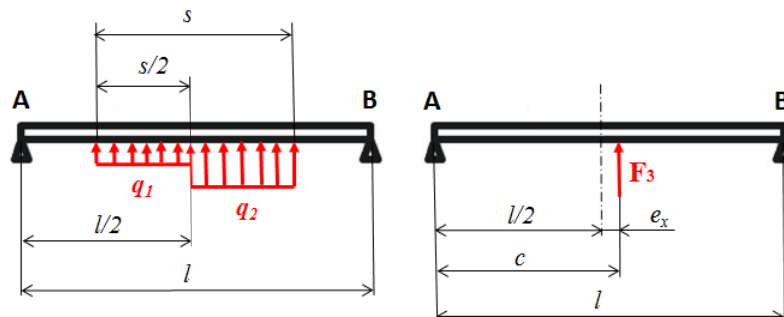
#### 4.5.2. Beran



Obr. 14 Beran

$F_1 := 500 \text{ kN}$	zatížení od hydraulických válců
$F_2 := 500 \text{ kN}$	zatížení od hydraulických válců
$F_3 := 1000 \text{ kN}$	zatížení od spojitěho namáhání excentricky uloženého nástroje
$a := 700 \text{ mm}$	
$b := 1900 \text{ mm}$	
$l := 2600 \text{ mm}$	délka beranu
$c = \frac{l}{2} + e_x$	
$B := 200 \text{ mm}$	šířka beranu (celková šířka žebér)
$R_e := 370 \text{ MPa}$	materiál ocel 11 375
$k := 6$	zvolená bezpečnost
$\sigma_{dov} := \frac{R_e}{k} = 61.67 \text{ MPa}$	dovolené maximální napětí

Náhrada spojitěho obtížení od excentricky uloženého nástroje:



Obr. 15 Excentricita na beranu lisu

$s := 2500 \text{ mm}$  délka nástroje

$$q_2 = q_1 + 15\% \quad q_1 = q_1 + 0.15 \quad q_1 = 1.15 \cdot q_1$$

$$F_3 = q_1 \cdot \frac{s}{2} + q_2 \cdot \frac{s}{2} = 1000 \text{ kN}$$

$$\frac{s}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{s}{2} \cdot 2.15 \cdot q_1$$

$$q_1 := \frac{2 \cdot F_3}{s \cdot 2.15} = 372.093 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$q_2 := 1.15 \cdot q_1 = 427.907 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$x_T = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2}{S_1 + S_2} = \frac{l}{2} + e_x \quad \text{vzdálenost těžiště spojitého obtížení}$$

$$x_T := \frac{q_1 \cdot \frac{s}{2} \cdot \left( \frac{s}{4} + \frac{l}{2} - \frac{s}{2} \right) + q_2 \cdot \frac{s}{2} \cdot \left( \frac{s}{4} + \frac{l}{2} \right)}{q_1 \cdot \frac{s}{2} + q_2 \cdot \frac{s}{2}} = 1343.6 \text{ mm}$$

$$e_x := x_T - \frac{l}{2} = 43.6 \text{ mm} \quad \text{excentricita náhrady } F_3 \text{ za spojitě obtížení od nástroje ve směru osy } x$$

$$c := x_T = 1343.6 \text{ mm}$$

$$x: \quad R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$y: \quad R_{Ay} - F_1 - F_2 + F_3 + R_{By} = 0$$

$$M: \quad F_1 \cdot a + F_2 \cdot b - F_3 \cdot c - R_{By} \cdot l = 0$$

$$R_{By} := \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot b - F_3 \cdot c}{l} = -16.771 \text{ kN} \quad \text{reakce v podpěře B}$$

$$R_{Ay} := F_1 + F_2 - F_3 - R_{By} = 16.771 \text{ kN} \quad \text{reakce v podpěře A}$$

$$M(x=0): \quad M_{o1} := F_1 \cdot a + F_2 \cdot b - F_3 \cdot c - R_{By} \cdot l = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M(x=a): \quad M_{o2} := R_{Ay} \cdot a = 11.74 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=c): \quad M_{o3} := R_{Ay} \cdot c - F_1 \cdot (c - a) = -299.27 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=b): \quad M_{o4} := R_{Ay} \cdot b - F_1 \cdot (b - a) + F_3 \cdot (b - c) = -11.74 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=l): \quad M_{o5} := R_{Ay} \cdot l - F_1 \cdot b - F_2 \cdot a + F_3 \cdot (l - c) = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{oMAX} := M_{o3} = -299.27 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad \text{maximální ohybový moment}$$

$$\sigma_{dov} \leq \frac{M_{oMAX}}{W_{o1}} \quad W_{o1} \geq \frac{M_{oMAX}}{\sigma_{dov}}$$

$$W_{o1} := \frac{|M_{oMAX}|}{\sigma_{dov}} = (4.85 \cdot 10^6) \text{ mm}^3$$



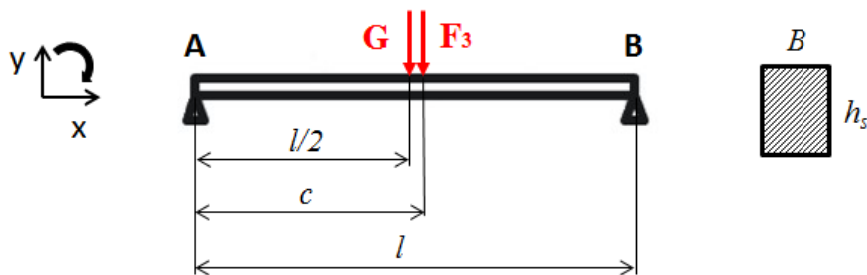
$$W_{o1} = \frac{B \cdot h_b^2}{6} = \frac{1}{6} \cdot h_b^2 \cdot B$$

$$h_b := \sqrt{\frac{6 \cdot W_{o1}}{B}} = 381.563 \text{ mm} \quad \text{výška beranu}$$

$$h_b := 400 \text{ mm}$$

Navržená výška beranu je 400 mm.

### 4.5.3. Spodní traverza



Obr. 16 Spodní traverza

$$m_1 := 11000 \text{ kg}$$

hmotnost kompletního nástroje

$$m_2 := 10000 \text{ kg}$$

hmotnost beraru (pohyblivé traverzy)

$$F_3 := 1000 \text{ kN}$$

zatížení od spojitého namáhání excentricky  
uloženého nástroje

$$l := 2600 \text{ mm}$$

délka traverzy

$$c := x_T = 1343.6 \text{ mm}$$

$$B := 320 \text{ mm}$$

šířka traverzy (celková šířka žeber)

$$R_e := 370 \text{ MPa}$$

materiál ocel 11 375

$$k := 5$$

zvolená bezpečnost

$$G$$

tíha nástroje

$$\sigma_{dov} := \frac{R_e}{k} = 74 \text{ MPa}$$

dovolené maximální napětí

Náhrada spojitého obtížení od excentricky uloženého nástroje na spodní traverze je zobrazena na Obr. 12.

$$x: \quad R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$y: \quad R_{Ay} - G - F_3 + R_{By} = 0$$

$$M: \quad G \cdot \frac{l}{2} + F_3 \cdot c - R_{By} \cdot l = 0 \quad G := m_1 \cdot g = 107.87 \text{ kN}$$

$$R_{By} := \frac{G \cdot \frac{l}{2} + F_3 \cdot c}{l} = 570.708 \text{ kN} \quad \text{reakce v podpěře B}$$

$$R_{Ay} := G + F_3 - R_{By} = 537.166 \text{ kN} \quad \text{reakce v podpěře A}$$

$$M(x=0): \quad M_{o1} := G \cdot \frac{l}{2} + F_3 \cdot c - R_{By} \cdot l = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M(x=l/2): \quad M_{o2} := R_{Ay} \cdot \frac{l}{2} = 698.32 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=c): \quad M_{o3} := R_{Ay} \cdot c - G \cdot \left(c - \frac{l}{2}\right) = 717.03 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M(x=l): \quad M_{o4} := R_{Ay} \cdot l - G \cdot \frac{l}{2} - F_3 \cdot (l - c) = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{oMAX} := M_{o3} = 717.03 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad \text{maximální ohybový moment}$$

$$\sigma_{dov} \leq \frac{M_{oMAX}}{W_{o1}} \quad W_{o1} \geq \frac{M_{oMAX}}{\sigma_{dov}}$$

$$W_{o1} := \frac{|M_{oMAX}|}{\sigma_{dov}} = (9.69 \cdot 10^6) \text{ mm}^3$$

$$W_{o1} = \frac{B \cdot h_s^2}{6}$$

$$h_s := \sqrt{\frac{6 \cdot W_{o1}}{B}} = 426.241 \text{ mm}$$

$$h_s := 430 \text{ mm} \quad \text{výška spodní nepohyblivé traverzy}$$

Navržená výška spodní nepohyblivé traverzy je 430 mm.

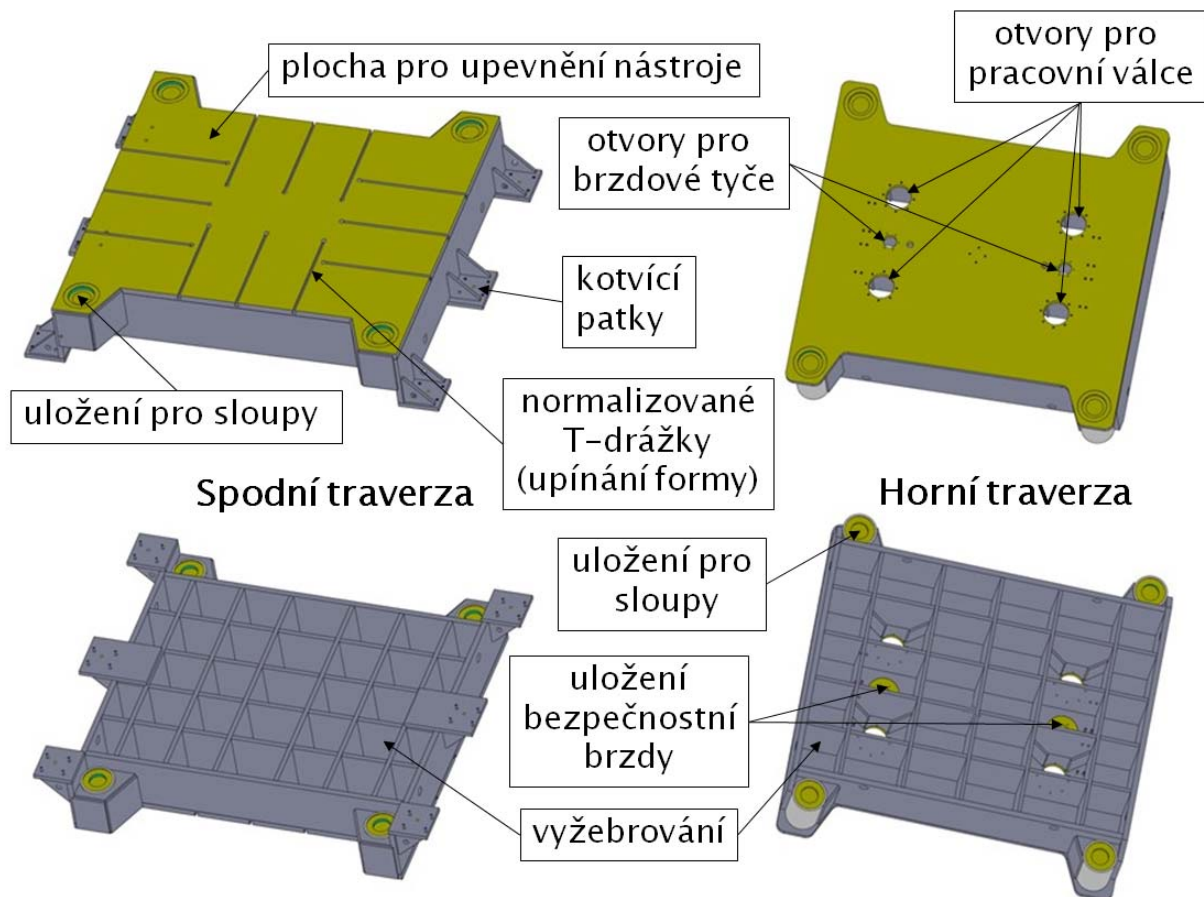
#### 4.6. Svařované konstrukce rámu

Horní i spodní pevná traverza lisu je navržena jako svařovaná konstrukce z oceli 11 375. Obě traverzy jsou zobrazeny a popsány na Obr. 17.

Horní traverza obsahuje čtyři otvory pro průchod pracovních hydraulických válců a menší otvory se závitem po obvodu těchto otvorů pro připevnění přírub hydraulických válců. Dva menší otvory umístěné na podélné ose horní traverzy jsou určeny pro průchod brzdové tyče a díry se závitem po obvodu těchto otvorů slouží k uchycení tělesa brzdy od firmy SITEMA [PŘÍLOHA č. 1] viz Obr. 28.

Spodní traverza je vybavena kotvícími patkami pro upevnění lisu. Upevnění lisu je prováděno pomocí zabetonovaných šroubů, na které je nasazena spodní traverza a je přitahována maticí. Na horní plochu spodní traverzy je připevňována spodní část lisovacího nástroje. Pro připevnění nástroje ke spodní traverze jsou na dosedací ploše traverzy s nástrojem vyrobeny T-drážky. T-drážky mají velikost dle normy ČSN 01 1030.

Spodní i horní traverza jsou spojeny čtyřmi vodícími sloupy, pro jejichž upevnění jsou v traverzách vyrobena uložení.

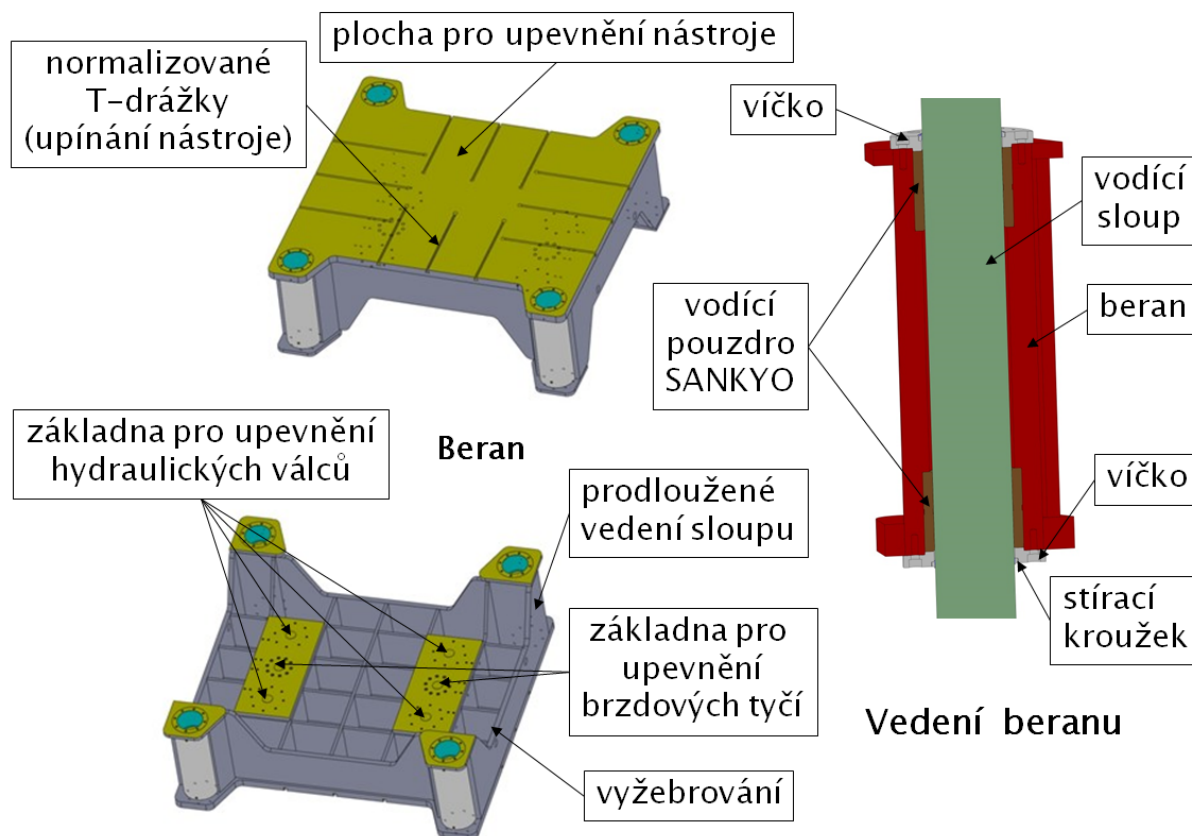


Obr. 17 Spodní a horní traverza lisu

Pro zvýšení tuhosti horní i spodní traverzy jsou obě traverzy vyztuženy žebrováním.

Beran je pohyblivá část hydraulického lisu. Beran je vyroben ze svařované konstrukce z oceli 11 375.

Pomocí T-drážek je na spodní plochu beranu připevňována horní část nástroje. Velikost T-drážek je dle normy ČSN 02 1030. Pohyb beranu je řízen čtyřmi hydraulickými válci, které jsou upevněny na základně v horní části beranu. Tato základna slouží i pro upevnění brzdových tyčí pomocí držáku brzdové tyče a matice brzdy viz Obr. 28.



Obr. 18 Beran lisu

V rozích beranu je zkonstruováno prodloužené vedení, ve kterém je beran veden při pohybu ve vertikálním směru po sloupech lisu a snižuje se tak účinek dvojice sil vznikajících od naklonění beranu. Mezi vodícím sloupem a beranem je vůle 15 mm na průměr.

Pro zaručení správného vedení beranu při vertikálním pohybu po sloupu je použito vodících pouzder od firmy SANKYO [PŘÍLOHA č. 2]. Vodící pouzdra jsou zajištěna víčky, která jsou přišroubována k beranu. Aby se okolní nečistoty nedostaly do oblasti vedení beranu, jsou víčka osazena stíracími kroužky.

Bronzová vodící pouzdra SANKYO se vyznačují tím, že obsahují tuhý grafit, který svými mazacími vlastnostmi usnadňuje pohyb beranu. Z hlediska údržby je toto pouzdro nutné pravidelně přimazávat tukem, jenž je pomocí svislých a příčných drážek dál rozváděn po pouzdru. K doplňování tuku slouží postranní otvory v beranu se závitem, kam se šroubují mazací hlavice.

Mazacích hlavic se vyrábí několik druhů – kuželové, ploché, trychtýřové, polokulové, apod. Zvolila jsem si kulovou mazací hlavici se závitem M10x1. Hlavice je uvnitř dutá a obsahuje pružinu, která je z jedné strany opřena o pouzdro a z druhé strany tlačí kuličku do otvoru v hlavici a tím zamezuje unikání tuku z pouzdra.

Pro doplnění tuku je používán malý mazací lis se speciálním nástavcem, který musí být stejného druhu, jako je mazací hlavice. Po přiložení násavce mazacího lisu k mazací hlavici je kulička v hlavici odtlačena a mazivo je pod tlakem vpraveno skrz hlavici do pouzdra a přes drážky v pouzdře dál vedeno až k plochám sloupu.

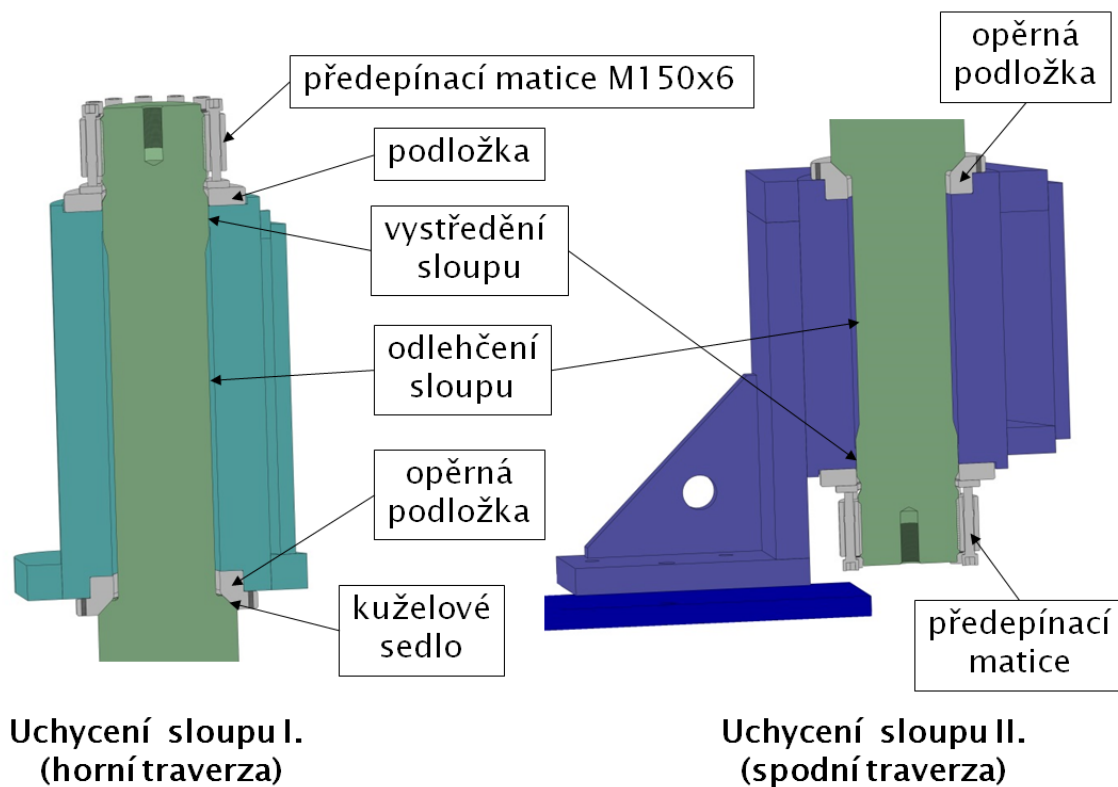
Příklady kulové mazací hlavice se závitem a mazacího lisu jsou zobrazeny na Obr. 19.



Obr. 19 Mazací hlavice a mazací lis [8]

Horní a spodní traverzy lisu jsou spojeny pomocí čtyř vodících předepnutých sloupů viz Obr. 20.

Opěrná podložka s kuželovým sedlem zajišťuje oporu traverzy při předepínání sloupů. V oblasti mezi opěrnou podložkou a větší částí traverzy je sloup odlehčen. U okraje traverzy u předepínací matice je průměr sloupu opět zvětšen kvůli vystředění sloupu v traverze.



