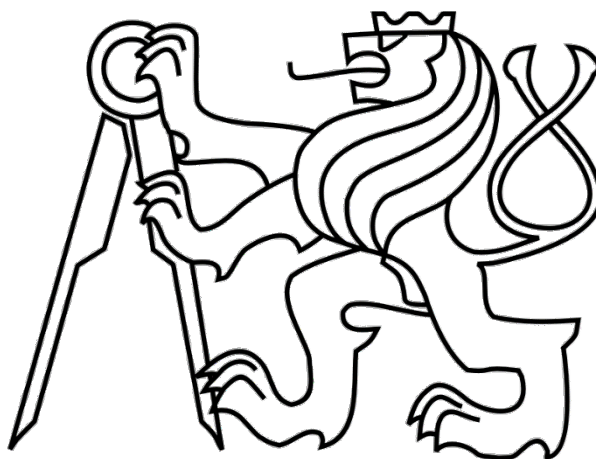


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Úprava hydraulického lisu 288t pro technologii výlisků z expanzní pěny

2021

Bc. Martin Včelák

(Zadání)

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

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

V Praze dne 3.1.2020

.....

podpis

# Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval především vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D za odborné vedení, cenné rady, ale hlavně za ochotu a čas při psaní této práce. Déle děkuji mé rodině, která mě během celého studia na vysoké škole neskutečně podporovala a mé přítelkyni, která mě motivovala až do konce.

# Anotace

Autor:	Bc. Martin Včelák
Název DP:	Úprava hydraulického lisu 288t pro technologii výlisků z expanzní pěny
Rozsah práce:	117 str., 73 obr., 13 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2020/2021
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Zadavatel:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Využití:	Metodika návrhu rekonstrukce hydraulického lisu.
Klíčová slova:	Hydraulický lis, úprava lisu, sloupový lis, hydraulika, agregát, vedení beranu, plunžr, hydromotory
Anotace:	Diplomová práce se zabývá úpravou hydraulického lisu pro technologii expanzní pěny. Požadavky této technologie zvyšují rychlosti beranu, které mají dopad na strukturu lisu a hydraulickou soustavu. Výstupem práce jsou popsány úpravy, vytvoření 3D modelů a zpracování výkresové dokumentace.

# Annotation

Author:	Bc. Martin Včelák
Title of diploma dissertation:	Treatment of hydraulic press 288t for expansion foam molding technology
Extent:	117 pg., 73 fig., 13 tab.
Academic year:	2020/2021
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Submitter of the Theme:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Modification methodology of hydraulic press reconstruction
Key words:	Hydraulic press, press modification, column press, hydraulics, hydraulic power unit, slide guide rails, plunger, cylinders
Annotation:	This diploma thesis deals with the issue of hydraulic press modification for expanded foam technology. Requirements of this technology are mainly slide speed increase, which results to changes in structure of the press and hydraulic system. The outputs of the work are calculations, 3D design and drawing documentation.

# Obsah

<b>Přehled použitých veličin a velikost jednotek .....</b>	<b>10</b>
<b>1. Úvod.....</b>	<b>13</b>
<b>2. Cíle práce .....</b>	<b>14</b>
<b>3. Střední hydraulické lisy – 250 t až 400 t.....</b>	<b>15</b>
3.1.1. Poznátky získané z přehledu lisů .....	19
<b>4. Vedení beranu lisu.....</b>	<b>20</b>
4.1.1. Kluzné sloupové vedení.....	20
4.1.2. Kluzné lištové vedení.....	21
4.1.2.1. Mazání kluzných vedení.....	23
4.1.3. Valivá kuličková vedení .....	24
4.1.4. Valivá válečková vedení .....	24
4.1.5. Další způsoby vedení .....	25
<b>4.2. Poznátky získané z konstrukcí vedení beranu lisu.....</b>	<b>26</b>
<b>5. Typ řešeného lisu .....</b>	<b>27</b>
<b>5.1. Technologie a požadavky na konstrukci .....</b>	<b>29</b>
<b>6. Konstrukční návrh pohybů beranu .....</b>	<b>30</b>
<b>6.1. Pohyb beranu dolů – zpětný pohyb .....</b>	<b>34</b>
6.1.1. Hydraulický kanál plunžru [37].....	34
6.1.1.1. Výpočtová a návrhová část kanálu plunžru.....	35
6.1.1.2. Zvětšení světlosti hydraulického kanálu plunžru .....	36
6.1.1.3. Přepočet hydraulického kanálu.....	38
6.1.2. Odpadní a přívodní trasa kapaliny k plunžru .....	38
6.1.2.1. Blokový návrh obvodu odpadní a přívodní trasy kapaliny k plunžru .....	38
6.1.2.2. Návrh velikosti vestavného ventilu a plnicího ventilu .....	40
6.1.2.3. Velikost tlakové ztráty na ventilech odpadní a přívodní trasy .....	43
6.1.2.4. Výsledná tlaková ztráta .....	45
<b>6.2. Pohyb beranu nahoru – pohyb naprázdno .....</b>	<b>46</b>
6.2.1. Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty.....	47
6.2.2. Odpadní vedení plunžru.....	47
6.2.3. Tíha sestavy beranu.....	48
<b>6.3. Pohyb beranu nahoru – uzavírající pohyb.....</b>	<b>49</b>
6.3.1. Návrh tlaku a výpočet síly pracovního pohybu.....	49
6.3.2. Výpočet rychlosti uzavírání forem.....	49
<b>6.4. Rozbor sil působících při pohybu beranu .....</b>	<b>51</b>

6.4.1. Zpětný pohyb .....	51
6.4.2. Pohyb naprázdno.....	52
<b>6.5. Určení přímočarých dvojčinných hydromotorů.....</b>	<b>53</b>
6.5.1. Volba zhotoveného přímočarého hydromotoru .....	53
6.5.1.1. Rychlost dvojčinného hydromotoru naprázdno.....	54
6.5.2. Návrh tlaku a výpočet sil postranních hydromotorů .....	55
6.5.3. Síla postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů .....	56
<b>7. Výpočet a návrh hydraulického agregátu .....</b>	<b>57</b>
<b>7.1. Určení čerpadla vysokotlakého okruhu .....</b>	<b>59</b>
7.1.1. Sestava čerpadla a elektromotoru .....	60
<b>7.2. Určení čerpadla nízkotlakého obvodu .....</b>	<b>61</b>
7.2.1. Výpočet geometrického objemu čerpadla.....	61
7.2.1.1. Výběr čerpadla .....	62
7.2.1.2. Určení výstupního tlaku nízkotlakého čerpadla .....	63
7.2.2. Potřebný výkon a volba elektromotoru.....	64
7.2.2.1. Volba elektromotoru a sestava s čerpadlem .....	64
7.2.3. Přepočet rychlosti postranních hydraulických motorů.....	65
<b>7.3. Hydraulická nádrž .....</b>	<b>67</b>
7.3.1. Velikost nádrže .....	67
7.3.2. Příslušenství nádrže .....	68
7.3.3. Sestava nádrže.....	69
<b>7.4. Návrh hydraulického obvodu.....</b>	<b>70</b>
7.4.1. Popis funkce obvodu.....	71
7.4.1.1. Seznam prvků hydraulického obvodu .....	72
7.4.1.2. Pracovní cyklus .....	73
7.4.2. Návrh světlosti potrubí.....	74
7.4.3. Řídicí blok.....	76
7.4.4. Chlazení hydraulické kapaliny.....	77
7.4.4.1. Vzduchový chladič.....	78
7.4.4.2. Chlazení deskových chladičem .....	79
7.4.4.3. Shrnutí variant chlazení.....	79
<b>7.5. Kompletní hydraulický agregát .....</b>	<b>81</b>
<b>8. Konstrukce prvků odpadní a přívodní trasy plunžru.....</b>	<b>83</b>
<b>8.1. Řešení zástavby plnicího ventilu na přírubu plunžru .....</b>	<b>84</b>
<b>8.2. Blok vestavného ventilu .....</b>	<b>86</b>
<b>8.3. Sestava plnicího ventilu a blok vestavného ventilu .....</b>	<b>87</b>
8.3.1. Celkový pohled na sestavu na hydraulickém lisu, uchycení sestavy .....	87



<b>9. Úprava konstrukce lisu .....</b>	<b>89</b>
<b>9.1. Zástavba přímočarých diferenciálních hydromotorů .....</b>	<b>89</b>
<b>9.2. Vedení beranu.....</b>	<b>91</b>
<b>9.3. Úprava těsnění a vedení plunžru .....</b>	<b>93</b>
9.3.1. Vedení plunžru.....	93
9.3.2. Těsnění plunžru.....	94
9.3.2.1. Výměna těsnění .....	95
<b>9.4. Předepnutí sloupu .....</b>	<b>96</b>
9.4.1. Předepnutí sloupu klasickou maticí .....	97
9.4.1.1. Horní traverza.....	98
9.4.1.2. Spodní traverza.....	101
<b>10. Rozvod elektřiny, ovládání lisu .....</b>	<b>105</b>
<b>11. Závěr.....</b>	<b>106</b>
<b>Seznamy .....</b>	<b>108</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>108</b>
<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>111</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>113</b>
<b>Seznam použitých programů .....</b>	<b>113</b>
<b>Seznam výkresové dokumentace .....</b>	<b>114</b>
<b>Seznam textových příloh .....</b>	<b>114</b>
<b>Seznam elektronických příloh (CD).....</b>	<b>114</b>

## Přehled použitých veličin a velikost jednotek

Označení	Jednotka	Popis
$d_{2s}$	[mm]	Průměr dřívku šroubu
$d_d$	[m]	Průměr dosedací plochy šroubu
$d_{dš}$	[m]	Průměr dřívku šroubu
$D_{hk}$	[mm]	Světlost původního hydraulického kanálu plunžru
$d_m$	[m]	Malý průměr závitu šroubu
$d_{mm}$	[mm]	Průměr
$D_{pl}$	[mm]	Průměr plunžru
$F_s$	[N]	Předepínací síla na šroub
$d_t$	[m]	Průměr otvoru na ohřev
$D_{vp}$	[mm]	Průměr pístitnice
$D_{vv}$	[mm]	Vnitřní průměr válce
$E$	[Pa]	Modul pružnosti
$F$	[N]	Síla
$F_a$	[N]	Síla na jeden sloup
$F_{a1}$	[N]	Síla ve šroubu
$F_{a2}$	[N]	Síla v traverze
$F_{c1}$	[N]	Součet sil při zpětném pohybu
$F_{c2}$	[N]	Součet sil při pohybu naprázdno
$F_{cna}$	[N]	Celková síla při pohybu naprázdno
$F_{czp}$	[N]	Celková síla při zpětném pohybu
$F_g$	[N]	Tíha sestavy beranu
$F_{lis}$	[N]	Lisovací síla
$F_{odp}$	[N]	Síla pro překonání tlakové ztráty
$F_{po}$	[N]	Síla pro překonání tlakové ztráty
$F_{ps}$	[N]	Předepínací síla na sloup
$F_s$	[N]	Síla lisu na sloup
$F_{tp}$	[N]	Síla pro překonání tlakové ztráty
$F_{tz}$	[N]	Síla pro překonání tlakové ztráty
$f_z$	[-]	Součinitel tření v závitu
$g$	[m <sup>2</sup> /s]	Gravitační konstanta
$k$	[-]	Charakteristická konstanta čerpadla
$k_d$	[N/m]	Tuhost dřívku
$k_s$	[N/m]	Tuhost šroubu
$k_t$	[N/m]	Tuhost traverzy
$k_z$	[N/m]	Tuhost závitu
$L_{1C}$	[m]	Celá délka šroubu

$L_{1š}$	[m]	Délka dříku šroubu
$L_{1t}$	[m]	Tloušťka horní traverzy
$L_{1z}$	[m]	Délka závitu
$L_{2c}$	[m]	Celá délka šroubu
$L_{2š}$	[m]	Délka dříku šroubu
$L_{2t}$	[m]	Tloušťka horní traverzy
$L_{2z}$	[m]	Délka závitu
$m_i$	[kg]	Hmotnost tělesa i
$M_{ut}$	[Nm]	Utahovací moment šroubu
$p$	[-]	Parametr předepnutí
$p_{bar}$	[bar]	Požadovaný tlak
$P_{kwc}$	[kW/°C]	Výkon chladiče na jednotku °C
$P_{kw}$	[kW]	Výkon elektromotoru
$p_{lis}$	[MPa]	Lisovací tlak
$p_{max}$	[MPa]	Maximální tlak čerpadla
$P_{odv}$	[W]	Odvedený výkon
$P_p$	[W]	Potřebný výkon elektromotoru
$P_{pl}$	[W]	Výkon elektromotoru
$P_{zt}$	[W]	Ztrátový výkon
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok
$Q_0$	[N]	Předepínací síla
$Q_1$	[N]	Maximální zatěžující síla
$Q_2$	[N]	Zbytková síla
$Q_c$	[l/min]	Celkový objemový průtok
$Q_{gmc}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok při uzavírání forem
$Q_{lpm}$	[l/min]	Objemový průtok
$Q_{ltm}$	[l/min]	Objemový průtok
$Q_p$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok nového čerpadla
$Q_{pdo}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok proudící pod plunžr
$Q_{pl}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok z pohybu plunžru
$Q_{pn}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok nového čerpadla
$Q_{pv}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok při pohybu naprázdno
$Q_{vm}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok jednoho pístu
$q_{zt}$	[-]	Ztrátový průtok
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Celková plocha dříku
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Celková plocha závitu
$S_{dš}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha dříku šroubu
$S_{hk}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha původního hydraulického kanálu plunžru
$S_{hkn}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha hydraulického kanálu plunžru

$S_m$	$[m^2]$	Plocha malého průměru závitu šroubu
$S_{pl}$	$[m^2]$	Plocha plunžru
$S_{st}$	$[m^2]$	Plocha nádrže odvádějící teplo
$S_t$	$[m^2]$	Plocha otvoru na ohřev
$S_{vm}$	$[m^2]$	Plocha mezikruží
$S_{vp}$	$[m^2]$	Plocha pístnice
$S_{vv}$	$[m^2]$	Plocha vnitřního průměru válce
$v$	$[m/s]$	Rychlost
$V_{gp}$	$[cm^3/ot]$	Geometrický objem čerpadla
$v_{kap}$	$[m/s]$	Rychlost kapaliny v potrubí
$v_{ms}$	$[m/s]$	Rychlost
$v_n$	$[m/s]$	Rychlost pohybu pístu
VN	$[l]$	Objem nádrže
$v_{nuz}$	$[m/s]$	Uzavírací rychlost
$v_{pv}$	$[m/s]$	Rychlost přibližovacího pohybu
$v_{pz}$	$[m/s]$	Rychlost zpětného pohybu
$Z$	$[mm]$	Vzdálenost
$\sigma_{dov}$	$[MPa]$	Dovolené napětí
$\Delta l_1$	$[m]$	Deformace šroubu
$\Delta l_2$	$[m]$	Deformace traverzy
$\Delta p_n$	$[MPa]$	Tlaková ztráta při proudění
$\Delta L$	$[m]$	Celková deformace
$\Delta p$	$[MPa]$	Tlaková ztráta
$\Delta t$	$[^\circ C]$	Teplotní rozdíl
$\alpha$	$[-]$	Výtokový součinitel
$\beta$	$[-]$	Uhel pootočení matice
$\eta$	$[-]$	Charakteristická konstanta čerpadla
$\pi$	$[-]$	Ludolfovo číslo
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$\varphi$	$[-]$	Třecí úhel
$\vartheta$	$[-]$	Úhel stoupání šroubovice

## 1. Úvod

Renovace a přestavby lisů starších dat výroby jsou v dnešní době poměrně častým tématem. Většinou se tak děje kvůli využitelnosti stroje vzhledem k nové technologii, pro kterou by měl být lis určen, a/nebo kvůli zastaralým a opotřebovaným komponentům.

Oblast, která se v odvětví hydraulických lisů nejvíce vyvinula jsou elektrohydraulické systémy, které umožňují rychlejší reakce na řízení lisu. Další oblastí je například diagnostika – snímače polohy, tlaku a teploty... Tyto systémy lze v dnešní době propojit pomocí taktéž vyvinutého řídicího systému, který pracuje rychleji a je dostupnější než kdysi. Po implementaci těchto moderních systému lze tedy dosáhnout vyšší produktivity hydraulického lisu.

Motivace přestavby stávajícího lisu je tedy následující – Zvýšení spolehlivosti, úspora energie, a hlavně rozšíření oblasti technologického využití pro kterou je lis určen. To vše za pomoci výměny agregátu, předělání hydraulického obvodu a úprav/přidáním částí lisu, které jsou nutné pro správný chod lisu.

Práce se tedy zabývá celkovou úpravou hydraulického lisu – jak úpravou samotné konstrukce, tak i návrhem nového hydraulického agregátu. Je nutné zmapovat a přepočítat prvky, které lis omezují, nebo které chybí pro vykonávání nových požadovaných úkonů a navrhnout nové. V případě hydraulického agregátu bude navržen nový agregát. Bude brán zřetel na nenáročnost úprav – jak ekonomickou, tak výrobní.

## 2. Cíle práce

Cílem této diplomové práce je upravit zadaný čtyřsloupový gumárenský lis jmenovité síly 2880 kN – navrhnout nový hydraulický agregát a hydraulický obvod lisu a upravit stávající konstrukci lisu pro možnost využití jeho v nové technologické oblasti – výlisky z expandující pěny. Úprava konstrukce zahrnuje jak samotné menší úpravy samotné konstrukce lisu z hlediska pohybů, tak i kompletní překonstruování určitých částí konstrukce.

Zadáním jsou body pracovního cyklu, které je nutné při konstrukčním návrhu a návrhu agregátu dodržet:

- Vysunutí rychlosti beranu alespoň 10 mm/s
- Jmenovitá síla lisu je 2880 kN
- Zajištění odlehčení hydrogenerátoru po dosažení jmenovité síly, v případě poklesu tlaku v systému je tlak doplněn
- Formy jsou otevírány rychlostí 100 mm/s

Osnova práce je následující

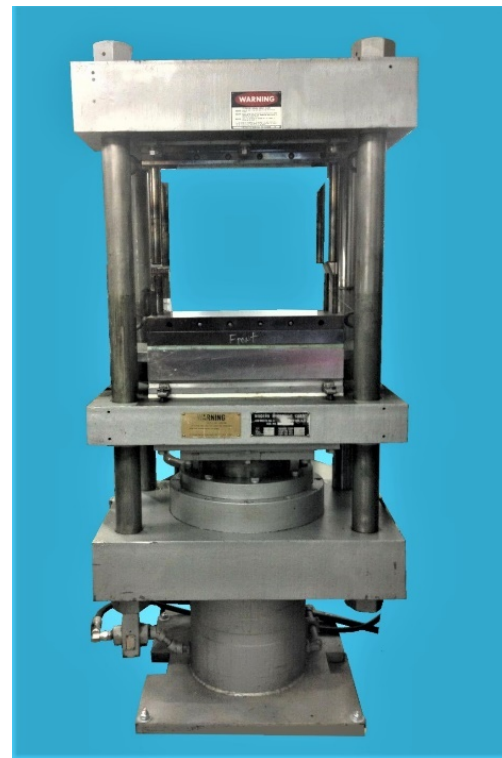
- Shrnutí informací o zhotovených hydraulických, primárně gumárenských lisech v kategorii 250–400 t a vedení jejich beranu
- Definice jednotlivých úkonů hydraulického lisu. Tyto úkony odhalí problematiku samotného řešení. Zasažené části hydraulického lisu budou přepočítány a navrženy tak, aby splňovaly body pracovního cyklu.
- Po vypočítání všech potřebných hodnot bude navržen hydraulický agregát a vytipovány všechny prvky, které obsahuje. Návrh elektromotorů hydraulického agregátu by měl být proveden s ohledem na malou energetickou náročnost. Součástí agregátu je stávající elektromotor výkonu 1,5 kW.
- Po vyřešení připojení hydraulického agregátu k řešenému lisu bude třeba navrhnout ostatní prvky na samotné konstrukci lisu, které nové úkony lisu ovlivňují, např. vedení beranu, vedení plunžru.

### 3. Střední hydraulické lisy – 250 t až 400 t

Tato kapitola shrnuje informace o zhotovených hydraulických, primárně gumárenských lisech v dané kategorii. Jednotlivé lisy obsahují základní technické parametry – rozměrové a výkonnostní a způsob vedení beranu pro pozdější využití. Snaha této kapitoly je shromáždit dostatečné množství informací pro další postup v diplomové práci.



Obr. 1 – Lis 300 ton French oil [11]



Obr. 2 – Lis 250 ton [12]

Hydraulický lis French oil 300 t na obrázku *Obr. 1* je lis se spodním pracovním hydromotorem a rámem typu „O“, který má odlévanou horní a spodní traverzu. Bočnice jsou šroubované k těmto traverzám. Vedení lisu je lištové, uspořádané do tvaru „X“.

Obrázek *Obr. 2* zobrazuje menší lis, 250 tun. Rám je oproti předchozímu lisu sloupový a svařovaný. Lis se také liší vedením – sloupové, pravděpodobně kluznými pouzdry umístěnými v beranu. Spodní pracovní hydromotor je dle dvou hydraulických potrubí, které jsou umístěné na válci hydromotoru, s diferenciálním pístem, není zde tedy použito zpětných hydromotorů. Pohyb beranu tedy obstarává pouze tento dvojčinný hydromotor s diferenciálním pístem.



Obr. 3 – Lis BOLLING 250 TON [35]



Obr. 4 – XLB-812\*812/250 Ton [15]

Hydraulický lis na obrázku *Obr. 3* firmy Bolling má již známou čtyřsloupovou konstrukci, každopádně vedení lisu je pouze půlkruhové, kluzné, přivařené k beranu. Spodní a horní traverza lisu je odlévaná. Horní traverza navíc obsahuje rámovou konstrukci, na které jsou uchyceny přímočaré hydromotory. Tyto dva přímočaré hydromotory vracejí beran zpět do spodní polohy. Dle dvou přívodních potrubí do horní části obou hydromotorů je možné, že se také jedná o jednočinné hydromotory – plunžry. O samotný pracovní pohyb a přibližovací pohyb se zde tedy stará hlavní pracovní plunžr ve spodní traverze.

Obrázek *Obr. 4* zobrazuje 300 tun lis s agregátem, který osahuje 7,5 kW elektromotor. Zobrazen je také ovládací panel lisu – kontrolky, tlakové snímače a vše potřebné pro jeho řízení. Lis, stejně jak předchozí, obsahuje vedení pomocí sloupů, ale také půlkruhová kluzná pouzdra. Spodní traverza odlévaná, horní svařovaná. K lisu vede pouze jedno potrubí, je možné, že lis není na fotografii dostavěn, nebo má zpětný pohyb pracovního plunžru řešen zpětným nasáváním kapaliny pomocí hydraulického čerpadla.

Další obrázky lisů obsahují i dodatečnou tabulku, která obsahuje dostupné technické parametry. K předchozím obrázkům se nepodařilo sehnat dostatečné informace.





Obr. 5 – Lis 300 ton PHI [6]

Firma / Název	300 Ton PHI			
Tlaková síla (tun)	300			
Velikost lisu (VxŠxD)	3810	x	1800	x 1800
Velikost PP (VxŠxD)	508	x	635	x 635
Max zdvih pístu (mm)	380			
Výkon elektromotoru (kW)	18			
Pracovní rychlost (mm/s)	-			
Zpětná rychlost (mm/s)	-			
Typ vedení	Vedení kluzným pouzdem			
Hmotnost (kg)	15 500			

Tab.1 - Lis 300 ton PHI



Obr. 6 – Lis CBJ 250 TOS Rakovník [7]

Firma / Název	CBJ 250, TOS Rakovník			
Tlaková síla (tun)	250			
Velikost lisu (VxŠxD)	3450	x	2000	x 1500
Velikost PP (VxŠxD)	1200	x	1000	x 1000
Max zdvih pístu (mm)	600			
Výkon elektromotoru (kW)	30			
Pracovní rychlost (mm/s)	60	,	3,2	
Zpětná rychlost (mm/s)	60			
Typ vedení	Vedení kluzným pouzdem			
Hmotnost (kg)	9 000			

Tab.2 - Lis CBJ 250 TOS Rakovník

Následující lis na obrázku Obr. 5 a tabulkou Tab.1 zobrazuje 300 t lis od společnosti s PHI. Tento lis je čtyřsloupové svařované konstrukce, vedení pomocí kluzných pouzder. Kvůli zástavbovým prostorům je jeho hydraulický agregát umístěn na horní traverze. Spodní traverza je umístěna na podlaze. Po stranách jsou mezi sloupy umístěny přímočaré hydromotory, které vrací beran do spodní polohy. K lisu je přidělán ovládací panel. Celkově je tento lis řešen velice kompaktně.

Hydraulický lis na obrázku Obr. 6 a tabulkou Tab.2 je tuzemský, představuje tradiční koncepci čtyřsloupového lisu s odlévanými traverzami a s horním dvojčinným hydromotorem. Beran a spodní traverza obsahují T-drážky pro uchycení nástroje.



Obr. 7 – Lis JD-H300T [36]

Firma / Název	Jing-day JD-H300T			
Tlaková síla (tun)	300			
Velikost lisu (VxŠxD)	2800	x	2200	x 1400
Velikost PP (VxŠxD)	-	x	730	x 730
Max zdvih pístu (mm)	600			
Výkon elektromotoru (kW)	14,5			
Typ vedení	Vedení kluzným pouzdrům			
Hmotnost (kg)	7 000			

Tab.3 - Lis JD-H300T



Obr. 8 – Lis Eemco 315 ton [14]

Firma / Název	Eemco 315 ton			
Tlaková síla (tun)	315			
Velikost lisu (VxŠxD)	2290	x	1550	x 1320
Velikost PP (VxŠxD)	355	x	810	x 610
Max zdvih pístu (mm)	315			
Výkon elektromotoru (kW)	14,7			
Typ vedení	Kluzné „X“			
Hmotnost (kg)	5 400			

Tab.4 - Lis Eemco 315 ton

Na obrázku *Obr. 7* a tabulkou *Tab.3* je moderní lis čtyřsloupové konstrukce se spodním pracovním hydromotorem a dvěma zpětnými dvojčinnými hydromotory. Konstrukce lisu je svařovaná, lis je veden kluzným pouzdrům. Na obrázku je vyobrazeno i krytování lisu, což je v dnešní době standardní součástí těchto zařízení. Lis navíc obsahuje PLC řízení, což zaručuje jeho plnou programovatelnost. Lze také lis obstarat HMI zařízením – obrazovkou, pomocí které je možné lis programovat přímo na místě.

Obrázek *Obr. 8* a tabulkou *Tab.4* představuje lis s rámem „O“ se šroubovanými bočnicemi k odlévané spodní traverze s dvojčinným diferenciálním hydromotorem a ke svařované horní traverze. Vedení lisu je dle sražení na vnitřních hranách bočnic kluzné tvaru „X“.

### 3.1.1. Poznatky získané z přehledu lisů

V přechodí kapitole byly vybrány hydraulické lisy, které se nachází v kategorii jmenovité síly 250–400 tun. Většina vybraných lisů je čtyřsloupové konstrukce. Tento typ konstrukce byl upřednostňován z důvodu, že řešený lis je taktéž čtyřsloupové konstrukce. Dále se zaměření ubíralo spíše na lisy s pracovním pohonem ve spodní traverze.

Bohužel z hlediska stáří některých lisů nebylo možné dohledat jejich výkonové parametry. Novodobí výrobci lisů se většinou zaměřují na výrobu lisu „na míru“ zákazníkovi, proto je složité najít katalogy, které lisy popisují. Další výrobci lisy pouze restaurují a obměňují hydraulický agregát na přání zákazníka, popřípadě je prodávají jako funkční celek s určitými parametry.

#### Konstrukce rámu

Konstrukce rámu, která převažovala v dané oblasti lisů se spodním pohonem je čtyřsloupová, v malém měřítku se objevil i rám typu O. Spodní traverzy těchto lisů jsou většinou odlévané, pravděpodobně ze šedé litiny, v traverze je broušen prostor pro vedení plunžru. Šedá litina má poměrně dobré kluzné vlastnosti díky volnému grafitu v materiálu. Svařované konstrukce mají na spodní traverzu navařený válec, který má pravděpodobně určitou vložku z kluzného materiálu.

#### Vedení beranu

Vedení lisu je popsáno v kapitole 4, kde je přehled vybraných druhů vedení a závěr, který shrnuje poznatky získané při tvorbě řešerše.

#### Výkon elektromotoru

Výkony elektromotorů se pohybovaly v různých hodnotách (7-30 kW), ale jelikož u většiny lisů nebyly k dispozici rychlosti pohybů beranu a použití akumulátoru, nelze udělat korektní závěr.