Obr. 20 Detail uchytení sloupů do traverz

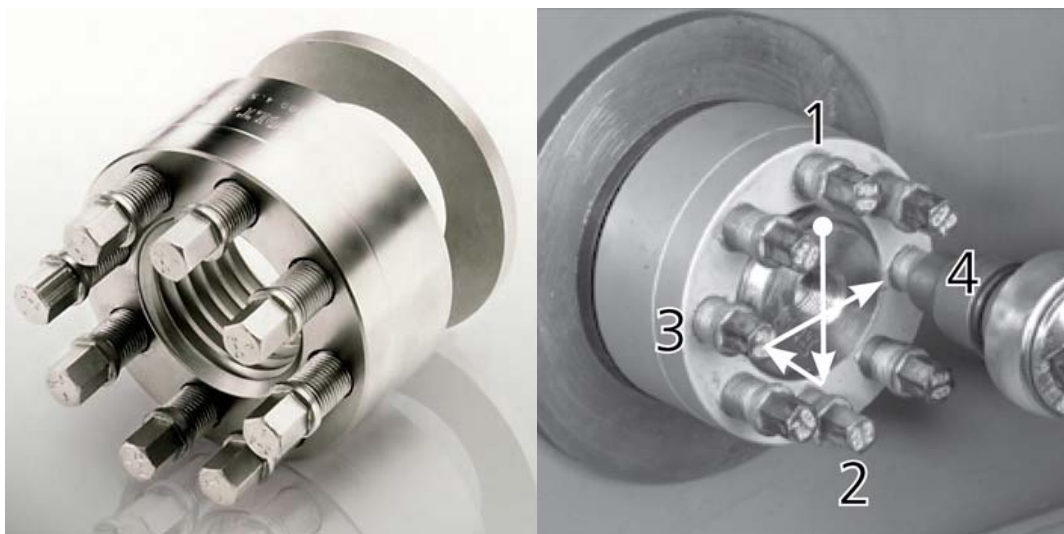
#### 4.7. Předepnutí sloupů lisu

Pro vyvození předepnutí při uchycení sloupů do horní a spodní traverzy, bylo původně zamýšleno použít speciální předepínací matici SUPERBOLT [PŘÍLOHA č. 3] s označením GR2-M150x6-W, která je určena pro sloupové lisu. Jedná se o vícešroubovou předepínací matici nahrazující standardní šestihranné matice a pro její instalaci a demontáž je potřeba pouze momentový nebo rázový klíč. Hlavní závit uvnitř matice je určen k zaplombování předepínací matice na sloup. Působením odpovídajícího kroučícího momentu na šrouby umístěné po obvodu předepínací matice je vyvozována osová síla na podložku matice a tím je dosažena požadovaná předepínací síla.

Při použití předepínací matice je nutné dodržet několik následujících kroků. Na vyčnívající konce sloupů nad horní traverzou a pod spodní traverzou je nejprve nasazena opěrná podložka. Po očištění a namazání závitu a dosedací plochy podložky s maticí potažmo odtahovacími šrouby se předepínací matice našroubuje na konec sloupu se závitem M150x6. Mazáním předepsaným lubrikantem je zajištěn koeficient tření pro výpočet utahovacího momentu při utahování odtahovacích šroubů.

V dalším kroku jsou našroubovány odtahovací šrouby do matice. Jako první jsou menším momentem (30-70% předepínacího momentu) utahovány 4 šrouby a to postupně, první si zvolím, druhý po 180°, třetí 90° od spojnice prvního a druhého, čtvrtý 180° od třetího. (12:00, 6:00, 9:00, 3:00). Stejně čtyři šrouby jsou následně utaženy na 100% utahovacího momentu.

Závěrem se utáhnou všechny zbývající šrouby na 100% požadovaného utahovacího momentu v kruhovém směru.



**Obr. 21 Předepínací matice SUPERBOLT od firmy Nord-Lock [9]**

Při demontáži je nutné povolovat jednotlivé šrouby po obvodu matice postupně v kruhovém směru a to na tři až čtyři povolení. Je nutné vyvarovat se vyšroubování jednoho nebo více šroubů a zbylé šrouby ponechat zatížené předepínací silou, nastala by deformace závitů a bylo by obtížné matici odšroubovat.

Na základě nabídnuté ceny od výrobce a po následné konzultaci se zadavatelem bylo rozhodnuto o výrobě předepínací matice přímo zadavatelem. Matice se skládá z těla matice, opěrného kroužku a šroubů. K těmto dílům je vytvořena výrobní dokumentace. Výchozí materiál pro tělo matice je 42CrMo4 s mezí kluzu Re 500 MPa. Z důvodu velikosti a průběhu zatížení v závitech matice je nutné tělo matice následně zušlechťovat na pevnost 810 MPa.



#### 4.7.1. Výpočet předepnutí matice

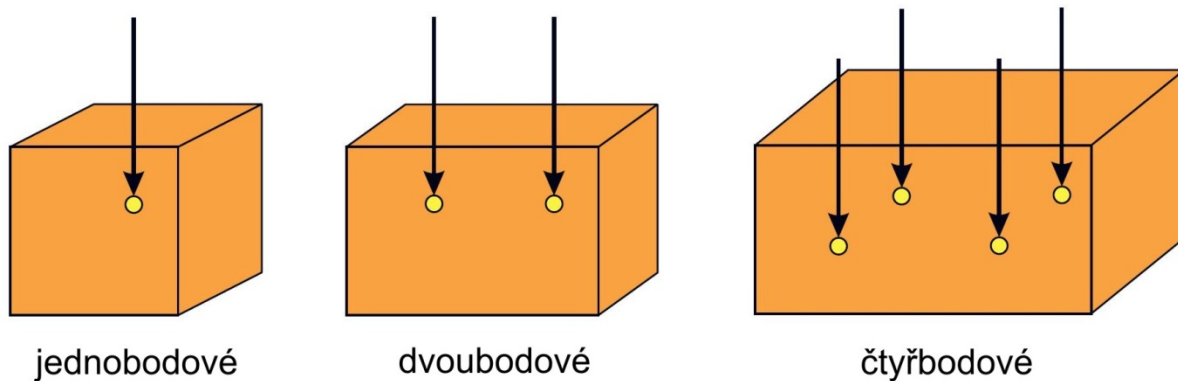
Lis:	$F := 1000 \text{ kN}$	síla lisu
	$n_{sl} := 4$	počet sloupů
	$p := 2$	předepnutí
Matice:	$R_m := 809 \text{ MPa}$	GR2-M150x6 (materiál 42CrMo4)
	$n_{šr} := 12$	počet šroubů
	M16x1,5	závit šroubů
	$P := 1.5 \text{ mm}$	stoupání závitu
	$d_2 := 15.026 \text{ mm}$	střední průměr závitu
	$l_z := 50 \text{ mm}$	délka závitu šroubu
	$\mu := 0.2$	součinitel tření
	$\mu_z := \frac{\mu}{\cos(30^\circ)} = 0.231$	součinitel tření v závitu
	$F_1 := \frac{F}{n_{sl}} = 250 \text{ kN}$	síla lisu na 1 sloup
	$F_{p1} := F_1 \cdot p = 500 \text{ kN}$	předepínací síla na 1 sloup
	$F_{p1š} := \frac{F_{p1}}{n_{šr}} = 41.67 \text{ kN}$	předepínací síla na 1 šroub
	$\alpha := \text{atan}\left(\tan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right)\right) = 1.821^\circ$	úhel stoupání šroubovice
	$\varphi := \text{atan}(\mu_z) = 13.004^\circ$	třecí úhel
	$M_{š} := F_{p1š} \cdot (\tan(\alpha + \varphi)) \cdot \frac{d_2}{2}$	utahovací moment jednoho šroubu
	$M_{š} = 82.853 \text{ N} \cdot \text{m}$	

Šrouby na předepínací matici je nutné utáhnout utahovacím momentem 82,85 Nm.

## 5 Pohon hydraulického lisu

Z názvu lisu je patrné, že hydraulický lis využívá k vyvození lisovací síly vlastností kapaliny.

V závislosti na počtu působících sil vyvozených hydraulickými válci jsou používány uspořádání v jednom, dvou nebo čtyřech bodech působení sil viz Obr. 22. Varianta s vícečetným uspořádáním působících sil snáze čelí klopným momentům způsobených svislým pohybem beranu při excentrickém lisování. Lze tedy vyvodit, že návrh pohonu čtyřmi hydraulickými válci je z níže uvedených variant nejstabilnější.



**Obr. 22 Uspořádání působících sil od hydraulických válců [6]**

Lisovací síla je u hydraulického lisu vyvozována pracovními hydraulickými válci, do kterých proudí stlačená hydraulická kapalina.

Hydraulická kapalina je určena pro přenos tlakové energie od hydrogenerátoru k hydromotoru a zároveň umožňuje mazání pohyblivých prvků hydraulického mechanismu a odvod tepla a nečistot vzniklých otíráním pohyblivých částí v hydraulickém obvodu.

Jako hydraulickou kapalinu lze použít minerální olej, upravenou vodu nebo vodní emulzi (olej s vodou). Obecně platí, čím nižší je stlačitelnost kapaliny, tím vyšší je účinnost hydraulického systému. Vzhledem k tomu, že kapaliny mají téměř konstantní hustotu, jsou nestlačitelné nebo velmi málo stlačitelné. Hydraulické systémy jsou proto velmi účinné oproti například pneumatickým systémům, které pro vyvození síly stlačují plyny nebo páry.

Při výběru hydraulické kapaliny je vhodné zaměřit se na nízkou závislost viskozity na změně teploty, chemickou stálost, životnost, schopnost odvádět teplo, odolnost proti pěnění, schopnost absorbovat co nejméně vzduchu a ekologičnost.

### 5.1. Rozdělení hydraulických pohonů

Hydraulické pohony lze rozdělit podle uspořádání na:

- přímé pohony (hydrogenerátory)
- nepřímé pohony (akumulátory)
- multiplikátorové pohony
- kombinované pohony (hydromotory)

Přímý pohon má v hydraulickém obvodu proměnný tlak pracovní kapaliny ovlivněný odporem pracovního pístu. Rychlost pístu je závislá na množství hydraulické kapaliny. Přímé pohony jsou používány zejména pro nižší výkony lisů. Účinnost přímých pohonů se pohybuje



mezi 0,6 až 0,8. Vzhledem k malému půdorysu nevyžadují přímé pohony velké stavební úpravy lisů.

Nepřímý pohon neboli akumulátor se vyznačuje konstantním tlakem v hydraulickém obvodu. Hydraulická kapalina je dodávána čerpadly nepřetržitě bez ohledu na odpor pístu. Rychlost pracovního pístu je nepřímo úměrná odporu pracovního pístu – čím vyšší odpor pístu, tím nižší rychlost a naopak. Výkon čerpadel pro akumulátorové pohony je počítán z průměrného výkonu stroje stanoveného z kompletního pracovního cyklu. Působením naakumulované energie je možné dosáhnout rychlosti pístu až 10 m/s. Účinnost akumulátorových pohonů je ve srovnání s přímými pohony nižší.

Multiplikátorový pohon umožňuje svým konstrukčním řešením zvýšení tlaku hydraulické kapaliny až na 40-100 MPa. Multiplikátor představuje dva válce s různými průměry a každý z nich je napojen na jeden příslušný hydraulický okruh (nízkotlaký válec na okruh s nižším tlakem, vysokotlaký válec na okruh s multiplikovanou hodnotou tlaku).

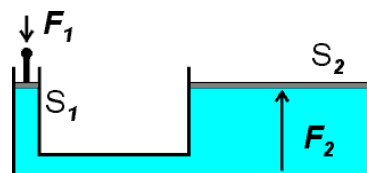
Kombinovaný pohon představuje kombinaci výše uvedených pohonů. Jednotlivé operace pracovního cyklu jsou přebrány z přímého, nepřímého nebo multiplikátorového pohonu.

Hydraulické pohony lze podle využití složek energie kapaliny rozdělit na:

- a) hydrodynamické pohony
- b) hydrostatické pohony

Hydrodynamický pohon využívá k přenosu sil nebo momentů změny kinetické energie např. turbíny, hydrodynamické spojky. Nejčastěji jsou hydrodynamické pohony používány v energetice a ve vodním hospodářství.

Hydrostatický pohon využívá pro přenos sil nebo momentů převážně tlakovou složku energie kapaliny. Princip hydrostatického pohonu je založen na Pascalově zákonu, který popisuje základní vlastnost tlaku v kapalině a to, že se šíří rovnoměrně všemi směry. Znamená to tedy, že pokud na kapalinu v uzavřené nádobě působí píst o menší ploše  $S_1$  menší silou  $F_1$ , generuje v ní tlak o velikosti  $p_1$ , který může být kdekoliv v kapalině přeměněn zpět na větší sílu  $F_2$ , kterou působí kapalina na píst s větší plochou  $S_2$ .



Obr. 23 Pascalův zákon

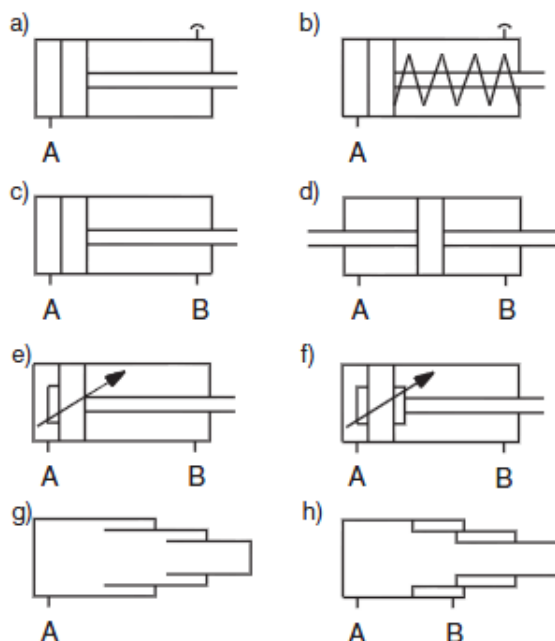
Hydrostatické mechanismy se vyznačují vysokou tuhostí a vysokou koncentrací energie na jednotku objemu. Jsou využívány především ve výrobních, stavebních a manipulačních strojích.

Podle druhu pohybu lze hydrostatické pohony rozdělit do dalších dvou podskupin a to na pohony s přímočarým pohybem a pohony s rotačním pohybem.

přímočarý hydromotor

- jednočinný
  - a) zpětný pohyb účinkem vnější síly
  - b) zpětný pohyb pružinou
- dvojčinný
  - c) s jednostrannou pístnicí

- d) s oboustrannou pístnicí
- e) s jednostranným neregulovatelným tlumením
- f) s oboustranným regulovatelným tlumením
- g) jednočinný jednostranný teleskopický
- h) dvočinný jednostranný teleskopický



**Obr. 24 Rozdělení přímočarých hydromotorů [7]**

rotační hydromotor

- se stejnosměrným průtokem
- s možností změny směru průtoku
- regulační hydromotor

Rotační hydromotory lze podle principu geometrického objemu rozdělit na zubové, lamelové, pístové, axiální a radiální.

Hydraulický pohon je složen z několika hlavních částí – čerpadla, motoru, ovládacích a pomocných členů, nádrže na pracovní kapalinu a potrubí. Za ovládací členy jsou považovány rozvaděče, kohouty a relé. Směr pohybu je ovládán rozvaděči a ventily, rychlost škrcením a poloha zastavení například pevnými dorazy.

Mezi výhody hydraulických pohonů patří možnost přenosu energie i na velké vzdálenosti (desítek metrů), snadná regulace parametrů (tlaku, průtoku, otáček, rychlosti,...), ochrana proti přetížení (pojistné ventily), možnost vytvoření různých struktur mechanismů, konstantní lisovací síla nezávislá na zdvihu pístů, plynulá změna rychlosti pohybu vstupního členu.

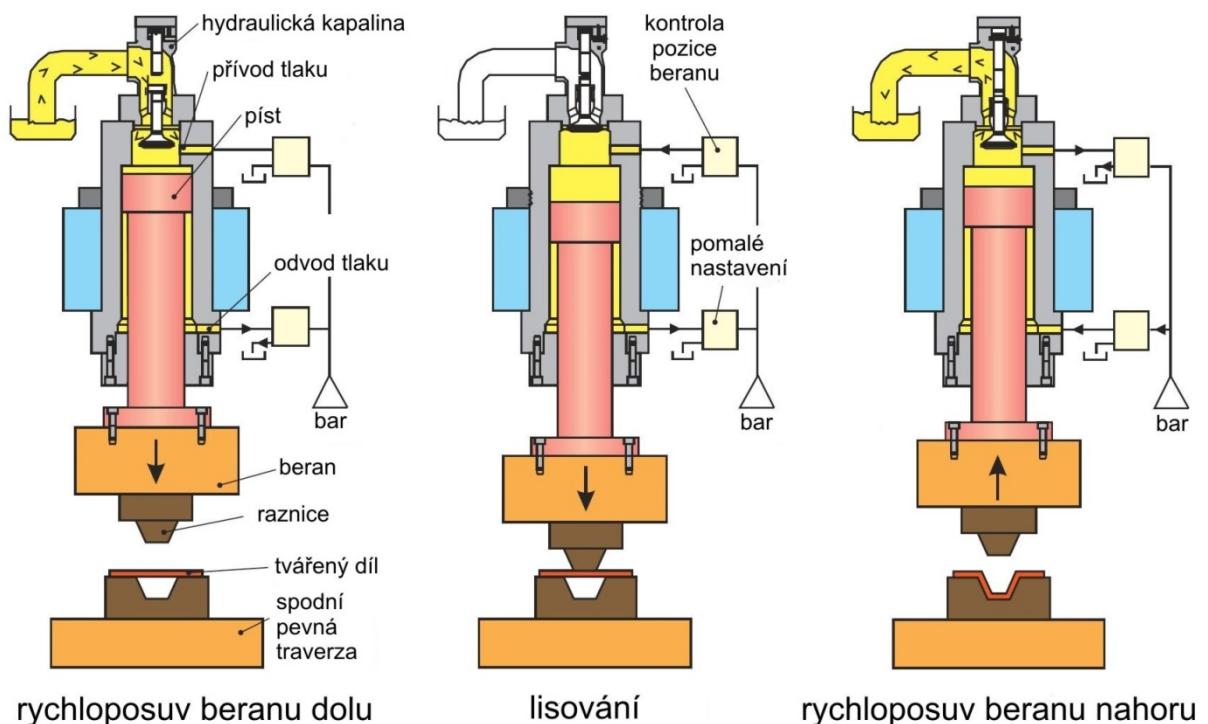
Při návrhu hydraulických pohonů je nutné se také zaměřit na jejich nevýhody, mezi které patří například menší účinnost oproti mechanickým lisům, vysoké požadavky na přesnost součástí a na vůle mezi vzájemně se pohybujícími prvky (složitá konstrukce), citlivost na nečistoty v pracovní kapalině, závislost mechanismu na aktuálních vlastnostech pracovní kapaliny (změna viskozity vlivem teploty), hořlavost hydraulických kapalin, vyšší pořizovací náklady.

Rozmístování hydraulických prvků na lisu je nutné volit tak, aby prvky byly dobře přístupné a viditelné pro obsluhu lisu při údržbě nebo výměně prvků.

## 5.2. Princip hydraulického lisu

Princip průběhu lisování v hydraulickém lisu je zobrazen na Obr. 25. Tlak od kapaliny působí na plochu pístu a vzniklá síla je spojením válce a beranu dále přenesena na pohyblivý beran s připevněnou horní částí pracovního nástroje (raznice). Beran je za těchto podmínek posouván velkou rychlostí do „pracovní polohy“.

Za pomalé rychlosti beranu přes nástroj dále působí lisovací síla na zpracovávaný materiál a přetváří ho. Pro rychloposuv beranu zpět nahoru je nutné zajistit přívod hydraulické kapaliny mezi píst a pístnici tzv. pod píst, píst je pak zvedán nahoru a s ním i beran a horní část nástroje.



**Obr. 25 Pracovní postup při lisování [6]**

Síla vyvolaná hydraulickým válcem působí na beran a prostupuje dále nástrojem na spodní traverzu. Síly od naklonění beranu jsou zachycovány sloupy lisu. Rám lze tedy považovat za základní díl konstrukce hydraulického lisu.

### 5.3. Analytické výpočty dimenzování pohonu

#### VÝPOČET HYDRAULICKÉHO VÁLCE

##### a) výpočet průměru pístu - $d_1$

$$p_1 := 32 \text{ MPa} \quad \text{tlak nad válcem}$$

$$F_1 := 1000 \text{ kN} \quad \text{lisovací síla}$$

$$n := 4 \quad \text{počet hydraulických válců}$$

$$S := \frac{F_1}{p_1 \cdot n} = 7812.50 \text{ mm}^2 \quad \text{činná plocha pístu}$$

$$d_1 := \sqrt{\frac{n \cdot F_1}{4 \cdot p_1 \cdot \pi}} = 99.736 \text{ mm} \quad \text{vypočtený průměr jednoho pístu}$$

$$d_1 := 100 \text{ mm} \quad \text{zaokrouhlený průměr pístu}$$

$$F_{1skut} := p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 251.3 \text{ kN} \quad \text{skutečná lisovací síla na jednom válci}$$

$$F_{1vyp} := F_{1skut} \cdot n = 1005.31 \text{ kN} \quad \text{skutečná lisovací síla lisu}$$

##### b) výpočet průměru pístnice - $d_2$

$$p_2 := 32 \text{ MPa} \quad \text{tlak pod válcem}$$

$$d_2 := \sqrt{d_1^2 - \frac{4 \cdot (F_{1skut} \cdot 1.1)}{p_2 \cdot \pi \cdot n}} = 85.15 \text{ mm} \quad \text{průměr pístnice (skutečná lisovací síla byla zvětšena o 10% pro pokrytí třecích ztrát)}$$

$$d_2 := 85 \text{ mm} \quad \text{zaokrouhlený průměr pístnice}$$

Kontrola vypočteného průměru pístnice  $d_2$ :

$$Re := 370 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu - materiál pístnice ocel 11 375}$$

$$k := 2 \quad \text{zvolená bezpečnost}$$

$$\sigma_D := \frac{Re}{k} = 185.00 \text{ MPa} \quad \text{maximální dovolené napětí pístnice}$$

$$d_{2dov} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1vyp}}{\pi \cdot \sigma_D}} = 83.18 \text{ mm} \quad \text{nejmenší dovolený průměr pístnice}$$

$$d_2 > d_{2dov} \quad \text{podmínka splněna - průměr pístnice vyhovuje}$$

### c) výpočet stěny hydraulického válce

$$R_e := 370 \text{ MPa}$$

mez kluzu - materiál válce ocel 11 375

$$k := 2.5$$

zvolená bezpečnost

$$\sigma_{dov} := \frac{R_e}{k} = 148 \text{ MPa}$$

maximální dovolené napětí ve válci

$$\chi = \frac{D}{d_1}$$

poměrový koeficient tloušťky stěny válce

#### dle teorie HMMH:

$$\sigma_{RED\_HMMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_o \cdot \sigma_r - \sigma_r \cdot \sigma_t - \sigma_o \cdot \sigma_t}$$

$$\chi_{HMMH} := \sqrt{\frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{dov} - \sqrt{3} \cdot p_1}} = 1.26$$

$$D_{HMMH} := \chi_{HMMH} \cdot d_1 = 126.44 \text{ mm}$$

#### dle teorie Saint-Venant:

$$\sigma_{RED\_S.V.} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o)$$

$$\chi_{S.V.} := \sqrt{\frac{\sigma_{dov} + p_1 \cdot 0.4}{\sigma_{dov} - 1.3 \cdot p_1}} = 1.23$$

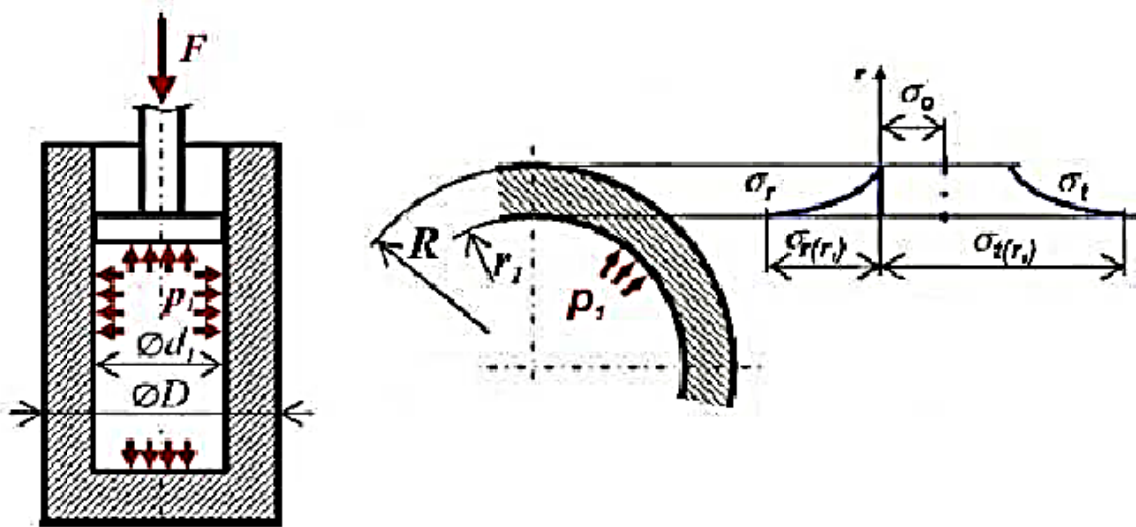
$$D_{S.V.} := \chi_{S.V.} \cdot d_1 = 122.93 \text{ mm}$$

$$D := 130 \text{ mm}$$

vnější průměr válce

$$\delta := \frac{D - d_1}{2} = 15 \text{ mm}$$

tloušťka stěny válce



$$\sigma_o = \frac{F}{S_{dna}} = \frac{p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{p_1 \cdot d_1^2}{D^2 - d_1^2} = \frac{p_1}{\chi^2 - 1}$$

$$\sigma_o := \frac{p_1 \cdot d_1^2}{D^2 - d_1^2} = 46.38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{r_{r1}} := -p_1 = -32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{r_R} := 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_{r1}} := 2 \cdot \sigma_o + p_1 = 124.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_R} := 2 \cdot \sigma_o = 92.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{MAX} := \sigma_{t_{r1}} = 124.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{MAX} < \sigma_{dov}$$

napětí působící na dno válce

radiální napětí ve válci na vnitřním poloměru

radiální napětí ve válci na vnějším poloměru

tečné napětí ve válci na vnitřním poloměru

tečné napětí ve válci na vnějším poloměru

maximální napětí ve válci

podmínka maximálního dovoleného napětí  
splněna

Byl navržen hydraulický válec s vnitřním průměrem pístu 100 mm, tloušťkou stěny válce 15 mm a průměrem pístnice 85 mm.

## VÝPOČET HYDRAULIKY

### a) potřebné dodané množství $Q_V$

$$d := 100 \text{ mm}$$

průměr pístu

$$d_2 := 85 \text{ mm}$$

průměr pístnice

$$v := 400 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

rychlost beranu dolů

$$v_2 := 210 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

rychlost beranu nahoru

$$n_v := 4$$

počet hydraulických válců

$$Q_{V1} := \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \cdot n_v = 753.98 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

potřebné dodané množství kapaliny při pohybu beranu dolů

$$Q_{V2} := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_2^2)}{4} \cdot v_2 \cdot n_v = 109.85 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

potřebné dodané množství kapaliny při pohybu beranu nahoru

### b) geometrický objem čerpadla

$$\eta := 0.9$$

účinnost

$$n := 24.1667 \frac{1}{\text{s}} = 1450 \frac{1}{\text{min}}$$

otáčky motoru

$$Q_V = V_g \cdot n \cdot \eta$$

$$V_g := \frac{Q_V}{n \cdot \eta} = 0.578 \text{ l}$$

geometrický objem čerpadla

### c) návrh průměru potrubí

V sacím potrubí musí být laminární proudění, tj. rychlost v sacím potrubí nesmí překročit 1.5 m/s - volí se v rozsahu 0.5-1.5 m/s

$$v_{sp} := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

zvolená rychlost v sacím potrubí

$$Q_V = S_{sp} \cdot v_{sp}$$

$$d_{sp} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot v_{sp}}} = 126.491 \text{ mm}$$

vypočtený průměr sacího potrubí

Ve výtlačném potrubí se připouští turbolentní proudění - tj. rychlost se volí 5-10 m/s.

$$v_{vp} := 7 \frac{m}{s}$$

zvolená rychlost ve výtlačném potrubí

$$Q_V = S_{vp} \cdot v_{vp}$$

$$d_{vp} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot v_{vp}}} = 47.809 \text{ mm}$$

vypočtený průměr výtlačného potrubí

V odpadním potrubí se připouští rychlost 2-5 m/s.

$$v_{op} := 3 \frac{m}{s}$$

zvolená rychlost v odpadním potrubí

$$Q_V = S_{op} \cdot v_{op}$$

$$d_{op} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot v_{op}}} = 73.03 \text{ mm}$$

vypočtený průměr odpadního potrubí

#### d) čas pojezdu

$$h := 1550 \text{ mm}$$

zdvih

$$t := \frac{h}{v} = 3.875 \text{ s}$$

čas pohybu beranu dolů

$$t_2 := \frac{h}{v_2} = 7.381 \text{ s}$$

čas pohybu beranu nahoru



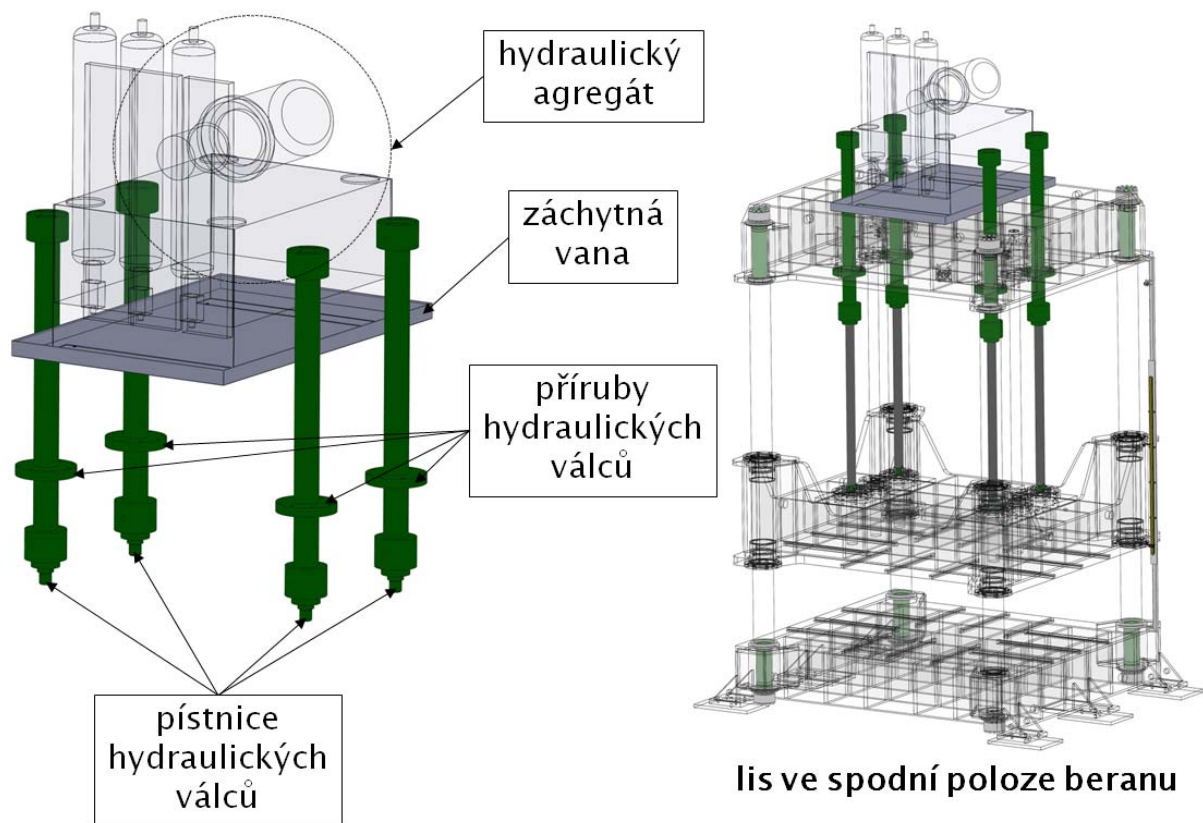
## 5.4. Dispozice hydraulického systému

Beran je poháněn hydraulickou silou, která je vyvíjena v hydraulické stanici viz Obr. 26. Hydraulický systém je upevněn na horní nepohyblivé traverze lisu.

Lisovací síla je vyvozena čtyřmi hydraulickými válci s dvojčinnými hydraulickými písty, které umožňují vratný pohyb pístnice. Není tedy nutné navrhovat další pohon pro zpětný pohyb beranu.

Při výběru hydraulické kapaliny do hydraulického systému je nutné brát zřetel na ekologičnost kapaliny, hořlavost a na její další vlastnosti. Nesmí způsobovat korozi a musí mít schopnost pohltnout vzduch nebo jiné příměsi, které by se mohly při změně tlaku nebo teplot vylučovat v podobě páry.

Pro návrh hydraulického pohonu lisu byl po konzultaci se zadavatelem práce zvolen univerzální minerální hydraulický olej OH – HV 46.



Obr. 26 Dispoziční řešení hydraulického systému

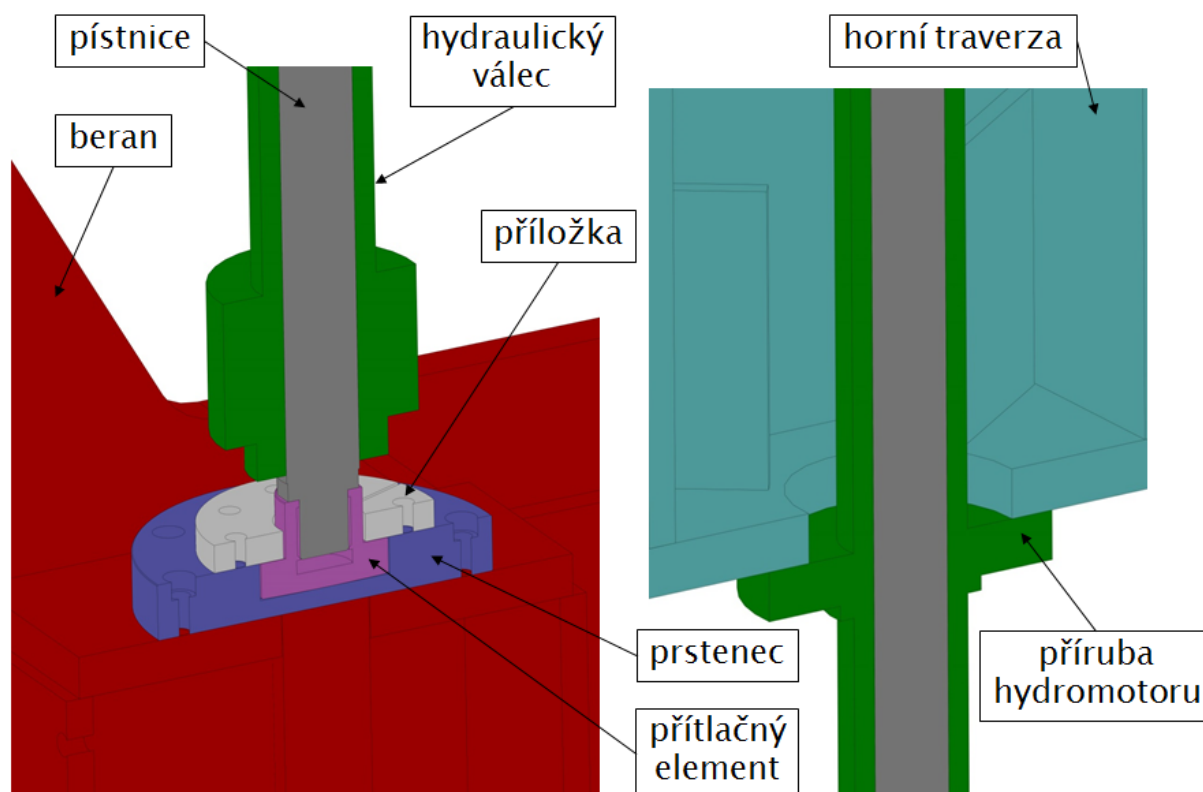
Pro zadržení případného úniku oleje z hydraulické stanice je pod hydraulický agregát umístěna záchytná vana.

### 5.4.1. Upevnění hydraulických válců

Hydraulické válce jsou upevněny v horní nepohyblivé traverze pomocí přírub a šroubů.

K beranu jsou hydraulické válce připevněny upínacím systémem, který je složen z přítlačného elementu, prstence a příložky a šroubů.

Pístnice hydraulického válce je našroubována závitem M64x4 na přítlačný element s osazením. Přítlačný element je přes příložku pomocí šroubů připevněn k prstenci a prsteneček je několika šrouby připevněn k beranu.



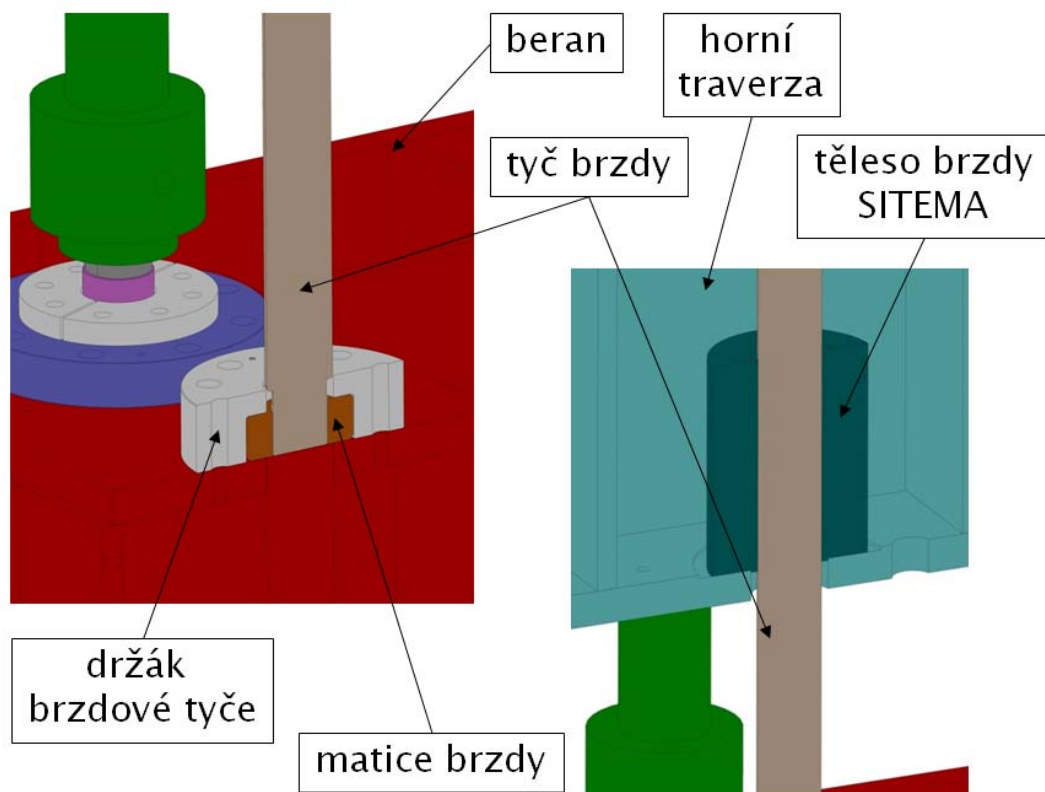
Obr. 27 Detail uchycení hydraulických válců

### 5.4.2. Brzdící systém beranu

Z důvodu bezpečnosti je nutno použít brzdový systém. Brzdový systém zajistí nouzové zastavení beranu při poruše hydraulického systému a dále zajistí polohu beranu v horní poloze – v tomto okamžiku obsluha vstupuje do pracovního prostoru stroje a manipuluje s vylisovaným dílem. Je použit brzdící systém od firmy SITEMA.

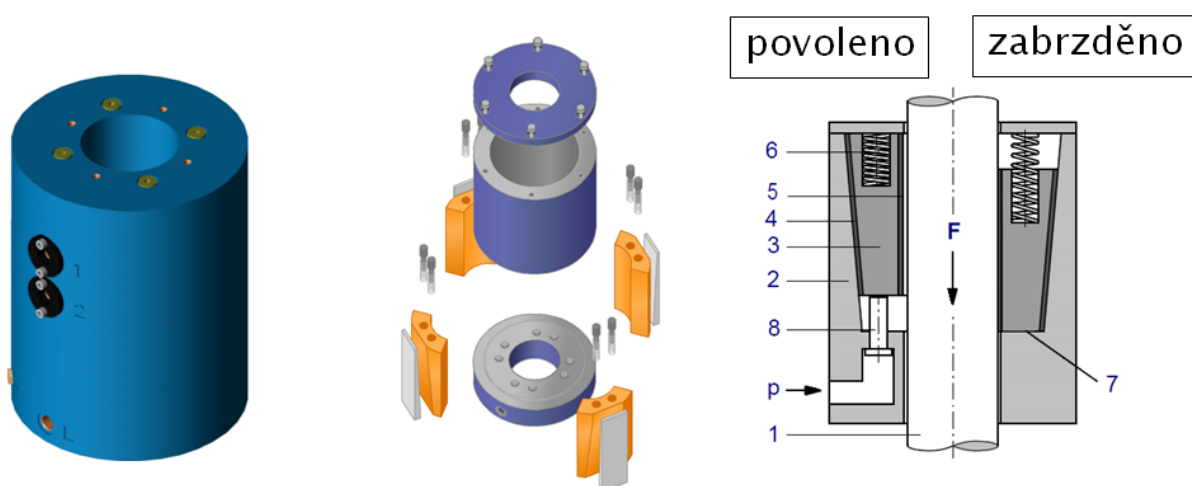
Tento brzdící systém se skládá ze dvou separátních brzdících těles a brzdících tyčí. Obě brzdící tyče jsou připevněny pomocí držáku a šroub k beranu. Brzdící tyč prochází tělesem brzdy. Těleso brzdy je pevně spojeno šrouby s horní traverzou lisu.

Detail uchycení systému brzdy je zobrazen na Obr. 28, princip brzdícího tělesa a jeho základní části jsou zobrazeny na Obr. 29.



**Obr. 28 Detail uchycení systému bezpečnostní brzdy**

Těleso brzdy je řízeno hydraulicky a je navrženo na mechanickém principu. Těleso je schopno zabrzdit beran v jakékoliv poloze. Brzdící těleso je složeno z krytu, pružin, klínů a posuvných čelistí. Pokud je pod brzdící čelisti přiváděn tlak, jsou čelisti tlačeny proti pružině a tyčí brzdy je možno volně pohybovat. V případě, že dojde k poklesu tlaku pod čelistmi, čelisti jsou pružinou odtaženy směrem dolů po kuželovité ploše klínů a dojde k sevření tyče a zastavení beranu.



**Obr. 29 Brzdící těleso firmy SITEMA, rozpad a princip [11]**

Těleso brzdy musí být dimenzováno tak, aby bylo schopno zastavit pohyb beranu včetně horní poloviny nástroje a v dané poloze ho udržet.

Pro volbu typu brzdy je použit výpočet navrhovaný výrobcem:

$m_1 := 9000 \text{ kg}$  maximální hmotnost horní poloviny nástroje

$m_2 := 9000 \text{ kg}$  hmotnost beranu

$n := 2$  počet brzd

$k_1 := 2$  doporučená minimální bezpečnost definovaná výrobcem

$k_2 := 3.5$  doporučená maximální bezpečnost definovaná výrobcem

$M$  maximální přípustné zatížení brzdy definované výrobcem

$m := m_1 + m_2 = 18000 \text{ kg}$  celková maximální bržděná hmotnost

$$M_{1,2} = \frac{m \cdot g \cdot k_{1,2}}{n}$$

$M_1 := \frac{m \cdot g \cdot k_1}{n} = 176.52 \text{ kN}$  maximální přípustné zatížení brzdy při minimální bezpečnosti definované výrobcem

$M_2 := \frac{m \cdot g \cdot k_2}{n} = 308.91 \text{ kN}$  maximální přípustné zatížení brzdy při maximální bezpečnosti definované výrobcem

Z katalogu firmy SITEMA byla vybrána brzda s označením KR 100, která je dimenzována na maximální zatížení 220 kN.

Kontrola:

$M := 220 \text{ kN}$

$k := \frac{n \cdot M}{m \cdot g} = 2.5$   $k_1 < k < k_2$

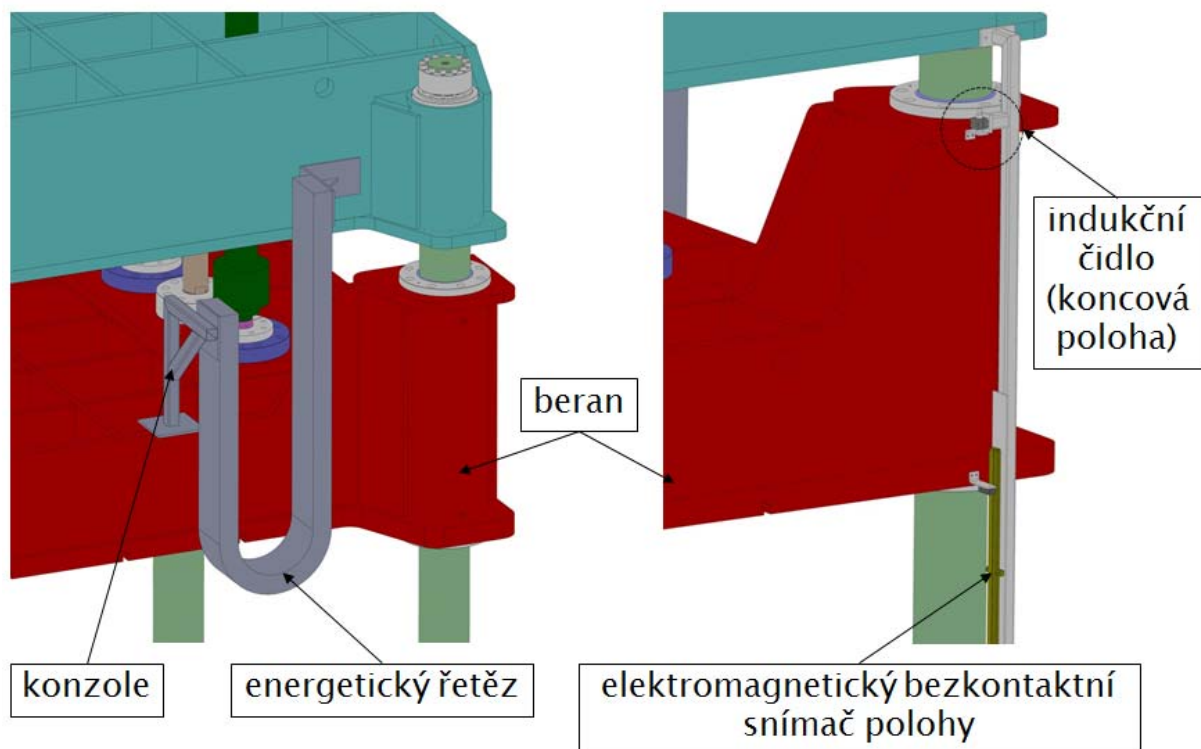
Vybraný typ brzdy splňuje podmínku bezpečnosti definovanou výrobcem.