## 4. Vedení beranu lisu

Beran lisu slouží obvykle pro přímé, nebo nepřímé upevnění pracovního nástroje a přímočarým (málokdy křivkovým) pohybem přenáší sílu z hlavního pracovního válce na objekt, který chceme tvářet. Mezi konstrukční požadavky kladené na beran lisu patří jeho dokonalé vedení, aby byla zajištěna rovinnost při dosednutí obou částí nástroje. [5]

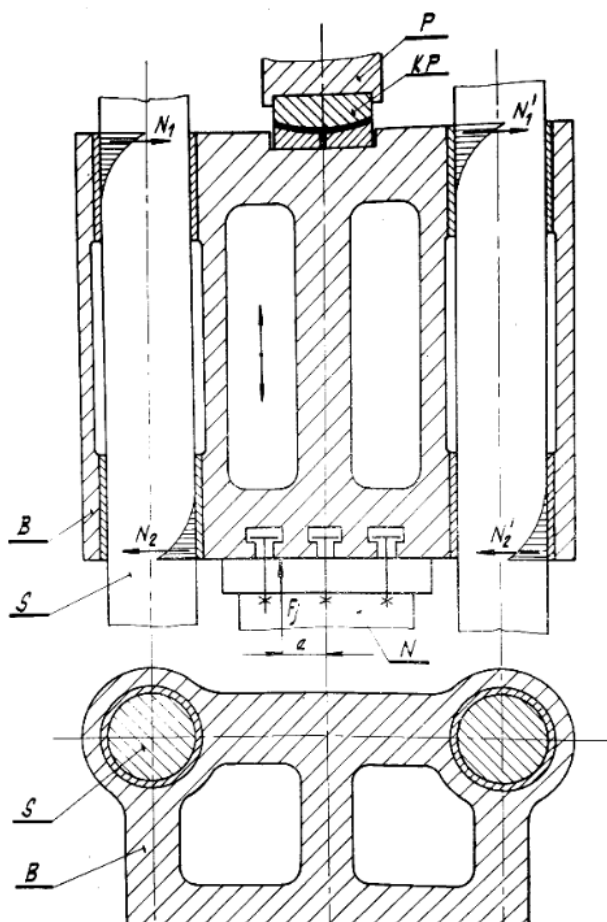
Rozlišujeme v základu dva hlavní druhy vedení

- **Kluzné vedení**
  - Sloupové – vedení kluzných pouzder po válcových kalených sloupech
  - Lištové – vedení dotykem kluzných lišt
- **Valivá vedení**
  - Kuličkové
    - Kuličková pouzdra, ve kterém se kuličky pohybují po definované dráze
    - Kuličková pouzdra, kde jsou kuličky v kleci
  - Válečkové
    - Jehlové vodící lišty – jehlové válečky jsou umístěny v kleci
    - Válečkové botky – válečky umístěny v tělesu, které umožňuje jejich pohyb po definované dráze

V dnešní době je ale i možné pozorovat využití vedení, které jsou používány v jiných odvětvích strojírenství. Příkladem je například kuličkové lineární vedení s vozíkem, nebo využití valivého tělesa s rolnami.

### 4.1.1. Kluzné sloupové vedení

Kluzné sloupové vedení (*Obr. 9*) se používá v případě, když jsou stojiny rámu tvořeny válcovými sloupy. Sloupy mají rovnoběžné osy, uspořádání sloupů může být horizontální, vertikální, ale i šikmé. Na těchto sloupech jsou válcové pouzdra, na kterých je uchycen beran. Pouzdra se většinou vyrábí v případě většího namáhání z kovaného bronzu, v případě malých namáhání z šedé litiny. Sloupy se vyrábí z konstrukční žíhané oceli třídy 11 a 12.[5]



Obr. 9 – Kluzné sloupové vedení [5], čtyřsloupový lis [13]

P – plunžr, KP – kulová pánev, B – beran, S – sloup

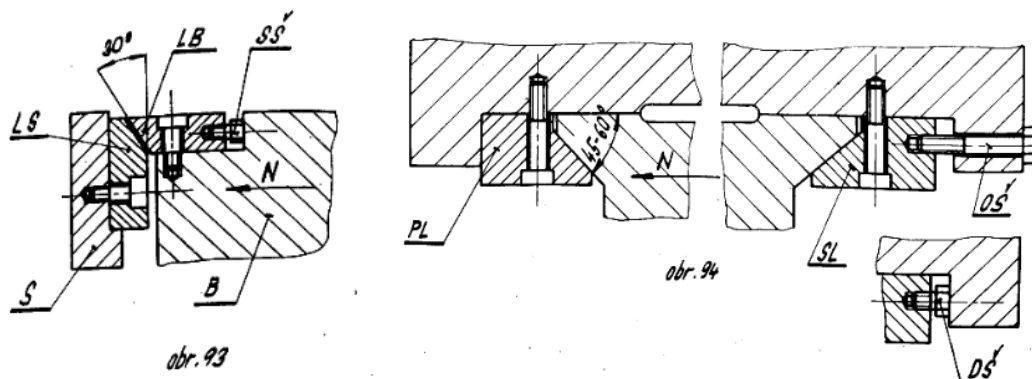
#### 4.1.2. Kluzné lištové vedení

Stojan lisu je opatřen několika kluznými lištami se šikmou, nebo rovnou plochou, po kterých se kloužají lišty umístěné na beranu. Základní dělení těchto vedení je na tvar typu „X“ (Obr. 10, Obr. 13), tvar typu „O“ (Obr. 11), a osmiboké vedení (Obr. 12), záleží na typu stroje a velikosti jednotlivých zatížení.

Materiál lišt záleží na typu stroje. Jednoduché stroje mají vedení na beranu bez lišt, tím pádem je vodící materiál na beranu ocel. Lišty stojanu jsou litinové, nebo bronzové.

Obecně jsou přesná a náročná kluzná vedení celobronzová, nebo z kované bronze. U vysoce přesných strojů se jako materiál na vedení používá kalená, nebo nitridovaná ocel. [5]

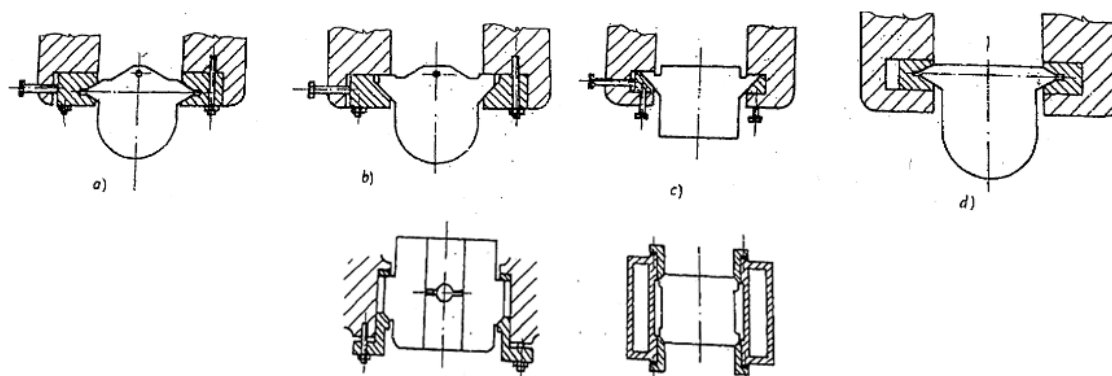




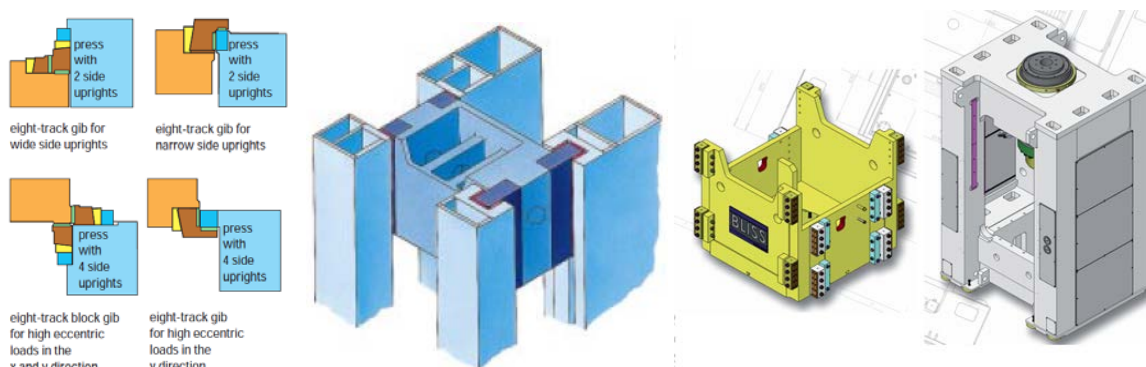
Obr. 10 – Kluzné lištové vedení „X“ a možnosti uchycení [5]

LB – lišta beranu, LS – lišta stojanu, S – stojan, B – beran, SŠ – stavěcí šroub, PL – litinová lišta, SL – stavitelná lišta, OŠ – stavící šrouby, DŠ – dotlačovací šrouby

Důležitou roli hraje u lištových třecích vedení opotřebení. Je důležité, aby lišty beranu přejížděly přes horní a spodní okraj kluzných lišt na stojanu z důvodu rovnoměrného opotřebení kluzných ploch. Částečně i z důvodu opotřebení se kluzná vedení na beranech opatřují stavěcími šrouby, které umožňují zmenšit vůli vzniklou opotřebením. Vůle může vzniknout i kvůli nepřesnostem při sestavování stroje.



Obr. 11 – Kluzné lištové vedení „O“ a možnosti uchycení [1]



Obr. 12 – Řešení osmibokého kluzného vedení [18],[19]

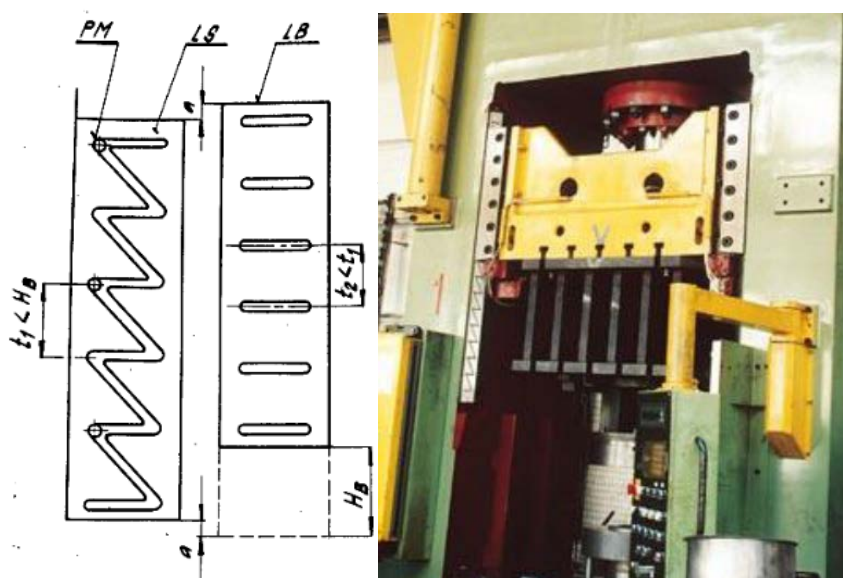


Obr. 13 – Kluzné vedení tvaru „X“ [18]

#### 4.1.2.1. Mazání kluzných vedení

Kluzná vedení je třeba mazat z důvodu snížení tření. Proto by měly být lišty kluzného vedení vybaveny mazacími drážkami. Obr. 14 zobrazuje mazací drážky ve tvaru „Z“ na kluzné liště stojanu a tvar roztíracích drážek na liště beranu. Pro vytvoření dobrých podmínek mazání je třeba zaoblení hran drážek při přechodu do kluzné plochy.

Na obrázku Obr. 14 je kótován rozměr „a“, což je právě přejíždění lišty stojanu lištou beranu o určitou hodnotu. Dle [5] je tato hodnota 5 až 10 mm.

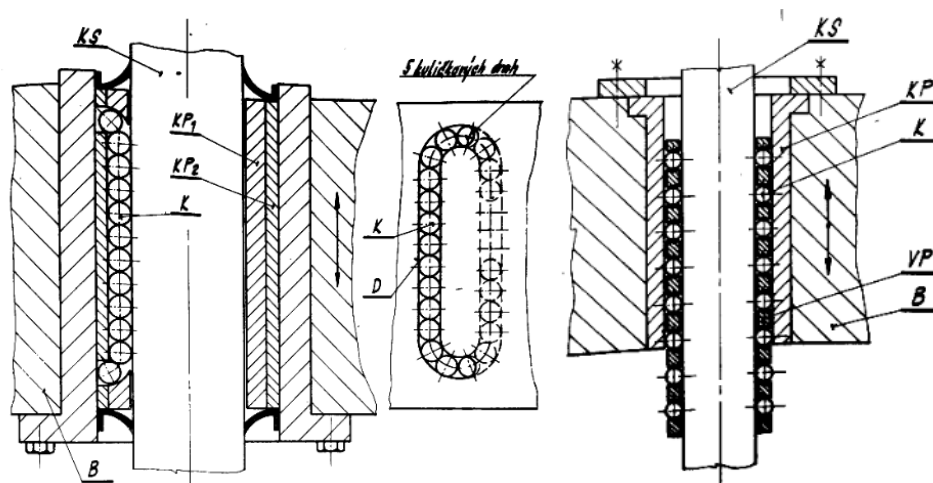


Obr. 14 – Mazací drážky [5], lis CTH – ŽDAS – vedení „X“ a viditelné mazací drážky [16]

PM – přívod maziva, LS – lišta stojanu, LB – lišta beranu

### 4.1.3. Valivá kuličková vedení

Vedení kuličkovými pouzdry (Obr. 15) je vhodné pro vedení beranu / držáku nástrojů pro sloupy do průměru 50 mm kvůli malé dovolené radiální síle. Kuličky mají v pouzdru obíhací drážky. Kuličková pouzdra se na beran uchycují nalisováním s přesahem. Pouzdra musí být chráněna před vniknutím nečistot těsněním, které dovoluje axiální pohyb. Vůle tohoto vedení se pohybuje do 50  $\mu\text{m}$ . [5]



Obr. 15 – Nalevo – valivé vedení kuličkovými pouzdry, valivé vedení kuličkovými klecemi [5]

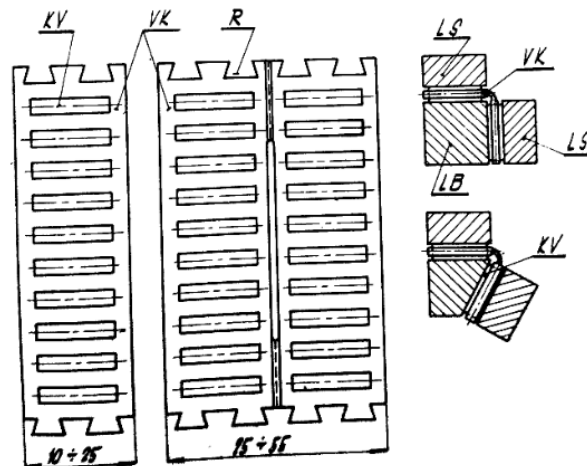
Popis: KS – kalený sloupek, KP – kalené pouzdro, B – beran, K – kuličky, D – drážka.

Vedení kuličkovými klecemi (Obr. 21) je obdobné jako v případě vedení pouzdry, je tedy vhodné pro menší berany anebo držáky nástrojů. Vodící pouzdro (klec) bývá bronzové, otvory pro kuličky, které jsou v něm nalisované, jsou uspořádány ve šroubovici. Vodící sloupky jsou jako v přechodím provedení kalené. Nevýhodou tohoto provedení je, že klec musí být axiálně zajištěná. Vůle ve vedení bývá prakticky nulová. [5]

### 4.1.4. Valivá válečková vedení

Vedení válečky Obr. 16 v podobě jehel, které jsou uzavřeny v jehlové kleci s nejčastěji používá u klikových vysekávacích lisů. Vodící klece tvořené z plastiku lze ohýbat ve spojích a požadované úhly do pravouhlého, nebo šikmého vedení. Vedení je jako v případě kuličkových vedení provedené po kalených lištách a je taktéž téměř bez vůli. Únosnost jediného elementu se pohybuje od 5 do 73 kN. [5]

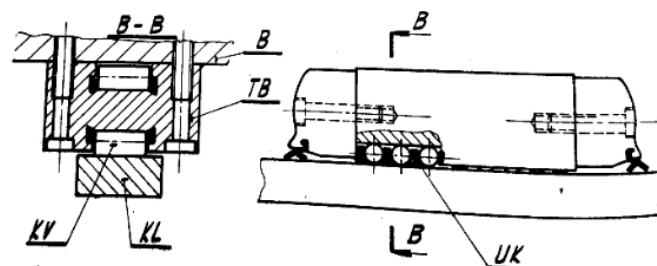




Obr. 16 – Jehličková klec [5]

Popis: KV – kalené válečky, VK – válečková klec, R – rybinová drážka, LS – lišta stojanu, LB – lišta beranu

Vlastní vedení beranu u menších hydraulických lisů bývá provedeno válečkovými botkami (Obr. 17), které jsou našroubovány na beranu v kolmých směrech, obvykle je tedy na beranu uchyceno 8 až 16 kusů. V botce mají válečky své obíhací drážky, stejně jako v případě kuličkového pouzdra. Pro tento způsob vedení je velice důležité dodržet přesnosti upínacích ploch botek na beranu vůči kaleným lištám na stojanu jak ve směru tváření, tak i kolmo na něj. Únosnost jedné botky je kolem 15 do 122 kN. [5]

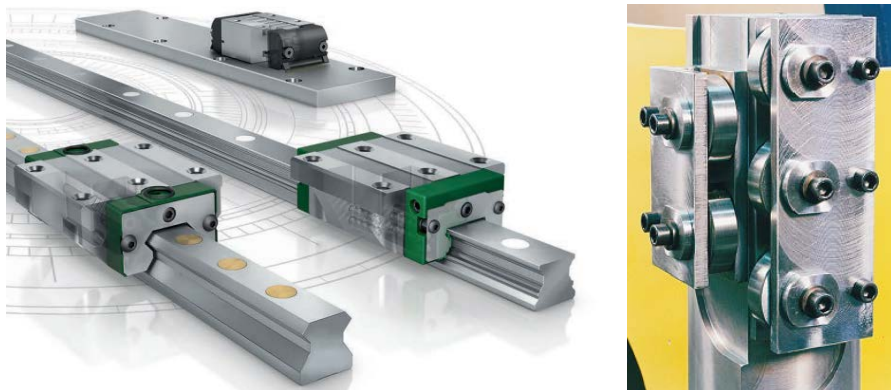


Obr. 17 – Válečkové botky [5]

#### 4.1.5. Další způsoby vedení

##### Monorail

Monorail vedení se skládá z vozíku a tvarové lišty. Vozík se připevňuje na přesně opracované plochy na beran, tvarové vodící lišty na taktěž přesně opracované plochy stojanu lisu. Valivé elementy jsou v tomto případě buď válečky nebo kuličky. Tento druh vedení je náchylný na nečistoty.



Obr. 18 – Lineární vedení monorail [17], Lineární vedení valivými elementy [18]

### Vedení valivými elementy

Vedení valivými elementy (Obr. 18) je moderní způsob vedení. Valivé těleso se skládá z rolen, uchycených na liště beranu. Dosedací plocha rolen na stojanu má stejné požadavky jako v předchozích případech. Jako každé valivé vedení i toto musí být chráněno proti nečistotám.

## 4.2. Poznatky získané z konstrukcí vedení beranu lisu

V kapitole 3 jsou vyobrazeny hydraulické lisy s různými řešeními vedení beranu. V této kapitole (vedení beranu) jsou popsány druhy vedení a způsob jejich řešení.

Z těchto poznatků jde udělat shrnutí následující poznatků:

### Konstrukce vedení

Pokud je beran čtyřsloupové konstrukce se sloupy kruhového průřezu, vedení je v zásadě řešené vodíci kluznými pouzdry právě po sloupech, ať už v půlkruhovém, nebo válcovém provedení. Mohlo ale dojít k záměně kluzného vedení za valivé vedení, to se zdá však nepravděpodobné. Pokud se jedná o sloupovou konstrukci s čtvercovým či jiným průřezem a konstrukci typu O, pro vedení je použito lištové kluzné vedení typu „X“.

### Předepnutí a mazání

Některé lisy s kluzným vedením typu „X“ mají viditelné šrouby beranu vedení, které navazují na určitý mechanismus zmenšení vůle mezi kluznými vedeními. Na obrázku Obr. 13 je zobrazená kluzná lišta, která obsahuje v horní části lišty otvory pro automatický přívod maziva, ale nemá mazací drážky. Obrázek Obr. 14 zobrazuje mazací drážky ve tvaru Z.

## 5. Typ řešeného lisu

Na obrázku *Obr. 20* je vyobrazen čtyřsloupový lis zkonstruován již zaniklou firmou PAS Partizánske strojárne Š. P. označením „Hydraulický lis 800 x 800, 10011 P9“, který je potřeba upravit pro zadanou technologii. Lis je originálně navržen pro gumárenský průmysl.

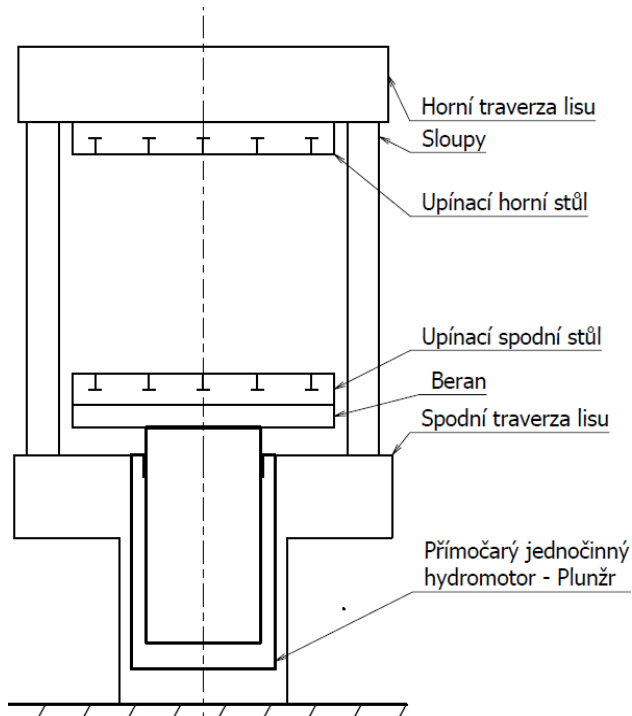
Charakteristické znaky gumárenských lisů (ne nutně) jsou například:

- Etážový pracovní prostor (více pater lisovacích desek – efektivnější lisovací proces), lisovací desky jsou navíc vytápěné
- Umístění hlavního hydromotoru do spodní traverzy

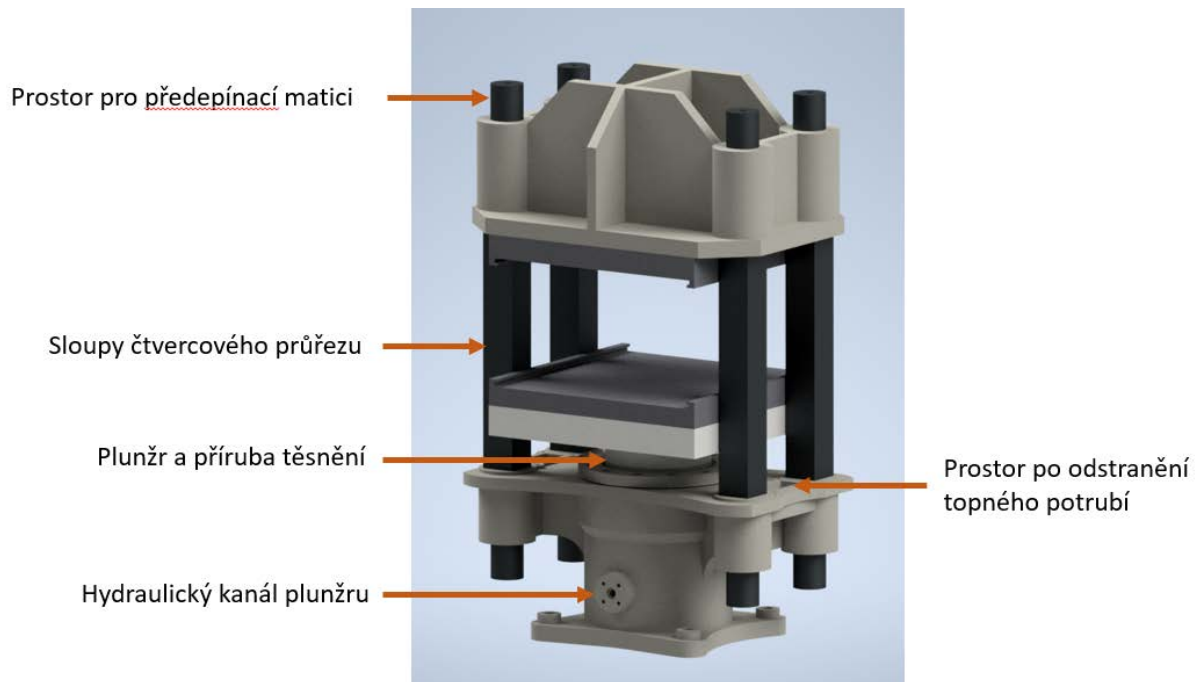
Tyto typy lisu jsou obvykle navrženy pro malé rychlosti a průtoky.

Lis byl společností Hypress s.r.o. uveden do základního stavu a překreslen na CAD model, jak je znázorněno na obrázku *Obr. 20*.

Obrázek *Obr. 21* zobrazuje CAD model řešeného lisu. Následující odstavce tento obrázek blíže popisují



*Obr. 20 – Hydraulický lis 288t – pohled před rekonstrukcí [23], schématické zobrazení*



Obr. 21 – CAD zobrazení

Lis je uspořádán s jednočinným hydromotorem – plunžrem ve spodní traverze lisu. Tyto přímočaré hydromotory slouží k vrácení beranu z horní polohy do spodní. Horní traverza lisu je svařované konstrukce, zatímco spodní traverza je odlitek. Sloupy řešeného lisu jsou čtvercového průřezu a předepnuté.

Původní lis byl také etážový, místo forem chycených na beranu a horní traverze měl lisovací desky ve více patrech a systém pro jejich synchronizované lisování a oddělování. Každá deska byla také vybavena topným regulovatelným zařízením. To však pro novou technologii není potřeba, na beranu je přidělán upínací stůl, na který se dále upne forma. Stejně uspořádání bude na horní traverze.

Řešený lis byl konstruován pro malé rychlosti. – doba uzavření desek do plného tlaku pod plunžrem je zhruba 1 min. Potrubí vedoucí k jednotlivým hydraulickým členům má tudíž malou světlost. Nelze tedy pouze vyměnit čerpadlo a motor, je nutné přepočítat celou hydraulickou soustavu a navrhnout funkční prvky od začátku s respektováním původní konstrukce.

Pro řešený lis bude dále navrženo vedení beranu a předepnutí sloupů.

## 5.1. Technologie a požadavky na konstrukci

Následující odstavce obsahují zásadní informace pro návrh řešeného hydraulického lisu.

### Technologie Polyethylenové pěny

Tento lis bude po úpravě sloužit pro konečnou výrobu desek z polyethylenové (PE) pěny. Postup výroby takovéto desky je následující:

Do formy upnuté v hydraulickém lisu se vloží předpřipravená PE deska, která byla vyrobena například na vstřikolisu. Po uzamknutí formy se PE deska ve formě zahřeje na požadovanou teplotu. Deska se ve formě po zahřátí začne vytvrzovat a nabývat svého objemu. V tomto momentu bude třeba otevřít formy, aby deska mohla nabývat potřebného objemu pouze v požadovaném směru. Pokud budou formy otevírány pomalu, forma bude blokovat axiální nárůst objemu a tím pádem bude pěna nabývat v nechtěném radiálním směru. Výsledný výrobek tedy nebude odpovídat požadovaným rozměrům na celkovou tloušťku a bude přesahovat požadované rozměry v jeho šířce a délce. Kvůli tomuto problému je tedy nutné zaručit určitou rychlost oddělování forem.

### Požadavky na konstrukci lisu

Jak již bylo řečeno, řešený hydraulický lis má být přestavěn pro technologii výlisků z polyethylenové pěny. Požadavky na konstrukci lisu pro tuto technologii jsou následující:

- Beran řešeného hydraulického lisu má být schopen dosáhnout zpětné rychlosti 100 mm/s.
- Pracovní pohyb, tj. lisování či uzavírání je uskutečněno motorem výkonu 1500 W.
- Rychlost pohybu beranu naprázdno, tj. přibližování forem je nejméně 10 mm/s
- Síla uzavření formy činí 2880 kN.

## 6. Konstrukční návrh pohybů beranu

### Dosažení jmenovité síly

Lis ve stávající konstrukci obsahuje jako hlavní zdroj síly jednočinný přímočarý hydromotor. Tento hydromotor – plunžr, je charakteristický tím, že jeho zpětný pohyb musí být buď realizován externí silou působící proti hlavnímu pohybu, nebo může být zpětný pohyb vykonán vlastní tíhou soustavy. Toto řešení je při konstrukci řešeného lisu – plunžr umístěn ve spodní traverze, hlavní pohyb konán vzhůru – možné. Na píst plunžru je přidělán beran. Beran slouží pro zvětšení pracovní plochy lisování a pro upnutí dalších částí, například upínacího stolu.

### Zasouvání beranu

Řešený lis je v základu opatřen složitou vedlejší konstrukcí lisu, ve kterém jsou umístěny dva přímočaré hydromotory s diferenciálním pístem, zasouvající beran z horní polohy do spodní. Jelikož tato vedlejší konstrukce není součástí nového lisu, je třeba navrhnout i zpětné zasouvání beranu z horní polohy.

Zasouvání beranu tedy musí být provedeno pomocí dalšího přímočarého hydromotoru. Tento hydromotor může být buď jednočinný, nebo dvojčinný s diferenciálním pístem. V případě jednočinného hydromotoru je nutná jeho zástavba do horní traverzy, aby mohl být realizován potřebný pohyb. Dvojčinný hydromotor může být instalován dle potřeby, avšak při zástavbě do horní traverzy je nutné počítat s jinými parametry pohybu kvůli diferenciálnímu pístu než při zástavbě do spodní traverzy.

Jelikož není možné instalovat zpětný hydromotor doprostřed beranu pro rovnoměrné zatížení při působení zpětné síly kvůli řešení konstrukce lisu, je třeba umístit hydromotor na stranu. Z důvodu rovnoměrného zatížení je tedy nutné použít více zpětných hydromotorů.

Pro další pokračování je zvolena koncepce zasouvání beranu pomocí dvou přímočarých hydromotorů s diferenciálním pístem umístěných po stranách beranu. Diferenciální píst může nabídnout více možností pro řešení návrhu pohybů beranu.

### Řešení pohybů

Jelikož je dán požadavek i na rychlost beranu směrem nahoru – pohyb naprázdno - tzn. do doby, než se střetnou formy, je nutné si určit, které přímočaré hydromotory budou jaký pohyb vykonávat.

Důležitý poznatek, který nám umožní se dále rozhodnout je ten, že plocha pístů dvojčinných hydromotorů může být i několikanásobně menší než plocha plunžru.