### 5.4.3. Odměrování polohy beranu

Horizontální pozice beranu je detekována a odměrována pomocí bezkontaktního lineárního snímače. Na spodním okraji pohyblivého beranu je připevněn snímač s magnetem - tzv. pasivní jezdec, který nepotřebuje napájení.

Lineární snímací prvek v ochranném hliníkovém profilu je připevněn k držáku snímače upevněném k hornímu a spodnímu rámu. Je použit snímací prvek (pravítko) BTL6-E500-M1600-PF-S115 a snímač BTL5-P-5500-2 od firmy BALLUFF [PŘÍLOHA č. 4].

Vybrané odměrovací prvky jsou odolné vůči rázům, vibracím, vlhkosti a elektrickému rušení.



Obr. 30 Detail uchycení energetického řetězu a odměrování polohy beranu

Držák odměrování je svařen z profilů 40x40x3 mm a plochých tyčí z oceli 11 375 a je připevněn k horní a spodní traverze.

Na Obr. 30 je zobrazen také energetický řetěz. Energetický řetěz slouží jako ochranné vedení pro kabely, které je nutné přivádět z horní traverzy k beranu. Jedná se především o elektroinstalace, kabely k vyhřívání formy, kabely k čidlu teploty formy, kabely k odměrování polohy apod.

Energetický řetěz je připevněn k horní traverze pomocí úhelníku a k beranu pomocí svařované konzole.



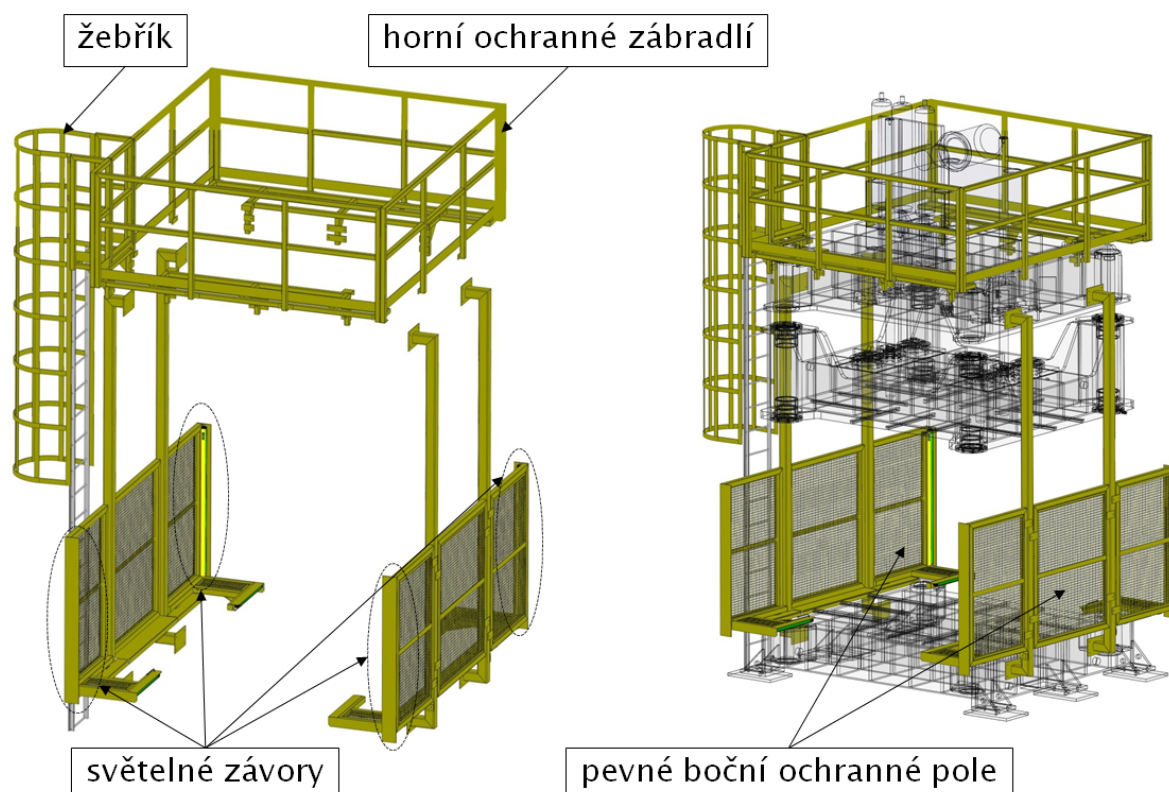
## 6 Bezpečnostní prvky

Hydraulický lis představuje pro jeho obsluhu vysoké riziko úrazu. Pro bezpečnost obsluhy je po stranách lisu umístěno pevné boční ochranné pole ze svařovaných profilů a pletiva, nad horní traverzou je ochranné zábradlí a okolo žebříku je vedena klec.

Při navrhování bezpečnostních prvků lisu je nutné brát zřetel na některé normy, např.:

- ČSN EN 349+A1, 83 3211, Bezpečnost strojních zařízení - Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla
- ČSN EN 953+A1, 83 3302, Bezpečnost strojních zařízení - Ochranné kryty - Všeobecné požadavky pro konstrukci a výrobu pevných a pohyblivých ochranných krytů
- ČSN EN ISO 13857, 83 3212, Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečné vzdálenosti k zamezení dosahu k nebezpečným místům horními a dolními končetinami
- ČSN EN ISO 11161, 83 3210, Bezpečnost strojních zařízení - Integrované výrobní systémy - Základní požadavky
- ČSN EN ISO 13855, 83 3303, Bezpečnost strojních zařízení - Umístění ochranných zařízení s ohledem na rychlosti přiblížení částí lidského těla

Pro zvýšení bezpečnosti obsluhy je z volně přístupných širších stran lisu navržen systém světelných bezpečnostních optických závor od firmy SICK a to jak ve svislé rovině, tak ve vodorovné. Volný prostor je zachován vpředu a vzadu kvůli vyjímání výlisků a výměně nástrojů.



Obr. 31 Ochranné a bezpečnostní prvky

Světelné závory jsou u strojů používány jako nepřímé ochranné opatření. Znamená to, že v případě nebezpečí jsou například schopny vypnout energii a zastavit stroj.

Světelné závory se skládají vždy z vysílací jednotky na jedné straně stroje a přijímací jednotky na druhé straně stroje. Mezi oběma jednotkami se nachází tzv. ochranné pole, které je definováno výškou a šířkou. Šířka ochranného pole je rovna délce dráhy světla mezi vysílací a přijímací jednotkou. Vysílací a přijímací jednotky jsou umístěny v profilech.



**Obr. 32 Příklad použití opticko-elektrických světelných závor SICK [10]**

Na Obr. 32 je znázorněn příklad použití bezpečnostních opticko-elektrických světelných závor od firmy SICK [PŘÍLOHA č. 5]. Paprsky mezi vysílací a přijímací jednotkou znázorňují ochranné pole. V případě, že obsluha přeruší světelné paprsky mezi vysílačem a přijímačem, přijímač vyšle signál k zastavení stroje.



**Obr. 33 Světelné závory SICK [10]**

Jednou z podmínek pro správnou funkci světelných závor je jejich umístění ve stejné výšce a jejich vzájemná rovnoběžnost. Další nutnou podmínkou je dodržení minimální vzdálenosti bezpečnostních světelných závor od nebezpečného prostoru stroje nebo zařízení.

Minimální vzdálenost závory od nebezpečného prostoru je závislá na délce doběhu stroje, době odezvy celého ochranného systému, rychlosti přibližování obsluhy, rozlišení světelné závory a dalších parametrech závislých na druhu aplikace.

## 6.1. Výpočet světelných závor SICK

Bezpečnostní světelné závory musí být umístěny v takové vzdálenosti od nebezpečného prostoru, aby do nebezpečného prostoru bylo možné dosáhnout až po úplném zastavení pohybu stroje. Tato vzdálenost je definována jako minimální vzdálenost k nebezpečnému prostoru.

Pro návrh světelných závor SICK bylo použito vztahů definovaných výrobcem.

$S$	minimální vzdálenost k nebezpečnému prostoru
$T := 0.25 \text{ s}$	doba doběhu stroje + doba odezvy ochranného zařízení po porušení světelného pole
$K := 2000 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$	parametr odvozený od údajů rychlostí přiblížení těla (pokud $S > 500 \text{ mm}$ pak může být $K = 1600 \text{ mm/s}$ )

Z katalogu firmy SICK byl vybrán pár světelných závor s výškou ochranného pole 1500 mm:  
C40S-1501DA040 1028983 - vysílač  
C40E-1501DA040 1028984 - přijímač

$d := 14 \text{ mm}$  rozlišení světelné závory

$$S := K \cdot T + 8 \cdot (d - 14 \text{ mm}) = 500 \text{ mm}$$

Výsledná minimální vzdálenost pro svislé bezpečnostní světelné závory je rovna 500 mm.

Z katalogu firmy SICK byl vybrán pár světelných závor s výškou ochranného pole 750 mm:  
C46S-0703CT400 (1028887) - vysílač  
C46E-0703CT400 (1028888) - přijímač

$d := 30 \text{ mm}$

$$S := K \cdot T + 8 \cdot (d - 14 \text{ mm}) = 628 \text{ mm}$$

$$S > 500 \quad K := 1600 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

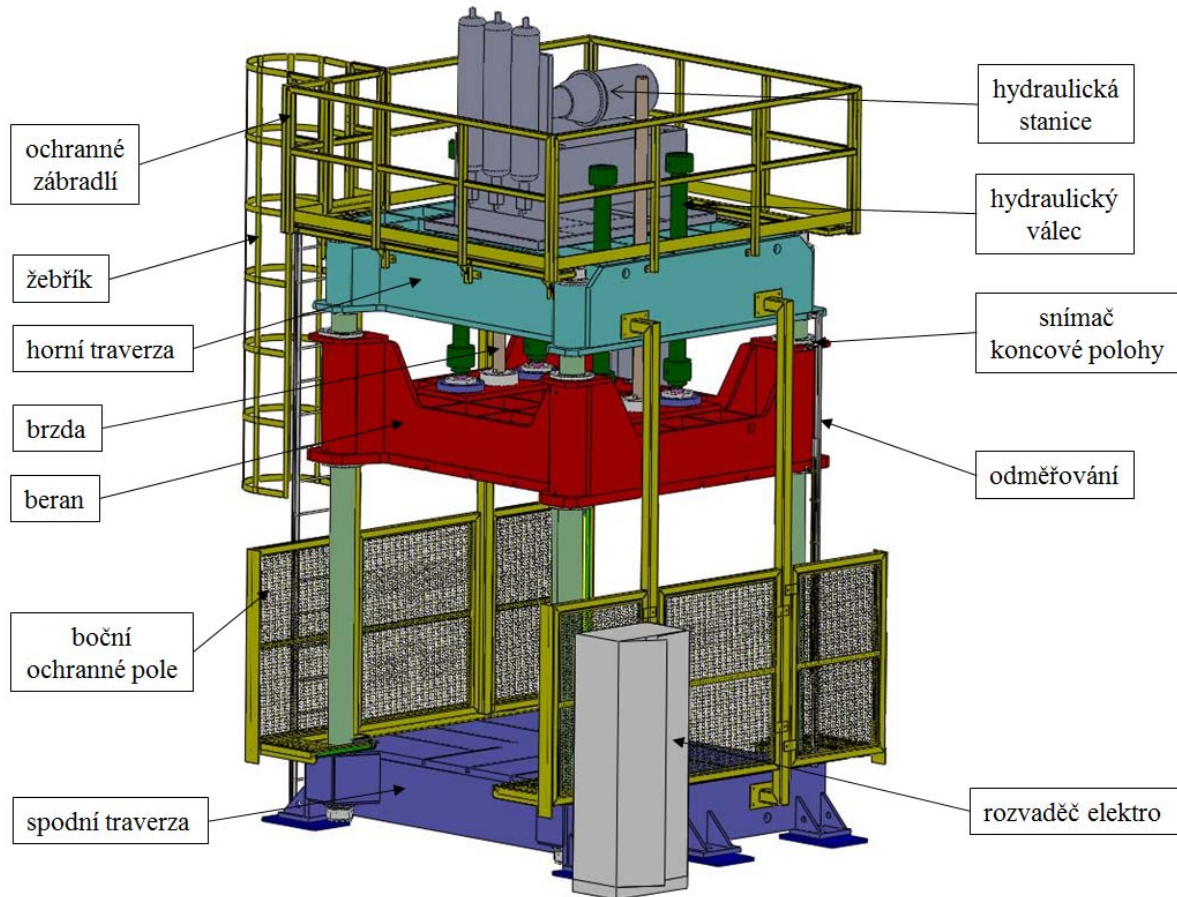
$$S := K \cdot T + 8 \cdot (d - 14 \text{ mm}) = 528 \text{ mm}$$

Výsledná minimální vzdálenost pro vodorovné bezpečnostní světelné závory je rovna 528 mm.



## 6.2. Kompletní uspořádání lisu

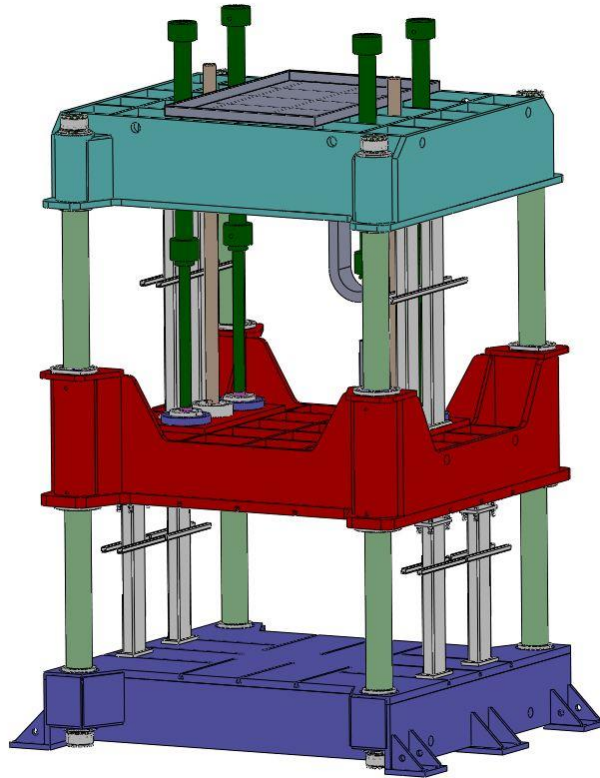
Navrhovaný hydraulický lis na Obr. 34 se skládá z rámu lisu, brzd, hydraulické stanice s pohonem, rozvaděče, odměřování a bezpečnostních prvků jako jsou zábrany a zábradlí.



Obr. 34 Kompletní návrh hydraulického lisu

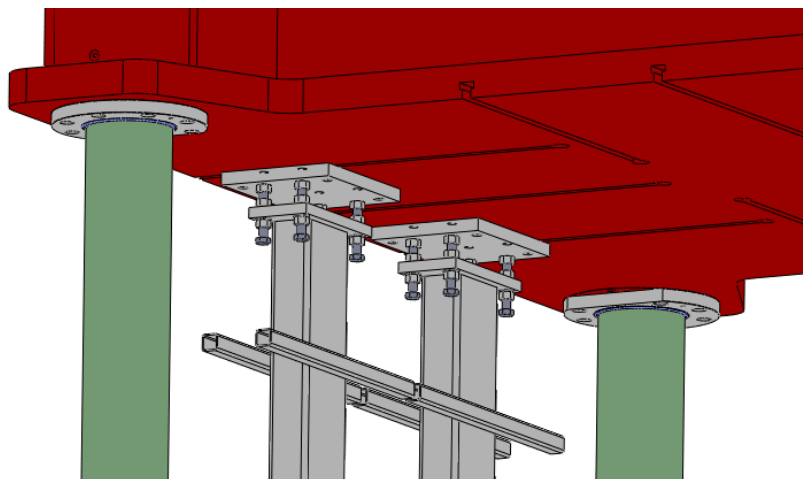
## 7 Transportní prvky

Pro přepravu lisu byly navrženy transportní prvky, které zajišťují beran lisu proti pohybu při transportu k zákazníkovi. Jedná se o celkem 6 transportních rozpěr. Čtyři spodní rozpěry se přišroubují mezi spodní rám a beran, dvě horní zdvojené rozpěry pak mezi beran a horní rám. Transportní rozpěry jsou svařeny z profilů 200x100x6 mm, profilů 40x40x3 mm a z plochých tyčí 150x3 mm z oceli 11 375.



Obr. 35 Transportní prvky

Spodní transportní rozpěry jsou k beranu připevněny pomocí transportních desek, jak je zobrazeno na Obr. 36.



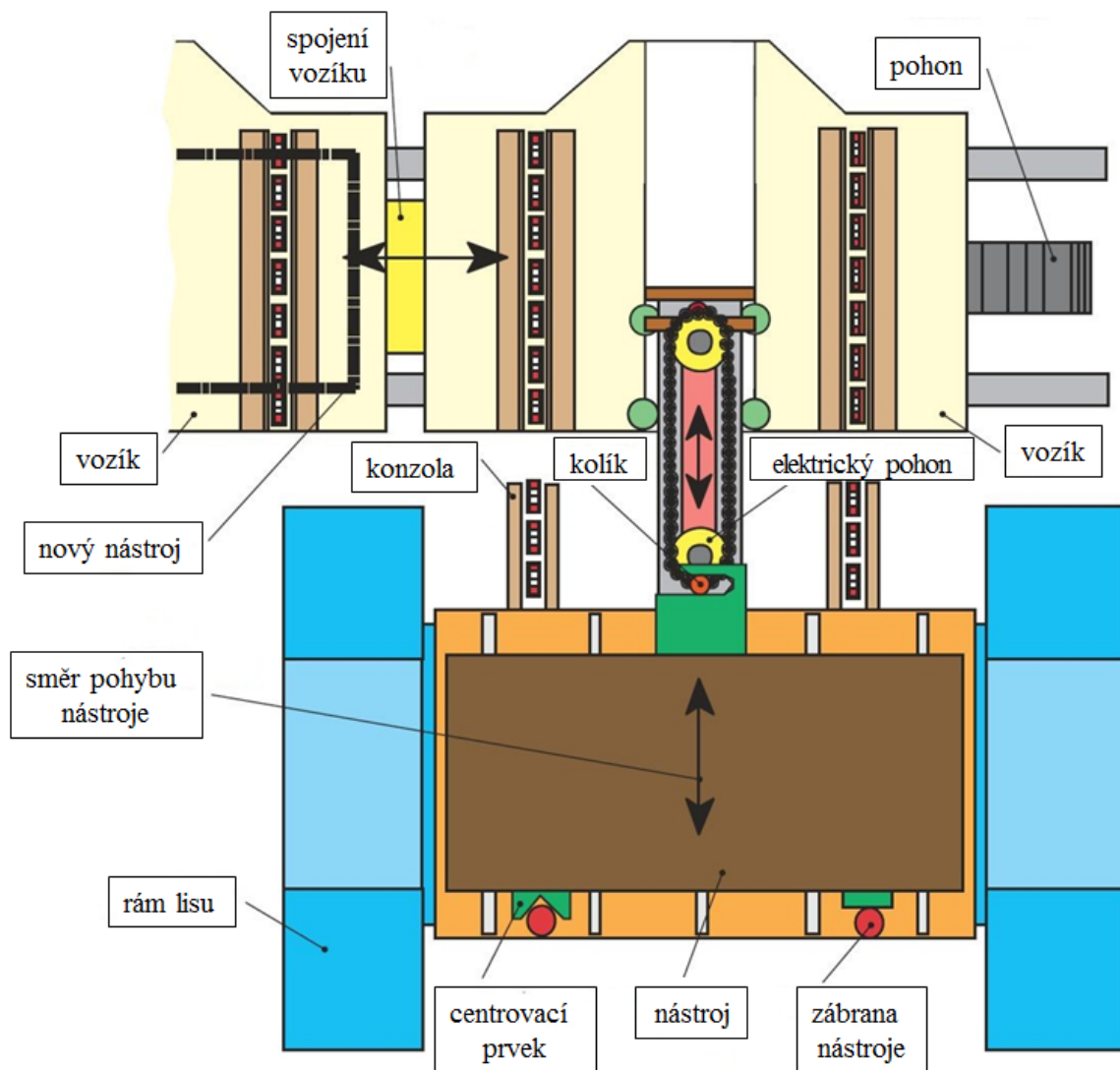
Obr. 36 spodní transportní rozpěry

## 8 Výměna lisovacích nástrojů

Zařízení pro rychlou výměnu lisovacích nástrojů snižují seřizovací časy stroje, umožňují ekonomickou výrobu součástí i v malosériové výrobě a zvyšují bezpečnost práce při výměnách nástrojů.

Malé a střední lisovací nástroje jsou přepravovány pomocí jeřábů, vysokozdvizných vozíků nebo jiných průmyslových vozíků. Rozměrné lisovací nástroje již vyžadují při výměně speciální zařízení.

Motorizovaná výměna nástrojů zobrazená na Obr. 37 umožňuje přesouvat rozměrné nástroje o hmotnosti až 20 tun. Výměna nástroje probíhá pomocí dvou vozíků, které se pohybují v příčném a podélném směru.



Obr. 37 Výměna nástrojů řízená dvěma pohony [6]

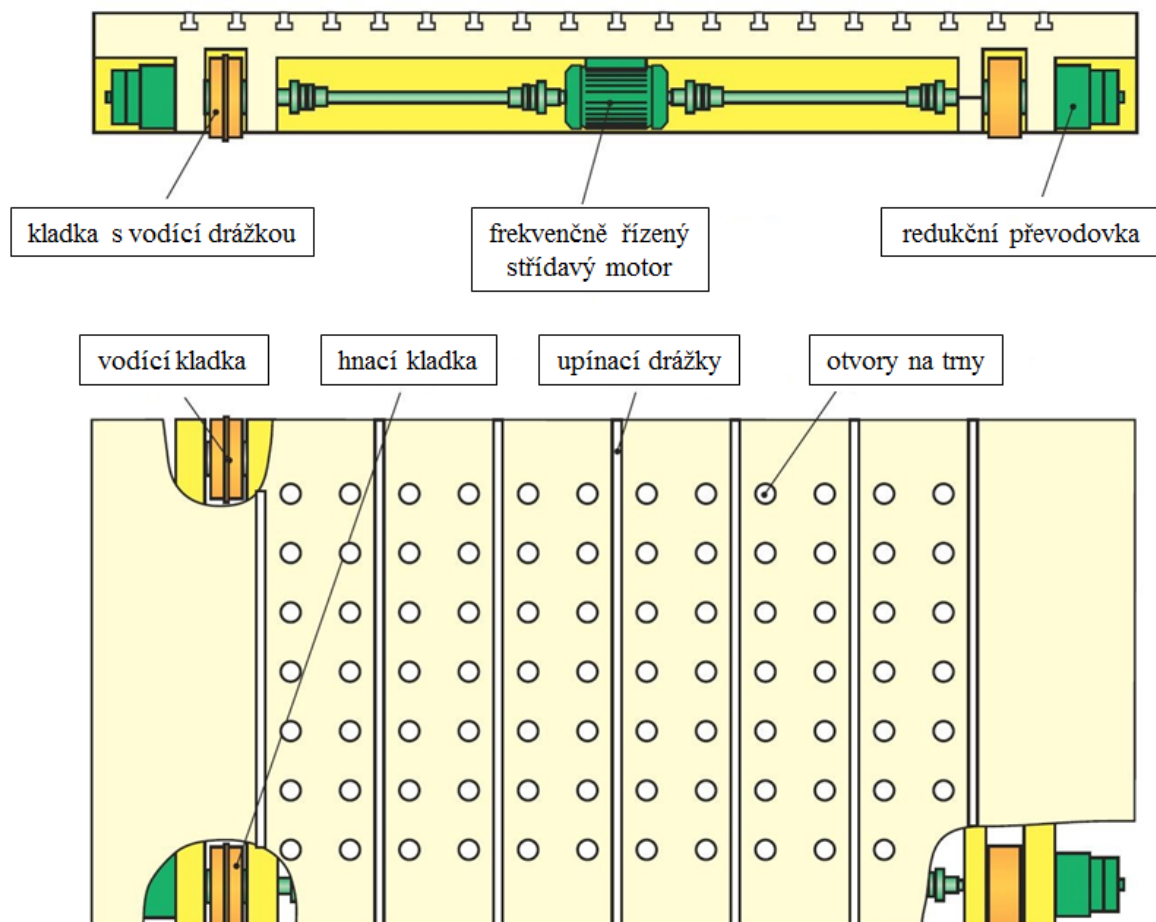
V průběhu lisování je možné nový nástroj umístěný na vedlejším vozíku připravit. Po dokončení lisování je používaný nástroj přesunut v příčném směru na volný vozík, tento je posunut vpravo a přes spojení vozíků je zároveň posunut také vozík s novým nástrojem, který je následně v příčném směru zasunut do lisu. Pro správné zapozicování vkládaného nástroje slouží centrovací prvky, které se zarazí o zábranu nástroje.

Pokud je lis opatřen ochrannými ploty pro bezpečnost obsluhy, je nutné do procesu výměny nástroje zařadit proces otevírání a zavírání plotů.

V případě, že je nástroj umístěn na válečkovém dopravníku, je síla potřebná k posunutí nástroje minimální. Posunutí usnadňují valivá tělíska v T-drážkách upínací desky. Pokud je deska vybavena kuličkovými valivými elementy, je možné pohybovat s nástrojem ve všech směrech. Tento způsob je vhodný především pro lehké nástroje.

Těžší nástroje je vhodné dopravovat pomocí hydraulicky řízených válečků. Při pohybu nástroje dochází ke kontaktu nástroje s válečky. Aby nedocházelo k opotřebení nástroje, je nutné kontaktní plochu nástroje kalit.

Systém rychlé výměny nástrojů pro velké lisy se skládá z translačního pohybu vozíků, automatického upínání nástrojů, zařízení pro automatické nastavení cesty, tlaku a času z datové paměti.

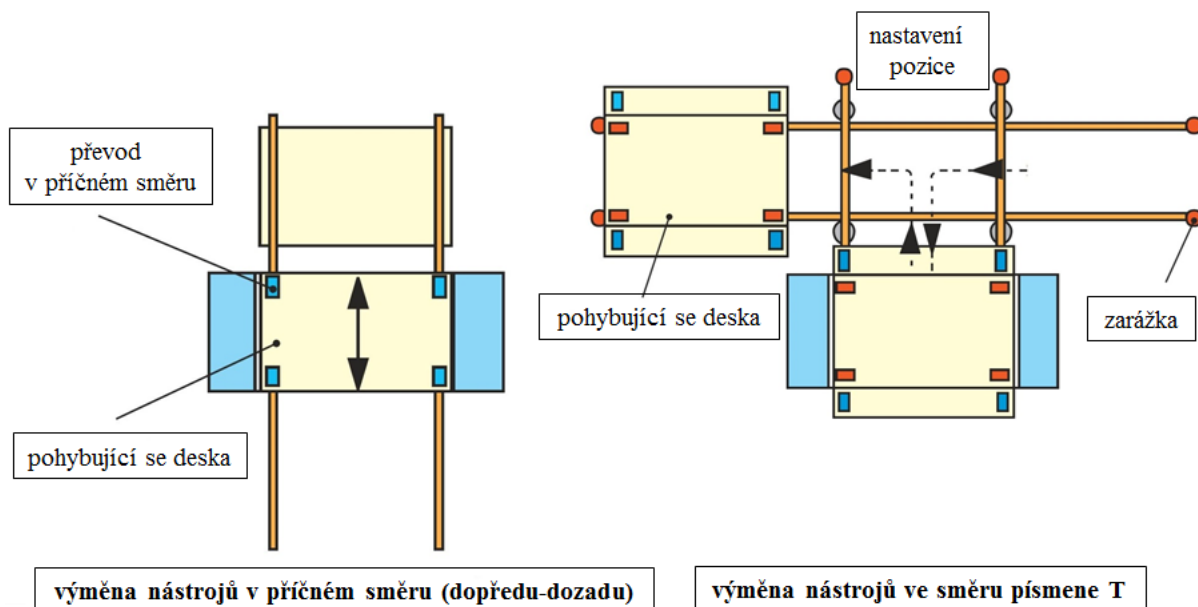


**Obr. 38 Pohybující se deska [6]**

Systém výměny lisovacích nástrojů lze rozdělit podle stupně automatizace na ruční, poloautomatický a automatický. Poloautomatická výměna je používána u menších nástrojů, které jsou upnuty hydraulickými upínkami a při výměně je nutné je tlačítkem uvolnit a ručně odstranit. Automatická výměna nástrojů je používána u rozměrnějších nástrojů a probíhá po dokončení procesu lisování. Po přepnutí do režimu pro výměnu nástrojů je automaticky celý cyklus výměny proveden. Nástroj je po povolení upínek hydraulicky nadzvednut a vysunut z lisu na pohybující se desku. Po přesunu desek je možné nový nástroj vložit do lisu a upnout.

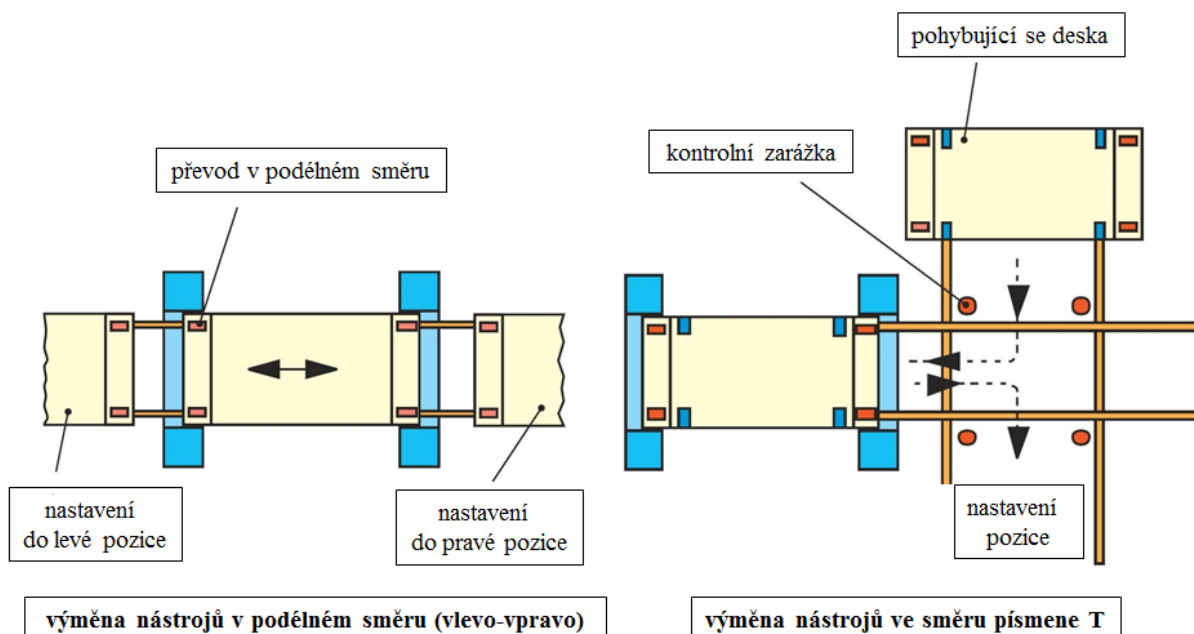
Při navrhování systému výměny lisovacích nástrojů je nutné zvážit zástavbové rozměry výměnného systému a zvolit dostatečně velký prostor pro manipulaci s nástrojem v závislosti na typu rámu lisu.

Na Obr. 39 jsou zobrazeny dvě možná řešení na výměnu nástrojů pro uzavřené rámy lisů. Jedná se o výměnu nástrojů v příčném směru (dopředu-dozaďu) a o výměnu ve směru písmene T, kdy je nástroj do lisu vkládám zepředu.



**Obr. 39** Výměna nástrojů pro uzavřené rámy lisů [6]

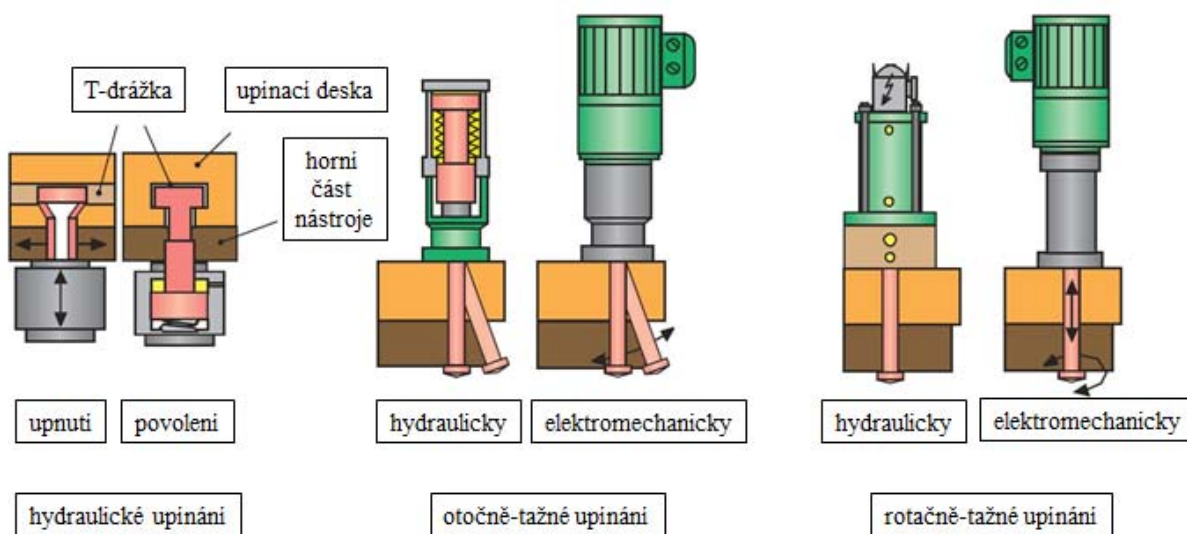
Pro otevřené rámy jsou možná řešení na výměnu nástrojů zobrazené na Obr. 40. U otevřených rámců se s výhodou používá výměny nástrojů z boku tedy v podélném směru (vlevo-vpravo) nebo opět ve směru písmene T.



**Obr. 40** Výměna nástrojů pro otevřené rámy lisů [6]

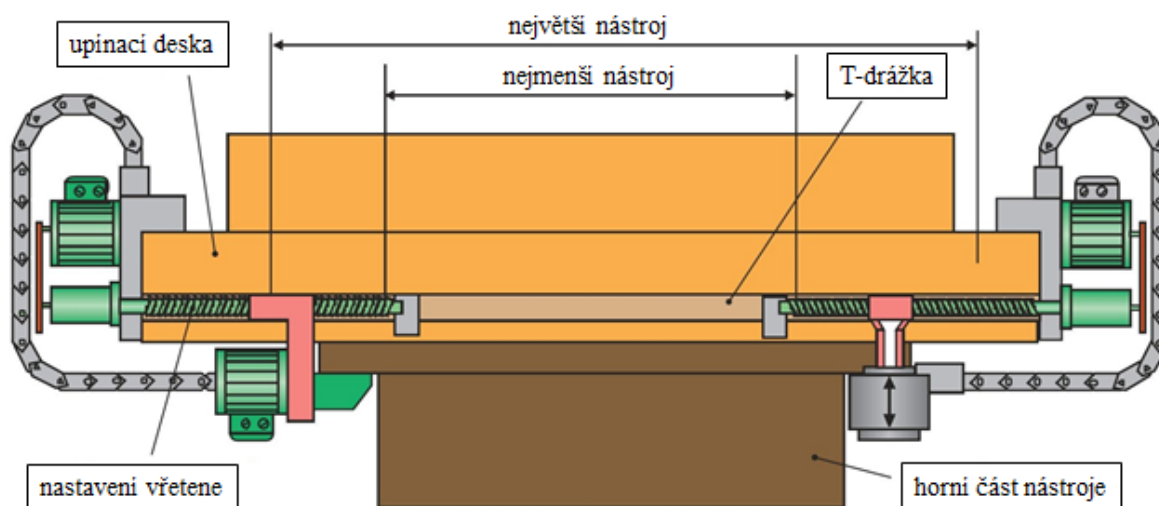


Upínání částí lisovacího nástroje k upínací desce lisu případně přímo k traverzám lisu musí být provedeno rychle a spolehlivě. Pro tyto účely se používá několik druhů upínacích zařízení zobrazených na Obr. 41.



**Obr. 41 Možnosti upínání nástrojů [6]**

Upínací zařízení jsou ovládána hydraulicky, v některých případech v kombinaci s ručním ovládním pomocí pružin, závitových vřeten nebo rychloupínacích pák. Často se pro upínání horních a spodních částí lisovacích nástrojů používají různé druhy upínání. Důvodem je větší zatížení vzniklé zavěšením horní části nástroje na beran lisu. Malé nástroje jsou často upínány nástrčnými svorkami v T-drážkách nebo pomocí upínacích kolejnic, které jsou připevněny v desce lisu. Velké lisovací nástroje s různými šířkami se upevňují pomocí svorek, které se automaticky přizpůsobí aktuální šířce nástroje viz Obr. 42.



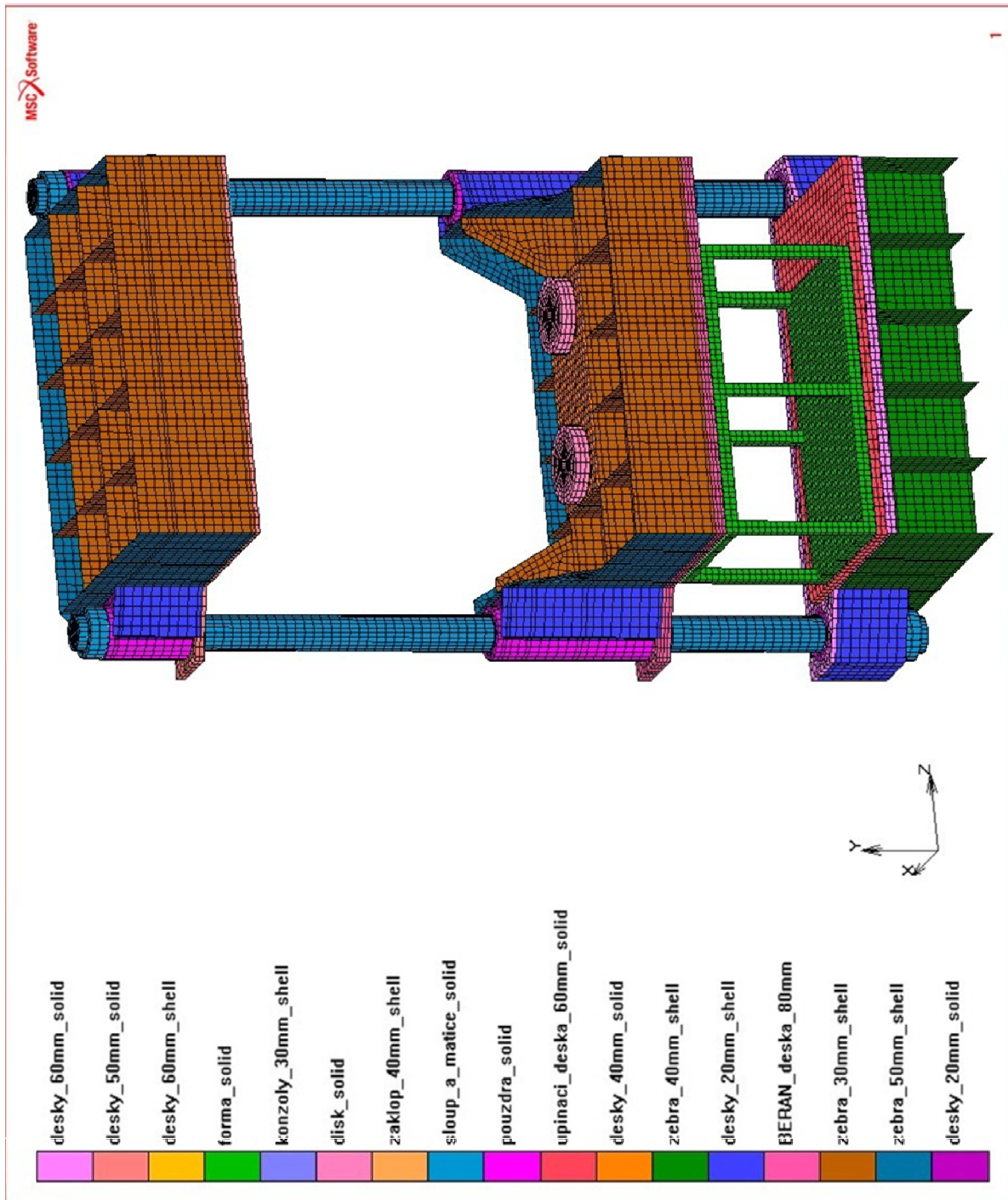
**Obr. 42 Automatické závitové upínací zařízení [6]**

Výběr upínacích zařízení je závislý na požadované upínací síle, druhu nástroje, lisovací síle a stupni automatizace výměny lisovacích nástrojů.

## 9 Numerický výpočet namáhání lisu

Pro kontrolní numerický výpočet namáhání lisu pomocí metody konečných prvků bylo použito programu MSC.Marc (preprocesor Mentat).

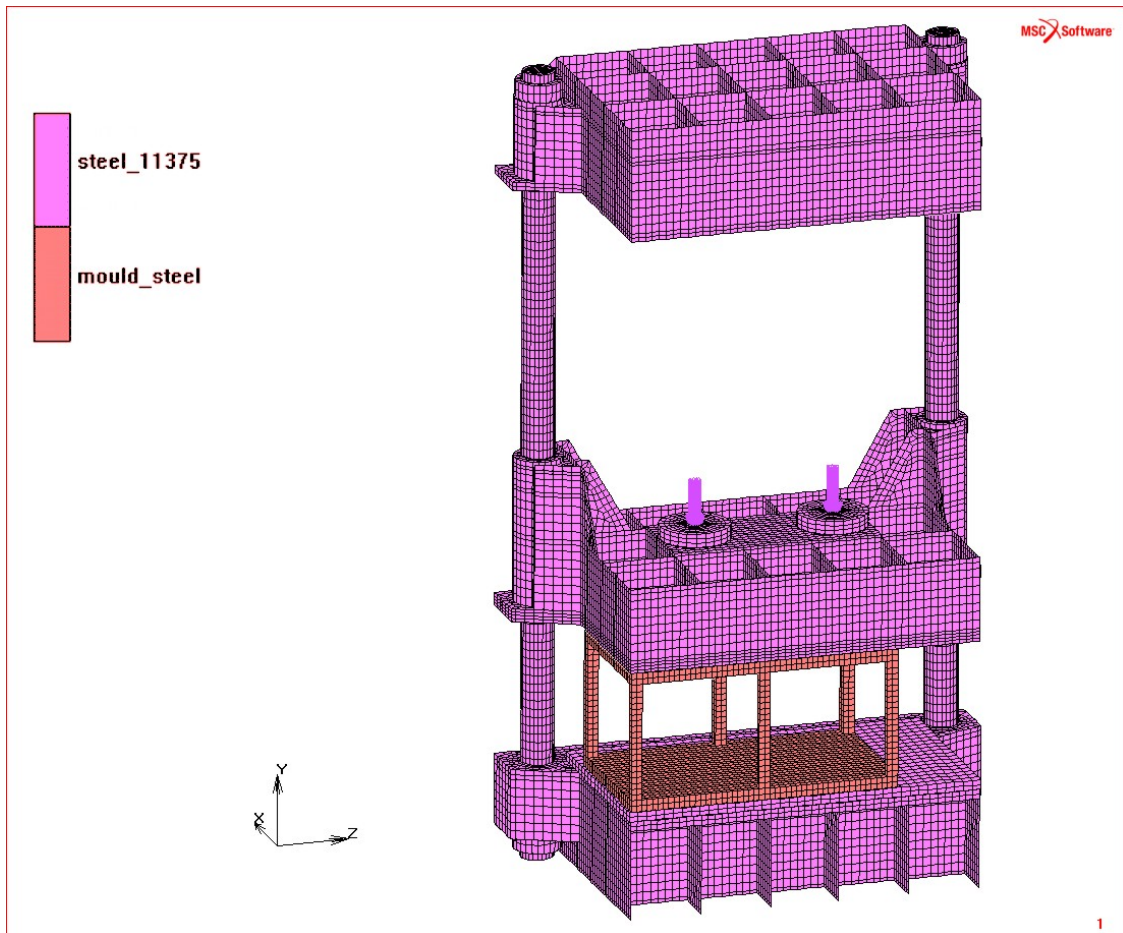
Lis je symetrický a excentricita zatížení je uvažována jen v jednom směru, proto byl model pro výpočet zjednodušen na jednu polovinu.



Obr. 43 Pohled na výpočtový model a popis jeho částí

Na Obr. 43 jsou popsány geometrické vlastnosti jednotlivých částí výpočtového modelu. Jedná se o objemové části (solid) a tenko či tlustostěnné části (reprezentované plošnými elementy – shell). Nástroj je uložen excentricky v jednom směru.

## 9.1. Okrajové podmínky numerického řešení

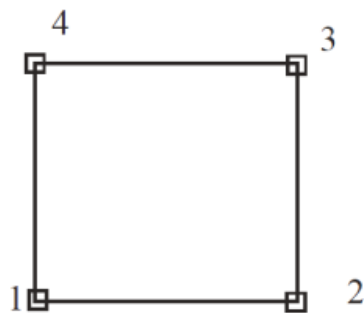


**Obr. 44** Přehled zadaných materiálů

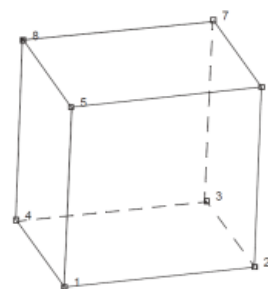
Pro výpočet byly použity dva druhy materiálu - ocel 11 375 a ocel na odlitky ČSN 42 2650, která je použita pro zjednodušenou reprezentaci excentricky uloženého nástroje v lisu.