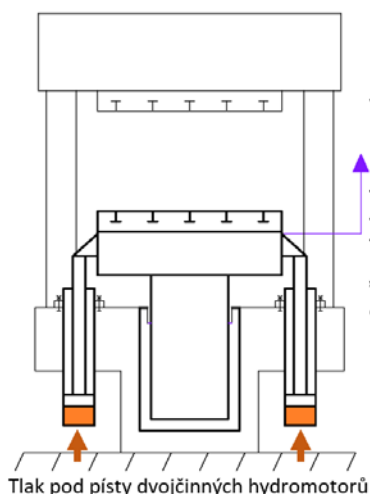
Pohyb beranu **naprázdno** tedy může být vykonáván:

- Samotným plunžrem
  - K dosažení dané rychlosti je třeba dodávat podstatně více objemu kapaliny díky velké ploše plunžru, při malém tlaku.
- Samotnými postranními dvojčinnými hydromotory
  - K dosažení dané rychlosti je třeba dodat mnohem méně objemu kapaliny, ale tlak musí být takový, aby uzvedl celou sestavu beranu
- Kombinací obou typů hydromotorů
  - Pro dosažení dané rychlosti je nutné dodávat nejvíce objemu hydraulické kapaliny při nejmenším tlaku

Je obtížné v této fázi určit potřebné výkony, které jsou zapotřebí ke zvednutí soustavy beranu, zdali je méně energeticky náročné využít pro volný pohyb beranu nahoru samotný plunžr na který je třeba poměrně malý tlak ale vysoký průtok, nebo jestli je vhodnější použít dvojčinné hydromotory, které dle základních úvah spotřebují ke zvednutí beranu více tlaku (při vyvinutí stejné síly jako plunžr), ale mnohem nižší dodaný průtok (pro dosažení stejné rychlosti jako v případě plunžru).

Pro další pokračování tedy budeme uvažovat volný pohyb beranu nahoru bez zatížení – pohyb naprázdno – pouze pomocí postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů.

Pohyby beranu jsou znázorněny na obrázku *Obr. 28* a charakterizovány následovně:



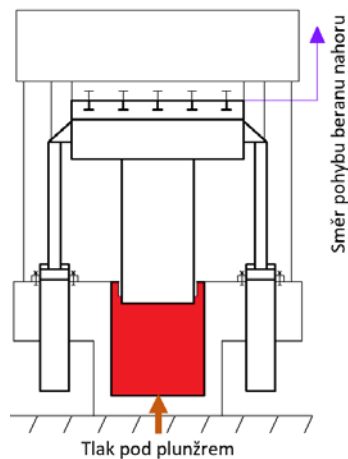
*Obr. 22 – pohyb naprázdno*

### **Pohyb beranu směrem vzhůru, pohyb naprázdno**

Tento pohyb beranu (*Obr. 22*) je konán pouze pomocí postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů s diferenciálním pístem. V této fázi se beran za pomoci minimální síly pohybuje nahoru, do té doby, dokud se formy nestřetnou.

Požadavky pro tento pohyb:

- Minimální rychlost 10 mm/s



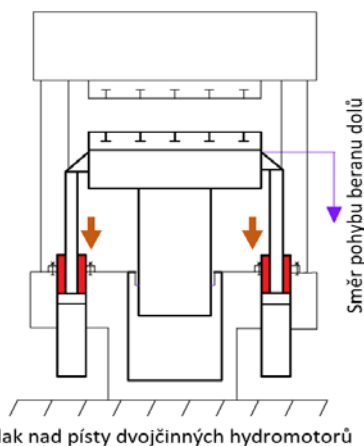
Obr. 23 – uzavírání forem

### Pohyb beranu směrem vzhůru, uzavírání forem

Jelikož k navrhované funkci není třeba vyvíjet konstantní maximální sílu po určité dráze, jako je například proces lisování, ale pouze „uzavřít určitou silou“ formy, lze tento pohyb nazvat jako uzavírání forem (Obr. 23). Tento pohyb tedy nastává po dosednutí forem, jednočinný hydromotor (plunžr) uzavře formy určitou silou.

Požadavky pro tento pohyb:

- Uzavírací síla 288 tun



Obr. 24 – zpětný pohyb

### Pohyb beranu směrem dolů, zpětný pohyb (Obr. 24)

Po dokončení vytvrzovacího procesu je nutné formy oddělit určitou rychlostí, aby nedošlo ke vzniku chyb ve výlisku. Pohyb je konán dvěma postranními přímočarými dvojčinnými hydromotory.

Požadavky pro tento pohyb:

- Minimální rychlost zpětného pohybu 100 mm/s

### Řešené celky a možné problémy:

Základním problémem je určení velikosti a tlaku přímočarých dvojčinných hydromotorů. Abychom zjistili hodnoty potřebné pro jejich návrh, je nutné nejdříve určit hodnoty tlakových ztrát a dalších sil, které působí v této sestavě. Než se určí přesné hodnoty, velikosti a tlak dvojčinných hydromotorů, budeme uvažovat rychlost zpětného pohybu 100 mm/s a pohybu naprázdno 10 mm/s. Tlakové ztráty zjistíme při optimalizaci hydraulických otvorů a výběru vhodných hydraulických ventilů.

### Rozbor problematiky pohybů tedy vypadá následovně:

#### Pohyb beranu dolů – zpětný pohyb

V tomto pohybu je beranu uváděn do původní spodní polohy pouze za pomoci dvou přímočarých dvojčinných hydromotorů, a to rychlostí nejméně 100 mm/s. Současná konstrukce lisu a světlosti potrubí a otvorů na takovou rychlost nejsou stavěné.



- Objem kapaliny, která bude odtékat z prostoru pod plunžrem bude okolo **600 l/min.**
  - Bude nutné spočítat tlakovou ztrátu na stávajícím otvoru k plunžru a pravděpodobně tento otvor zvětšit.
  - Bude nutné vybrat ventilovou techniku, která takovýto objem kapaliny dokáže zpracovat.
  - Tlaková ztráta na otvoru k plunžru a na ventilech bude vytvářet odpor hydraulické kapaliny, který je nutný překonat pro dosažení požadované rychlosti.

#### **Pohyb beranu nahoru – pohyb naprázdno**

V tomto pohybu je beran zvedán pouze dvěma přímočarými dvojčinnými hydromotory, plunžr je samovolně zaplňován hydraulickou kapalinou z nádrže.

- Prostor pod plunžrem je samovolně – podtlakem zaplňován, lze očekávat problémy v této části.
  - Jelikož bude znovu nastávat průtok ventilovou technikou a malou světlostí potrubí k plunžru, budou se muset i zde určit tlakové ztráty.
- Soustava beranu má vlastní tíhu, kterou je nutné překonat.

#### **Pohyb beranu nahoru – uzavírající pohyb**

Tento pohyb je konán pouze plunžrem.

- Ze zadaného elektromotoru a jmenovité síly lze vypočítat tlak, který je potřeba dodat a z toho poté rychlost pohybu plunžru a potřebný geometrický objem.

#### **Určení tlaku a síly dvojčinných hydromotorů**

Poté, co budou všechny síly identifikované a spočítané lze provést rozbor sil, který nám určí výsledné síly, které je nutné překonat pro uskutečnění jednotlivých pohybů.

V další fázi budou zvoleny přímočaré dvojčinné hydromotory, které vyhovují daným podmínkám. Pro tyto přímočaré hydromotory bude zvolen tlak, který určí výslednou sílu samotných přímočarých hydromotorů. Tato síla bude vyšší než síla, která vyjde v předešlém rozboru sil.

Tímto budou tedy určeny hlavní hodnoty, díky kterým lze navrhnout hydraulický agregát řešeného lisu.

## 6.1. Pohyb beranu dolů – zpětný pohyb

Pro základní výpočty zpětného pohybu plunžru – zasouvání, použijeme minimální rychlost 100 mm/s.

Takto rychlý pohyb poměrně velké plochy způsobuje kvůli poddimenzované stávající konstrukci řadu komplikací. Vytipované kritické místo je v tomto případě výstup hydraulické kapaliny z plunžru. Tento výstup slouží také jako vstup kapaliny pro tento jednočinný hydromotor, je tedy dále nazýváno jako hydraulický kanál plunžru.

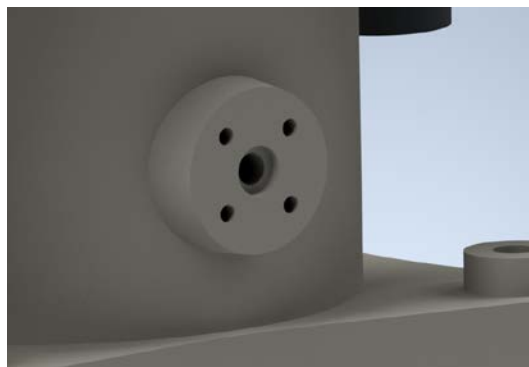
Dále bude třeba vybrat ventilovou techniku, která je schopna zajistit potřebné průtoky.

Výsledkem těchto kapitol by měla být optimalizace otvoru, určení ventilů a tlakové ztráty nutné k překonání dvojitými přímočarými hydromotory.

### 6.1.1. Hydraulický kanál plunžru [37]

Hydraulický kanál plunžru je v celém kontextu zobrazen na obrázku *Obr. 21*, zvětšená verze na obrázku *Obr. 25* je při stávající konstrukci velice limitujícím prvkem, zvláště pokud chceme dosáhnout požadované zpětné rychlosti. Očekává se, že při stávající konstrukci kanálu bude hydraulická kapalina, vzhledem k vysokému škrťacímu poměru mezi průřezem kanálu a průřezem plunžru, „bržděna“. Je tedy nutností kanál maximálně rozšířit a umožnit hydraulické kapalině volnější průtok.

Jeho světlost před úpravou činí 25 mm (*Obr. 26*). Tato světlost potrubí je plně dostačující pro nižší rychlosti pohybu plunžru, avšak pro splnění požadavku vyšší rychlosti je průměr potrubí nedostatečný. V důsledku náhlé změny průřezu dochází k vytvoření hydraulického odporu, který je v tomto případě vysoce nežádoucí.



*Obr. 25 – Přiblížení otvoru kanálu plunžru*

### 6.1.1.1. Výpočtová a návrhová část kanálu plunžru

Následuje shrnutí parametrů, se které vycházejí ze stávající konstrukce a se kterými bude v úvodních výpočtech počítáno.

Průměr plunžru	$D_{pl} = 350 \text{ mm}$
Zdvih plunžru	$H = 280 \text{ mm}$
Požadovaná rychlost plunžru	$v_{pz} = 100 \text{ mm/s}$
Světlost původního hydraulického kanálu plunžru	$D_{hk} = 25 \text{ mm}$

#### Základní výpočty

##### Plocha plunžru

$$S_{pl} = \frac{\pi * D_{pl}^2}{4} \quad (6.1)$$

$$S_{pl} = \frac{\pi * 350^2}{4} = 96211,275 \text{ mm}^2 = 0,09621 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

##### Objemový průtok získaný ze zpětného pohybu plunžru

$$Q_{pl} = S_{pl} * v_{pz} \quad (6.3)$$

$$Q_{pl} = 0,0962 * 0,1 = 0,009621 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 577,2676 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (6.4)$$

##### Plocha původního hydraulického kanálu plunžru

$$S_{hk} = \frac{\pi * D_{hk}^2}{4} \quad (6.5)$$

$$S_{hk} = \frac{\pi * 25^2}{4} = 490,8739 \text{ mm}^2 = 0,000491 \text{ m}^2 \quad (6.6)$$

Dále je třeba vypočítat tlakovou ztrátu, který vznikne při tomto náhlém zúžení průřezu  
Pro tento výpočet potřebujeme další parametry, a to:

Uvažovaná hustota oleje	$\rho = 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-------------------------	---

Výtokový součinitel	$\alpha = 0,65$
---------------------	-----------------

### Tlaková ztráta současného nevyhovujícího kanálu plunžru

$$Q = S * \alpha * \left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \Delta p = \left(\frac{Q}{S * \alpha}\right)^2 * \rho \quad (6.7)$$

$$\Delta p = \left(\frac{Q_{pl}}{S_{hk} * \alpha}\right)^2 * \rho \quad (6.8)$$

$$\Delta p = \left(\frac{0,00962}{0,000491 * 0,65}\right)^2 * 850 = 772866,27 \text{ Pa} = 0,7729 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

### Potřebná síla pro překonání odporu vzniklého původní tlakovou ztrátou

$$F_{po} = \Delta p * S_{pl} \quad (6.10)$$

$$F_{po} = 772866,27 * 0,0962 = 74\,358,44946 \text{ N} \quad (6.11)$$

Tímto výpočtem jsme zjistili, jakou minimální sílu bychom potřebovali pro překonání odporu vzniklého původní tlakovou ztrátou tlakovou ztrátou. Tato síla je enormní, pro její překonání bychom potřebovali přímočaré hydromotory, které by byly svými parametry jinde, než je původně zamýšleno.

### Vliv světlosti kanálu na tlakovou ztrátu kanálu a potřebnou sílu

Následující tabulka *Tab.5* pojednává o vlivu velikosti světlosti kanálu na velikost tlakové ztráty. Tlaková ztráta je počítána stejným způsobem jako rovnice (6.8), hodnoty hustoty oleje  $\rho$ , výtokového součinitele  $\alpha$ , průtoku  $Q_{pl}$  a plocha plunžru  $S_{pl}$  jsou neměnné.

$D_{hk} [mm]$	25	30	35	40	45	50
$S_{hk} [mm^2]$	490,8739	706,8583	962,1128	1256,6371	1590,4313	1963,4954
$\Delta p [MPa]$	0,7729	0,3727	0,2012	0,1179	0,0736	0,0483
$F_{po} [N]$	74358,4495	35859,5918	19356,1145	11346,1990	7083,3761	4647,4031

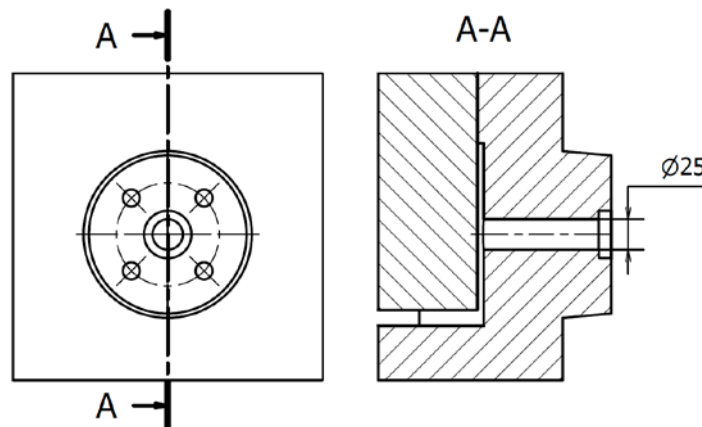
*Tab.5 - Vliv světlosti kanálu na tlakovou ztrátu kanálu*

Z toho tedy vyplývá, že vliv světlosti kanálu má velký dopad na tlakovou ztrátu, způsobenou náhlým zúžením průřezu. Síla potřebná k překonání odporu vyvolaného touto tlakovou ztrátou je jí přímo úměrná.

#### 6.1.1.2. Zvětšení světlosti hydraulického kanálu plunžru

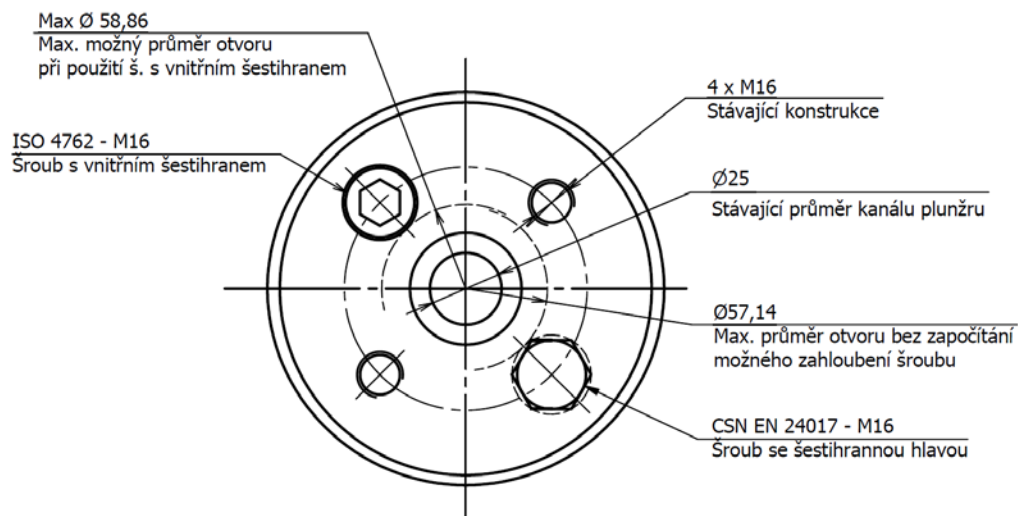
Při neomezených možnostech bychom použili takovou světlost otvoru, která vytváří nejmenší hydraulický odpor, tím pádem i nejmenší protisílu. Bohužel to není z konstrukčního

hlediska možné, jelikož toto rozšiřování omezují šrouby se závitem M16, které byly ve stávající konstrukci použity k připevnění příruby. Stávající situace je zobrazená na obrázku *Obr. 27*



*Obr. 26 – Zobrazení situace hydraulické kanálu plunžru na výřezu z modelu*

Na obrázku *Obr. 27* je vypracován jednoduchý náčrtek na problematiku, jak šrouby ovlivňují maximální průměr kanálu plunžru.



*Obr. 27 – Šrouby na přírubě kanálu plunžru*

Z tohoto náčrsku je zřetelné, že maximální možný průměr nám dovolují šrouby s vnitřním šestihranem, a to maximální průměr 58,86 mm.

Dalším limitujícím prvkem je rozměr těsnění. Byla zvolena přírubová těsnění o čtvercovém průřezu společnosti Trelleborg (Rubena), která jsou schopna těsnit při tlaku i 50 MPa, Vnější průměr těsnění je 55,55 mm,

Ze zástavbových rozměrů tohoto těsnění vyplývá **určení světlosti kanálu plunžru.**

$$D_{hkn} = 48 \text{ mm}$$

### 6.1.1.3. Přepočítání hydraulického kanálu

Hodnota průměru kanálu plunžru byla určena, je nutné přepočítat plochu kanálu plunžru, tlakovou ztrátu a sílu k jejímu překonání.

#### Plocha kanálu plunžru

$$S_{hkn} = \frac{\pi \cdot 48^2}{4} = 1809,5574 \text{ mm}^2 = 0,00181 \text{ m}^2 \quad (6.12)$$

#### Tlaková ztráta při proudění $Q_{pl}$

$$\Delta p_n = \left( \frac{0,00962}{0,00181 \cdot 0,65} \right)^2 * 850 = 56872,12 \text{ Pa} = 0,05687 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

#### Síla potřebná k překonání tlakové ztráty náhlým snížením průměru

$$F_{po} = 56872,12 * 0,09621 = 5471,7395 \text{ N} \quad (6.14)$$

## 6.1.2. Odpadní a přívodní trasa kapaliny k plunžru

Odpadní a přívodní trasa kapaliny k plunžru je další místo, které svými tlakovými ztrátami ovlivňuje výslednou velikost síly přímočarých dvojčinných hydromotorů. Tyto tlakové ztráty nastávají při sání a vypouštění kapaliny ve ventilech, které se nachází v oblasti mezi nádrží a plunžrem.

Skoro každý hydraulický ventil má svou  $\Delta p$ - $Q$  charakteristiku, která byla pravděpodobně experimentálně naměřena. Tato charakteristika nám říká, jakou tlakovou ztrátu máme při určitém průtoku ventilem.

### 6.1.2.1. Blokový návrh obvodu odpadní a přívodní trasy kapaliny k plunžru

Určení hydraulický ventilů, které budou použity v systému výrazně zpřesní finální výpočty velikosti dvojčinných hydromotorů. Požadavky a parametry, které byly zjištěny v předchozích kapitolách jsou následující:

#### Pohyb nahoru

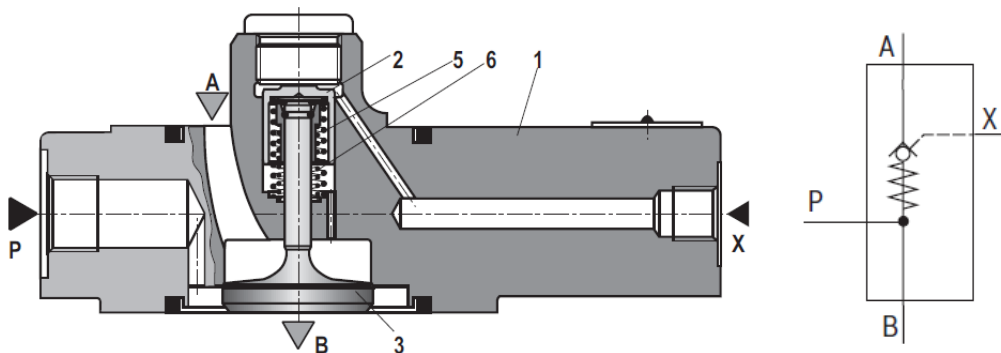
- Plunžr je vysunut rychlostí minimálně 10 mm/s  
→ Požadavek na ventil, který je schopen volného průtoku  $Q \approx 60 \text{ l/min}$
- Prostor pod plunžrem je dotlakován na tlak  $35 > p > 25 \text{ [MPa]}$

→ Požadavek na ventil, který je schopen umožnit dotlakování prostoru a uzavřít prostor bez průsaků.

### Pohyb dolů

- Dekomprese prostoru pod plunžrem.  
→ Požadavek na ventil, který je schopen provést dekompresi prostoru.
- Plunžr je zasunut rychlostí  $v_{min} = 100 \text{ mm/s}$   
→ Požadavek na ventil, který je schopen volného průtoku  $Q_{min} = 577 \text{ l/min}$

Ze shrnutí požadavků vyplývá použití plnicího ventilu (Obr. 28) kvůli vysokým průtokům a použití vestavného ventilu kvůli jeho logickým možnostem na dekompresi.



Obr. 28 – Plnicí ventil ZSF – řez a schématické značení – katalog Bosch [25]

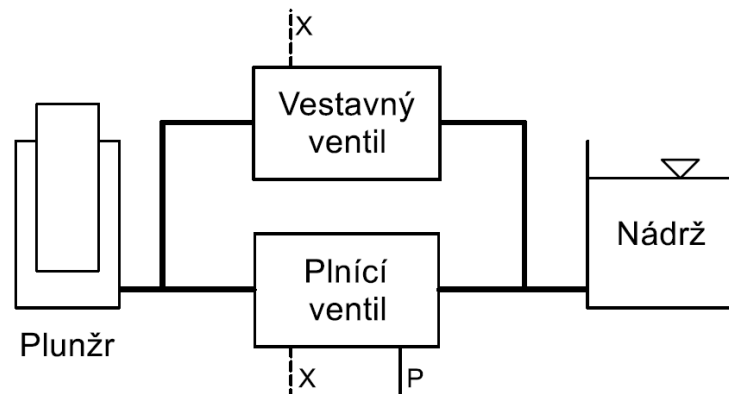
### Plnicí ventil

Je charakteristický vysokým průtokem při malé tlakové ztrátě. Konstrukce ventilu umožňuje volné proudění kapaliny v jednom směru, uzavřený průtok v druhém směru. Ventil se však dá řídicím tlakem otevřít pro volné proudění v obou směrech. Dále jeho konstrukce umožňuje přívod průtoku a tlaku z přívodu **P** do uzavřeného prostoru **B**.

### Vestavný ventil

Dále je na potřeby dekomprese v paralelním zapojení navrhnout vestavný ventil, který má díky své jednoduché konstrukci také poměrně dobré průtokové charakteristiky, čímž může pomoci plnicímu ventilu s odvodem vysokého množství kapaliny. Jelikož se jedná o logický prvek, dá se tento ventil použít na částečné zautomatizování procesu dekomprese.

Výsledný blokový návrh vypadá tedy následovně (Obr. 29):



Obr. 29 – Blokový návrh obvodu odpadní a přívodní trasy kapaliny k plunžru

### 6.1.2.2. Návrh velikosti vestavného ventilu a plnicího ventilu

Ze shrnutí parametrů, které byly uvedeny v předchozí kapitole jsme zjistili, že je nutné zajistit průtok  $577 \text{ l/min}$  při zpětném pohybu a průtok  $60 \text{ l/min}$  při pohybu naprázdno, to za použití plnicího a vestavného ventilu.

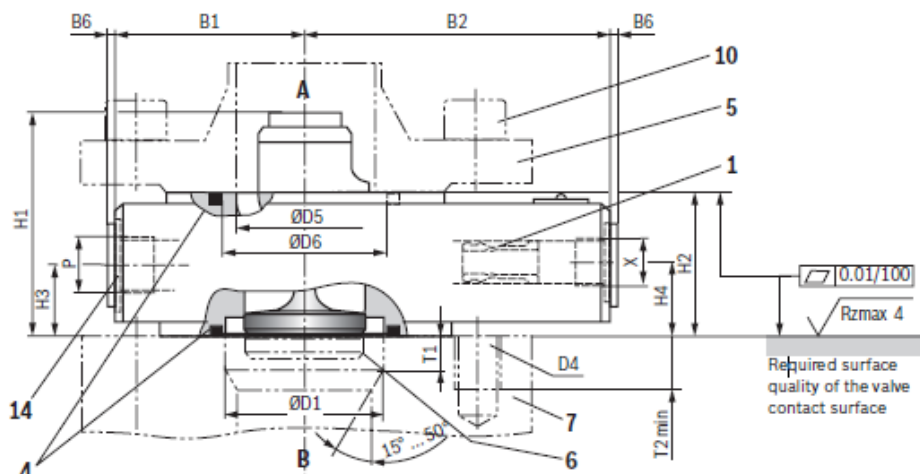
#### Plnicí ventil

Byl zvolen talířový, pružinou zatížený sedlový ventil (Obr. 30). Takovýto ventil je sevřen šroubovým spojem mezi dno válce a svařovanou, či jinou přírubu. Tyto plnicí ventily obsahují těsnění na obou stykových plochách s přírubami. Těsnící průměry jsou zvoleny tak, že při dodržení údajů dané výrobcem nejsou překročeny dovolené provozní tlaky materiálové meze v tahu.

Velikost těchto plnicích ventilu je normovaná – jmenovité velikosti 25, 32, 40, 50, 63 atd. Hlavním parametrem je zde průtok. Pro další výběr byla zvolena řada ZSF od společnosti Bosch.



Dimensions: Type ZSF – NG32 ... 160  
(dimensions in mm)

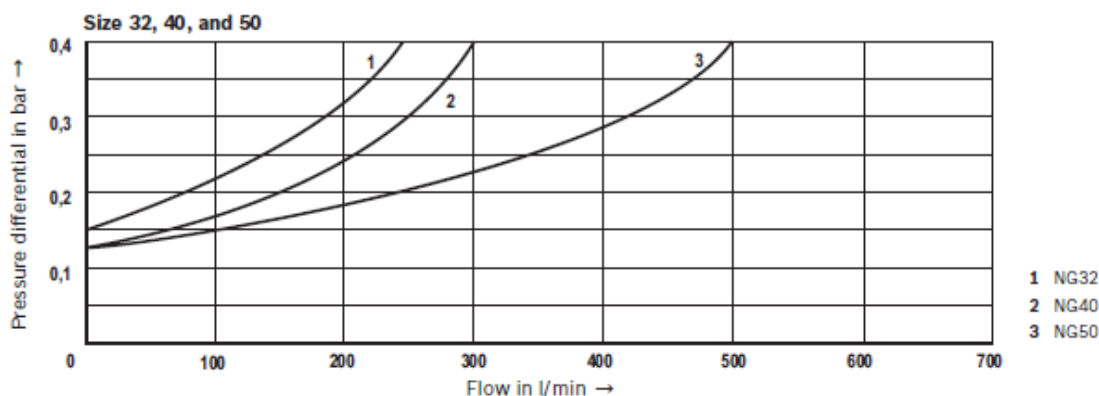


NG	B1	B2	B3	B4	B5	B6 max	ØD1	ØD2	ØD3 ±0.2	D4	ØD5	ØD6	H1	H2	H3	H4	P	T1	T2 min	X
32	65	110	40	55	7.5	1.5	46	93	110	M16	42	49.5	77	50	26.5	26.5	G1/2	8	30	G1/4
40	70	115	40	55	7.5	1.5	58	108	125	M16	52	61.5	80	50	26.5	26.5	G1/2	10	35	G1/4
50	110	140	40	55	7.5	1.5	71	128	145	M16	70	75.7	97	50	26.5	26.5	G1/2	12	30	G1/4
63	115	145	45	55	7.5	1.5	90	143	160	M16	83	97.7	110	55	27.5	27.5	G3/4	14	35	G1/4
80	125	160	45	55	7.5	1.5	107	169	190	M20	100	112	123	60	30	30	G3/4	16	30	G1/4
100	140	190	55	55	7.5	1.5	132	212	240	M27	124	138.5	145	65	32.5	40	G1	25	55	G3/8
125	180	210	65	60	0	1.5	170	248	280	M30	148	176	215	75	37.5	50	G1	33	50	G3/8
160	220	255	70	60	0	1.5	220	310	345	M33	200	233	279	95	48.5	68	G1 1/4	55	50	G1/2

Obr. 30 – Plnicí ventil, rozměry – katalog Bosch [25]

Každý ventil obsahuje ve své dokumentaci závislost tlakové ztráty na množství průtoku (Obr. 31).

Pressure differential  $\Delta p$  between ports A and B against the flow  $q_v$  (A → B).



Obr. 31 – Plnicí ventil, průtoky – katalog Bosch [25]

Vzhledem k průtočnému množství by bylo vhodné použít ventil velikosti 63, každopádně to není jediný požadavek, který od ventilu očekáváme.

Z hlediska účinnosti jsou plnicí ventily umístěny přímo na přírubě kanálu plunžru. V kap. 5.1.1.2 je vypočítána světlost kanálu  $d = 48 \text{ mm}$ , Tuto hodnotu je nutné rozšířit na

požadovaný vstupní průměr plnicího ventilu, viz obrázek *Obr. 30*. Velikost ventilu také výrazně ovlivňuje zástavbový prostor a celkovou cenu sestavy.