Oba materiály jsou elastoplastické izotropní, s hustotou  $\rho = 7,8 \text{ kg/m}^3$ , modulem pružnosti v tahu  $E = 200000 \text{ MPa}$ .

Pro MKP výpočet jsou použity dva druhy prvků, a to prvek typu quad4 (čtyřuzlový plošný prvek) a hex8 (osmiuzlový objemový prvek – šestistěn). Celkem je použito zhruba 11900 elementů.

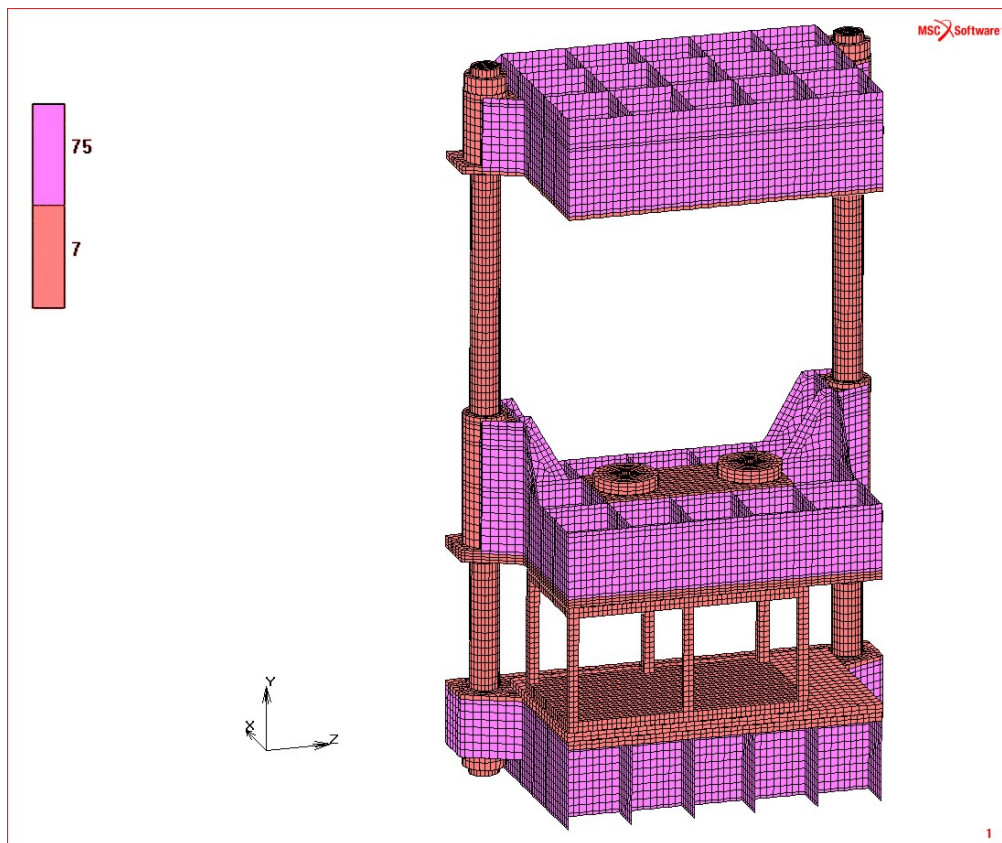


**Obr. 45** Prvek typu quad4

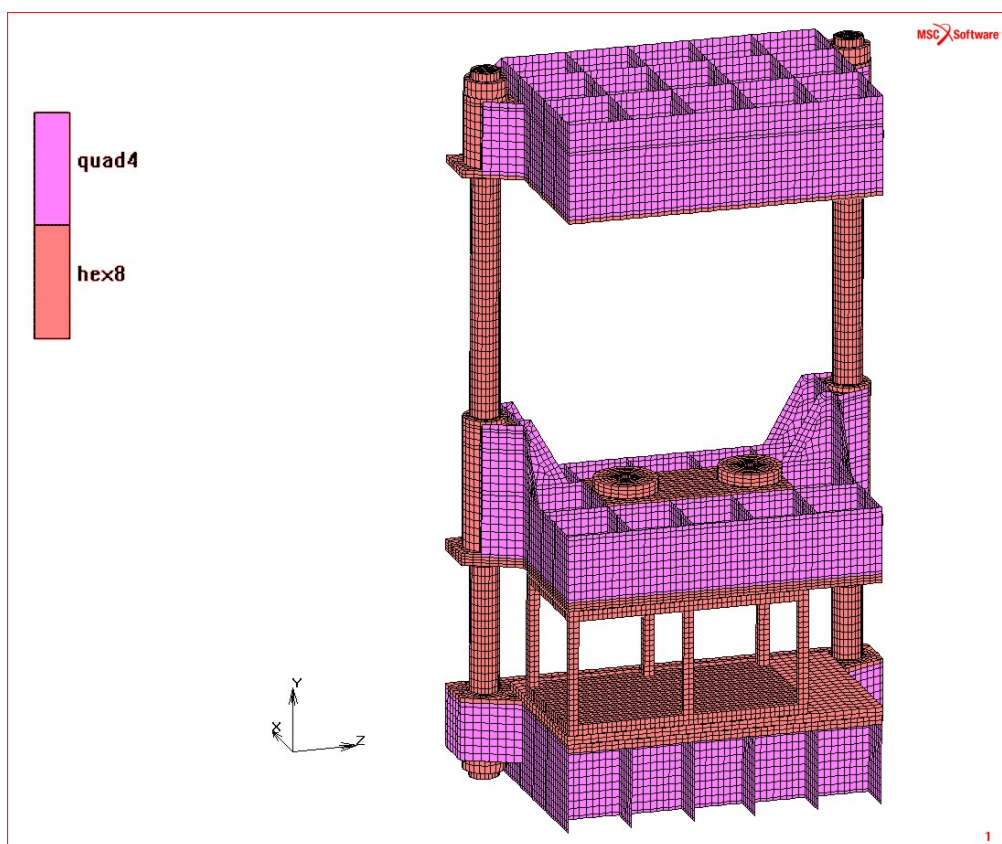


**Obr. 46** Prvek typu hex8



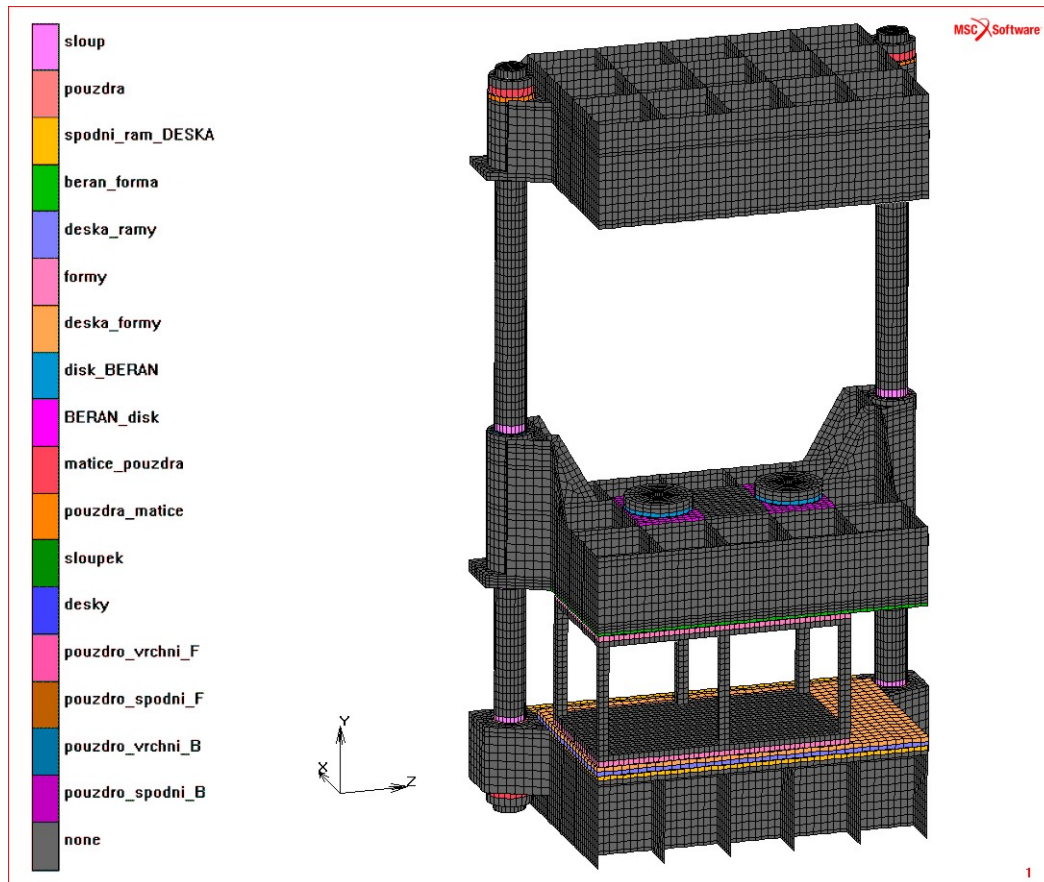


Obr. 47 Použité typy prvků



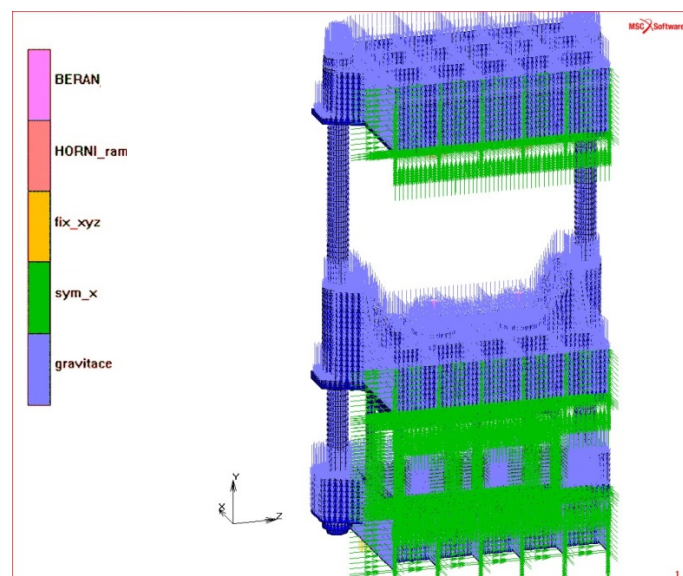
Obr. 48 Použité prvky

Mezi jednotlivými součástmi lisu jsou použity dva typy kontaktů. Jedná se o typ dotyk („touching“) a lepidlo („glue“).

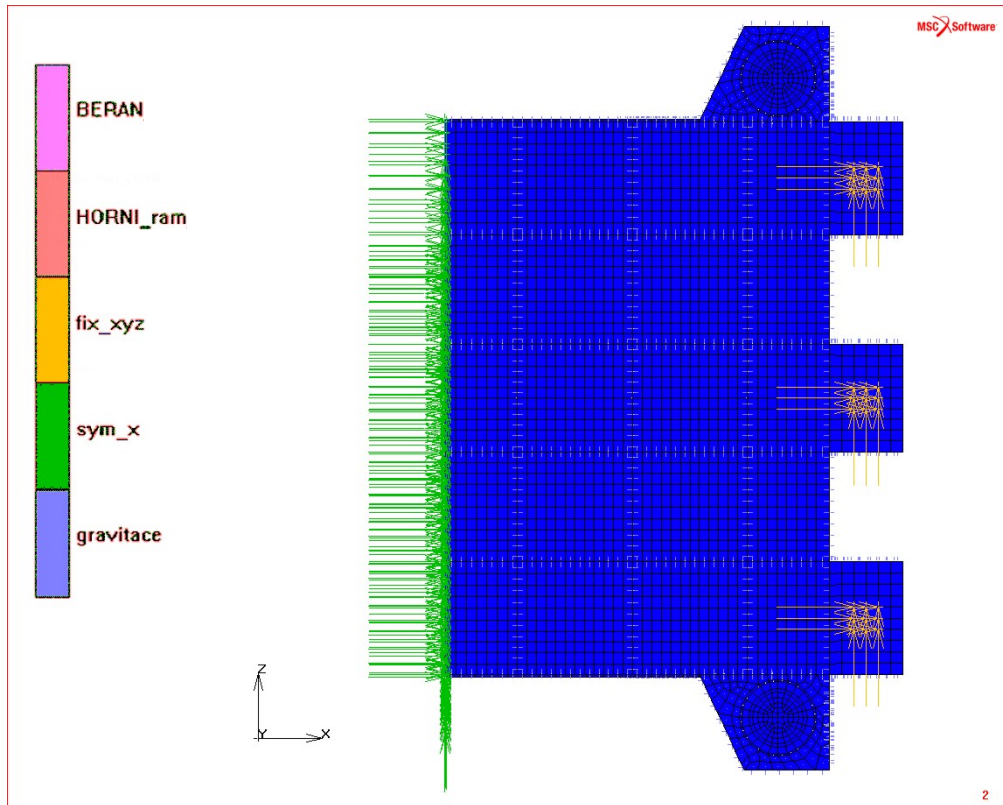


**Obr. 49 Zobrazení skupin elementů vytvořených pro definici vzájemných kontaktů jednotlivých částí lisu**

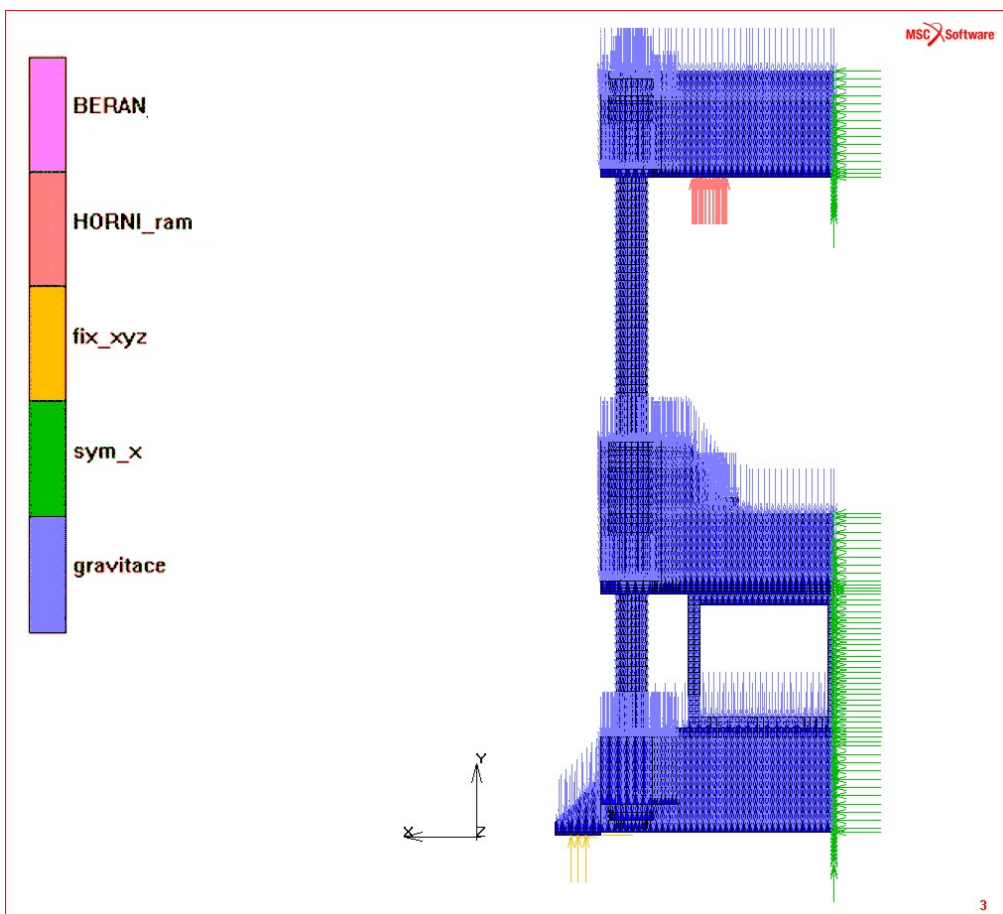
Pro výpočet jsou zadány okrajové podmínky zobrazené na Obr. 50, které zahrnují gravitaci, symetrii ve směru x, ukotvení lisu, zatížení horní traverzy a beranu lisu. Detailnější zobrazení okrajových podmínek je viditelné na Obr. 51 a Obr. 52.



**Obr. 50 Okrajové podmínky**



Obr. 51 Okrajové podmínky při pohledu zdola

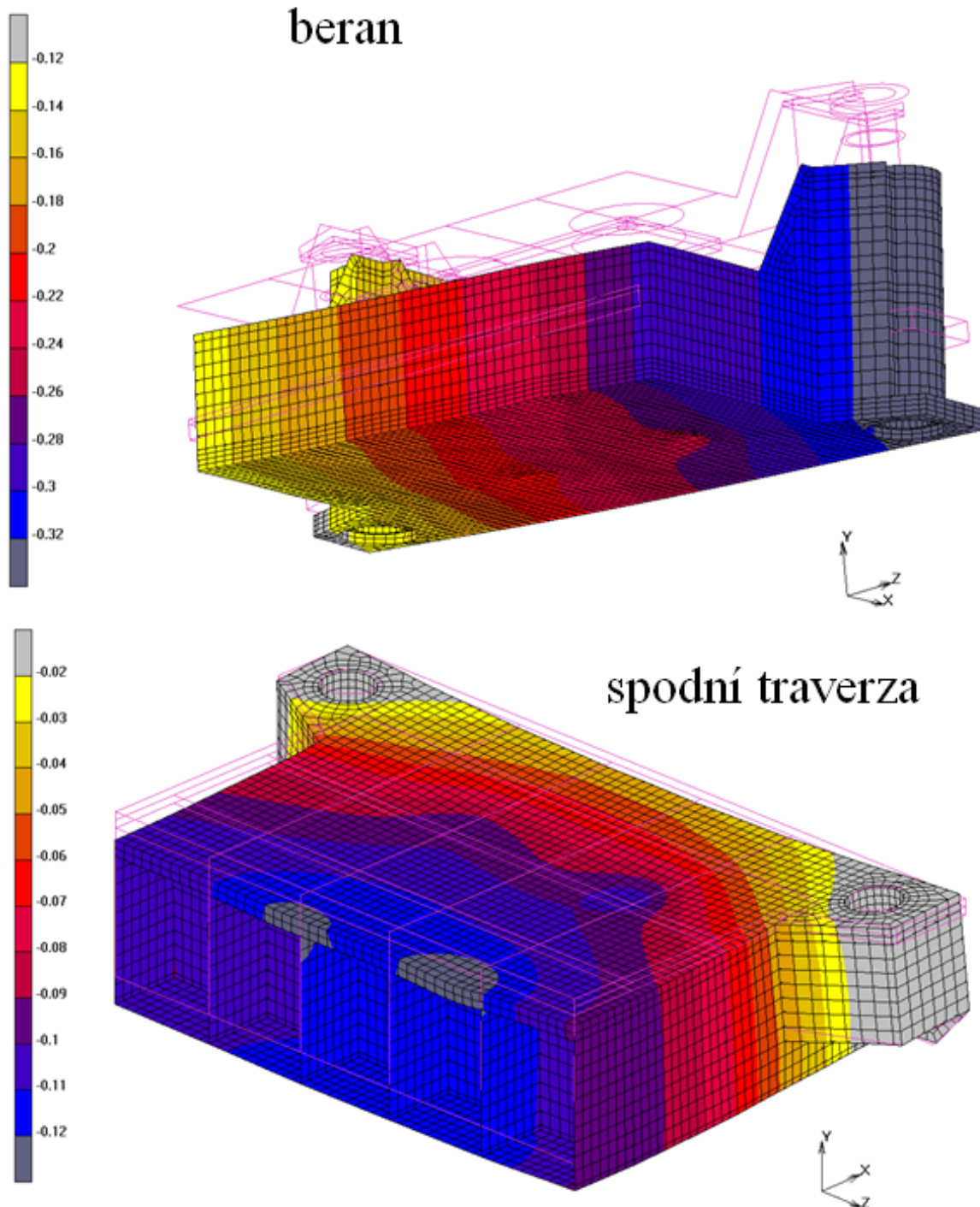


Obr. 52 Okrajové podmínky při pohledu zepředu



## 9.2. Výsledky numerického řešení

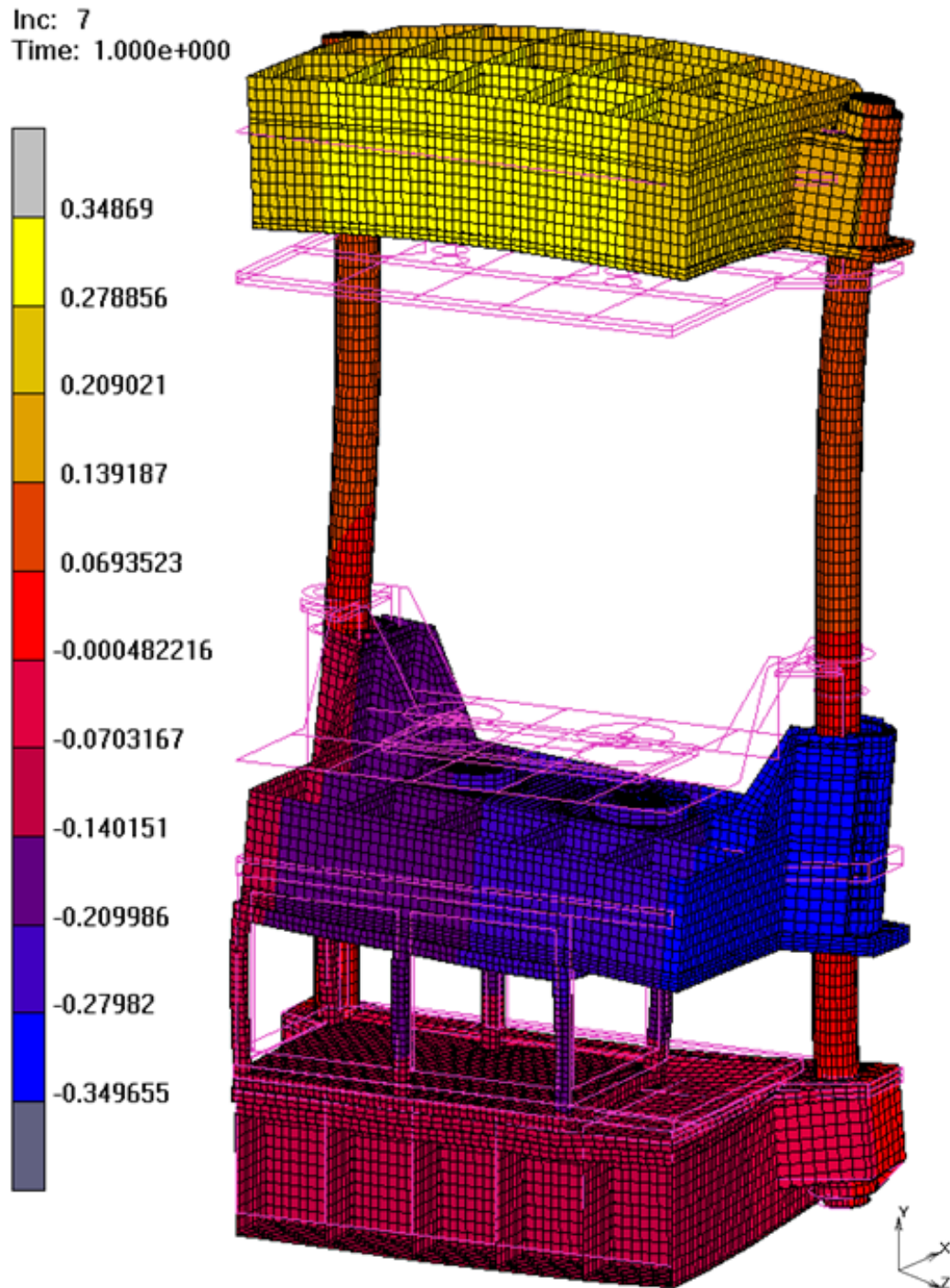
Na Obr. 53 jsou zobrazeny deformace beranu a spodní traverzy. Tyto deformace zobrazují posuvy ve směru osy y a pro lepší názornost jsou 1000 krát zvětšeny. Maximální průhyb beranu dosahuje hodnoty 0,32 mm a maximální průhyb spodní traverzy dosahuje hodnoty 0,12 mm.



Obr. 53 Posuvy ve směru osy y [mm] (faktor optického zvětšení deformací: 1000)

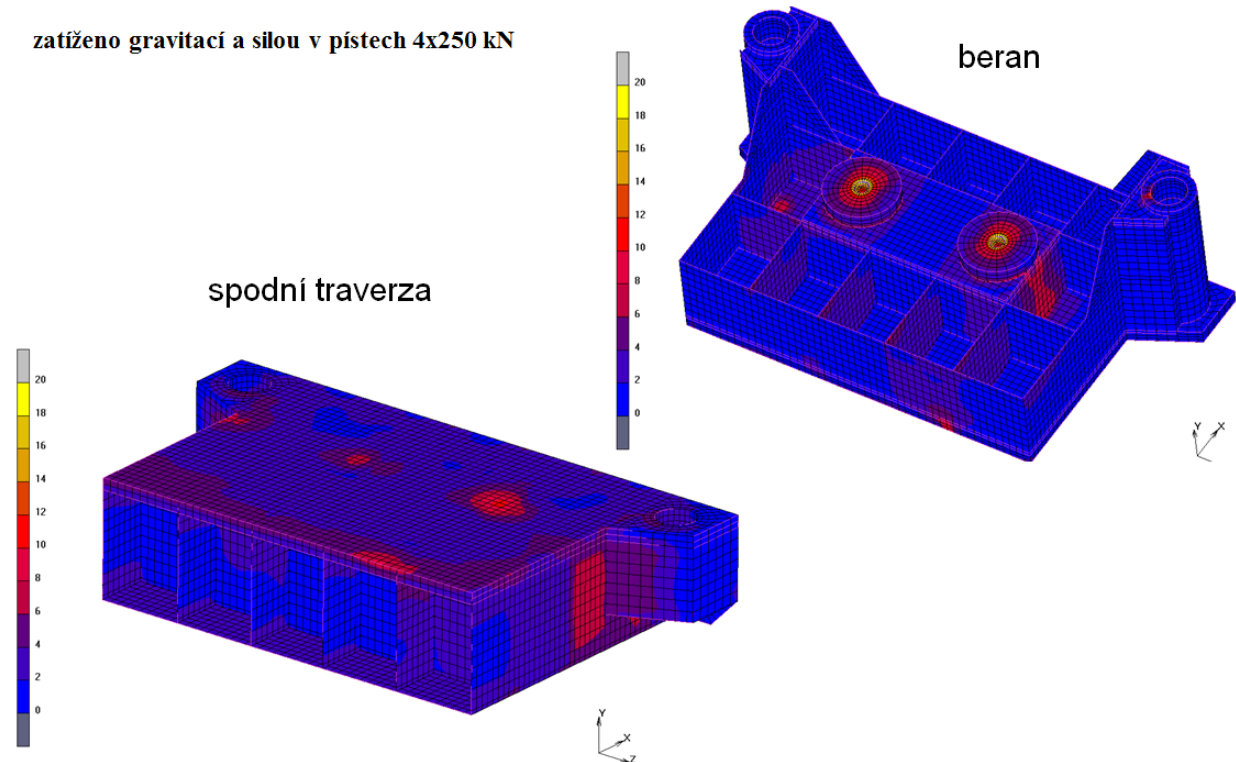
Deformace lisu jsou znázorněny na Obr. 54 a zobrazují posuvy ve směru osy y a pro lepší názornost jsou opět 1000 krát zvětšeny.

Při zatížení lisu gravitační a lisovací silou 1000 kN, která byla rozložena do čtyř hydraulických válců po 250 kN, dochází k maximální deformaci lisu o hodnotě 0,35 mm na beranu v oblasti, kde v rámci excentricity není pod beranem umístěn nástroj.



Obr. 54 Posuvy ve směru osy y [mm] lisu (faktor optického zvětšení deformací: 1000)

Rozložení redukovaného napětí v MPa podle metody HMH je zobrazeno na Obr. 55. Napětí bylo způsobeno gravitací a lisovací silou 1000 kN, která byla rozložena do čtyř hydraulických válců po 250 kN. Zobrazení je dostatečně názorné, proto vzniklé deformace nebyly zvětšovány.



**Obr. 55 Rozložení redukovaného napětí dle HMH [MPa] (faktor zvětšení deformací: 1)**

Na spodní traverze dochází k maximálnímu redukovanému napětí v oblasti hydraulických válců a v oblasti přechodu z výstupků pro upevnění sloupu k tělu spodní traverzy. Redukované napětí zde dosahuje hodnoty až 10 MPa.

Beran je nejvíce namáhán v oblasti hydraulických válců, kde redukované napětí nabývá místy hodnot až 18 MPa. V oblasti nad nástrojem se redukované napětí pohybuje okolo 8 MPa.

### 9.3. Zhodnocení výsledků výpočtů

Dle výsledků ověřovacího MKP výpočtu takto navržený lis vykazuje dostatečnou tuhost a statickou pevnost kritických nosných částí.

## 10 Závěr

Hlavním úkolem diplomové práce je vytvořit a ověřit konstrukční návrh hydraulického lisu s lisovací silou 1000 kN, sloupové vertikální konstrukce s horním pohonem.

Pro vypracování 3D modelu bylo potřeba po výběru konstrukční varianty rámu lisu provést analytické výpočty rámu. Pro analytické výpočty byl použit program Mathcad Prime 2.0 a jeho syntaxe.

Následně byla provedena kontrola pevnostních analytických výpočtů metodou konečných prvků.

Dalším krokem bylo vytvoření výkresů vybraných součástí lisu.

V práci jsou zobrazeny návrhy možností automatických výměn nástrojů.

Tento hydraulický lis je navržen pro specifický účel, a protože u těchto typů zakázek je jedním z hlavních ukazatelů čas dodání stroje k zákazníkovi, neklade se tak velký důraz na ekonomičnost konstrukce.

Cena kompletního hydraulického lisu podobných parametrů se dle poskytnutých informací od zadavatele pohybuje kolem 10 miliónů Kč. Při výpočtu celkové částky za navržený a vyrobený stroj se vychází z nabídkových cen dodavatelů jednotlivých komponent lisu.

## Seznam obrázků

Obr. 1 Kaširovaný díl.....	5
Obr. 2 Lisovací nástroj.....	5
Obr. 3 Struktura systému stroj – nástroj – tvářený materiál [11].....	6
Obr. 4 Varianty hydraulických lisů s uzavřenými rámy [6].....	7
Obr. 5 Rám hydraulického lisu .....	8
Obr. 6 Střední čára rámu lisu .....	9
Obr. 7 Výpočtový model rámu lisu.....	10
Obr. 8 Obecná přímková funkce .....	12
Obr. 9 Průběh momentových ploch okolo sloupů rámu od jednotkových staticky neurčitých veličin $V$ , $M$ .....	12
Obr. 10 Průběh momentových ploch okolo sloupů rámu od jednotkové staticky neurčité veličiny $H$ .....	13
Obr. 11 Průběh momentů okolo sloupů rámu lisu od vnějšího zatížení .....	13
Obr. 12 Excentricita na spodní traverze lisu .....	14
Obr. 13 Horní traverza .....	18
Obr. 14 Beran .....	19
Obr. 15 Excentricita na beranu lisu.....	20
Obr. 16 Spodní traverza .....	22
Obr. 17 Spodní a horní traverza lisu .....	24
Obr. 18 Beran lisu .....	25
Obr. 19 Mazací hlavice a mazací lis [8].....	26
Obr. 20 Detail uchycení sloupů do traverz.....	26
Obr. 21 Předepínací matice SUPERBOLT od firmy Nord-Lock [9].....	27
Obr. 22 Uspořádání působících sil od hydraulických válců [6].....	29
Obr. 23 Pascalův zákon.....	30
Obr. 24 Rozdělení přímočarých hydromotorů [7].....	31
Obr. 25 Pracovní postup při lisování [6].....	32
Obr. 26 Dispoziční řešení hydraulického systému.....	38
Obr. 27 Detail uchycení hydraulických válců.....	39
Obr. 28 Detail uchycení systému bezpečnostní brzdy .....	40
Obr. 29 Brzdící těleso firmy SITEMA, rozpad a princip [11].....	40
Obr. 30 Detail uchycení energetického řetězu a odměřování polohy beranu .....	42
Obr. 31 Ochranné a bezpečnostní prvky .....	43



Obr. 32 Příklad použití opticko-elektrických světelných závor SICK [10] .....	44
Obr. 33 Světelné závory SICK [10] .....	44
Obr. 34 Kompletní návrh hydraulického lisu .....	46
Obr. 35 Transportní prvky .....	47
Obr. 36 spodní transportní rozpěry .....	47
Obr. 37 Výměna nástrojů řízená dvěma pohony [6] .....	48
Obr. 38 Pohybující se deska [6] .....	49
Obr. 39 Výměna nástrojů pro uzavřené rámy lisů [6] .....	50
Obr. 40 Výměna nástrojů pro otevřené rámy lisů [6] .....	50
Obr. 41 Možnosti upínání nástrojů [6] .....	51
Obr. 42 Automatické závitové upínací zařízení [6] .....	51
Obr. 43 Pohled na výpočtový model a popis jeho částí .....	52
Obr. 44 Přehled zadaných materiálů .....	53
Obr. 45 Prvek typu quad4      Obr. 46 Prvek typu hex8 .....	53
Obr. 47 Použité typy prvků .....	54
Obr. 48 Použité prvky .....	54
Obr. 49 Zobrazení skupin elementů vytvořených pro definici vzájemných kontaktů jednotlivých částí lisu .....	55
Obr. 50 Okrajové podmínky .....	55
Obr. 51 Okrajové podmínky při pohledu zdola .....	56
Obr. 52 Okrajové podmínky při pohledu zepředu .....	56
Obr. 53 Posuvy ve směru osy y [mm] (faktor optického zvětšení deformací: 1000) .....	57
Obr. 54 Posuvy ve směru osy y [mm] lisu (faktor optického zvětšení deformací: 1000). .....	58
Obr. 55 Rozložení redukovaného napětí dle HMH [MPa] (faktor zvětšení deformací: 1) .....	59

## Seznam tabulek

Tabulka 1 Morfologická matice pro výběr rámu .....	8
Tabulka 2 Vyhodnocení variant .....	8

## Literatura

### Knižní publikace:

- [1] ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999, 141 s. ISBN 80-7082-480-8.
- [2] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce*. SNTL, Praha: 1982
- [3] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2001, v, 120 s. ISBN 80-7082-738-6.
- [4] KRÍŽ, Rudolf. *Strojírenská příručka 4. svazek: K- Mechanika tekutin, L - Termomechanika tekutin, M- Tekutinové mechanismy, N- Kinematické mechanismy*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1994, 254 s. ISBN 80-858-2758-1.
- [5] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA a Jaroslav ŘASA. *Strojnické tabulky*. 2., zcela přeprac. vyd. Praha: Scientia, 1998, xiii, 911 s. ISBN 80-718-3123-9.
- [6] *Metal forming handbook*. Berlin: Springer, 1998, 563 s. ISBN 35-406-1185-1.

### Internet:

- [7] ARGO-HYTOS s.r.o. [online]. [cit. 2013-01-19]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com>
- [8] LUKO STROJÍRNY S.R.O. [online]. [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: <http://luko-strojirny.trade.cz>
- [9] NORD-LOCK [online]. [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: <http://www.nord-lock.com>
- [10] SICK SPOL. S R.O. [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.sick.com/cz/cs-cs/home/Pages/Homepage1.aspx>
- [11] SITEMA GMBH & CO. KG. [online]. [cit. 2013-01-16]. Dostupné z: <http://www.sick.com/cz/cs-cs/home/Pages/Homepage1.aspx>

### Skripta:

- [11] MAŇAS, Stanislav. *VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ: TVÁŘECÍ STROJE* [online]. 2006/2007. Praha [cit. 2013-02-23]. Dostupné z: [http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor\\_stud/VSZ\\_-\\_2351054/VSZ\\_-\\_Tvareci\\_stroje.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/VSZ_-_2351054/VSZ_-_Tvareci_stroje.pdf)

### Akademické práce:

- [12] DEJMAL, Václav. *Přínosy ke konstrukci hydraulických lisů na základě analýzy konstrukce lisu CKVJ 2500*. ZČU Plzeň, 2000. Disertační práce. Západočeská univerzita v Plzni.

## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Katalogový list firmy SITEMA – těleso brzdy**

Technische Information

SITEMA - Absturzsicherungen

Betätigen durch Pneumatik- bzw. Hydraulikdruck

Deutschsprachige Originalversion



TI-A10-DE-03/2011

## Technische Information TI-A10 Absturzsicherungen

- Hohe Haltekräfte durch selbstverstärkende Klemmung
- pneumatisch bzw. hydraulisch lösbar
- BG - zugelassen bei hydraulischen Pressen und Hebezeugen



### Inhaltsverzeichnis

1 Zweck.....	1
2 Funktion.....	2
3 Bauarten .....	2
4 Ansteuerung.....	2
5 Richtige Größenauswahl.....	2
6 Anforderung an die Stange.....	2
7 Lebensdauer .....	2
8 Abnahme durch Sicherheitsorgane .....	3
9 Eigene Gefahrenanalyse .....	3
10 Betriebsbedingungen.....	3
11 Gesamtdokumentation und CE-Kennzeichnung .....	3
12 Regelmäßige Funktionsprüfungen .....	3
13 Wartung .....	3
14 Befestigung .....	4

Eine ausführliche Beschreibung zu Ansteuerung, Montage und Funktionsprüfung der Absturzsicherungen finden Sie in den „Betriebsanleitungen BA-A11“ und folgende.

### 1 Zweck

Absturzsicherungen kommen dort zum Einsatz, wo im Zusammenhang mit angehobenen Lasten oder Werkzeugen beim Ausfall eines Tragmittels Personenschutz und Unfallverhütung gewährleistet sein müssen. So zum Beispiel beim Ausfall eines hydraulischen oder pneumatischen Drucksystems. Absturzsicherungen übernehmen abstürzende Massen stufenlos an jeder Stelle des Hubes mechanisch sicher und absolut zuverlässig. Durch das Funktionsprinzip der selbstverstärkenden Klemmung wird dabei ein Sicherheitsniveau erreicht, welches das aller technischen Alternativen übertrifft.

SITEMA - Absturzsicherungen werden hydraulisch bzw. pneumatisch offengehalten und wirken bei Druckabfall. Dabei wird sinnvollerweise die Energie der abstürzenden bzw. absinkenden Last zum Erzeugen der Klemmkraft benutzt.

### 2 Funktion

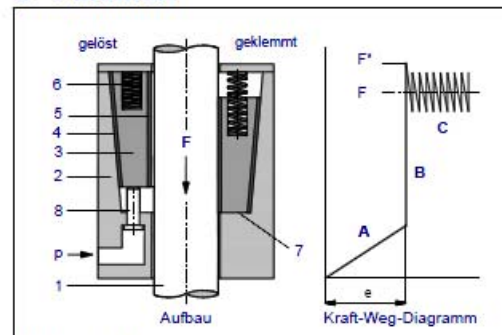


Abb. 1: Funktionsprinzip

Die Kolbenstangen bzw. Haltestange (1) wird durch das Gehäuse (2) umschlossen, in welchem mehrere Keilsegmente, sog. Fangbacken (3), mit je einem Gleitbelag (4) und einem Bremsbelag (5), angeordnet sind. Durch den Druck (p) beaufschlagte Aushebepkolben (8), halten die Fangbacken gelüftet, so dass sich die Stange frei bewegen kann. Die Federn (6) sind dabei vorgespannt.

Die Absturzsicherung wird wirksam, wenn die Aushebepkolben (8) drucklos werden. Dann legen sich die Fangbacken (3) unter der Wirkung der Federn (6) an die Stange (1) an und sichern die Last.

Die Klemmkraft wird jedoch erst aufgebaut, wenn die Stange sich in Lastrichtung bewegt. Dann werden zunächst die Fangbacken (3) durch die selbstverstärkende Haftreibung an der Stange um den Einzugschweg e (ca. 5 bis 15 mm je nach Baugröße) in die Klemmstellung auf den Anschlag (7) gezogen, vgl. Phase A des Kraft-Weg-Diagrammes.

Beim weiteren Erhöhen der Belastung (Phase B), bleibt die Stange lastunabhängig stehen, solange die statische Haltekraft (Haftreibungskraft)  $F^*$  nicht erreicht wird. Nach dem Überschreiten dieser Grenze bremst die Absturzsicherung (Phase C) die Stangenbewegung mit einer mittleren dynamischen Bremskraft  $F$  – der Haltekraft – und dissipiert so z.B. die kinetische Energie der abstürzenden Masse. Das Lösen der Klemmung geschieht durch eine Aufwärtsfahrt der Stange um den Weg e mit einer der Last entsprechenden Kraft, ist also nur bei intaktem Antrieb möglich. Erhöhte Kraft (etwa zum Losbrechen) ist normalerweise nicht erforderlich.

Technical Data Sheet

SITEMA - Safety Catcher K and KR

Hydraulic actuation / Compressive load



TI-A11-EN-01/2011

Technical Data Sheet TI-A11

**Safety Catcher K** Load direction compressive (to mounting surface)

General information, particularly regarding purpose, function, choosing right type and control is provided in "Technical Information TI-A10". Furthermore important practical advices are given in the "Operating Manual BA-A11".

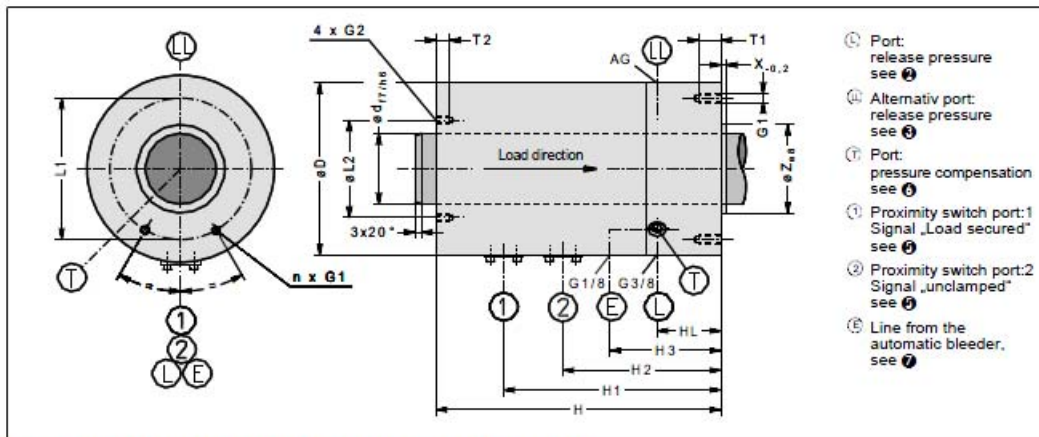


Fig. 2: Dimensions Safety Catcher K (CAD-Files download at [www.sitema.com](http://www.sitema.com))

Type	Ident.-No.	d	M	D	H	Z	X	L1	n	G1	T1	L2	G2	T2	V	HL	H1	H2	H3	Weight
		mm	kN	mm	mm	mm	mm	mm			mm	mm	mm	mm	cm <sup>3</sup>	mm	mm	mm	mm	kg
K 90	K 090 30	90	160	218	284	110	3	170	6	M12	25	-	-	-	18	20	188	138	105	65
<b>K 100</b>	<b>K 100 30</b>	100	220	240	310	120	3	160	6	M12	25	135	M8	16	18	22	230	180	105	85
K 110	K 110 30	110	270	240	335	130	4	200	4	M16	30	-	-	-	24	24	192	142	105	105
<b>K 125</b>	<b>K 125 30</b>	125	330	270	356	150	4	220	4	M16	30	160	M8	16	24	22	208	156	100	119
<b>K 140</b>	<b>K 140 30</b>	140	450	320	390	170	5	250	4	M16	30	180	M8	16	24	22	232,5	182,5	102	189
K 160	K 160 30	160	700	360	505	190	5	300	4	M16	30	210	M8	16	36	25	138	88	102	314
K 180	K 180 30	180	750	410	460	220	6	330	4	M20	40	226	M8	16	36	19	335	285	111	376
K 200	K 200 30	200	850	448	533	240	6	340	8	M20	40	252	M8	16	36	19	334	279	111	521

bold types = recommended standard, on stock

Subject to modification without prior notice

- ① M is the admissible force the mass to be secured exerts on the clamping device. The holding (braking) force for dry running or mineral-oil wetted shafts is not less than  $2 \times M$ , but will not exceed  $3,5 \times M$ .
- ② Minimum operating pressure is 40 bar. In case a spring base is installed, for releasing without lifting the required pressure is 60 bar, conf. "Technical Information TI-A20". Admissible working pressure is 250 bar.
- ③ As supplied, port LL is plugged by a plug screw. It may be used as an alternative to port L and is useful for air-bleeding.
- ④ Hydraulic operating volume.

- ⑤ Proximity switch holders are provided for standard proximity switches M12x1 shielded and with a nominal switching distance of 2 mm.
- ⑥ Port T is used for pressure compensation (breathing). It is plugged with an air filter element.  
If, however, moisture or aggressive media are present, a hose instead of the filter must be installed to connect the device with a clean atmosphere (e.g. hydraulic tank).
- ⑦ For air-bleeding, an automatic air-bleeder is integrated.  
Due to the permanent bleeding, a small quantity of oil-air mix will escape from port E. Therefore, a connection to the tank is necessary. (For further information see "Technical Information TI-Z10")

## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Katalogový list firmy SANKYO – vodící pouzdro**



# SANKYO OILLESS INDUSTRY (UK) Ltd.

Huffwood Trading Estate  
Brookers Road  
Billingshurst, West Sussex, RH14 9UR  
Telephone (01403) 785378  
Facsimile (01403) 784634

## SOB Standard (Bush)

Page 4 of 4

### (SO # 50SP<sub>2</sub>)

#### Sliding member

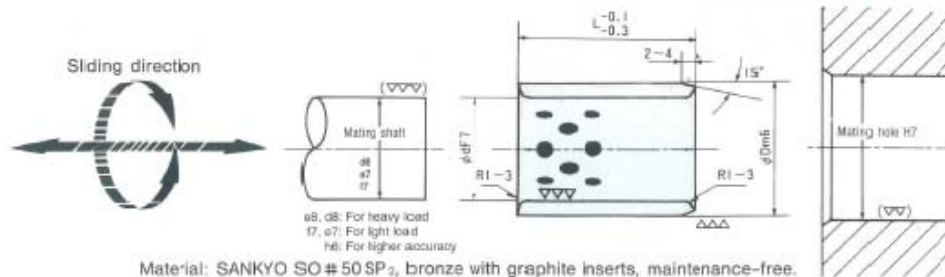
Sliding members may be made of chrome alloy steel or be chrome plated surfaces.  
Recommended surface roughness: Rz = 3 - 6,3 μm  
Recommended surface hardness: HRC > 35

#### Initial lubrication

Prior to fitting the sliding elements, the sliding surfaces should be provided with a grease film (no grease containing MoS<sub>2</sub>). This initial lubrication helps to keep the run-in wear low and to activate the solid lubricant film.