Z těchto důvodů byl vybrán menší plnicí ventil, a to jmenovité velikosti 50.

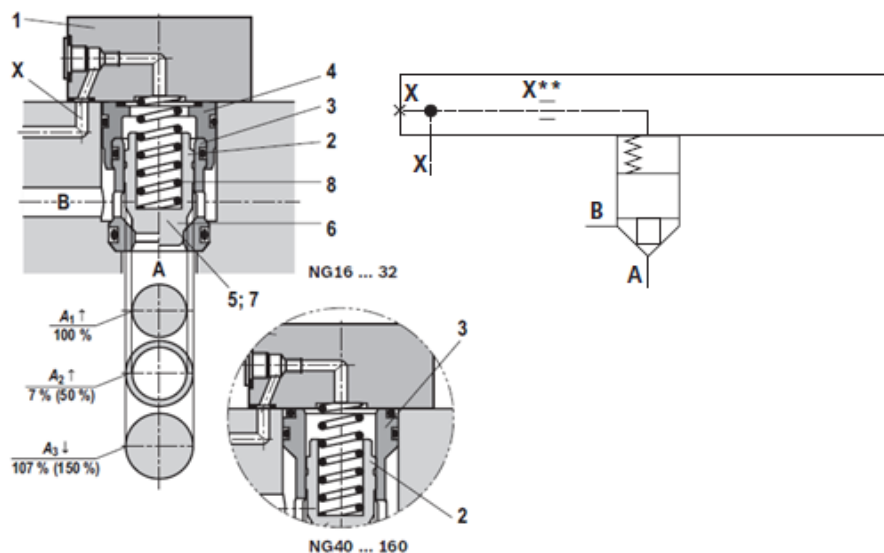
### ZSF – NG 50

Tento ventil má maximální dovolený průtok  $Q_{max} = 500 \text{ l/min}$  avšak to není problém, protože jak již bylo zmíněno, plnicí ventil je zapojen paralelně s vestavným ventilem, který převezme zbývající část požadovaného průtoku.

Tento plnicí ventil je navíc také plně schopen volného průtoku  $Q \approx 60 \text{ l/min}$ , který vznikne při zdvihu beranu – pohybu naprázdno. V tomto pohybu tedy není potřeba využít průtoku vestavného ventilu.

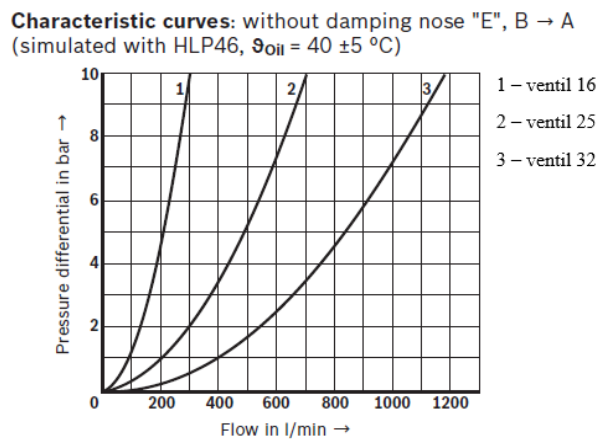
### Vestavný ventil

Vestavné ventily (*Obr. 32*) jsou dvoucestné logické prvky, které jsou primárně řízeny signálem **X**. Jejich výhodou spočívá v jednoduché konstrukci a možnosti zástavby do hydraulické kostky. Další velikou výhodou pro nás je vysoké průtočné množství. Ventily jsou standardizované, řazené dle světlosti kanálu **A**–16, 25, 32, 40...atd. Byla vybrána řada **LC** od společnosti Bosch



*Obr. 32 – Vestavný ventil LC, řez a schématická značení – katalog Bosch [26]*

Závislost tlakové ztráty na průtoku tohoto ventilu je následující (Obr. 33):



Obr. 33 – Vestavný ventil, závislost tlakové ztráty na průtoku – katalog Bosch [26]

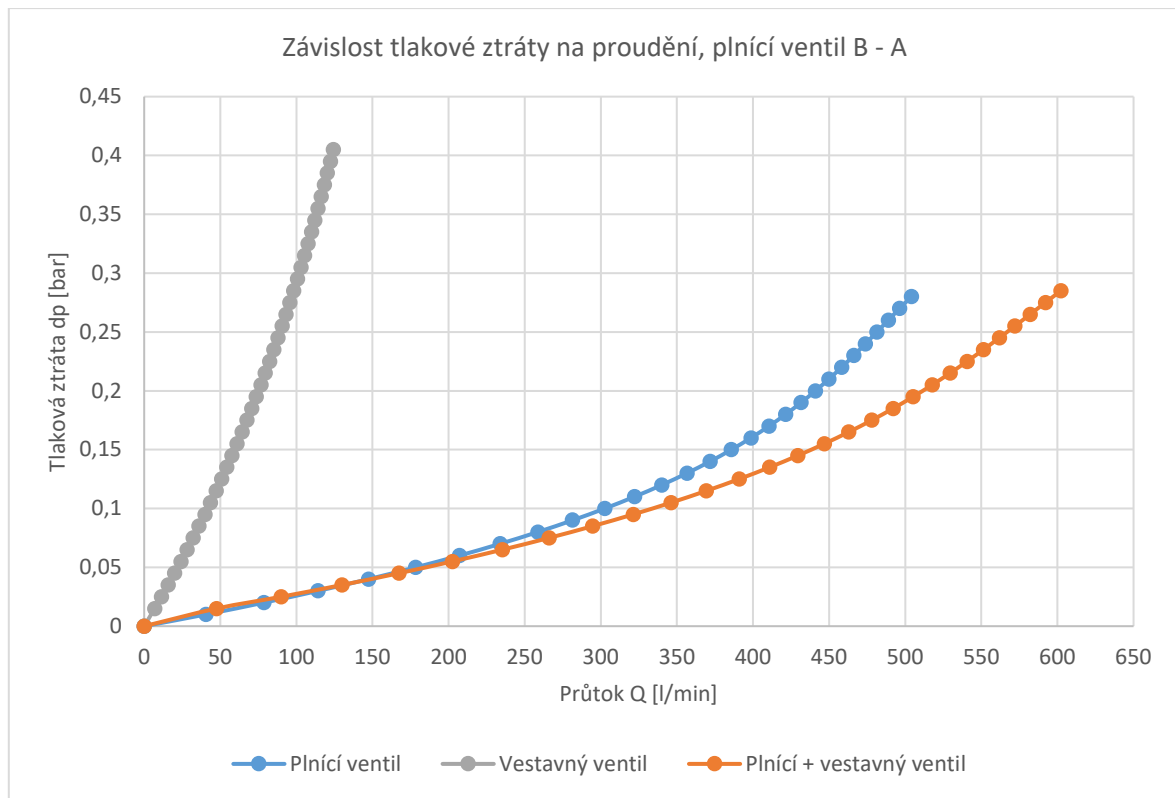
Byl vybrán ventil **LC 25** - zaručuje dostatečný průtok a má vhodnou světlost kanálu. Tlaková ztráta vybraného ventilu je méně výrazná než při použití vestavného ventilu LC 16.

### 6.1.2.3. Velikost tlakové ztráty na ventilech odpadní a přívodní trasy

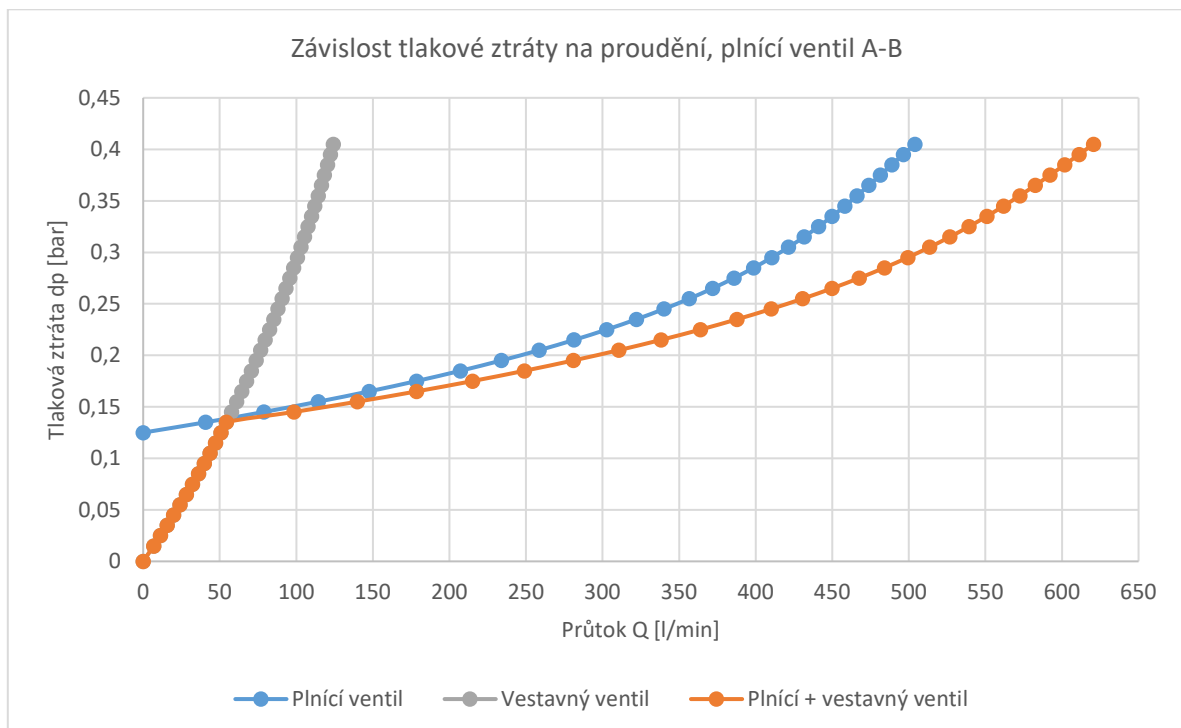
Výběr ventilů byl důležitý z hlediska zjištění dalších tlakových ztrát, se kterými je nutné počítat při návrhu tlaku – a tím pádem i potřebné síly postranních přímočarých hydromotorů.

Grafy jednotlivých závislostí tlakové ztráty na objemovém průtoku na obrázcích Obr. 31 a Obr. 33 jsou na využitelné oblasti co nejpřesněji aproximovány pro jednodušší odečet a následně výpočet. Využíváme toho, že kapalina proudí cestou nejmenšího odporu, tedy tam, kde nastane menší tlaková ztráta.

Plnicí ventil má v charakteristice  $\Delta p$ -Q při průchodu z A-B začátek na hodnotě 0,125 bar, což je takzvaný otevírací tlak. Tento tlak při průchodu kapaliny B-A (Obr. 34) nebudeme počítat, protože ventil bude otevřen externím tlakem pomocí řídicího kanálu X. Nicméně graf s otevíracím tlakem při průchodu A-B je také zobrazen (Obr. 35) kvůli pohybu beranu naprázdno.



Obr. 34 – Závislost tlakové ztráty na proudění



Obr. 35 – Závislost tlakové ztráty na proudění

#### 6.1.2.4. Výsledná tlaková ztráta

Minimální průtok v přívodní hydraulické trase pro tento pohyb je  $Q_{min} = 577 \text{ l/min}$ .

Graf na obrázku *Obr. 35* spojuje obě závislosti tlakové ztráty na průtoku z *Obr. 31* a *Obr. 33* do jednoho. Z grafu je patrné, že kapalina neproudí plnicím ventilem v tomto systému ihned, ale až při průtoku  $Q \sim 51 \text{ l/min}$ , kde se tlakové ztráty obou ventilů vyrovnají.

Oranžová křivka je tedy částečně součtem obou průtoků, a právě z ní odečítáme tlakovou ztrátu, která se rovná  $Q_{min} = 577 \text{ l/min}$ .

Tlaková ztráta je tedy pro daný průtok následující:

$$\Delta p = 0,255 \text{ bar} = 0,026 \text{ MPa}$$

Přepočet tlakové ztráty na sílu, kterou je nutné vyvinout pro její překonání:

$$F = S_{pl} * \Delta p \tag{6.15}$$

$$F_{odp} = 96211,275 * 0,026 = 2\,501,4932 \text{ N} \tag{6.16}$$

## 6.2. Pohyb beranu nahoru – pohyb naprázdno

Předchozí kapitoly rozdělily pohyb beranu na 3 základní kroky:

- Pohyb naprázdno – beran se pohybuje vzhůru pomocí dvojčinných postranních přímočarých hydromotorů.
- Uzavírací pohyb – beran se pohybuje vzhůru a „uzamkne“ formy za vypočítané síly. Tento pohyb je konán prouděním hydraulické kapaliny pod jednočinný hydromotor – plunžr.
- Zpětný pohyb – beran se pohybuje směrem dolů za pomoci dvojčinných postranních přímočarých hydromotorů.

Z tohoto řešení lze očekávat problém při pohybu naprázdno. Požadavek na minimální rychlost tohoto pohybu ze zadání je  $v=10 \text{ mm/s}$ . Jelikož je pohyb beranu konán pomocí dvojčinných hydromotorů, lze očekávat, že výsledná rychlost může být i vyšší, což je pro snížení doby pracovního cyklu vhodné. Už ale při této rychlosti vychází objemový průtok hydraulické kapaliny do prostoru pod plunžr  $Q \approx 60 \text{ l/min}$ . Jelikož předpokládáme, že tento průtok bude zajištěn samovolně, tzn. že se bude kapalina „nasávat“ pod plunžr pomocí vzniklého podtlaku, tak je nežádoucí, aby v prostoru pod pístem vznikala **kavitace**.

Kavitace je lokální jev, který nastává v kapalinách při rychlých změnách tlaku. Tento jev je velice nežádoucí, jeho účinky mohou vést k destrukci součásti, kde ke kavitaci dochází.

Je proto nutné možnost vzniku kavitace redukovat. Toho můžeme dosáhnout například nízkou rychlostí beranu, čímž se také sníží potřebný objemový průtok, nebo doplňovat hydraulickou kapalinu při nasávání pod plunžr a tím částečně vyrovnávat vzniklý rozdíl tlaků.

Volba řešení této problematiky proběhne po zjištění maximální rychlosti beranu z velikosti dvojčinných hydromotorů.

Lze ale určit hodnotu tlakových ztrát, které vzniknou při průchodu hydraulické kapaliny skrze otvor kanálu plunžru a tlakových ztrát z ventilů. Z těchto tlakových ztrát lze znovu spočítat velikost síly, která je nutná k jejich překonání. Při výpočtu budeme uvažovat i vyšší rychlosti pro pozdější určení výsledné rychlosti pohybu naprázdno.

## 6.2.1. Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty

### Hydraulický kanál plunžru

Jak bylo zjištěno v kapitole 5.1.1.1, musíme dodávat vysoké množství kapaliny pod píst plunžru, pokud chceme dosáhnout vyšších rychlostí beranu. Tato kapalina vytvářela určitou tlakovou ztrátu vzhledem k jevu zvaném „náhlé zmenšení průřezu“. I když se v tomto případě jedná o jev „náhlé zvětšení průřezu“, kde přecházíme z  $d = 48 \text{ mm}$  do prostoru  $D = 350 \text{ mm}$ , očekává se, že se proudící kapalina bude vytvářet také určité ztráty.

Následující tabulka *Tab.6* pojednává o vlivu rychlosti plunžru na velikost tlakové ztráty a síly. Tlaková ztráta je počítána stejným způsobem dle rovnice (6.8), hodnoty hustoty oleje  $\rho$ , výtokového součinitele  $\alpha$ , světlosti potrubí  $S_{hkn}$  a plocha plunžru  $S_{pl}$  jsou neměnné.

$v \text{ [mm/s]}$	10	20	30	40	50	60
$Q \text{ [m}^3/\text{s]}$	0,000962	0,001924	0,002886	0,003848	0,004811	0,005773
$Q \text{ [l/min]}$	57,7268	115,4535	173,1803	230,9071	288,6338	346,3606
$\Delta p \text{ [MPa]}$	0,00057	0,00227	0,00512	0,00910	0,01422	0,02047
$F \text{ [N]}$	54,7174	218,8696	492,4566	875,4783	1367,9349	1969,8262

*Tab.6 - Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty, hydraulický kanál plunžru*

Z tabulky *Tab.6* vyplývá, že rychlost pohybu plunžru při pohybu naprázdno nemá veliký dopad na sílu, která bude působit proti pohybu plunžru, každopádně ani není zanedbatelná. Dále je třeba vypočítat tlakovou ztrátu na ventilech odpadního vedení plunžru.

## 6.2.2. Odpadní vedení plunžru

Tabulka *Tab.7* znázorňuje vliv rychlosti plunžru na velikost tlakové ztráty a síly vzniklé z průchodu hydraulickou kapalinou ventily v odpadním vedení. Tlaková ztráta odečtena z grafu na obrázku *Obr. 35*, z hodnot plnicího ventilu. Plocha plunžru  $S_{pl}$  na výpočet výsledné síly se nemění.

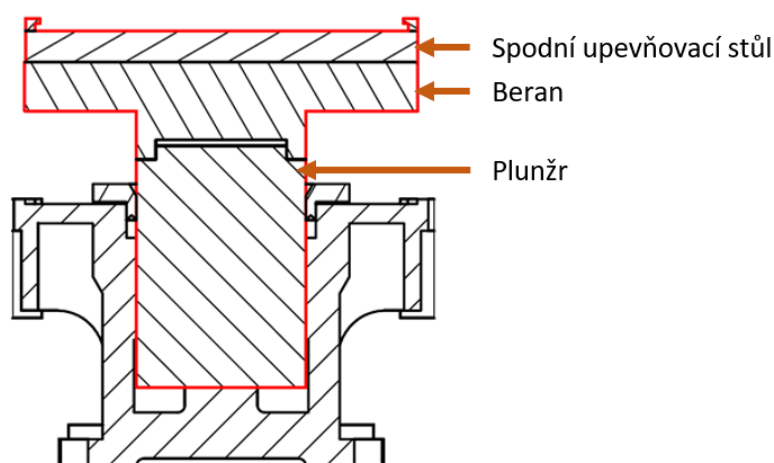
$v \text{ [mm/s]}$	10	20	30	40	50	60
$Q \text{ [l/min]}$	57,7	115,5	173,2	230,9	288,6	346,4
$\Delta p \text{ [MPa]}$	0,0137	0,0155	0,0173	0,0194	0,0214	0,0250
$F \text{ [N]}$	1318,0945	1491,2748	1664,4551	1866,4987	2058,9213	2405,2819

*Tab.7 - Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty, odpadní vedení plunžru*

Síla, která vzniká z těchto ventilových tlakových ztrát je větší než síla vzniklá z místní ztráty. Stejně jako předchozí síly z tlakových ztrát, tato tlaková ztráta bude připočítána k ostatním silám a díky nim budou navrženy přímočaré dvojčinné hydromotory.

### 6.2.3. Tíha sestavy beranu

Při výpočtech pohybu beranu je třeba uvažovat hmotnost celé jeho soustavy, jelikož působí proti směru pohybu beranu. CAD software umožňuje v dnešní době aproximovat hmotnost součásti z jejího objemu při přiřazení definovaného materiálu.



Obr. 36 – Znáznornění zohledněných součástí na modelu lisu

V CAD modelu byly vybrány součásti sestavy (Obr. 36), a byly určeny za podmínek hustoty materiálu:  $\rho = 7\,850\text{ g/cm}^3$ . Hmotnosti jednotlivých částí beranu lisu jsou tedy (Tab.8):

Pístnice plunžru	340	kg
Beran	420	kg
Spodní upevňovací stůl	150	kg
Spodní část formy (přibližně)	50	kg

Tab.8 – Hmotnosti sestavy beranu

Z toho vyplývá:

$$F_g = \sum m_i * g \quad (6.17)$$

$$g = 9,81\text{ m/s}^2$$

$$F_g = (340 + 420 + 150 + 50) * 9,81 = 9417,6\text{ N} \quad (6.18)$$

Tuto vypočtenou tíhu je nutné překonat společně s dalšími silami pro zvednutí beranu.

Tíha sestavy se také promítne při pohybu beranu dolů.



### 6.3. Pohyb beranu nahoru – uzavírající pohyb

Proces nastává po pohybu beranu naprázdno pomocí postranních hydromotorů. Jelikož jsou formy přitisknuté a technologický proces není založen na běžném „lisování“, tj. pohyb beranu na stanovené dráze při maximální lisovací síle, je tento pohyb nazýván jako „uzavírací – uzavírání forem“. Ze zadání víme, že je použit předešlý pohon o výkonu 1500 kW a že maximální síla, kterou je plunžr schopen vyvinout, je 288 t–2880 kN.

#### 6.3.1. Návrh tlaku a výpočet síly pracovního pohybu

Výkon elektromotoru obvodu plunžru

$$P_{pl} = 1\,500\text{ kW}$$

Síla lisu

$$F_{lis} = 2\,880\text{ kN}$$

Lze tedy vypočítat tlak, kterým je nutné působit na plochu plunžru, aby byla vyvozena potřebná síla:

$$F = p * S \tag{6.19}$$

$$p_{lis} = \frac{F_{lis}}{S_{pl}} \tag{6.20}$$

$$p_{lis} = \frac{2\,880\,000}{0,0962} = 29\,934\,122\text{ Pa} = 29,9312\text{ MPa} \tag{6.21}$$

Tato hodnota je dále zaokrouhlena na normalizovanou hodnotu, pro kterou budeme dále počítat čerpadlo:

$$p_{lis} = 30\text{ MPa}$$

Síla při použití tohoto tlaku vychází následovně:

$$F_{lis} = 2\,886\,338\text{ N}$$

Větší výsledná síla je žádaná z hlediska pokrytí ztrát v hydraulickém systému.

#### 6.3.2. Výpočet rychlosti uzavírání forem

Ze zadání známe výkon pohonu, ze kterého lze spočítat objemový průtok a rychlost pohybu pístu.

##### Objemový průtok

$$P = p * Q * 10^6 \tag{6.22}$$

$$Q_{gmc} = \frac{P_{pl}}{p_{lis} * 10^6} \tag{6.23}$$

$$Q_{gmc} = \frac{1500}{30 \cdot 10^6} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 3 \frac{l}{min} \quad (6.24)$$

### Rychlost plunžru

$$Q = S \cdot v \quad (6.25)$$

$$v_{nuz} = \frac{Q_{gmc}}{S_{pl}} \quad (6.26)$$

$$v_{nuz} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,09621} = 5,1969 \cdot 10^{-4} \frac{m}{s} = 0,5197 \frac{mm}{s} \quad (6.27)$$

Vypočtená uzavírací rychlost je poměrně malá, avšak je nutné si uvědomit, že se nejedná o lisovací pohyb, nýbrž pouze o natlakování prostoru pod plunžrem a uzavření forem. Tento pohyb je tedy v řádu pouze několika desítek milimetrů, záleží na poddajnosti celkové struktury.

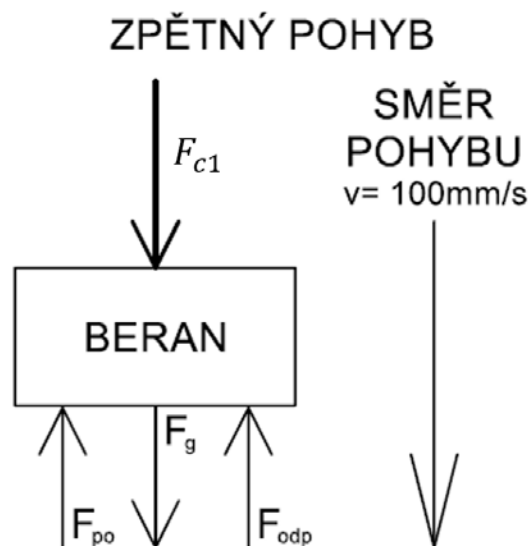
Těchto vypočtených hodnot nelze dosáhnout na reálném stroji, jelikož zde nezapočítáváme ztráty v systému. Tyto hodnoty budou tedy v dalších kapitolách upraveny na hodnoty dané použitým čerpadlem.

## 6.4. Rozbor sil působících při pohybu beranu

Následující kapitoly zobrazují souhrn sil, které jsme vypočítali za účelem navržení velikosti a tlaku dvojčinných přímočarých hydromotorů. Tyto síly působí na beran při jeho pohybu ať už v kladném směru, nebo záporném. Výsledkem každé kapitoly je celková síla, na kterou dimenzujeme tlak postranních přímočarých hydromotorů.

### 6.4.1. Zpětný pohyb

Působící síly v této kapitole jsou graficky zobrazeny na obrázku *Obr. 37*.



Síla potřebná pro překonání tlakové ztráty náhlým zúžením průřezu (viz kap. 5.1.1.3)

$$F_{po} = 5471,7395 \text{ N}$$

Síla potřebná pro překonání tlakové ztráty ventilů v odpadní hydraulické trase (viz kap. 5.1.2.4)

$$F_{odp} = 2\,504,4932 \text{ N}$$

Tíha sestavy beranu (viz kap.5.2.3)

$$F_g = 9417,6 \text{ N}$$

**Součet sil při zpětném pohybu**

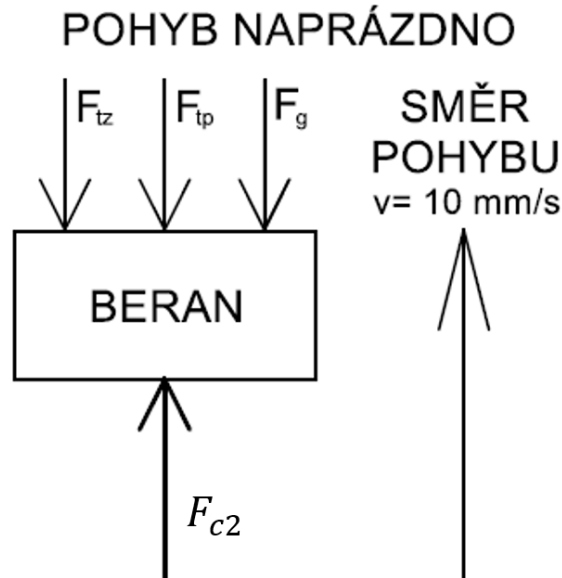
$$F_{c1} = F_{po} + F_{odp} - F_g \tag{6.28}$$

$$F_{c1} = 5471,7395 + 2\,504,4932 - 9417,6 = -1\,440,9173 \text{ N} \tag{6.29}$$

Záporná výsledná síla naznačuje, že tíha beranu sama o sobě dokáže překonávat síly nutné pro překonání tlakových ztrát.

## 6.4.2. Pohyb naprázdno

Působící síly v této kapitole jsou graficky zobrazeny na obrázku *Obr. 38* *Obr. 37*.



*Obr. 38 – Rozbor sil na beranu – Pohyb naprázdno*

Síla potřebná pro překonání tlakové ztráty náhlým rozšířením průřezu (viz kap. 5.2.1)

$$F_{tz} = 54,7174 \text{ N}$$

Síla potřebná pro překonání tlakové ztráty ventilů v přívodní hydraulické trase (viz kap. 5.2.1)

$$F_{tp} = 1318,0945 \text{ N}$$

Tíha sestavy beranu (viz kap. 5.2.3)

$$F_g = 9417,6 \text{ N}$$

### Součet sil při pohybu naprázdno

$$F_{c2} = F_{tz} + F_{tp} + F_g \quad (6.30)$$

$$F_{c2} = 54,7174 + 1318,0945 + 9417,6 = 10790,4119 \text{ N} \quad (6.31)$$

Tuto sílu je tedy nutné překonat při pohybu beranu vzhůru. Jelikož je tato hodnota vyšší než při zpětném pohybu, tlak postranních hydromotorů s diferenciálním pístem je dimenzován na tuto hodnotu.

## 6.5. Určení přímočarých dvojčinných hydromotorů

Následující část pojednává o postranních přímočarých hydromotorech s diferenciálním pístem.

Z hlediska menších časových nároků při konstruování a obrábění jednotlivých navržených součástí bylo zvoleno již vymyšlené řešení, a to nákup zhotoveného hydromotoru.

Původní konstrukce lisu obsahovala dva otvory ve spodní traverze pro uchycení tepelného potrubí. Pro první návrh bude snaha se do tohoto otvoru vtěsnat, tzn. zvolit vnější průměr přímočarého hydromotoru takový, aby nebylo nutné konstrukčních úprav samotné spodní traverzy.

Při návrhu řešení se budeme snažit držet základních hodnot, a to:

Pracovní zdvih pístů

$$H = 280 \text{ mm}$$

Požadovaná rychlost pístů

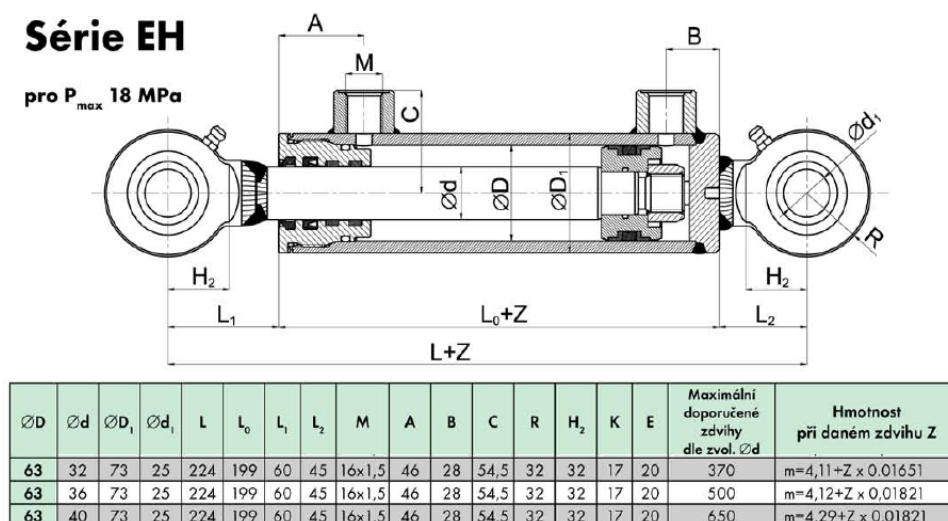
$$v_{pz} = 100 \text{ mm/s}$$

Maximální průměr otvoru pro válec

$$D_{max} = 75 \text{ mm}$$

### 6.5.1. Volba zhotoveného přímočarého hydromotoru

Kvůli svým vhodným parametrům byl zvolen pro první návrh zvolen hydraulický válec společnosti Hydroma ze série EH.