#### Application at high temperature

For application at temperatures above 100°C, please provide a greater running clearance in order to avoid seizure.



Material: SANKYO SO # 50 SP<sub>2</sub>, bronze with graphite inserts, maintenance-free.

Standard No.	Dimension mm			Washer	Standard No.	Dimension mm			Washer	
	I.D.ø dF7	O.D.ø Dm6	Length L			I.D.ø dF7	O.D.ø Dm6	Length L		
SOB-708550	70	83	50	SOBW-70	SOB-8510080	100	100	80	SOBW-80	
SOB-708560			60		SOB-9010060			60	SOBW-90	
SOB-708570			70		SOB-9010070			70		
SOB-708580			80		SOB-9010080			80		
SOB-7085100			100		SOB-9010100			100		
SOB-709050			50		SOB-9010120			120		SOBW-100
SOB-709060			60		SOB-1002060			60		
SOB-709070			70		SOB-1002070			70		
SOB-709080			80		SOB-1002080			80		
SOB-759060			60		SOB-10020100			100		
SOB-759070	70	SOB-10020120	120							
SOB-759080	80	SOB-10020140	140							
SOB-7590100	100	SOB-1103080	80	SOBW-120						
SOB-759560	60	SOB-11030100	100							
SOB-759570	70	SOB-11030120	120							
SOB-759580	80	SOB-1204080	80							
SOB-7595100	100	SOB-12040100	100							
SOB-809640	40	SOB-12040120	120							
SOB-809650	50	SOB-12040140	140							
SOB-809660	60	SOB-12545100	100							
SOB-809670	70	SOB-12545120	120							
SOB-809680	80	SOB-13050100	100							
SOB-8096100	100	SOB-13050130	130	SOBW-150						
SOB-8096120	120	SOB-14060100	100							
SOB-8010040	40	SOB-14060140	140							
SOB-8010050	50	SOB-15070100	100							
SOB-8010060	60	SOB-15070150	150							
SOB-8010070	70	SOB-16080100	100							
SOB-8010080	80	SOB-16080150	150							
SOB-80100100	100									
SOB-80100120	120									
SOB-80100140	140									

## **PŘÍLOHA č. 3**

### **Katalogový list – matice SUPERBOLT**



Datenblatt / Data sheet / Fiche technique

**GR2**



**SUPERBOLT®-Säulen-Spannmuttern**  
M110-M250

**SUPERBOLT® Column Tensioners**  
M110-M250

**Tensionneurs SUPERBOLT® pour colonnes**  
M110-M250



SUPERBOLT® products are protected by one or several patents (US patents: 6,324,930; 6,381,827; 6,199,453; 6,381,827; 6,112,396; 6,263,754) and correspond to foreign patents, other patents pending. SUPERBOLT® products are also covered by trademark rights. Manufactured under license of Steinbock Machinery, Inc.

**Technische Daten**

- Werkstoff: legierter Stahl
- Temperaturen:  
-10 bis +250 °C
- max. Spannung im Bolzen:  
ca. 80 bis 270 N/mm<sup>2</sup>;  
je nach Grösse
- max. Werte gelten für bleibende Verbindungen inkl. Reaktionskräfte
- Druckschrauben geschmiert mit JL-AS

**Technical Data**

- material: alloy steel
- temperatures:  
-10 to +250 °C
- max. bolt stress:  
approx. 80 to 270 N/mm<sup>2</sup>;  
depending on size
- max. values valid for permanent bolting applications, incl. reaction forces
- jackbolts lubricated with JL-AS

**Données techniques**

- matériau : acier allié
- températures :  
-10 jusqu'à +250 °C
- tension max. du boulon :  
env. 80 à 270 N/mm<sup>2</sup>;  
selon la taille
- les valeurs max. s'appliquent aux assemblages permanents, forces de réaction comprises
- vis de pression lubrifiées au JL-AS

**Allgemeine Beschreibung**

SUPERBOLT®-Säulen-Spannmuttern der GR2-Serie sind eine interessante Alternative zu SUPERBOLT®-Spannmuttern der MT-Serie bei Gewindedurchmessern M110 und grösser. Vorteilhaft werden sie an Stellen mit relativ niedrigem Spannungsniveau eingesetzt. Die erforderlichen Spannungsmomente sind vergleichsweise gering.

**General Description**

SUPERBOLT® Column Tensioners of the GR2 series present an interesting alternative to the Tensioners of the MT series of the sizes M110 and larger. They are mainly used on applications which have a lower pre-tension level. The necessary tightening torques are comparably low.

**Description générale**

Les tensionneurs SUPERBOLT® pour colonnes de la série GR2 constituent une alternative intéressante à ceux de la série MT pour les filetages M110 et supérieurs. Leur mise en œuvre est conseillée aux endroits à niveau de tension relativement faible. Les couples de serrages nécessaires sont comparativement bas.

**Optionen**

- weitere Grössen
- Sonderausführungen
- Korrosionsschutz
- Sondermaterialien
- andere Gewinde (UN, BSW...)

**Options**

- other sizes
- special designs
- anti-corrosion protection
- special materials
- other threads (UN, BSW...)

**Options**

- autres dimensions
- autres modèles
- protection anti-corrosion
- matériaux spéciaux
- autres filetages (UN, BSW...)

**Anwendungen**

- Pressensäulen
- Fundamentanker
- Kolbenbefestigung etc.

**Applications**

- press columns
- foundation bolts
- piston connections etc.

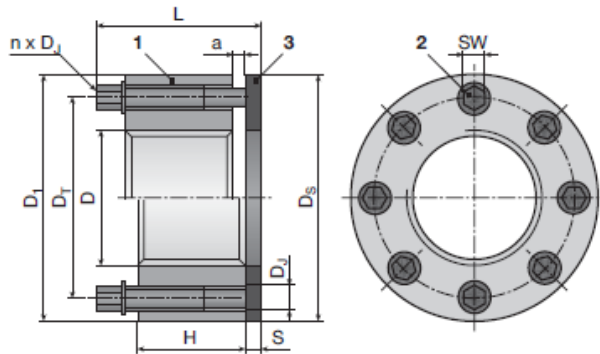
**Applications**

- colonnes de presse
- ancrés de fondation
- fixations de pistons etc.



GR2

Säulen-Spannmuttern / Column Tensioners / Tensionneurs pour colonnes



**Bestandteile**

- 1 Mutterkörper
- 2 Druckschrauben
- 3 Druckscheibe, vergütet

**Components**

- 1 Nut body
- 2 Jackbolts
- 3 Hardened Washer

**Eléments**

- 1 Corps du tensionneur
- 2 Vis de pression
- 3 Rondelle de pression trempée

Teile-Nr. Part No. Référence	Mutterkörper Nut body Corps du tensionneur				Druckschraube Jackbolt Vis de pression			Scheibe Washer Rondelle		Höhe Height Haut.	Gewicht Weight Poids	Vorspannkraft Pre-Load Prétension		Spannmoment Torque Couple par vis		
	D [mm]	D <sub>1</sub>	H	D <sub>T</sub>	D <sub>J</sub> [mm]	n	SW	a	D <sub>B</sub> [mm]	S	tot. L [mm]	[kg]	nominal F <sub>1</sub> [kN]	max. F <sub>2</sub>	nominal M <sub>1</sub> [Nm]	max. M <sub>2</sub>
GR2-M110x6/W	M110	164									101	7.00	1740	2300	215	285
GR2-M120x6/W	M120	177									101	7.90	1960	2590	215	285
GR2-M125x6/W	M125	182									101	8.25	1960	2590	215	285
GR2-M130x6/W	M130	186									124	10.50	2420	3230	240	320
GR2-M140x6/W	M140	196									124	11.00	2420	3230	240	320
GR2-M150x6/W	M150	205									124	11.75	2930	3900	240	320
GR2-M160x6/W	M160	215									126	12.75	2930	3900	240	320
GR2-M170x6/W	M170	225									126	13.00	2930	3900	240	320
GR2-M180x6/W	M180	235									126	13.50	2930	3900	240	320
GR2-M190x6/W	M190	245									126	14.25	2930	3900	240	320
GR2-M200x6/W	M200	255									126	14.75	2930	3900	240	320
GR2-M210x6/W	M210	265									126	15.50	2930	3900	240	320
GR2-M220x6/W	M220	275									126	16.00	2930	3900	240	320
GR2-M230x6/W	M230	285									126	16.75	2930	3900	240	320
GR2-M240x6/W	M240	295									126	17.25	2930	3900	240	320
GR2-M250x6/W	M250	305									126	18.00	2930	3900	240	320

Für detaillierte Produktinformationen kontaktieren Sie bitte P&S.  
For detailed product informations please contact P&S.  
Pour des informations détaillées contactez P&S s.v.p.

/W = inkl. Druckscheibe  
/W = washer incl.  
/W = rondelle de pression incl.

Feingewinde-Steigungen sind erhältlich  
Fine-pitch threads are available  
Filetages à pas fin sont disponibles

z.B./e.g./p.ex.  
- GR2-M120x3/W  
- GR2-M120x.../W

<sup>1)</sup> Total  
Total  
Totale

<sup>2)</sup> pro Druckschraube  
per Jackbolt  
par vis

Änderungen vorbehalten / Subject to design changes / Sous réserve de modifications P&S 11/09 5.1-014

## **PŘÍLOHA č. 4**

### **Katalogový list firmy BALLUF - odměřování**

**BALLUFF**  
sensors worldwide

**BTL6-A/C/E/G500-M \_ \_ \_ \_ -PF-S115**

User's Guide



english

**BTL6-A/C/E/G500-M \_ \_ \_ \_ -PF-S115**  
**Micropulse Transducer in a Flat Profile Housing**

**11 Accessories**

**11.1 Magnet**

**BTL5-P-3800-2**

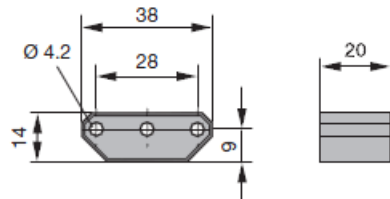


Fig. 11-1: Installation dimensions of BTL5-P-3800-2 magnet

Weight: Approx. 12 g  
Housing: Plastic

**BTL5-P-5500-2**

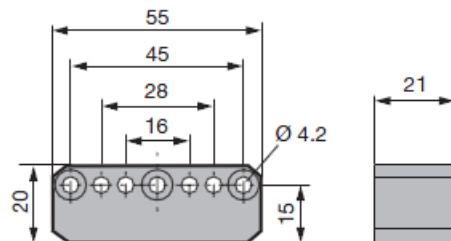


Fig. 11-2: Installation dimensions of BTL5-P-5500-2 magnet

Weight: Approx. 40 g  
Housing: Plastic

**BTL6-A-3800-2**

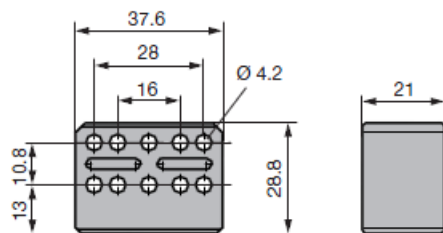


Fig. 11-3: Installation dimensions of BTL6-A-3800-2 magnet

Weight: Approx. 30 g  
Housing: Plastic

**BTL6-A-3801-2**

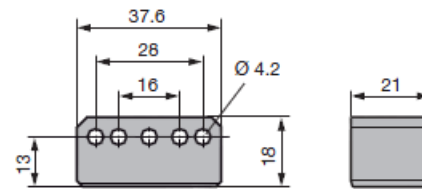


Fig. 11-4: Installation dimensions of BTL6-A-3801-2 magnet

Weight: Approx. 25 g  
Housing: Plastic

**BTL5-F-2814-1S**

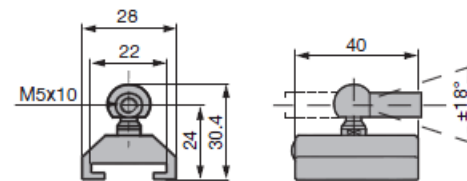


Fig. 11-5: Installation dimensions of BTL5-F-2814-1S magnet

Weight: Approx. 28 g  
Housing: Anodized aluminum  
Slide surface: Plastic

**BTL5-T-2814-1S**

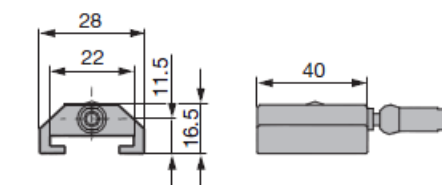


Fig. 11-6: Installation dimensions of BTL5-T-2814-1S magnet

Weight: Approx. 28 g  
Housing: Anodized aluminum  
Slide surface: Plastic

## **PŘÍLOHA č. 5**

### **Katalogový list firmy SICK – bezpečnostní světelné závory**



C40E-1501DA040, C40S-1501DA040

**SICK**  
Sensor Intelligence.





**Bezpečnostní světelné závěsy**  
**C4000 Standard Host with extension connection M12 x 7 + FE**

**Přijímač**

Typ > C40E-1501DA040  
Obj. číslo > 1028984



**Vysílač**

Typ > C40S-1501DA040  
Obj. číslo > 1028983



**At a glance**

- Type 4 (IEC 61496), PL e (EN ISO 13849)
- 7-segment display
- PSDI mode with the UE402 switching amplifier
- External device monitoring (EDM) and restart interlock (RES)
- Configuration and diagnostics via PC
- Cascade up to three systems
- ADO (Application Diagnostic Output) signaling output for contamination indicator
- Accessory Clone Plug - for configuration memory

**Your benefits**

- 7-segment display saves time during alignment and diagnostics
- Beam coding protects the systems against optical interference by ensuring a high level of availability
- Ability to cascade up to three systems optimizes the safety application and reduces wiring costs
- Preconfigured light curtains and the clone plug enables easy and rapid commissioning
- Precise, convenient configuration and diagnostics reduces downtime



**Funkce-vysílače**

Kódování paprsků:	✓
Kódování paprsku (stav po dodání):	Nekódován
Configuration method:	PC with CDS (Configuration and Diagnostic Software)
Rozšiřující konektor:	✓
EFI - bezpečná komunikace se zařízením SICK:	✓

**Funkce přijímače**

Tlačítko opětovného rozběhu:	✓
Blokování opětovného rozběhu (stav po dodání):	Externí
Kontrola stykačů:	✓
Kontrola stykačů (stav po dodání):	Deaktivovaný
Kódování paprsků:	✓
Kódování paprsku (stav po dodání):	Nekódován
Redukované rozlišení:	-
Bypass (s UE402):	✓
Rozšiřující připojení nouzového vypnutí a Bypassu:	-
Přepnutí způsobu provozu (s UE402):	✓
Muting with:	Flexi Classic
Configuration method:	PC with CDS (Configuration and Diagnostic Software)
Rozšiřující konektor:	✓
EFI - bezpečná komunikace se zařízením SICK:	✓

#### Technická data vysílače

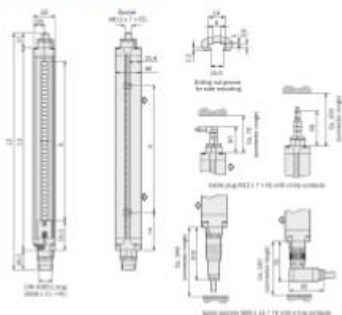
Výška ochranného pole:	1.500 mm
Rozlišení:	14 mm
Délka pouzdra:	1.632 mm
Průřez konektoru:	48 mm x 40 mm
Typ:	Typ 4 (IEC 61496)
Bezpečnostní kategorie:	SIL3 (IEC 61508), SILCL3 (IEC 62061)
Kategorie:	4 (EN ISO 13849)
Performance level:	PL e (EN ISO 13849)
PFHd:	1,5 * 1E-08
TM (mission time):	20 a
Napájecí napětí typické, od, do:	24 V DC, 19,2 V DC, 28,8 V DC
Odběr proudu:	≤ 2 A
Způsob připojení:	Hirschmann-zástrčka M26 x 11 + FE
Způsob připojení rozšiřovacího modulu:	M12 x 7 + FE
Způsob připojení konfiguračního modulu:	M8 x 4
Maximální průřez připojovacího vedení:	0,75 mm <sup>2</sup>
Vlnová délka:	950 nm
Třída ochrany:	III
Krytí:	IP 65
T provozní od ... do:	0 °C ... 55 °C
Mez únavy při vibracích (přezkoušeno dle):	5 g (IEC 60068-2-6)
Frekvence vibrací od ... do:	10 Hz ... 55 Hz
Mez únavy v rázu:	10 g, 16 ms (IEC 60068-2-29)

#### Funkce přijímače

Výška ochranného pole:	1.500 mm
Rozlišení:	14 mm
Dosah od ... do:	0 m ... 8 m
Dosah od ... do (stav po dodání):	0 m ... 2,5 m
Délka pouzdra:	1.632 mm
Průřez konektoru:	48 mm x 40 mm
Typ:	Typ 4 (IEC 61496)
Bezpečnostní kategorie:	SIL3 (IEC 61508), SILCL3 (IEC 62061)
Kategorie:	4 (EN ISO 13849)
Performance level:	PL e (EN ISO 13849)

PFHd:	1,5 * 1E-08
TM (mission time):	20 a
Napájecí napětí typické, od, do:	24 V DC, 19,2 V DC, 28,8 V DC
Čas odezvy bez kódování paprsku:	≤ 23 ms
Čas odezvy s kódováním paprsku:	≤ 48 ms
Odběr proudu:	≤ 3 A
Maximální spínací proud:	500 mA
Vlnová délka:	950 nm
Způsob připojení:	Hirschmann-zástrčka M26 x 11 + FE
Způsob připojení konfiguračního modulu:	M8 x 4
Způsob připojení rozšiřovacího modulu:	M12 x 7 + FE
Maximální průřez připojovacího vedení:	0,75 mm <sup>2</sup>
Třída ochrany:	III
Krytí:	IP 65
T provozní od ... do:	0 °C ... 55 °C
Mez únavy při vibracích (přezkoušeno dle):	5 g (IEC 60068-2-6)
Frekvence vibrací od ... do:	10 Hz ... 55 Hz
Mez únavy v rázu:	10 g, 16 ms (IEC 60068-2-29)

#### Dimensional drawing





C46E-0703CT400, C46S-0703CT400

**SICK**  
Sensor Intelligence.



## Safety light curtains C4000 Standard Guest with straight system connection

### receiver

Model Name > C46E-0703CT400  
Part No. > 1028888



### sender

Model Name > C46S-0703CT400  
Part No. > 1028887



### At a glance

- Type 4 (IEC 61496), PL e (EN ISO 13849)
- 7-segment display
- PSDI mode with the UE402 switching amplifier
- External device monitoring (EDM) and restart interlock (RES)
- Configuration and diagnostics via PC
- Cascade up to three systems
- ADO (Application Diagnostic Output) signaling output for contamination indicator
- Accessory Clone Plug - for configuration memory

### Your benefits

- 7-segment display saves time during alignment and diagnostics
- Beam coding protects the systems against optical interference by ensuring a high level of availability
- Ability to cascade up to three systems optimizes the safety application and reduces wiring costs
- Preconfigured light curtains and the clone plug enables easy and rapid commissioning
- Precise, convenient configuration and diagnostics reduces downtime



### Functions-Sender

Beam coding:	✓
Beam coding (delivery status):	Non-coded
Configuration method:	PC with CDS (Configuration and Diagnostic Software)
Extension connection:	-
Safe device communication via EFI/SDL:	-

### Functions-Receiver



Restart interlock:	-
External device monitoring:	-
Beam coding:	✓
Beam coding (delivery status):	Non-coded
Reduced resolution:	-
Bypass (with UE402):	-
Emergency stop/bypass at extension connection:	-
Operating mode switching (with UE402):	-
Muting with:	Flexi Classic
Configuration method:	PC with CDS (Configuration and Diagnostic Software)
Extension connection:	-
Safe device communication via EFI/SDL:	-

---

**Technical Data-Sender**

Protective field height:	750 mm
Resolution:	30 mm
Housing length:	830 mm
Housing cross-section:	48 mm x 40 mm
Type:	Type 4 (IEC 61496)
Safety integrity level:	SIL3 (IEC 61508), SILCL3 (IEC 62061)
Category:	category 4 (EN ISO 13849)
Performance level:	PL e (EN ISO 13849)
PFHd:	1.5 * 1E-08
TM (mission time):	20 a
Supply voltage typical, from, to:	24 V DC, 19.2 V DC, 28.8 V DC
Power consumption:	≤ 2 A
Connection type:	fixed connection cable 320 mm with plug M12 x 7 + FE, straight
Maximum connection cable cross-section:	0.25 mm <sup>2</sup>
Wave length:	950 nm
Protection class:	III
Enclosure rating:	IP 65
Ambient operating temperature from ... to:	0 °C ... 55 °C
Vibration resistance (checked to):	5 g (IEC 60068-2-6)
Oscillation frequency from ... to:	10 Hz ... 55 Hz
Shock resistance:	10 g, 16 ms (IEC 60068-2-29)

---

**Technical Data-Receiver**

Protective field height:	750 mm
Resolution:	30 mm
Scanning range from ... to:	0 m ... 19 m
Scanning range from ... to (delivery status):	0 m ... 6 m
Housing length:	830 mm
Housing cross-section:	48 mm x 40 mm
Type:	Type 4 (IEC 61496)
Safety integrity level:	SIL3 (IEC 61508), SILCL3 (IEC 62061)
Category:	category 4 (EN ISO 13849)
Performance level:	PL e (EN ISO 13849)
PFHd:	1.5 * 1E-08
TM (mission time):	20 a
Supply voltage typical, from, to:	24 V DC, 19.2 V DC, 28.8 V DC
Response time without beam coding:	11 ms

Response time with beam coding:	17 ms
Power consumption:	$\leq 3$ A
Maximum switching current:	500 mA
Wave length:	950 nm
Connection type:	fixed connection cable 320 mm with plug M12 x 7 + FE, straight
Maximum connection cable cross-section:	0.25 mm <sup>2</sup>
Protection class:	III
Enclosure rating:	IP 65
Ambient operating temperature from ... to:	0 °C ... 55 °C
Vibration resistance (checked to):	5 g (IEC 60068-2-6)
Oscillation frequency from ... to:	10 Hz ... 55 Hz
Shock resistance:	10 g, 16 ms (IEC 60068-2-29)

#### Dimensional drawing