Obr. 39 – Hydraulický válec EH – katalog Hydroma [27]

Snažíme se vtěsnat do otvoru, který umožňuje maximální průměr válce 75 mm. Tento požadavek splňují tři hydromotory na obrázku *Obr. 39*. Jelikož je třeba nejvyšší rychlosti, volíme tedy hydromotor s největším průměrem pístnice, a to 40 mm.

Vnitřní průměr válce  $D_{vv} = 63 \text{ mm}$

Průměr pístnice  $D_{vp} = 40 \text{ mm}$

Následuje vypočtení hodnot pro tento přímočarý dvojčinný hydromotor.

### Plocha vnitřního průměru válce

$$S_{vv} = \frac{\pi \cdot D_{vv}^2}{4} \quad (6.32)$$

$$S_{vv} = \frac{\pi \cdot 63^2}{4} = 3117,2453 \text{ mm}^2 = 0,003117 \text{ m}^2 \quad (6.33)$$

### Plocha pístnice

$$S_{vp} = \frac{\pi \cdot D_{vp}^2}{4} \quad (6.34)$$

$$S_{vp} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256,6371 \text{ mm}^2 = 0,001256 \text{ m}^2 \quad (6.35)$$

### Plocha mezikruží

$$S_{vm} = S_{vv} - S_{vp} \quad (6.36)$$

$$S_{vm} = 3117,2453 - 1256,6371 = 1860,6082 \text{ mm}^2 = 0,001861 \text{ m}^2 \quad (6.37)$$

### Objemový průtok jednoho pístu

Je počítán z požadované rychlosti, a to  $v = 100 \text{ mm/s}$

$$Q_{vm} = S_{vm} \cdot v_{pz} \quad (6.38)$$

$$Q_{vm} = 1,861 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 60 \cdot 1000 = 0,0001861 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 11,1636 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (6.39)$$

#### 6.5.1.1. Rychlost dvojčinného hydromotoru naprázdno

Pohyb naprázdno je řešen postranními přímočarými hydromotory, a to z důvodu potřeby menšího výkonu elektromotoru. Pokud by byl tento pohyb realizován pomocí plunžru, bylo by nutné použít další čerpadlo s mnohem větším geometrickým objemem, aby byl plunžr schopen dosáhnout rychlosti alespoň požadovaných 10 mm/s

### Potřebný objemový průtok a rychlost pohybu pístu

Objemový průtok je použit stejný, jako je v případě zpětného pohybu, tj.

$$Q_{vm} = 0,0001861 \frac{m^3}{s}$$

Rychlost pístu v tomto případě vychází:

$$v_n = \frac{Q_{vm}}{S_{vv}} \quad (5.40)$$

$$v_n = \frac{1,861 \cdot 10^{-4}}{3,117 \cdot 10^{-3}} = 0,05969 \frac{m}{s} = 59,8676 \frac{mm}{s} \quad (6.41)$$

Tato rychlost bude ještě v dalších kapitolách změněna.

### 6.5.2. Návrh tlaku a výpočet sil postranních hydromotorů

Abychom mohli vypočítat sílu postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů, je třeba zvolit tlak v jejich hydraulickém systému. Tento tlak je nutné naddimenzovat tak, aby byla vyvinuta síla, která je nutná pro překonání síly vycházející z následujících problémů:

- Síla potřebná k překonání celkové tlakové ztráty v systému mezi nádrží a prostorem pod plunžrem při pohybu beranu.
- Celková síla potřebná pro zdvih sestavy beranu.

Vstupní parametry jsou rekapitulace z předešlých kapitol:

Vnitřní průměr válce	$D_{vv} = 63 \text{ mm}$
Průměr pístnice	$D_{vp} = 40 \text{ mm}$
Plocha vnitřního průměru válce	$S_{vv} = 3117,2453 \text{ mm}^2$
Průměr mezikruží	$S_{vm} = 1860,6082 \text{ mm}^2$

Následující tabulka (Tab.9) vyjadřuje závislost síly na pracovním tlaku **jednoho** přímočarého dvojčinného hydromotoru s diferenciálním pístem. Druhý řádek je síla, kterou postranní hydromotor působí při zpětném pohybu beranu (plocha mezikruží), třetí řádek síla, kterou postranní hydromotor působí při pohybu naprázdno (plocha pístu).

$p_V$ [MPa]	2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75
$F_{1zpe}$ [N]	3721,2	4186,4	4651,5	5116,7	5581,8	6047,0	6512,1	6977,3
$F_{1nap}$ [N]	6234,5	7013,8	7793,1	8572,4	9351,7	10131,0	10910,4	11689,7

Tab.9 – Síla jednoho dvojčinného hydromotoru

Jelikož počítáme sílu dvou přímočarých dvojčinných hydromotorů, síla vychází takto:

$2xF_{1zpe} [N]$	7442,4	8372,7	9303,0	10233,3	11163,6	12094,0	13024,3	13954,6
$2xF_{1nap} [N]$	12469,0	14027,6	15586,2	17144,8	18703,5	20262,1	21820,7	23379,3

Tab.10 – Síla dvou dvojčinných hydromotorů

Z tabulky Tab.10 vyplývá použití **pracovního tlaku**

$$p_v = 2,50 \text{ MPa}$$

### 6.5.3. Síla postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů

V kapitole 5.5.2 byl určen tlak  $p_v = 2,5 \text{ MPa}$  a zjištěna síla dvou přímočarých dvojčinných hydromotorů, které vykonávají pohyb naprázdno a zpětný pohyb. Protisíly z kap. 5.4 jsou následně odečteny od celkové síly těchto hydromotorů.

#### Zpětný pohyb

**Celková síla při započtení sil působících při zpětném pohybu beranu**

$$F_{czp} = 2xF_{zpe} - F_{c1} \quad (6.42)$$

$$F_{czp} = 9\,303,0412 - (-1) * 1\,440,9173 = 10\,743,9585 \text{ N} \quad (6.43)$$

#### Pohyb naprázdno

**Celková síla při započtení sil působících při pohybu beranu naprázdno**

$$F_{cna} = 2xF_{nap} - F_{c2} \quad (6.44)$$

$$F_{cna} = 15\,586,2266 - 10\,790,4119 = 4\,795,8147 \text{ N} \quad (6.45)$$

Tento přesah síly zaručuje zdvih součástí, které nejsou započteny v hmotnostní tabulce – například montážní prvky a další konstrukční součásti soustavy beranu.

Bylo vypočteno, že dva přímočaré dvojčinné hydromotory s diferenciálním pístem

#### **EH-63/40x280-R**

od společnosti Hydroma jsou pro účely řešeného lisu vhodné a plně dostačující. Jejich zástavbový prostor nenaruší stávající konstrukci, avšak bude nutné vymyslet způsob úchyty k beranu a ke spodní traverze.



## 7. Výpočet a návrh hydraulického agregátu

Hydraulický agregát je kompletní systém zařízení, které vyrábí hydraulickou energii, tj. průtok a tlak. Tato energie se dále distribuuje do koncových zařízení, v našem případě jednočinný přímočarý hydromotor a dva dvojčinné přímočaré hydromotory s diferenciálním pístem. Součástí agregátu je obvykle v základu hydraulická nádrž – zdroj hydraulické kapaliny, čerpadla a jejich pohonné jednotky – zdroj hydraulické energie a řídicí blok – rozváděče a ventily, které zajišťují rozvod hydraulické energie na potřebná místa a filtry – životnost prvků hydraulických komponent výrazně ovlivňuje čistota hydraulické kapaliny. Dalšími prvky mohou být například monitorovací zařízení hladiny, čistoty, teploty nebo tlaku kapaliny, dále akumulátory a chladicí či oteplovací zařízení.

Pro další postup je tedy nutná rekapitulace získaných hodnot z předchozích kapitol tzn. potřebné tlaky a průtoky pro jednotlivé operace a zvážení dalších možností. Návrh budeme rozdělovat na následující části:

- Návrh čerpadel a elektromotoru
- Návrh hydraulické nádrže
- Návrh řídicího bloku

Potřebné hodnoty pro návrh čerpadel a elektromotoru jsou následující:

Objemový průtok jednoho dvojčinného hydromotoru	$Q_{vm} = 11,3161 \text{ l/min}$
Objemový průtok z uzavírajícího pohybu plunžru	$Q_{gmc} = 3 \text{ l/min}$
Provozní tlak plunžru	$p_p = 30 \text{ MPa}$
Provozní tlak dvojčinných hydromotorů	$p_{pi} = 2,5 \text{ MPa}$

Pro návrh velikosti hydraulické nádrže bude potřeba vědět hodnotu maximálních průtoků z navrhnutých čerpadel.

Pro návrh řídicího bloku je třeba navrhnout hydraulický obvod, který bude vykonávat již zmíněné nutné činnosti.

Ze získaných hodnot a z určených je zřejmé, že potřebujeme takovou soustavu čerpadel a motorů, která dokáže vytvořit:

- v jedné fázi vysoký tlak 30 MPa a malý objemový průtok 3 l/min
  - V této fázi je natlakován pouze prostor pod plunžrem, tato fáze se děje pouze v uzavíracím pohybu beranu
- ve druhé fázi nízký tlak 2,75 MPa a vysoký objemový průtok 22 l/min
  - Prostor pod plunžrem je samovolně zaplňován, tlak je nyní v postranních dvojčinných hydromotorech. Tato fáze nastává při pohybu beranu naprázdno (rychlosti beranu nad 10 mm/s) a zpětném pohybu beranu (rychlost beranu nad 100 mm/s)

Jelikož jsou hydromotory těchto dvě fází oddělené – plunžr má vysoký tlak a nízký průtok, dva postranní přímočaré hydromotory mají vysoký průtok, ale nízký tlak, tak bylo navrženo rozdělení hydraulické soustavy na následující dva okruhy:

- Vysokotlaký okruh – stávající 1,5 kW elektromotor s novým čerpadlem
- Nízkotlaký okruh – nový elektromotor a čerpadlo

Které lze charakterizovat následovně:

- **Vysokotlaký okruh** – okruh pro uzavírání forem, čerpadlo tohoto okruhu disponuje poměrně malým geometrickým objemem, ale oproti druhému okruhu vysokému tlaku. Tento okruh je určen pouze pro dodávání kapaliny do jednočinného hydromotoru – plunžru.
- **Nízkotlaký okruh** – okruh obsahující čerpadlo, které je svým vysokým geometrickým objemem schopné uskutečnit požadované rychlosti beranu. Tento okruh ovládá pohyb postranních přímočarých dvojčinných hydromotorů.

## 7.1. Určení čerpadla vysokotlakého okruhu

V kapitole 6.3 byly určeny hodnoty, které by vznikly v případě použití ideálního čerpadla. Dalším krokem je tedy určit čerpadlo, které je schopné dosáhnout přibližných hodnot. Jsme limitováni maximálním výkonem motoru, a to 1,5 kW. Je také známo, že nominální otáčky tohoto motoru jsou  $n = 1450 \text{ ot/min}$ .

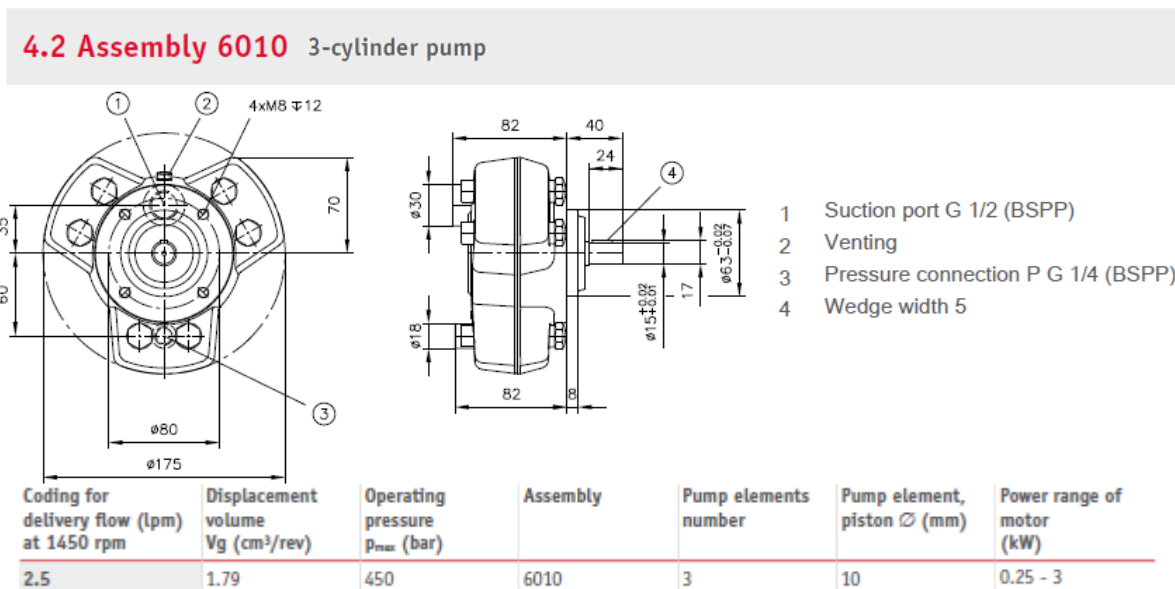
Jelikož se jedná o malý objemový průtok při vyšším tlaku, pro další postup bylo vybráno radiální pístové čerpadlo. Tyto čerpadla disponují širokou škálou parametrů, které se hodí pro řešený systém.

Pro výběr čerpadla byla vybrána firma HAWE. Katalog této společnosti, zaměřující se na radiální pístové čerpadla, obsahuje vzorec pro výpočet výkonu pohonu.

$$P_{kW} = \frac{p_{bar} \cdot Q_{lpm} \cdot k}{600 \cdot \eta_T} \quad (7.1)$$

Kde  $P$  je výkon,  $p$  je požadovaný tlak,  $Q$  je objemový průtok dle tabulky v katalogu a  $k$ ,  $\eta$  charakteristické konstanty jednotlivých konstrukcí čerpadla.

Po zadání hodnot vyšlo třípístové čerpadlo **R 2.5** (Obr. 40), které je schopné maximálního tlaku 450 bar a má geometrický objem  $V_g = 1,79 \text{ cm}^3/\text{ot}$ .



Obr. 40 – Katalog HAWE [28] vybrané čerpadlo

Vypočtený výkon za použití HAWE vzorce při použití tohoto čerpadla je:

$$P_{kW} = \frac{300 \cdot 3 \cdot 1}{600 \cdot 0,85} = 1,47 \text{ kW} \quad (7.2)$$

Potřebný výkon je nižší, původní 1,5 kW motor tedy lze použít pro toto radiální pístové čerpadlo.

### Výsledná uzavírací rychlost

Po změně objemového průtoku kvůli výběru reálného čerpadla lze určit přesnější hodnotu uzavírací rychlosti z geometrického objemu vybraného čerpadla.

Nový objemový průtok

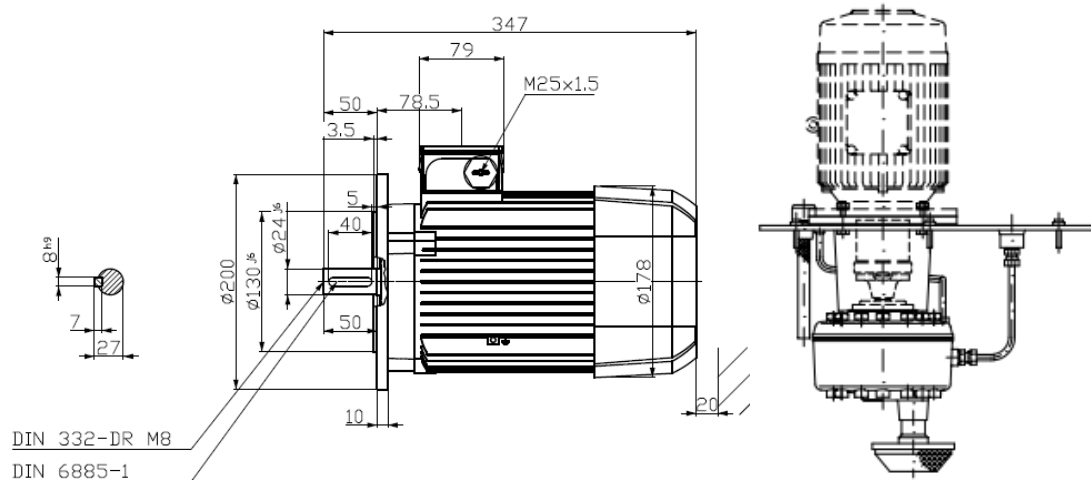
$$Q_{pn} = 2,5955 \text{ l/min} = 5,1969 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.3)$$

Uzavírací rychlost je tedy:

$$v_{uz} = 0,45 \text{ mm/s}$$

### 7.1.1. Sestava čerpadla a elektromotoru

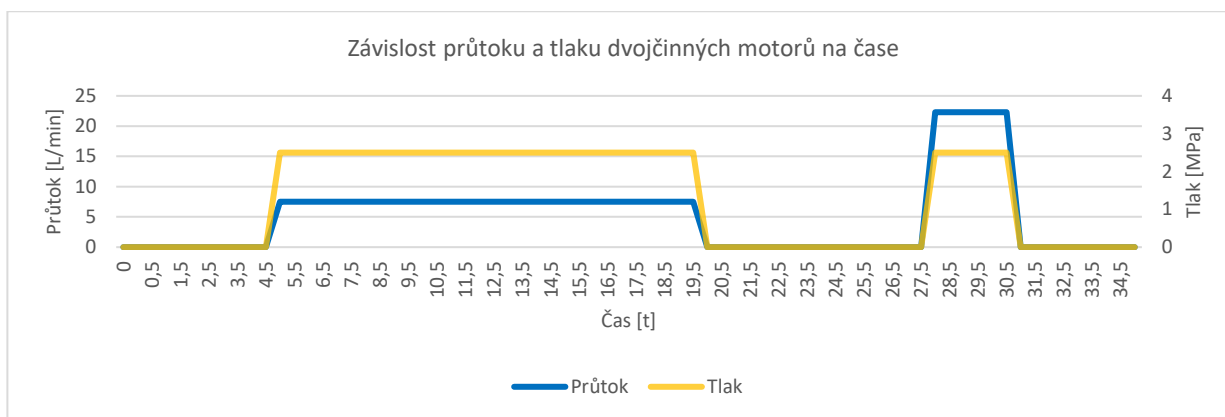
Pro další zobrazení a návrh prvků byl zvolen standartní 1,5 kW elektromotor od společnosti Siemens **SIMOTICS 1LE1002-0EB42-1GA4**. Následující obrázek (Obr. 41) znázorňuje spojení motoru a čerpadla „zvonovou přírubou“ a upevnění této sestavy na přírubu umístěnou na nádrži. Čerpadlo je umístěno pod hladinou hydraulické kapaliny z důvodu lepších charakteristik sání.



Obr. 41 – Vybraný elektromotor SIMOTICS, katalog HAWE [29]– umístění čerpadla

## 7.2. Určení čerpadla nízkotlakého obvodu

Nízkotlaký obvod slouží primárně k zajištění potřebného průtoku a tlaku pro postranní přímočaré dvojčinné hydromotory. Graf závislosti průtoku a tlaku na čase, který pomůže s výběrem čerpadla je následující (Obr. 42):



Obr. 42 – Závislost průtoku a tlaku dvojčinných motorů na čase

### 7.2.1. Výpočet geometrického objemu čerpadla

Uvažované otáčky elektromotoru

$$n_{elp} = 1450 \frac{ot}{min}$$

Ztrátový průtok čerpadlem

$$q_{zt} = 10 \%$$

**Potřebný geometrický objem čerpadla pro jeden přímočarý dvojčinný hydromotor**

$$V_{gp} = \frac{Q_{vm} \cdot 1000 \cdot q_{zt}}{n_{elp}} \quad (7.4)$$

$$V_{gp} = \frac{11,1636 \cdot 1000 \cdot 1,1}{1450} = 8,469 \frac{cm^3}{ot} \quad (7.5)$$

**Potřebný geometrický objem čerpadla pro dva přímočaré dvojčinné hydromotory**

Vzhledem k tomu, že je se potřebný geometrický objem spočítán pro jeden hydraulický motor, je třeba vybrat katalogové čerpadlo, které má minimálně 2x větší geometrický objem.

$$2V_{gp} = 16,938 \frac{cm^3}{ot} \quad (7.6)$$

### 7.2.1.1. Výběr čerpadla

Čerpadlo je navrženo dle následujících parametrů, které byly vypočítány v předešlých kapitolách:

$$\text{Geometrický objem čerpadla při } n = 1450 \text{ ot/min} \quad 2V_{gp} = 16,938 \text{ cm}^3/\text{ot}$$

$$\text{Provozní tlak hydromotorů} \quad p_{pi} = 2,5 \text{ MPa}$$

Dále je třeba vybrat takové čerpadlo, které je schopné energeticky efektivně zabezpečit polohu beranu při uzavírání forem, a to z důvodu vyrovnání tlaku poměrně objemného prostoru pod pístem. Očekává se při tak malém průtoku vysokotlakého čerpadla, že tento proces bude trvat jednotky vteřin.

Z těchto důvodů bylo vybráno variabilní lamelové čerpadlo s tlakovou regulací: firma EATON, model s označením – **VVP 1–16–S R-M-30-C 00-B K** (Obr. 43)

tzn.: variabilní čerpadlo **velikosti 1** s geometrickým objemem podle ISO 3662 **16 cm<sup>3</sup>/ot**. Toto čerpadlo je však schopno vyššího geometrického objemu dle katalogu této firmy, a to **17,9 cm<sup>3</sup>/ot**, což je pro naše účely plně dostačující. Maximální tlak dodávaný čerpadlem je **160 bar**, tedy také dostačující.

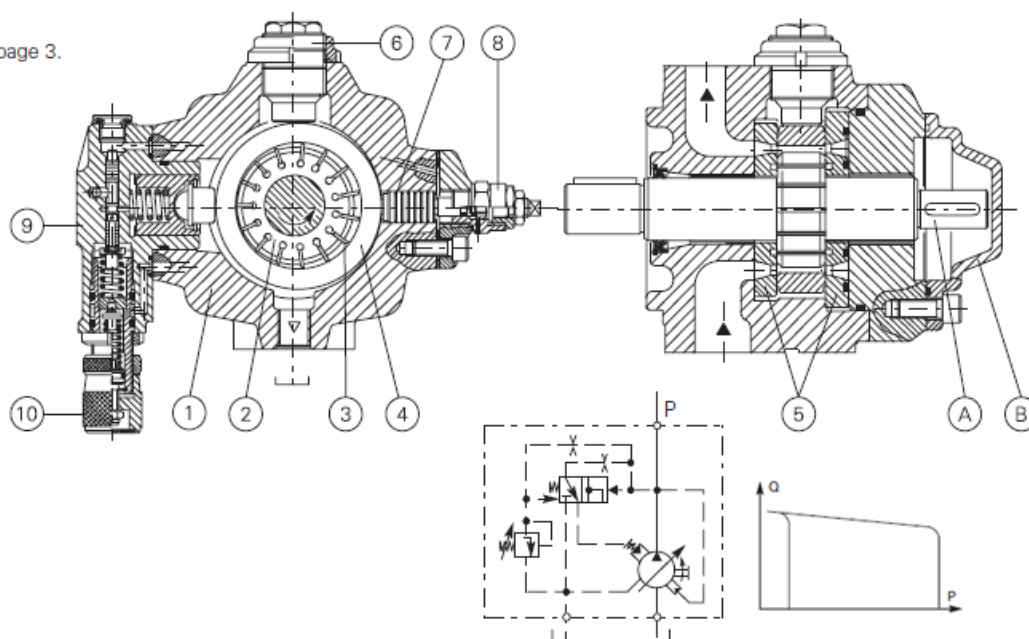
Nominal size	Size 1	Size 2	Size 3
Displacement according to ISO 3662 - cm <sup>3</sup> /r (in <sup>3</sup> /r)	16 (0.976)	31.5 (1.922)	63 (3.844)
	20 (1.220)	40 (2.441)	80 (4.882)
	25 (1.526)	50 (3.051)	100 (6.102)
Actual displacement - cm <sup>3</sup> /r (in <sup>3</sup> /r)	17.9 (1.092)	34.5 (2.105)	69 (4.211)
	22.1 (1.349)	42.8 (2.612)	86.2 (5.260)
	26.9 (1.642)	53.1 (3.240)	105.5 (6.438)
Mounting flange type (See model code, page 15.)	ISO 3019/2	ISO 3019/2	ISO 3019/2
	SAE 4-bolt	SAE C 2-bolt	SAE C 2-bolt
	Base plate	Base plate	Base plate
Maximum working pressure - bar (psi)	160 (2300)	160 (2300)	150 (2200)

Obr. 43 – Katalog EATON [30], vybrané čerpadlo

Čerpadlo je variabilní z hlediska kompenzace tlaku, viz *Obr. 44*. Je zde také zobrazena konstrukce a vnitřní hydraulické schéma čerpadla, ze kterého je patrná jeho funkce, a to: Jakmile dojde k navýšení tlaku v obvodu na požadovanou hodnotu, přestavovací písteček (8) změní excentricitu vnitřního lamelového kola, a tím dojde k omezení tlakovací schopnosti čerpadla. Geometrický objem proudící čerpadlem se mění minimálně. Při poklesu tlaku v systému se excentricita plynule změní a čerpadlo dodá chybějící tlak.

**VVP Pump**

See description on page 3.



*Obr. 44 – Katalog EATON [30], čerpadlo tlaková regulace*

**7.2.1.2. Určení výstupního tlaku nízkotlakého čerpadla**

Vybrané variabilní čerpadlo může kromě dodávky hydraulické kapaliny do prostoru postranních hydromotorů také pomoci svým nadbytečným průtokem při pohybu naprázdno, kdy je prostor pod plunžrem podtlakově zaplňován. V praxi je tento systém použit tak, že jakmile v nízkotlakém obvodu naroste tlak na maximální potřebnou vypočtenou hodnotu, přepouštěcí ventil, který spojuje nízkotlaký a vysokotlaký obvod, se otevře a začne doplňovat chybějící objem a tlak hydraulické kapaliny do vysokotlakého obvodu. Tohoto principu lze využít i v řešeném lisu, kde nárůst tlaku v postranních dvojčinných hydromotorech nastane při dovření forem.

Tento princip je tedy použit i v řešeném hydraulickém lisu. Aby bylo možné tohoto efektu docílit, je nutné použití vyššího tlaku, než který použijeme pro pohon postranních dvojčinných hydromotorů, tj.  $p_{pi} = 2,5 \text{ MPa}$ .

Maximální tlak čerpadla je tedy stanoven na:

$$p_{max} = 4 \text{ MPa}$$

## 7.2.2. Potřebný výkon a volba elektromotoru

Uvažujeme otáčky elektromotoru  $n = 1450 \text{ ot/min}$

### Objemový průtok nového čerpadla

$$Q_p = 25,955 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 4,3258 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.7)$$

### Potřebný výkon elektromotoru

$$P_p = p_{max} * Q_p * 10^6 \quad (7.8)$$

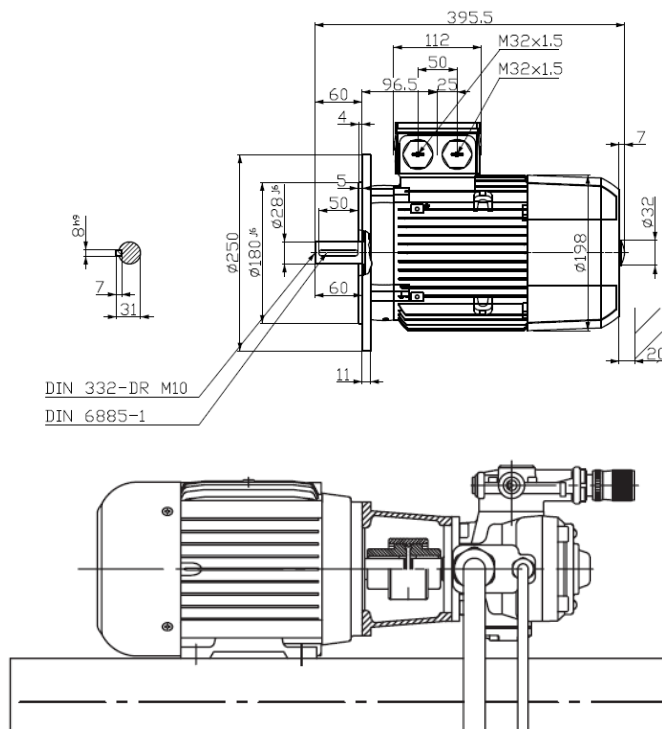
$$P_p = 4 * 4,3258 * 10^{-4} * 10^6 = 1730,3 \text{ W} \quad (7.9)$$

Pro tento výkon však je nejbližší řada motoru o výkonu 2,2 kW.

#### 7.2.2.1. Volba elektromotoru a sestava s čerpadlem

Byl tedy zvolen standartní 2,2 kW elektromotor od společnosti Siemens **SIMOTICS 1LE1001-1AB42-1GA4**. Na obrázku *Obr. 45.* je znázorněn motor a připojení motoru k čerpadlu stejným způsobem, jakým je připojeno v kap. 6.1.1 axiální čerpadlo, tj. zvonovou přírubou dodávanou s čerpadlem na určitou velikost rámu elektromotoru a pružnou spojkou. Pozice této sestavy ale není horizontální, jak je zobrazeno na obrázku, ale také vertikální, motor je upevněn na přírubu umístěnou na nádrži. Čerpadlo je umístěno pod hladinou hydraulické kapaliny z důvodu lepších charakteristik sání.





Obr. 45 – Vybraný elektromotor SIMOTICS, katalog Eaton [30]– znázornění spojení

### 7.2.3. Přepočít rychlosti postranních hydraulických motorů

Jelikož se změnil objemový průtok v systému, je třeba přepočítat i rychlost přímočarých dvojitých hydromotorů s diferenciálním pístem.

#### Rychlost pohybu pístů při zpětném pohybu

Při zpětném přepočtu dostáváme dvojnásobnou rychlost, je tedy nutné tuto rychlost rozdělit do dvou hydromotorů.

$$v_{pz} = \frac{Q_p}{S_{vm} \cdot 2} \quad (7.10)$$

$$v_{pz} = \frac{4,3258 \cdot 10^{-4} \cdot 1000}{1,8606 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 116,2478 \text{ mm/s} \quad (7.11)$$

Rychlost při použití zmíněných hydraulických motorů a navrženého geometrického objemu čerpadla převyšuje potřebnou rychlost. Přebytek rychlosti je vhodný v důsledku vnitřních ztrát.

### Rychlost pohybu pístů naprázdno

Stejně můžeme vypočítat i rychlost pohybu naprázdno:

$$v_{pv} = \frac{Q_p}{S_{vv} * 2} \quad (7.12)$$

$$v_{pv} = \frac{4,3258 * 10^{-4} * 1000}{3,117 * 10^{-3} * 2} = 69,3855 \text{ mm/s} \quad (7.13)$$

Tento výpočet je pouze informativní.

Jak již bylo zmíněno, tato rychlost je snížena na  $v_{nap} = 20 \text{ mm/s}$ .

### Objemový průtok k postranním hydraulickým motorům

Objemový průtok počítán z 2 \* plocha pístu dvojčinného hydromotoru  $S_{vv}$  a zvolené rychlosti naprázdno  $v_{nap} = 20 \text{ mm/s}$

$$Q_{pv} = 1,247 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7,48 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (7.14)$$

### Objemový průtok hydraulické kapaliny proudící pod plunžr z rychlosti přibližovacího pohybu

Tento objemový průtok je počítán z rychlosti  $v_{nap} = 20 \text{ mm/s}$  a z plochy plunžru  $S_{pl}$ .

$$Q_{pdo} = 1,924 * 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 115 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (7.15)$$

### Rychlost podtlakově nasávané kapaliny v potrubí hydraulického kanálu plunžru při $v_{nap}$

$$v_{ms} = \frac{1000 * 4 * Q_{lpm}}{60 * \pi * d_{mm}^2} \quad (7.16)$$

$$v_{kap} = \frac{1000 * 4 * 115}{60 * \pi * 48^2} = 1,06 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.17)$$

### 7.3. Hydraulická nádrž

Následující kapitoly slouží pro upřesnění velikosti a tvaru nádrže a k výběru jejích komponentů, které budou nezbytné ke správné funkci

#### 7.3.1. Velikost nádrže

Velikost nádrže se obvykle navrhuje dle osvědčeného pravidla, a to „objem nádrže by měl být dvojnásobek až čtyřnásobek průtoku čerpadla“.

V případě řešeného lisu budeme očekávat, že obě čerpadla jsou obě zapnuté, jejich společný průtok je tedy:

$$Q_C = Q_p + Q_{pn} = 25,955 * 2,5955 = 28,5505 \text{ l/min} \quad (7.18)$$

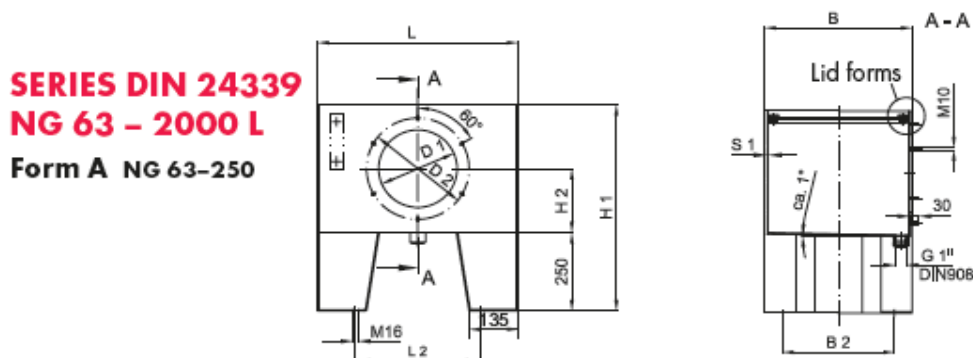
Pravidlo tedy říká, že:

$$V_N = (2 \text{ až } 4) * Q_C \quad (7.19)$$

$$57,1 \text{ l} \leq V_N[\text{l}] \leq 114,2 \text{ l} \quad (7.20)$$

Vzhledem k použití dvou elektromotorů, tzn. jejich zástavbové velikosti a k lepšímu chlazení hydraulické kapaliny byla vybrána 100 l svařovaná nádrž (Obr. 46) společnosti HBE, a to:

**Series DIN 24339 NG 100 s kapacitou oleje 91 litru.**



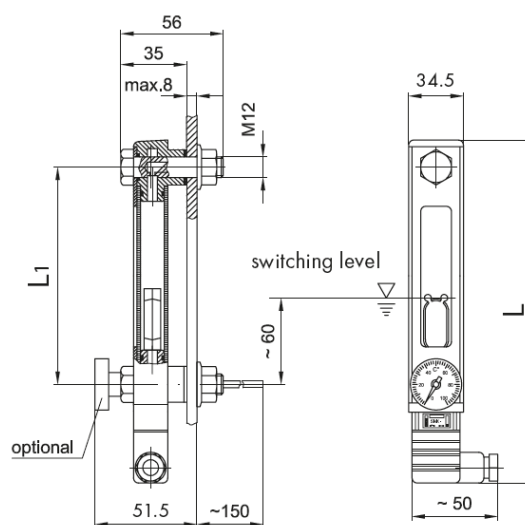
Nominal size [Ltr.]	Tank dimensions [mm]											Total weight [kg]		
	L	L2	L4	L5	B	B2	H1	H2	D1	D2	S1		S2	*
100	633	393	-	-	474	360	660	205	248	324	4	4	1	65

Obr. 46 – Vybraná hydraulická nádrž HBE [31]

### 7.3.2. Příslušenství nádrže

Jako příslušenství nádrže je zvoleno:

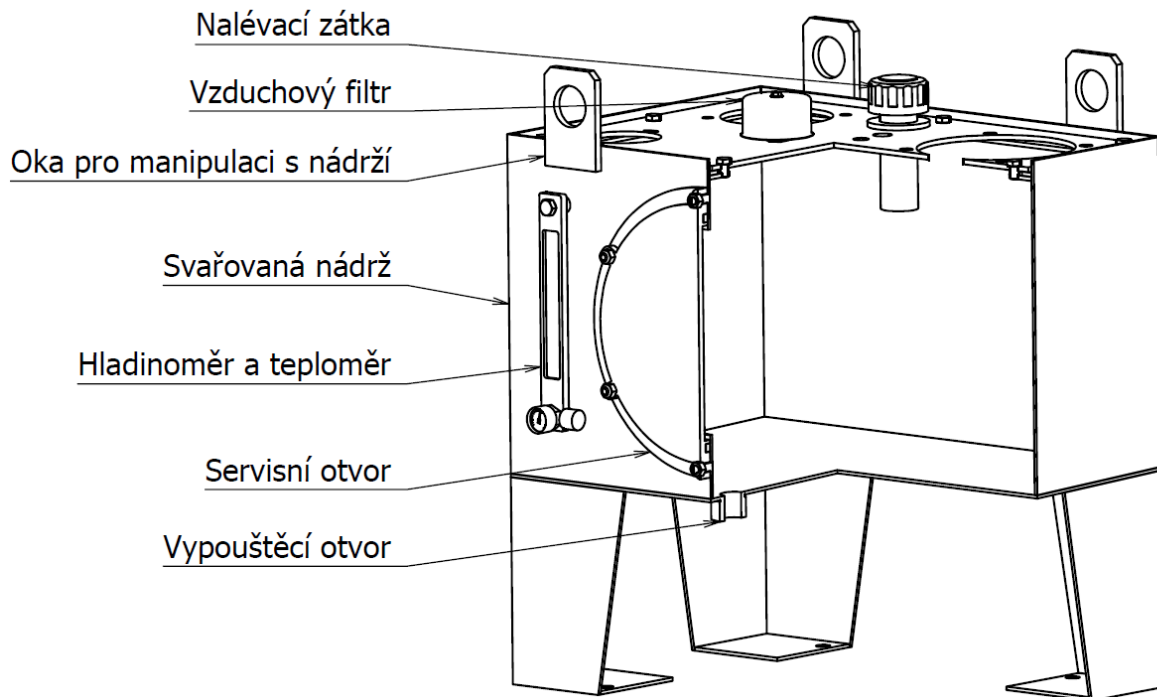
- **Vzduchový filtr** – V hydraulické nádrži nesmí nastat podtlak, je zde tedy umístěn vzduchový filtr. Tento filtr umožňuje volnému průchodu vzduchu do nádrže a zabraňuje vniknutí nečistotám při vypouštění a napouštění nádrže. V soustavě tento vzduchový filtr funguje jako hlavní ventilační prvek. Další vzduchový filtr se nachází v nalévací zátce, ten však slouží jako záloha. Oba vzduchové filtry mají stejný filtrační stupeň
- **Nalévací zátka** (Obr. 47) – Nalévací zátka slouží k nalévání a doplňování oleje do hydraulické nádrže. Zároveň však obsahuje i vzduchový filtr.
- **Servisní otvor** – Otvor s víkem, kterým je umožněno například čištění nádrže a provádění základní kontroly hydraulického systému pod víkem.
- **Termostat a hladinoměr** (Obr. 47) – Hydraulická kapalina se nesmí přehřát nad určitou mez, danou hydraulickými čerpadly a komponenty. Z toho důvodu je nutné hlídat teplotu v hydraulické nádrži. Hladinoměr hlídá maximální a minimální hladinu hydraulické kapaliny v nádrži. Nedostatek kapaliny může způsobit destrukci čerpadel a ostatních komponentů.
- **Vypouštěcí otvor** – Otvor na dně nádrže, slouží k vypouštění oleje. Usnadňuje výměnu hydraulického oleje.



Obr. 47 – Nalévací zátka [33] Termostat a hladinoměr [31]

### 7.3.3. Sestava nádrže

Výsledná nádrž tedy vypadá i s uspořádáním příslušenství následovně (Obr. 48):



Obr. 48 – Sestava nádrže

Na víko nádrže budou uchyceny skrze příruby elektromotory. Dále je třeba počítat i s umístěním filtrů hydraulické kapaliny a samotnou hydraulickou kostkou. Je nutné také vyřešit umístění potrubí vedoucí k plunžru.

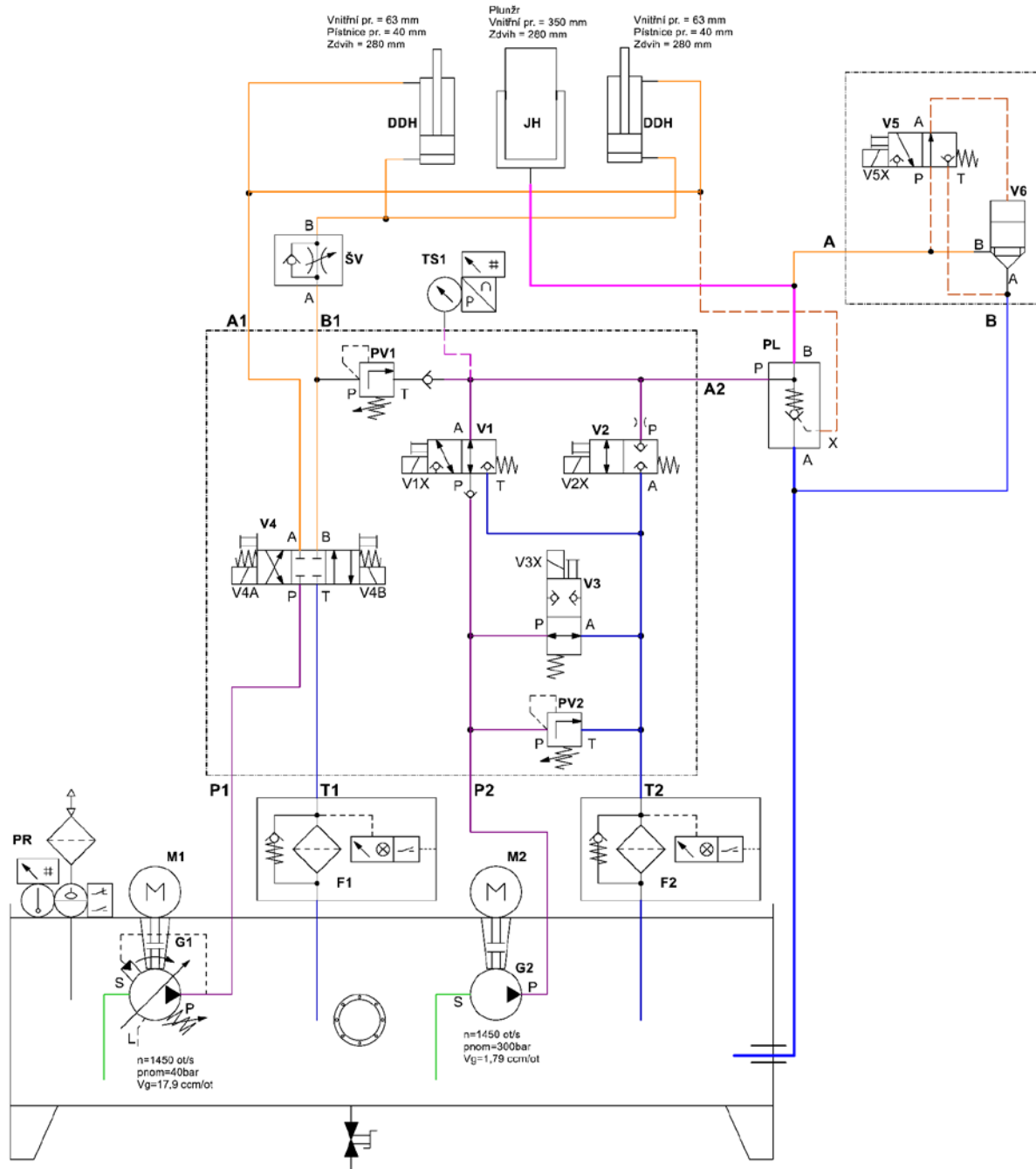
Potrubí z nádrže k plunžru lze vyvést v těchto místech:

- Dno nádrže – problém může nastat při vylévání hydraulické kapaliny – kapalina bude i po vyprázdnění nádrže zůstat v potrubí.
- Bočnice nádrže – Po vyprázdnění nádrže se částečně vyprázdní i obsah potrubí, montáž příruby na nádrž je snazší.

Otvor pro potrubí plunžru je zvolen tedy na bočnici nádrže.

## 7.4. Návrh hydraulického obvodu

Navržený hydraulický obvod (Obr. 49) vychází z dosavadních poznatků a výpočtů.



Obr. 49 – Hydraulický obvod

### 7.4.1. Popis funkce obvodu

Funkce obvodu (*Obr. 49, prvky viz Tab.11*) začíná na pozici, kdy je beran v dolní klidové poloze a nehýbe se. Elektromotor **M1** je zapnut, a je díky variabilnímu lamelovému čerpadlu **G1** zatížen minimálně, potrubí P1 k rozváděči **V4** je natlakováno na maximální tlak, a to 40 bar. Elektromotor **M2** je také zapnut, čerpadlo je odlehčeno pomocí rozváděče **V3**. rozváděč **V1** je sepnut v poloze *VIX*.

Nastává pohyb naprázdno. Rozváděč **V4** je přepnut do polohy *V4B*. Rozváděč **V3** je sepnut do polohy *V3X* a zároveň rozváděč **V1** do výchozí polohy. Hydraulická kapalina proudí v nízkotlakém okruhu přes škrťací ventil **ŠV** do spodní části obou dvojčinných hydromotorů **DDH**. Souběžně jde průtok z vysokotlakého obvodu do plnicího ventilu **PL**. Tento průtok se přidává k podtlakově nasávanému průtoku z nádrže a společně proudí do jednočinného hydromotoru **JH**. Beran se pohybuje nahoru.

Poté, co se dorazí formy k sobě, se v potrubí B od rozváděče **V4** přes **ŠV** do spodní části **DDH** začne zvyšovat tlak, formy se předechnou tlakem 25 bar. Jakmile se v této části potrubí začne zvyšovat tlak přes 25 bar, přepouštěcí ventil **PV1** začne přepouštět průtok z nízkotlakého obvodu do vysokotlakého. Tento průtok se mísí s průtokem z čerpadla **G2** a s podtlakově nasávaným průtokem z nádrže. Tlak pod plunžrem **JH** roste a až se zvýší nad 40 bar, přestane mít **G1** funkci a rozváděč **V4** se po určité chvíli (po ustálení tlaku zaznamenaným Tlakovým spínačem **TS1**) přepne do neutrální polohy. Jediný tlak bude vytvářet čerpadlo **G2**. Když tlak pod plunžrem **JH** dosáhne požadovaných 300 bar, spustí se vyhřívání forem a časovač. V této fázi je motor **M2** stále spuštěn, ale odlehčen rozváděčem **V3**. Tlakový senzor **TS1** zaznamenává tlak pod plunžrem, v případě poklesu přepne rozváděč **V3** a tlak pod pístem se doplní.

Po uplynutí určitého, technologicky zadaného času, nastává třetí fáze, a to zpětný pohyb. Rozváděč **V3** se vrátí do původní polohy, odlehčí čerpadlo **G2** a otevře se dekompresní rozváděč **V2**. Po zhruba půl sekundě nastane snížení tlaku na 50 bar, což zaznamená tlakový senzor **TS1** a přestaví potřebné rozváděče. Rozváděč **V4** se přestaví do polohy *V4B*, **V1** do *VIX* a **V5** do *V5X*. Z **G1** začne proudit hydraulická kapalina do horní části obou dvojčinných hydromotorů **DDH**. Řídící větev z horní části **DDH** otevírá přes kanál X průchod B-A plnicího ventilu **PL**. Rozváděč **V5** uvolňuje řídicí část vestavného ventilu **V6**. Nastává pohyb beranu rychlostí více jak 100 mm/s. Kapalina zpod plunžru **JH** proudí do nádrže plnicím ventilem **PL** a vestavným ventilem **V6**. Jakmile se beran dostane do spodní části, nastává znovu klidová poloha a proces se může zopakovat.

### 7.4.1.1. Seznam prvků hydraulického obvodu

Skupina		Objednací kód	Poznámka
Značení v obvodu	Název prvku		
<b>Hydromotory</b>			
DDH	Dvojčinný HM s dif. pístem	EH-63/40x280-R	
JH	Jednočinný HM – plunžr		
<b>Elektromotory</b>			
M1	Elektromotor 2.2 kW	1LE1002-1AB42-1GA4	
M2	Elektromotor 1.5 kW	1LE1002-0EB42-1GA4	
<b>Čerpadla</b>			
G1	Variabilní lamelové čerpadlo	VVP 1–16–S R-M-30-C 00-B K	
G2	Radiální plunžrové čerpadlo	HAWE R2,5	
<b>Rozváděče</b>			
V1	Sedlový rozváděč 3/2	M-3SED 6 UK1X/350CG24N9K4/P	Integrovaný zpětný ventil, blokace A-> P
V2	Sedlový rozváděč 2/2	M-2SED 6 NK1X/350CG24N9K4/B4	Integrovaná 4 mm clona P-> A
V3	Sedlový rozváděč 2/2	M-2SED 6 PK1X/350CG24N9K4	
V4	Šoupátkový rozváděč 4/3	4WE 6 E6X/EG24N9DL	
V5	Sedlový rozváděč 2/2	M-3SED 6 UK1X/350CG24N9K4	
<b>Logické ventily</b>			
V6	Vestavný ventil	LC 25 B05E7X/	
<b>Přepouštěcí / pojistné ventily</b>			
PV1	Přepouštěcí ventil	DBDS 6 K1X/50	
PV2	Pojistný ventil	DBDS 4 K1X/315	
<b>Ostatní ventily</b>			
PL	Plnicí ventil	ZSF 50 F 0-1-1X/M/01 D00	
ZV	Zpětný ventil	M-SR 10 KE02-1X/	
ŠV	Škrtkový ventil s obtokem	MK 10 G1X/	
<b>Filtry</b>			
F1	Odpadní filtr	10TEN0063-H10XLA00-P2,2-M	WE-2SP-M12x1 – Indikátor údržby
F2	Odpadní filtr	10TEN0040-H10XLA00-P2,2-M	WE-2SP-M12x1 – Indikátor údržby
<b>Senzorika</b>			
TS1	Tlakový senzor	HEDE10 3X Ga K35 V	
<b>Ostatní</b>			
PR	Teploměr, hladinoměr	ÖS-EK-254-FPM-C / M12 R/L	
PR	Nalévací zátka	CFA21SANPE	
PR	Vzduchový filtr	CBB21M16CD:	

Tab.11 – Tabulka komponent hydraulického obvodu



### 7.4.1.2. Pracovní cyklus

#### Spínání ventilů, snímačů a elektromotoru

Po sestavení hydraulického obvodu byla popsána jeho funkce. Následující tabulka (Tab.12) pojednává o spínání a zapínání jednotlivých částí programovatelných hydraulických prvků a motorů. V tabulce je uvedeno číslo taktu a k němu popis funkce lisu. Každý další sloupec označuje programovatelnou pozici:

- Sepnuto (zapnuto) – ( **A** )
- Výchozí pozice prvku, nebo jiná převládající pozice (vypnuto) – ( - )

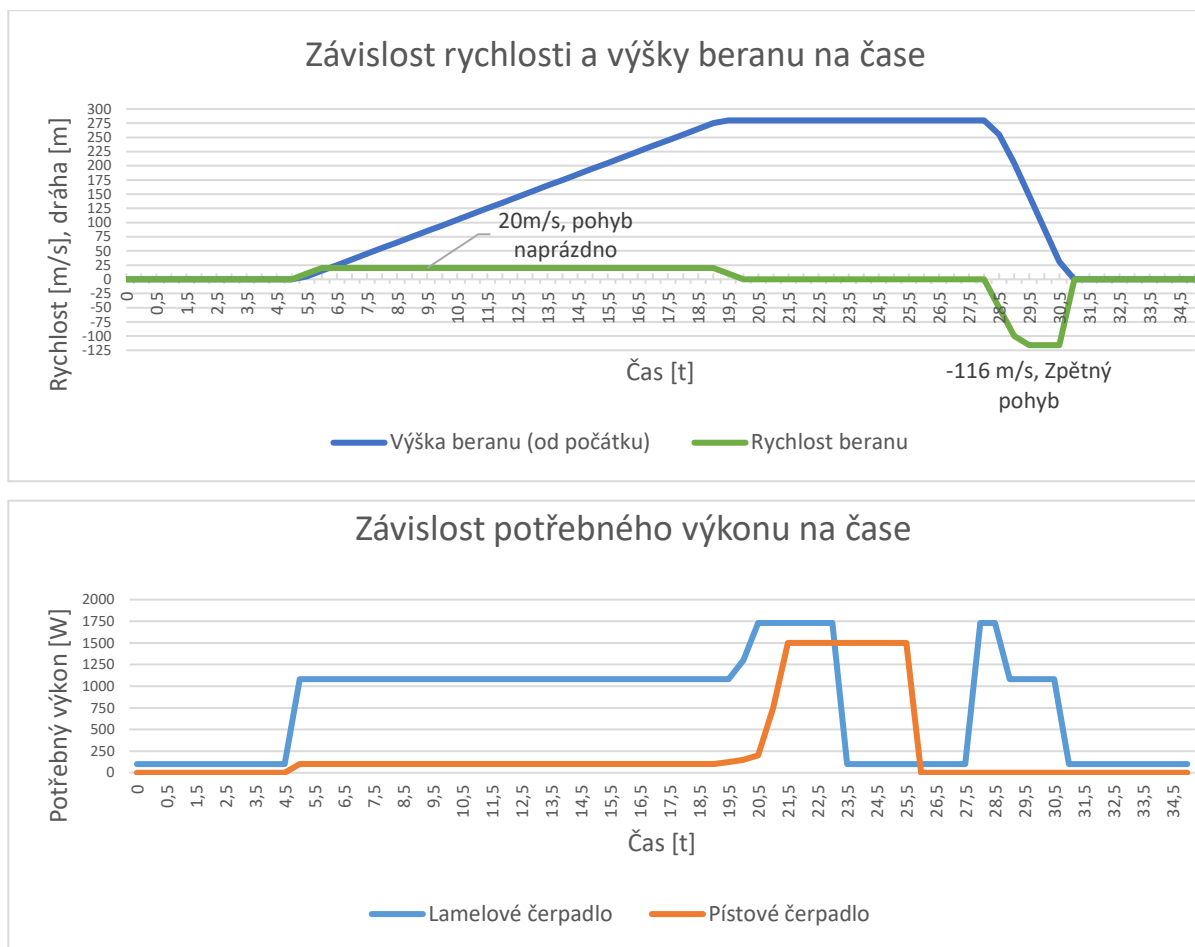
V tabulce jsou i polohy značené ( **O** ). Taková pozice je volitelná, například pokud je přednastavené, že bude třeba delší čas držení tlaku kvůli delšímu prohřívání formy, není efektivní nechávat běžet motor M1, který je stále v malé zátěži. Motor M2 by měl být stále spuštěn kvůli poklesu tlaku pod plunžrem, který zaznamená snímač TS1. V tom případě se přestaví rozváděč V3 a čerpadlo motoru M2 doplní požadovaný tlak.

Číslo taktu	Akce	Snímač	V1	V2	V3	V4		V5	Motory	
		TS1	V1X	V2X	V3X	V4A	V4B	V5X	M1	M2
0	Připraveno k provozu	-	A	-	-	-	-	-	A	A
1	Nárůst tlaku pod dvojčinnými hydromotory, pohyb nahoru	-	-	-	A	A	-	-	A	A
2.1	Nárůst tlaku pod plunžrem,	A	-	-	A	-	-	-	A	A
2.2	Držení tlaku pod plunžrem	A	-	-	O	-	-	-	A	A
3	Dekomprese	A	-	A	-	-	-	-	A	O
4	Rychlý pohyb dolů	-	A	-	-	-	A	A	A	O
5	Konec cyklu	-	A	-	-	-	-	-	O	O

Tab.12 – Spínání ventilů, snímačů a elektromotoru

Následující grafy na obrázku *Obr. 50* zobrazují pracovní cyklus, přesněji závislosti rychlosti, výšky beranu a potřebné výkonu v čase pracovního cyklu.

Pracovní cyklus trvá kolem 27 s, je zde 4,5 s variabilní složka, a to zahřívání forem v čase grafu od 21 s do času grafu 25,5 s. Tuto složku je možné libovolně zkrátit nebo prodloužit, při delších časech je možné uvolnit čerpadlo, nebo dokonce vypnout motor čerpadla. Opětovné zapnutí může být v případě poklesu tlaku automatické, v systému je instalovaný manometr, který snímá tlak kapaliny pod plunžrem.



Obr. 50 – Závislost rychlosti, dráhy a potřebného výkonu na čase

### 7.4.2. Návrh světlosti potrubí

Světlost potrubí je velmi důležitý parametr, její hodnoty jsou určeny na základě experimentů a zkušenosti. Parametry pro výpočet je rychlost v potrubí jsou následující [1]:

Tlakové vedení (30 MPa)	$v_{tl} = 8\text{ m/s}$
Odpadní vedení	$v_{od} = 2\text{ m/s}$
Sací vedení HG pod hladinou	$v_{sp} = 1,25\text{ m/s}$
HG nad hladinou	$v_{sn} = 0,75\text{ m/s}$

Vzorec pro výpočet potrubí je následující [1]:

$$d_{mm} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{l\text{tm}}}{1000 \cdot 60 \cdot \pi \cdot v_{ms}}} \cdot 1000 \tag{7.21}$$

Je třeba navrhnout následující světlosti potrubí pro dané průtoky:

- Sací potrubí k čerpadlům

- Vysokotlaké čerpadlo  $Q_{pn} = 2,5955 \text{ l/min}$  –  $d_{c1}$
- Nízkotlaké čerpadlo  $Q_p = 25,955 \text{ l/min}$  –  $d_{c2}$
- Tlakové vedení od čerpadla k řídicímu bloku
  - Vysokotlaké čerpadlo  $Q_{pn} = 2,5955 \text{ l/min}$  –  $d_{b1}$
  - Nízkotlaké čerpadlo  $Q_p = 25,955 \text{ l/min}$  –  $d_{b2}$
- Tlakové vedení od řídicího bloku
  - A2 k plunžru  $Q_C = 28,5505 \text{ l/min}$  –  $d_{m1}$
  - A1 B1 k dif. hydromotorům  $Q_p = 25,955 \text{ l/min}$  –  $d_{m2}$
- Odpadní vedení
  - Vysokotlaký okruh  $Q_{pn} = 2,5955 \text{ l/min}$  –  $d_{o1}$
  - Nízkotlaký okruh  $Q_p = 25,955 \text{ l/min}$  –  $d_{o2}$
- Vysokoobjemové potrubí od nádrže k plunžru
  - $Q_{pl} = 577,2676 \text{ l/min}$  –  $d_n$

Ze vztahu 6.21 a shrnutí hodnot jednotlivých parametrů potřebných k výpočtu vedení byly udělány výpočty jednotlivých potřebných světlostí. Výsledné hodnoty jsou i se všemi doprovodnými hodnotami zobrazeny v tabulce Tab.13, společně i s použitými hodnotami jednotlivých světlostí. Vypočtené hodnoty  $d_{pot}$  poukazují na spodní hranici – minimální světlost – hydraulického potrubí.

	$Q_{pot} [m/s]$	$v_{kap} [m/s]$	$d_{pot \text{ vnit}} [mm]$	Zvoleno $d_{vnit}$	Zvoleno $d_{vněj}$	Tloušťka stěny $S$
$d_{c1}$	2,5955	1,25	6,6	10	16	2
$d_{c2}$	25,955	1,25	21,0	26	30	2
$d_{b1}$	2,5955	8	2,6	6	10	2
$d_{b2}$	25,955	8	8,3	12	16	2
$d_{m1}$	28,5505	8	8,7	10	16	3
$d_{m2}$	25,955	8	8,3	12	16	2
$d_{o1}$	2,5955	2	5,2	19	22	1,5
$d_{o2}$	25,955	2	16,6	19	22	1,5
$d_n$	577,2676	2	78,3	82,12	88,9	6,78

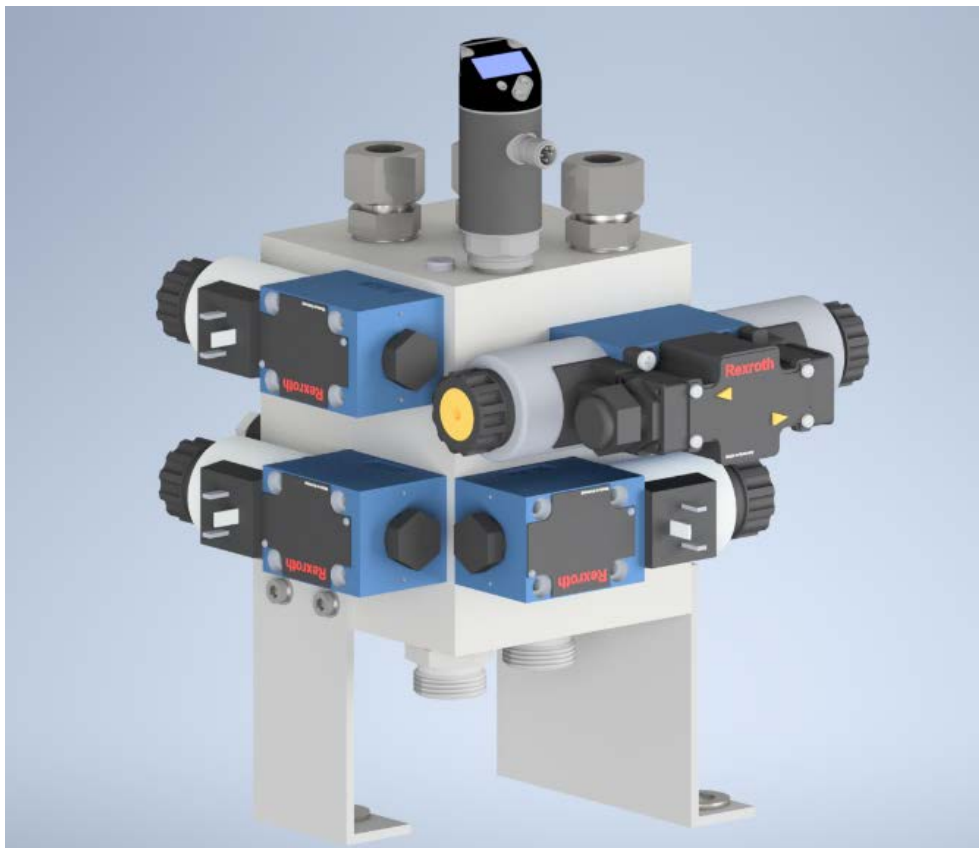
Tab.13 – Velikost potrubí

### 7.4.3. Řídící blok

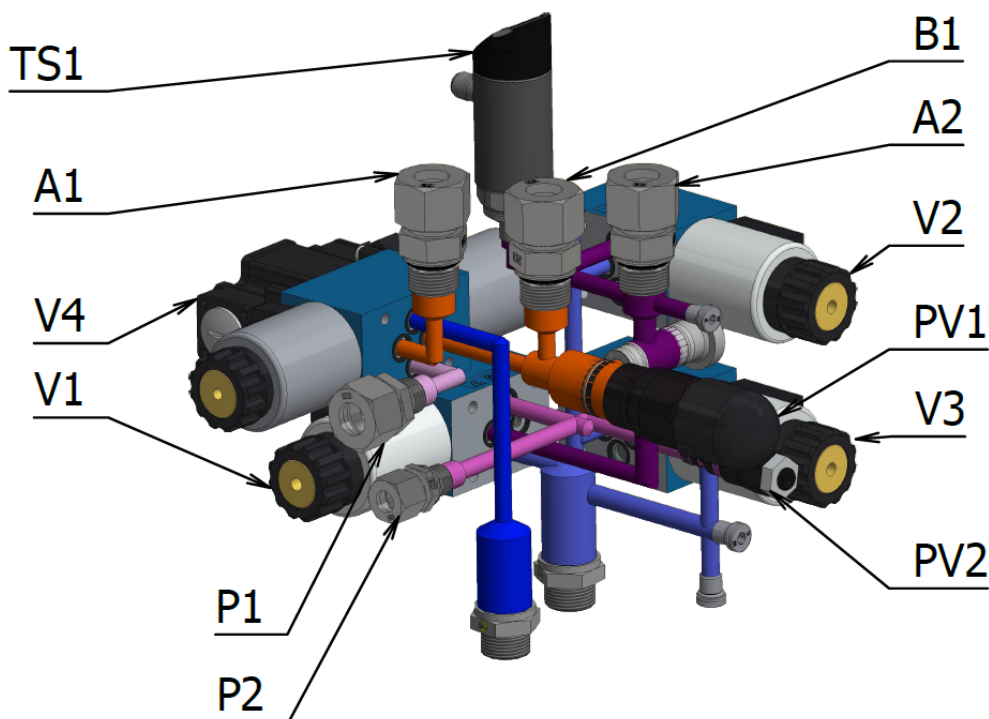
Pro uchycení hydraulických prvků obvodu byla zvolena montáž na hydraulickou kostku. Hydraulická kostka je ocelový nebo litinový blok, na který se montují jednotlivé prvky. Kostka má přesné, navzájem kolmé vrtání. Tyto otvory propojují vstupy a výstupy připojených prvků dle hydraulického schématu.

Samotný ocelový blok má velikost (ŠxVxD) 125 x 125 x 155 a váží přibližně 17,5 kg.

Obrázek *Obr. 52* zobrazuje vnitřní propojení kanálů vymodelované hydraulické kostky. Takovéto prokreslení a obarvení napomáhá ke správnému zapojení, popřípadě korektuře všech kanálů. Obrázek zobrazuje pro lepší orientaci popisky jednotlivých prvků a vstupních a výstupních otvorů/šroubeních do kostky. Rozvržení vstupních a výstupních otvorů je netradiční, každopádně je navrženo s ohledem na zástavbové možnosti na víko nádrže. Kostka je upevněna 80 mm nad víkem nádrže pomocí L-profilů (*Obr. 51*).



*Obr. 51 – Řídící blok – Osazená hydraulická kostka celá*



Obr. 52 – Řídicí blok, probarvené kanály. Prvky viz tabulka Tab.11

#### 7.4.4. Chlazení hydraulické kapaliny

V hydraulickém agregátu jsou elektrická zařízení a rotační zařízení, které svým ztrátovým výkonem vytvářejí teplo. Samotné tření kapaliny při průchodu jednotlivými komponenty a při změně světlosti vytváří také teplo. Toto teplo se přenáší do hydraulické kapaliny a kapalina se otepluje, čímž mohou vzniknout vnitřní netěsnosti systému, nebezpečí kavitace, velmi vysoké teploty oleje mohou mít až fatální následky pro komponenty hydraulického obvodu. Je tedy nutné hydraulický olej udržovat v určitých mezích, popřípadě chladit.

Chlazení je navrženo ze ztrátového výkonu elektromotoru, což může být i kolem 30 %, vypočítaného dle grafu na obrázku Obr. 50 dle vzorce:

$$P_{zt} = (P + P_p) * 0,3 = (1,5 + 2,2) * 0,3 = 1,1 \text{ kW} \quad (7.22)$$

Pro tuto hodnotu je tedy nutné dimenzovat chladicí okruh.

Kapalina se chladí za každé situace volným prouděním vzduchu po stěnách nádrže. Odvedený výkon stěnami nádrže je dle vzorce:

$$P_{odv} = \alpha * S_{st} * \Delta t \quad (7.23)$$

Kde  $\alpha = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$  – zvolený koeficient prostupu tepla,  $S_{st} = 0,9 \text{ m}^2$  – Plocha nádrže, která odvádí teplo (čtyři stěny a dno, stěny jsou počítány pouze do hladiny oleje – tj. 300 mm),

$\Delta t = 60 - 20 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  – rozdíl teplot, našem případě teplota oleje  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , teplota okolního vzduchu  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$P_{odv} = 5 * 0,9 * 40 = 182,7802 \text{ W} \quad (7.24)$$

Zbývá tedy  $P_{zt} = 917,2198 \text{ W}$  ztrátového výkonu, který je třeba uchladiť. Pro uchlazení tohoto výkonu jsou vypracovány dvě řešení.

#### 7.4.4.1. Vzduchový chladič

Jedno řešení obsahuje chlazení pomocí vzduchového chladiče, který je napojen na odpadní vedení **T1**.

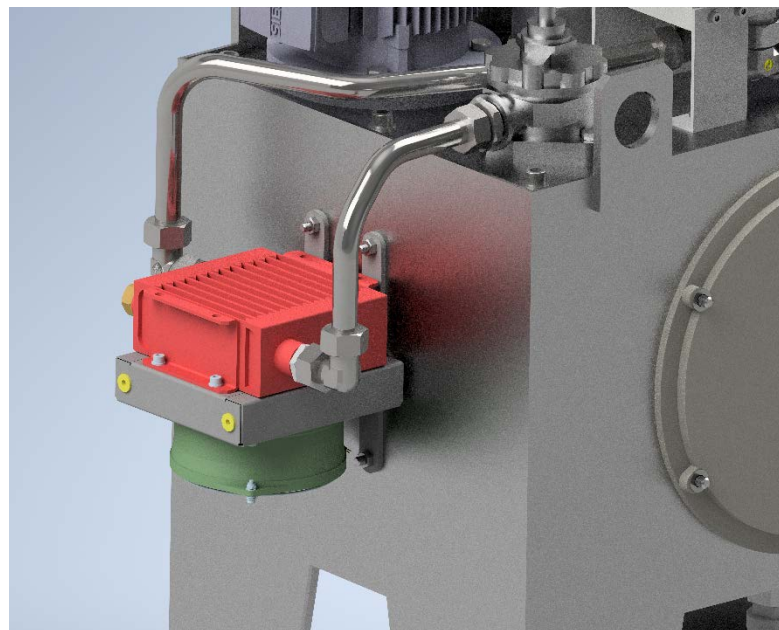
Pro návrh vzduchového chladiče je třeba přepočítat potřebný výkon na jednotku  $^\circ\text{C}$ , a to dle následujícího vzorce:

$$P_{kwc} = \frac{P_{kw}}{\Delta t} [\text{kW}/^\circ\text{C}] \quad (7.25)$$

$P_{kw}$  je v našem případě  $0,917 \text{ kW}$  – rozdíl hodnot  $P_{ztm}$  a  $P_{odv}$ ,  $\Delta t$  zůstává  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$P_{kwc} = \frac{0,917}{40} = 0,02293 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}} \quad (7.26)$$

Tento chladičí výkon splňuje vzduchový chladič **LDC-002-B-0-00-000-0-0** společnosti Parker. Nainstalovaný chladič do sestavy nádrže je vidět na obrázku *Obr. 53*. Tento chladič je schopen uchladiť výkon  $0,05 \text{ kW}/^\circ\text{C}$  při průtoku hydraulického oleje  $25 \text{ l/min}$  a rozdílu teplot  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  oleje a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  vzduchu. Při instalaci je třeba pouze upevnit chladič k nádrži a rozvést potrubí.



*Obr. 53 – Vzduchové chlazení – Sestava modelu chladiče*

#### 7.4.4.2. Chlazení deskových chladičem

Jako druhé řešení je použité deskové chlazení (Obr. 54) s vlastním obvodem, tzn. elektromotor, zubové čerpadlo a deskový chladič. K tomuto chladiči je nutné přivést zdroj vody. V katalogu společnosti Parker bylo vybráno z řady PWO deskové chlazení **B5T-10**. Při průtoku oleje 10 l/min je chladicí výkon 2,5 kW při teplotě oleje 60 °C a teplotě vody 20°C. Čerpadlo bylo zvoleno zubové od společnosti Bosch, a to: **PGF2-2X/008RE01VE4**.

Toto zubové čerpadlo disponuje geometrickým objemem:

$$V_{godp} = 8,2 \text{ cm}^3 / \text{ot}$$

Objemový průtok při otáčkách elektromotoru 1450 ot/min:

$$Q_{odp} = 11,89 \text{ l/min}$$

Minimální výkon elektromotoru pro pohon čerpadla je dle katalogu 0,75 kW. Jelikož neočekáváme žádný tlak v tomto obvodu, je toto jediná podmínka. Elektromotor byl tedy zvolen od firmy Siemens **1LE1003-0DB32-1JA4**.



Obr. 54 – Deskové chlazení [32], Sestava modelu chladiče

#### 7.4.4.3. Shrnutí variant chlazení

Je třeba uchládit poměrně malé teplo přenesené do hydraulického oleje ze ztrátového výkonu elektromotorů, ale samotná plocha nádrže to nezvládne. Z tohoto důvodu byly vypracovány dvě řešení, které chladicím výkonem přibližně odpovídají (chladicí výkon

deskového výměníku je 2,5 kW při teplotním spádu 40 °C, tj. 0,0625 kW/°C, vzduchový výměník při průtoku 25 l/min má hodnotu chladicího výkonu 0,05 kW/°C)

Obě řešení jsou pro daný problém – uchladit ztrátový výkon 0,0229 kW/°C vhodná.

Výhodou deskového chlazení je nezávislý okruh chladicího zařízení – chlazení lze spouštět kdykoliv. Vzduchové chlazení chladí olej pouze při průtoku oleje v určitých fázích pracovního cyklu. Vzduchové chlazení potřebuje pouze elektřinu, deskový výměník navíc přívod vody.

V čem se tyto řešení liší je však cena – **samotný** deskový výměník se pohybuje ve stejné cenové kategorii jako sestava vzduchového chladiče.

Řešení také může být i jiné než zde popisované. Například vodní chlazení lze připojit přímo do okruhu, stejně jako vzduchové chlazení. Vzduchové lze navrhnout také s vlastním okruhem pro zvýšení chladicího výkonu.

Vše záleží na výsledných podmínkách, ve kterém se nachází hydraulický lis. Potřeba chlazení se samozřejmě bude také lišit za jiných teplot okolí a při různém zatížení stroje.

Nutno podotknout, že může být potřeba i ohřev hydraulického nádrže z důvodu práce při nízkých teplotách okolí.

Pro další zobrazování byl tedy vybrán vzduchový chladič.



## 7.5. Kompletní hydraulický agregát

Kompletní hydraulický agregát je vidět na obrázku *Obr. 55* a *Obr. 56*

Elektromotory jsou s čerpadly chyceny pomocí čerpadlových „zvonových“ přírub, moment hřídelí zachycený pery v hřídelové spojnici s pružným členem. Obě čerpadla jsou umístěna pod hladinou. Hydraulické spojení čerpadel s řídicím blokem je v části pod víkem nádrže kvůli vibračním řešené pružnými hadicemi, následuje přímá spojka a potrubí do řídicího bloku.

Filtry hydraulické kapaliny v odpadním vedení obvodu jsou v provedení zástavby na nádrži, jejich filtrační hodnota je 10  $\mu\text{m}$ . Tato hodnota je zvolena z důvodu nutnosti vysoké čistoty kvůli použitým hydraulickým komponentům. Jsou navrhovány na hodnotu okolo 3x geometrického průtoku  $Q$ , který filtrem prochází. Spojení řídicího bloku a filtrů je řešené přímým potrubím.

Nalévací zátka a vzduchový filtr mají také filtrační hodnotu 10  $\mu\text{m}$ , jejich velikost dovoluje kapalině v nádrži fluktuovat až 750 l/min.

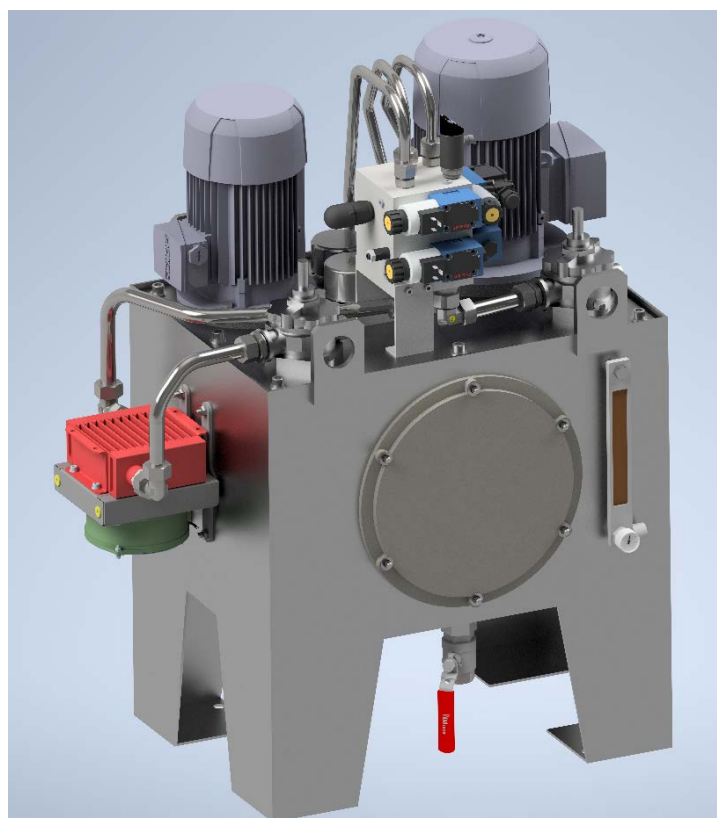
Řídicí blok je spojen s víkem nádrže pomocí šroubovaných L profilů. Tyto profily zdvihnou blok do určité výšky nad víko nádrže. Díky tomu lze navrhnout hydraulickou kostku takto kompaktně, jelikož můžeme využít všech 6 stěn hydraulické kostky pro zástavbu nutných prvků.

Otvor na vypouštění kapaliny z nádrže je opatřen kulovým ventilem.

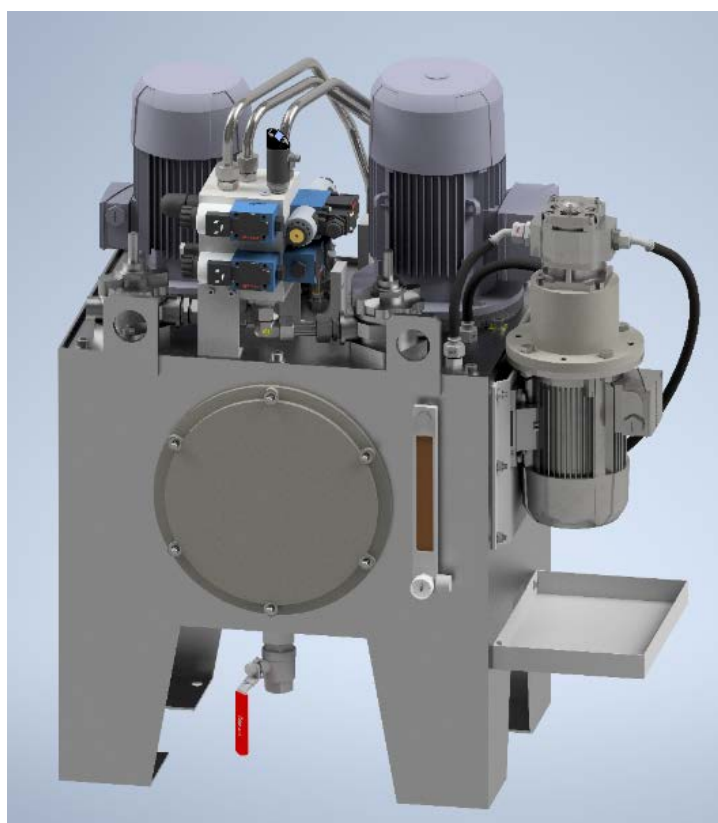
Otvor pro přívod hydraulické kapaliny z nádrže k jednočinnému hydromotoru (plunžru) je vyztužen a navrtán dle SAE přírubových rozměrů.

Jelikož je vedení potrubí na nádrži poměrně komplikované a bylo by obtížné vytvořit potrubí z jedné části, tak je nádrž na boku opatřena přímými průchodkami pro hydraulické kanály A1, B1 a A2, které mají vývod u potrubí z plunžru. Tím se zjednoduší cesta potrubí od agregátu k samotnému lisu.

Jako hydraulická kapalina byl zvolen olej OH-HV 46, který má optimální viskozitu pro nepřerušovaný chod a optimální účinnost v pásmu teplot (47 ÷ 71) °C.



*Obr. 55 – Kompletní hydraulický agregát – vzduchové chlazení*



*Obr. 56 – Kompletní hydraulický agregát – deskové chlazení*

## 8. Konstrukce prvků odpadní a přívodní trasy plunžru

Hydraulický agregát je konstrukčně navrhnout a připraven na připojení. Dalším uzlem, jsou prvky odpadní a přívodní trasy k plunžru. Dle hydraulického schématu na obrázku *Obr. 49* se jedná o zpracování zapojení plnicího ventilu a bloku vestavného ventilu.

V kapitole 6.1.1 byla optimalizována světlost kanálu plunžru, což výrazně ovlivní konstrukci přírub, které budou muset být navrženy právě mezi tímto hydraulickým kanálem a plnicím ventilem. Bude potřeba rozšířit pomocí přírub navržený kanál ze světlosti 48 na světlost požadovanou plnicím ventilem, a to 70 mm. Dále je nutné dodržet tvary a rozměry dosedacích ploch přírub, které se s plnicím ventilem stýkají.

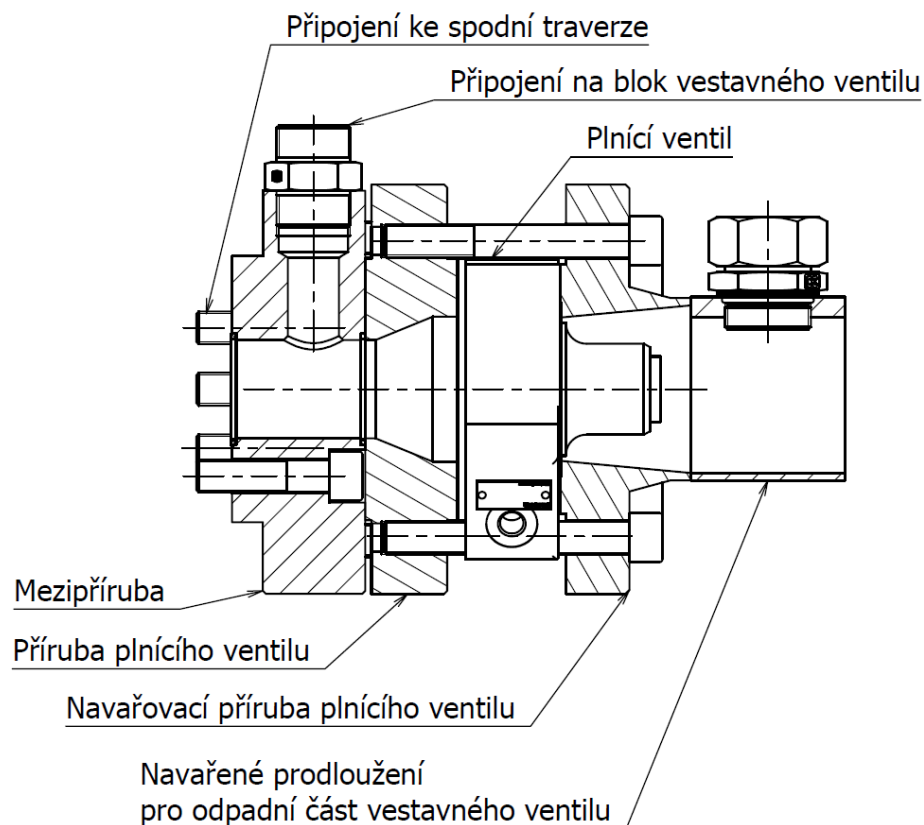
Do prostoru mezi plnicí ventil a hydraulický kanál plunžru vede potrubí k vestavnému ventilu, který pomáhá s odvodem kapaliny při zpětném pohybu. Toto potrubí je navrženo na světlost 32 mm za rychlosti proudění kapaliny v potrubí 2 m/s. Jelikož je tato část pod vysokým tlakem – může zde nastat i tlak 35 MPa, není jisté, jestli zpracování šroubení, které umožňuje tak velkou světlosti potrubí nebude až příliš konstrukčně náročné.

Dalším tématem je navrhnutí bloku vestavného ventilu, tj. tvar, způsob připojení k soustavě plnicího ventilu, způsob usazení na konstrukci lisu. V prostoru za plnicím ventilem, kde už není žádný tlak, je dle hydraulického obvodu navržen vstup odpadní části z vestavného ventilu. Je třeba tedy také navrhnout vhodný způsob spojení těchto potrubí.

## 8.1. Řešení zástavby plnicího ventilu na přírubu plunžru

V kapitole 6.1.1 byl navrhnout větší otvor hydraulického kanálu plunžru a ventily odpadní trasy, které je nutné spojit do funkčního celku. Stávající konstrukce příruby umožňovala připojení jinak řešeného zařízení pomocí 4 šroubů M16. Je tedy třeba vymyslet řešení, které bude vyrobitelné a bude splňovat všechny parametry. Popisované činnosti v dalších odstavcích jsou vyobrazeny na obrázku *Obr. 57* a *Obr. 58*.

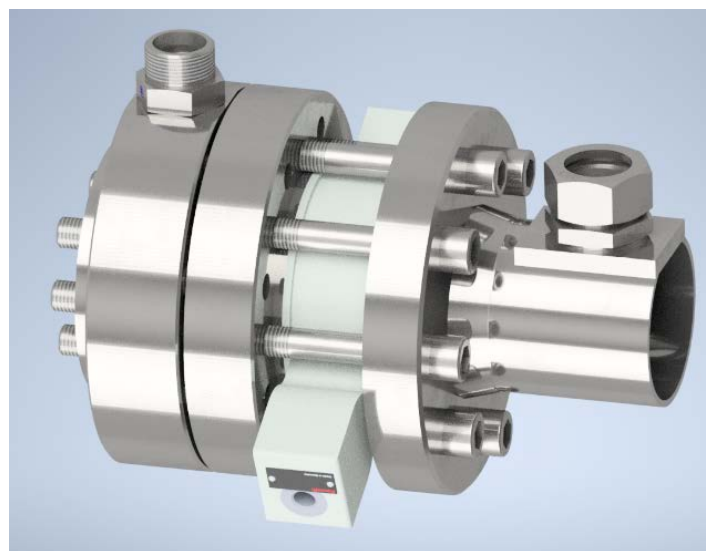
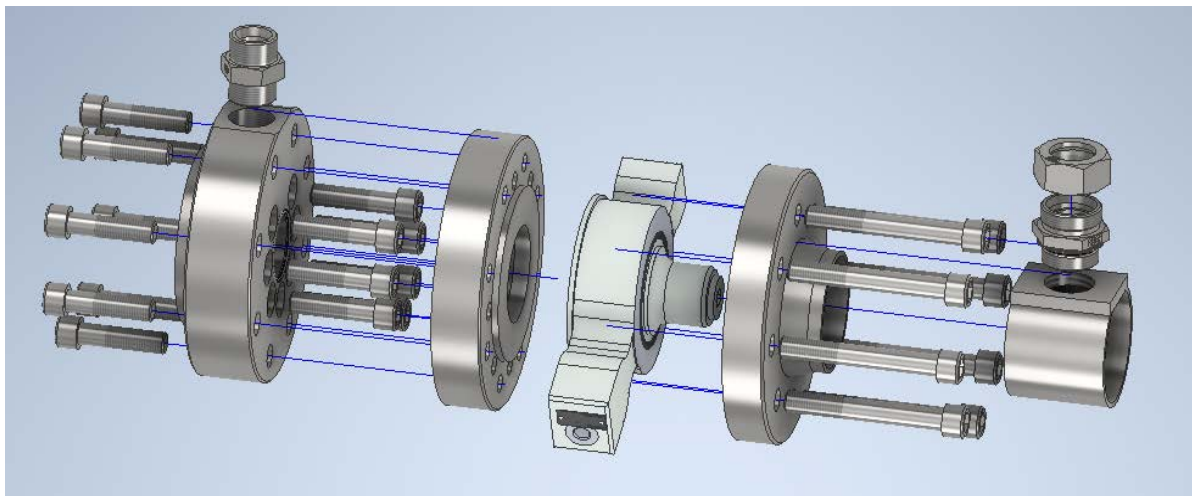
Při zvětšování otvoru kanálu se již počítalo s použitím šroubů s vnitřním šestihranem a bylo navrženo těsnění na přírubu, která odpovídá maximální možné použitelné velikosti. Se zvětšením průřezu se zvýší i tlak, který „odtahuje“ přírubu plunžru a připojovací přírubu na ploše při průměru vnitřního průměru těsnění. Tato síla je tedy vyšší než při původní světlosti 28 mm, proto byly přidány další M16 šrouby, které tyto příruby drží u sebe. Tato fáze byla ještě upravena z důvodu přidání připojení na blok vestavného ventilu, je tedy použito celkem 7 x M16 šroubů s vnitřním šestihranem, které drží přírubu.



*Obr. 57 – Řez soustavy plnicího ventilu*

Další částí bylo navržení samotné rozšiřovací příruby plnicího ventilu. Jelikož má plnicí ventil své zástavbové požadavky, například vstupní a výstupní světlost 70 mm, je třeba navrhnout otvor 48 mm rozšířit na tuto hodnotu. Příruba plnicího ventilu je spojena 8 x M16 šrouby k mezipřírubě a dle katalogu [25] 8 x M16 šrouby v navařovací přírubě.

Dle obvodu je také třeba přivést do odpadního potrubí za plnicí ventil odpadní tlak z vestavného ventilu. Toho bude možné dosáhnout přivařením rozšiřující části k navařovací přírubě ventilu. Tato část je také svarek, vyrobený z použitého potrubí a desky se závitem.

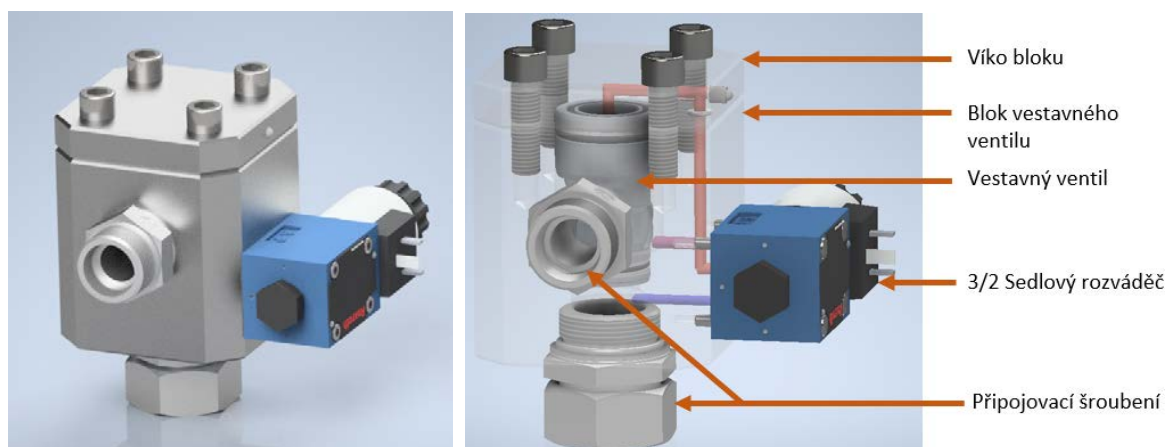


Obr. 58 – Rozložený pohled a složená sestava plnicího ventilu

Na tuto sestavu se pomocí hydraulických šroubení a potrubí připojí sestava vestavného ventilu, která je navržena v následující kapitole.

## 8.2. Blok vestavného ventilu

Vestavné ventily jsou obecně „patronového“ provedení a umísťují do bloků do předpřipraveného otvoru daném výrobcem a velikostí samotného ventilu. Ventil vsazený do tohoto otvoru je třeba zakrýt deskou, která má v sobě otvory pro ovládání řídicího signálu X. Je možné si vybrat z mnoha způsobů provedení těchto desek a jejich dalších nástaveb, každopádně pro poměrně jednoduché hydraulické zapojení tohoto vestavného ventilu bylo usouzeno, že není třeba pořizovat drahé komplexní řešení. Namísto toho byla zvolena vlastní, poměrně netradiční konstrukční invence (Obr. 59).



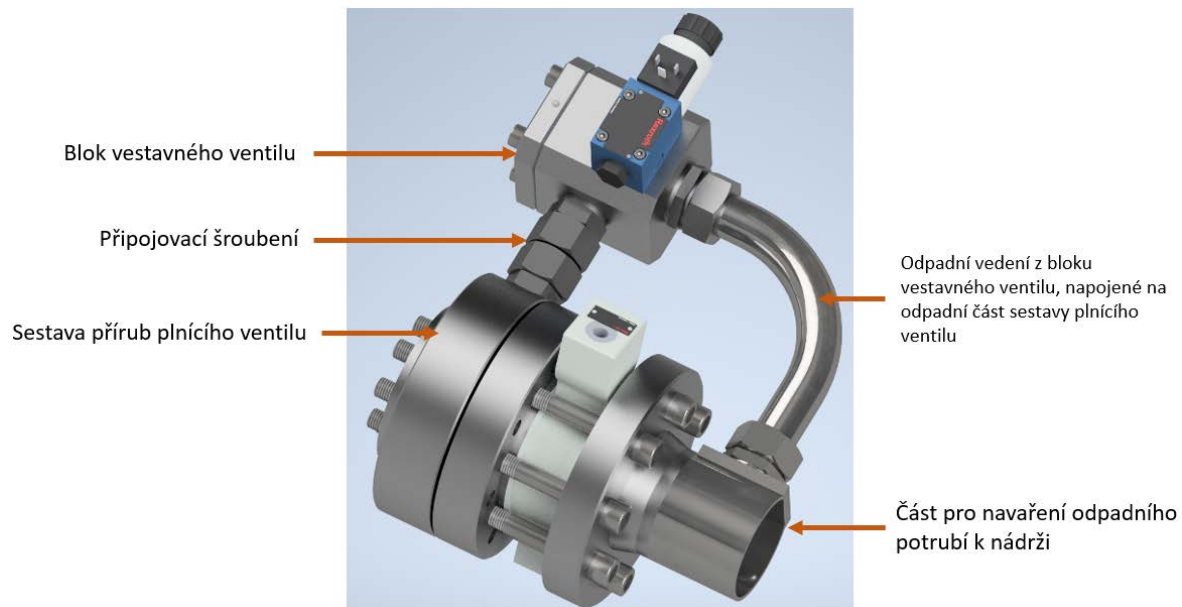
Obr. 59 – Sestava vestavného ventilu, zobrazení kanálů

Rozteč kanálů P-T na sedlovém rozváděči je vyhovující z hlediska rozměru, který je nutné dodržet při připojování k vestavnému ventilu do oblasti A a B. Tohoto zjištění bylo využito a sedlový rozváděč byl přímo na tyto kanály napojen. Kanál T, který dle schématu vede k řídicí ploše X na vestavném ventilu je řešen složitěji skrze víko bloku, ale stále pomocí minimálního obrábění.

Takto sestavený celek vestavného ventilu je možné přichytit pomocí potrubí či k sestavě plnicího ventilu.

### 8.3. Sestava plnicího ventilu a blok vestavného ventilu

Sestava těchto dvou sestav je opět řešena co nejjednodušeji při dodržení podmínky smontovatelnosti a minimálních ohybů ( $3 \times d_{pot}$ ). Šroubení spojující blok vestavného ventilu s první přírubou sestavy plnicího ventilu je řady S, která dovoluje tlak až 400 bar, což je v našem případě dostačující.



Obr. 60 – Sestava plnicího ventilu a bloku vestavného ventilu

Takto zkonstruovaná sestava (Obr. 60) je připravena pro montáž na přírubu kanálu jednočinného hydromotoru a pro připojení potrubí – **A2** a **X** – k plnicímu ventilu. Je také vše připraveno pro svaření odpadního vedení k nádrži.

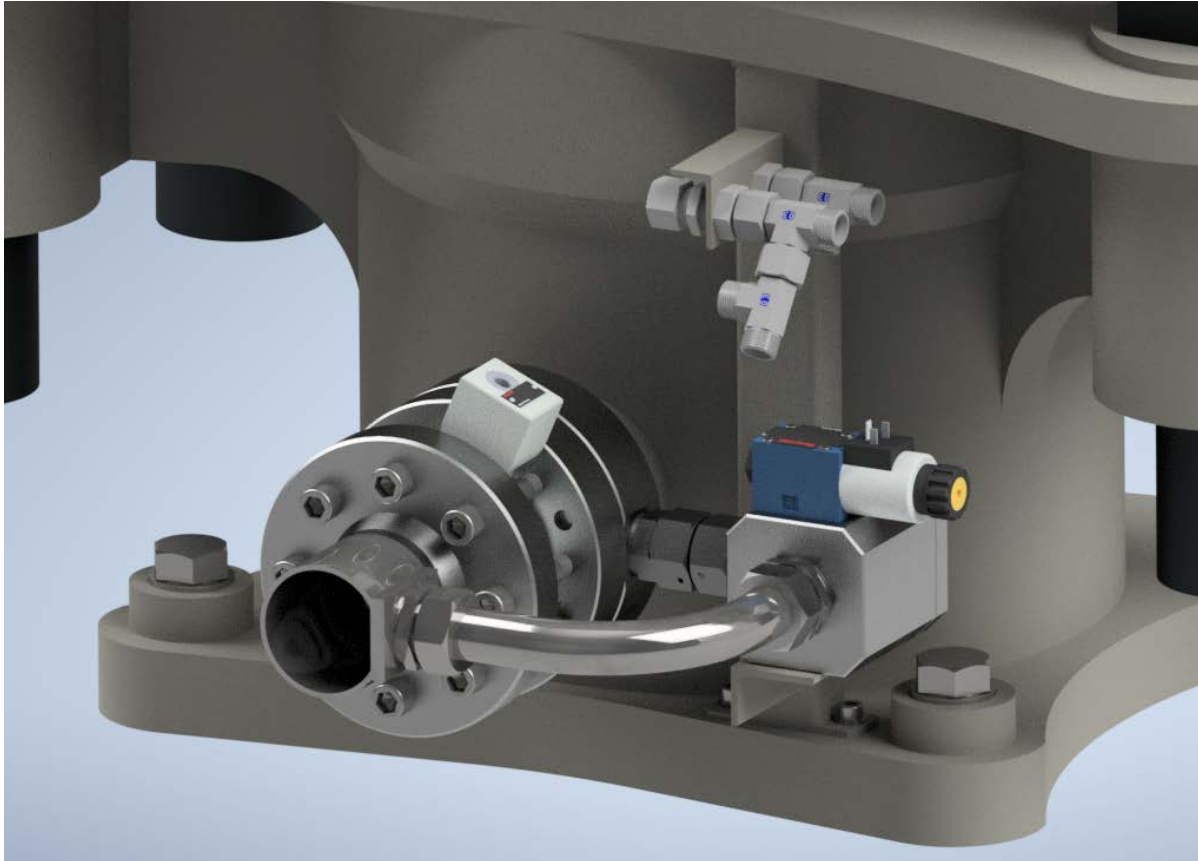
Montáž je prováděna postupně, jelikož šrouby první příruby plnicího ventilu jsou zakryté druhou, navazující přírubou. Bude tedy nutné provádět montáž této sestavy postupně přímo na spodní traverze.

#### 8.3.1. Celkový pohled na sestavu na hydraulickém lisu, uchycení sestavy

Obrázek Obr. 61 zobrazuje sestavu namontovanou na přírubě plunžru. Na spodní traverzu je mezi spodní a horní deskou umístěn obdélníkový jekl, která má na oba konce navařeny desky s otvorem pro jeho přišroubování k traverze. Tím se vytvoří sloup, na který lze navařit / našroubovat plochy, pomocí kterých lze upnout či uchytit další komponenty.



V tomto případě jsou na jekl přivařeny dva L profily. Profil umístěný v dolní části má za úkol uchycení bloku vestavného ventilu, jehož váha je okolo 15 kg. L profil umístěný výše slouží k uchycení šroubení pro přívod kanálů A1, B1 a následný rozvod pomocí hydraulických hadic ke dvojčinným přímočarým hydromotorům.



*Obr. 61 –Uchycení sestavy plnicího ventilu a bloku vestavného ventilu*



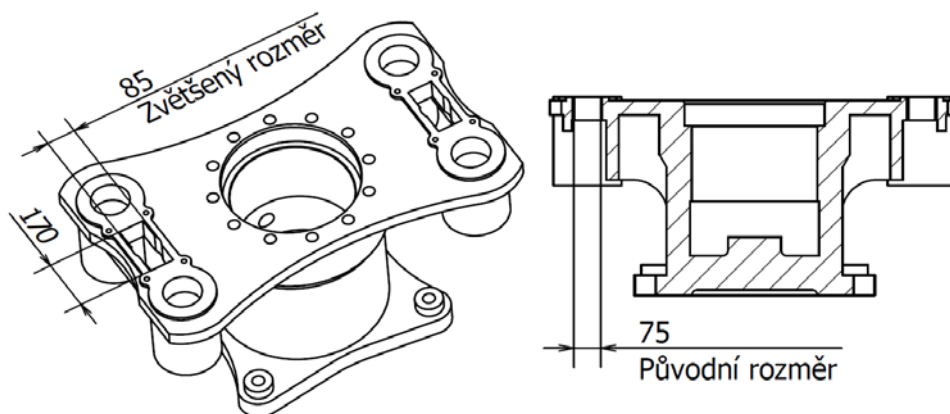
## 9. Úprava konstrukce lisu

Kvůli přestavbě lisu pro jinou funkci a jiné rychlosti je třeba navrhnout ovlivněné prvky řešeného lisu.

- V kapitole 6.5 byly vybrány přímočaré dvojčinné hydromotory s diferenciálním pístem, které je třeba umístit do konstrukce lisu. Bude nutné navrhnout spojení hydromotoru se spodní traverzou a beranem.
- Dalším krokem je návrh vedení lisu, jelikož je stávající řešení nedostatečné. K tomu budou použity koncepce z provedené rešerše na téma vedení.
- Je také potřeba navrhnout těsnění a vedení pístu plunžru, stávající komponenty jsou zastaralé a nemusejí vyhovovat nové funkci lisu.
- Posledním krokem je navržení předeprnutí sloupů pomocí předeprnacích matic

### 9.1. Zástavba přímočarých diferenciálních hydromotorů

Přímocharé diferenciální hydromotory byly vybrány v kapitole 6.5, je třeba je umístit do stávající konstrukce hydraulického lisu. Jejich velikost byla vybírána s ohledem na prostor, který dříve sloužil pro vedení potrubí na ohřívání forem. Tento prostor dovoluje maximální průměr 75 mm, viz obrázek *Obr. 62*. Jelikož ale bylo počítáno pouze s ideálním případem – tj. hydromotor má přesný rozměr a jeho usazení je vysoce přesné, realita může být jiná. Proto je tento prostor na každé straně zvětšen o 5 mm, což je maximální hodnota, kterou stávající konstrukce dovoluje. Tento zásah rozšiřuje prostor okolo válce hydromotoru z původního 1 mm na jedné straně na 6 mm na druhé straně. Tento zásah navíc je tedy krokem k zamezení dotknutí se válce hydromotoru se stěnou otvoru ve spodní traverze.



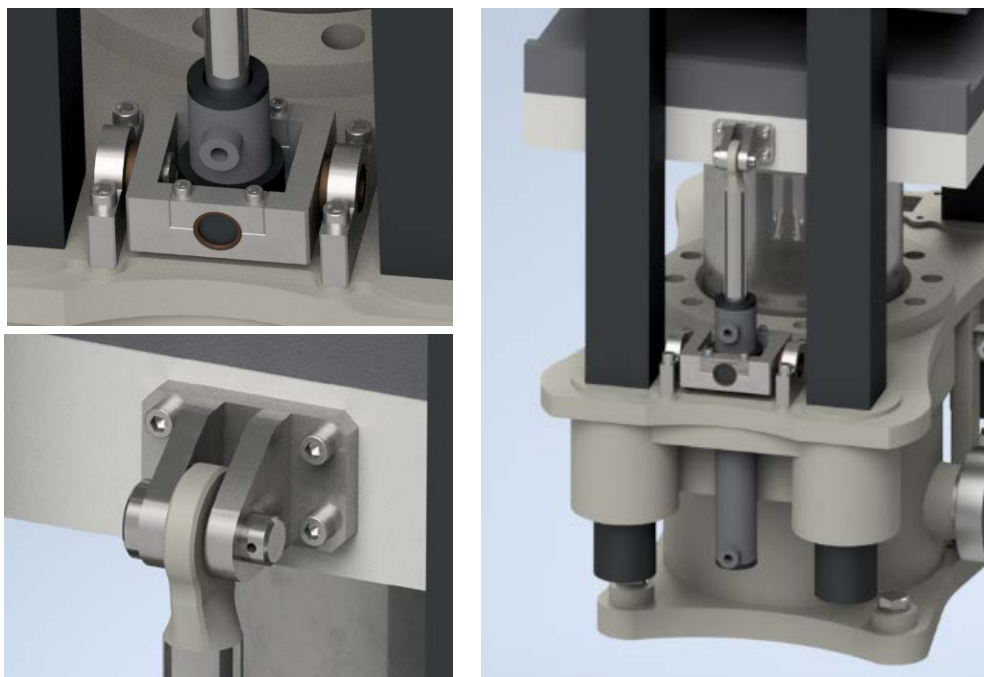
*Obr. 62 – Rozměry otvoru spodní traverzy a řez v tomto otvoru*

Uchycení hydromotoru by mělo být navrženo v tomto případě za použití sférických vazeb z důvodu kompenzování možných nepřesností při výrobě jak právě tohoto uchycení, tak i sestavy vedení a sestavy plunžru. V případě pístnice je její konec opatřen kyvným okem, který zaručuje sférickou vazbu s čepem, který je v oku uchycen. Tento čep je vložen do svařence úchyty, úchyt zajišťuje spojení čepu s beranem.

Při použití sférické vazby kyvného oka v úchytu beranu je třeba použít i sférickou vazbu na úchytu hydromotoru s beranem. Tím, že se všechny rotační vazby staly volnými je zaručené, že nepřesnosti, které vzniknou mezi pohybem beranu a zástavbou dvojčinných hydromotorů nebudou vnášet do struktury žádné nežádoucí boční síly. Dalším důvodem, proč volit dvě sférické vazby je ten, že vedení beranu nemusí být přímo paralelní s pístnicí také z důvodu nepřesností výroby a ustavení.

Pro uchycení hydromotoru ke spodní traverze je tedy navržena svařovaná kolébka (Obr. 63). Přímočarý diferenciální motor je opatřen navařovacím otočným čepem, které jsou skrze pouzdro chyceny šrouby v kolébce. Svařovaná kolébka obsahuje další otočnou osu – čepy, které svírají s otočným čepem na hydromotoru 90°. Tento další pár čepů je uchycen skrze pouzdra nalisované do úchytů, přišroubované finálně ke spodní traverze. Takto navržená sestava umožňuje spojení spodní traverzy a hydromotoru sférickou vazbou.

Pro uchycení konce pístnice k beranu je navržen blok s čepem, do kterého se vloží kloubové oko navařené na konci pístnice. Výsledná sestava je zobrazena na obrázku Obr. 63.



Obr. 63 – detail uchycení s traverzou a beranem, uchycený dvojčinný hydromotor

## 9.2. Vedení beranu

Vedení beranu je další část, kterou je třeba na řešeném lisu navrhnout. Stávající řešení vedení spočívalo ve vedení plunžrem a boky beranu po straně sloupů čtvercového průřezu. Pro původní funkci lisu a jeho pohyby to bylo dostatečné, avšak nové funkci, pro kterou je lis rekonstruován, stávající řešení nevyhovuje. Je tedy nutné předělat způsob vedení beranu.

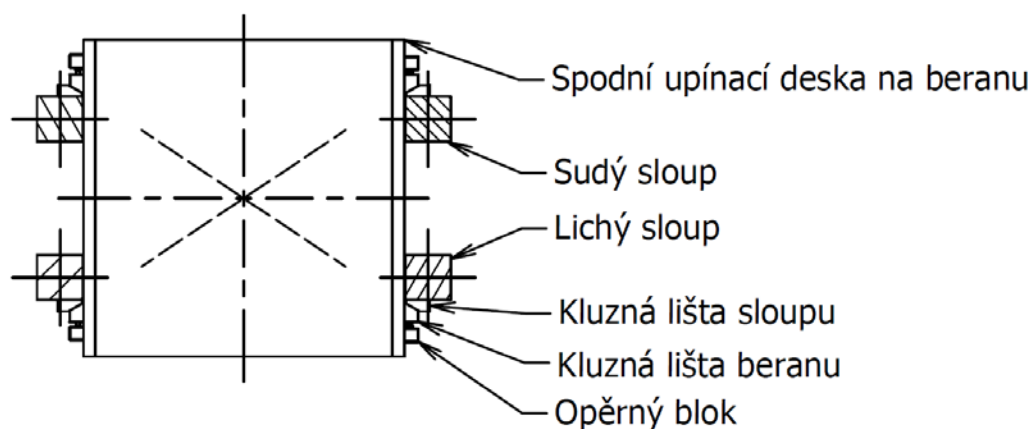
Navržené vedení vychází z provedené rešerše, přesněji z kapitoly 4.1.2, tj. kluzné lištové vedení s předepnutím vedení na beranu (*Obr. 65*).

Vedení je navržené co nejjednodušeji jak na výrobu, tak i na způsob instalace a předepnutí. Výsledkem je kluzná lišta uchycená zapuštěnými šrouby na konstrukci každého sloupu a kluzná lišta beranu. Tyto dvě lišty spolu svírají úhel 90°, vnitřní stykový úhel směřuje do středu. Celkově se na lisu nachází 4 soustavy jinak seskládaných kluzných lišt, na každý sloup jedna sestava. Jako celek je tedy kluzné vedení navržené do tvaru „X“ (*Obr. 64*).

Předepnutí je řešené šrouby umístěnými v kluzném bloku beranu tak, aby když se šrouby se šestihrannou hlavou povolí, tak se opřou o opěrný blok, čímž posunou kluzné vedení beranu a vůle mezi těmito vedeními se zmenší, popřípadě zvětší. Uchycení kluzného vedení beranu k samotnému beranu je tedy řešené pomocí zapuštěných šroubů v oválných otvorech.

Lišta sloupu je konstruována pro použití na všechny sloupy, stejně tak jako kluzná lišta beranu a opěrný blok. Otvory na sloupech se liší, vzniknou dvě stejné dvojice – takže sudý a lichý sloup.

Materiál kluzné lišty beranu je bronzová slitina s velmi dobrými kluznými vlastnostmi CuSn12, materiál lišty sloupu je navrhnout z oceli 11 800 - velice tvrdé a odolné proti opotřebení.

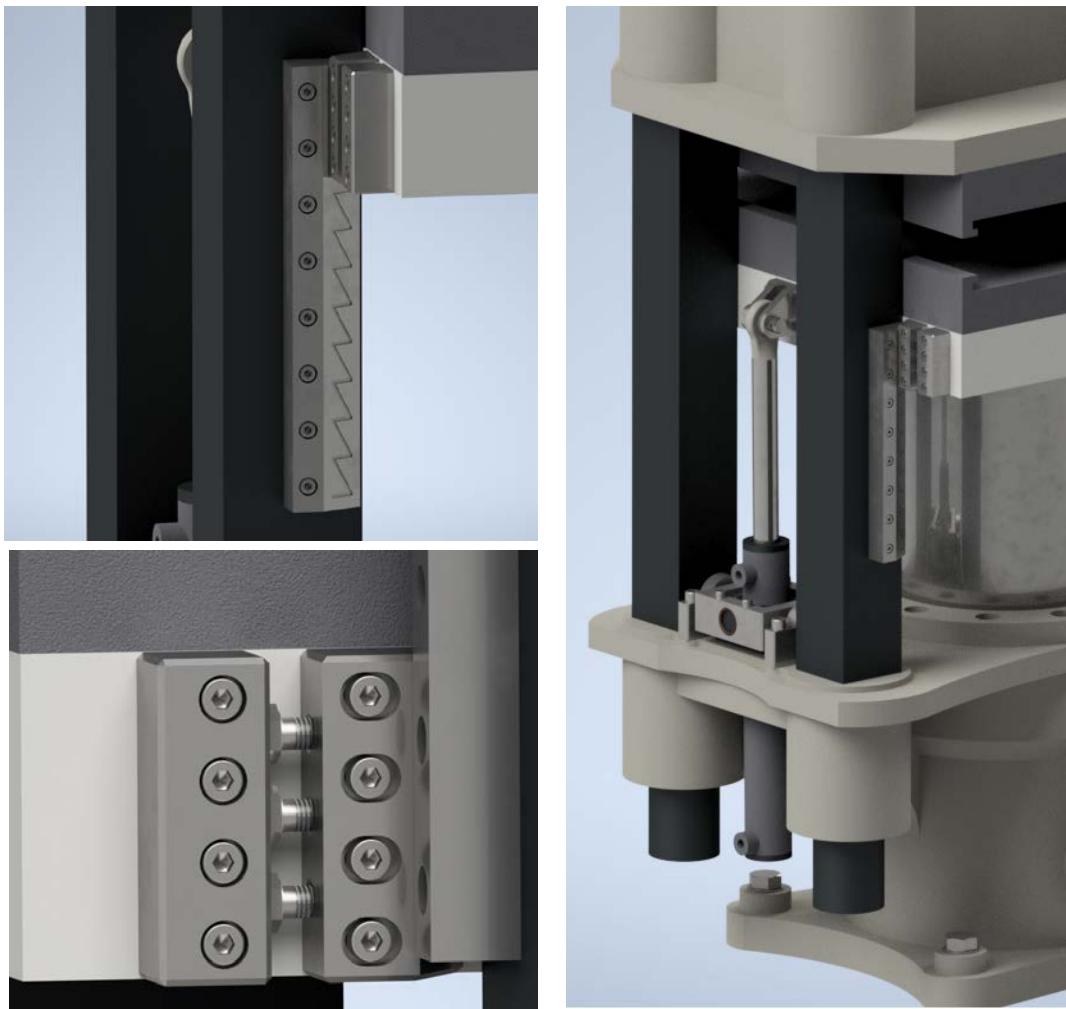


*Obr. 64 – Sloupy a vedení beranu, zobrazení situace*

Délka kluzného vedení sloupu je navržena tak, aby kluzné vedení beranu přesahovalo o 6,5 mm na každé straně při maximálním zdvihu beranu, a to z důvodu rovnoměrného opotřebení kluzné lišty. Součástí tohoto vedení jsou i mazací drážky ve tvaru „Z“ na vodící liště a rozšířené vodorovné drážky na liště beranu. Vodorovné části drážek na liště sloupu mají jiný rozestup – menší než vodorovné drážky na liště beranu.

Předpokládaný druh použitého maziva je tukové, popřípadě je možné i použít olejové mazivo. Z důvodu poměrně malého kluzného zatížení – pohyb kluzných lišt po sobě není tak častý jako u jiných druhů lisů, nebylo tedy implementováno automatické mazání ani zásobníky maziva v každé liště.

Výsledná konstrukce je tedy zobrazena na obrázku *Obr. 65*. Je zde vidět popisovaná kluzná lišta sloupu a její mazací drážky, kluzná lišta beranu s oválnými drážkami pro upnutí a třemi předepínacími šrouby a opěrný blok pro odtlačovací šrouby. Napravo je celá sestava zasazená na hydraulickém lisu.

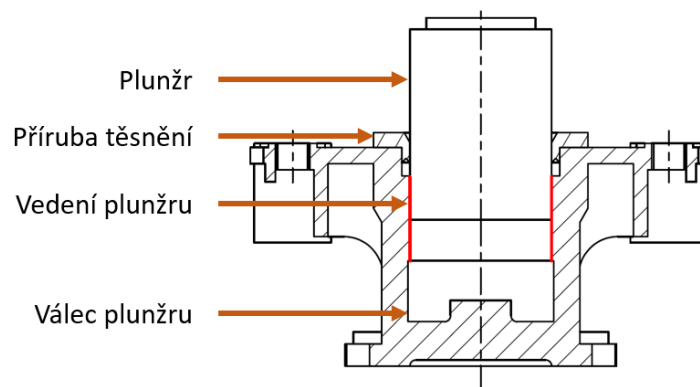


*Obr. 65 –Detaily vodících lišt, pohled na sestavu*

### 9.3. Úprava těsnění a vedení plunžru

Plunžr je ve stávajícím řešení veden pomocí vodící plochy ve spodní traverze (Obr. 66). Nad touto vodící plochou je obroben prostor pro těsnění plunžru, které je uzavřeno přírubou.

Cílem úpravy bude vybrat nové těsnění, které se do stávající konstrukce vloží. Pokud to nebude možné, bude třeba provést konstrukční úpravy dosedajících ploch. Dále bude navržena úprava stávající příruby, nebo bude navržena nová příruba, která bude rozměrově odpovídat vybranému těsnění. Jelikož se pohybujeme ve vyšších rychlostech plunžru, než bylo původně zamýšleno, budou předvedeny i možnosti vedení plunžru.



Obr. 66 – Vedení plunžru

#### 9.3.1. Vedení plunžru

Vedení plunžru je ve stávajícím řešení pomocí broušené plochy v prostoru spodní traverzy. Obrázek Obr. 66 zobrazuje plunžr při zdvihu 250 mm, už zde je vidět, že je plunžr veden pouze malou částí vodící plochy. Při maximálním zdvihu je tato vodící výška pouze 28 mm. Jelikož je traverza odlitek, dá se očekávat, že materiál je šedá litina. Tento materiál (Obr. 67) vyniká svými poměrně dobrými kluznými vlastnostmi díky volnému grafitu ve struktuře materiálu. Jelikož je ale stav těchto kluzných ploch neznámý, je třeba určit alternativy.

Vedení je obvykle řešené takto:

- Vedení vodícím pouzdrem

Vodící pouzdro je obvykle bronzové, nebo jiného kluzného materiálu. V případě této možnosti je třeba upravit stávající kluznou plochu spodní traverzy tak, že zde bude vyvrtán prostor pro vodící pouzdro. Pro vodící pouzdro by byl zvolen kruhový odlitek z olovené bronzy, který by bylo nutné obrobit a brousit. Celý tento proces je velice nákladný a časově náročný

- Vedení vodícím páskem – polymerový pásek vyztužený například skelnou tkaninou

Při použití vodícího pásku je také upravit stávající kluznou plochu a to tak, že se vytvoří přesná drážka daná vybraným vodícím páskem. Je také možnost použít více vodících pásků, ale v případě, že se lis vysouvá až 28 mm pod těsnící hranu, je použití více pásků nevhodné. Pro průměry okolo 350 mm se používají pásy široké okolo 25 mm.

- Navařením kluzného materiálu na danou oblast

Navařován se do struktury spodní traverzy vnáší teplo, které může způsobit vnitřní pnutí. Pro odstranění pnutí by bylo třeba celou traverzu tepelně zpracovávat, což je také vysoce nákladný proces. Samotné návary by bylo třeba brousit pro dosažení potřebného povrchu

- Jiné metody

Materiál		Tvrdost HB	Maximální tlak $p$ (MPa)	Kluzná rychlost $v$ (m s <sup>-1</sup> )	Přípustná teplota $t$ (°C)	Rázové zatížení	Zabihatelnost
ČSN	druh						
42 2456	šedá litina	140 až 200	3,5 až 6	0,5 až 5	200	ne	špatná
42 3753	čínová kompozice	22 až 26	24 až 32	neomezená	110	ano	dobrá
42 3721	olověná kompozice	20 až 24	23 až 40	neomezená	100	ano	velmi dobrá
42 3117	čínový bronz	70 až 90	10,5	do 6	2,5	ano	méně dobrá
42 3123	bronz	70 až 80	12	do 6	250	ano	dobrá
42 3122	čínooložený bronz	70	10,5 až 16	nad 6	150	ano	dobrá
42 3182	olověný bronz	35 až 50	25	neomezená	150	ano	dobrá
42 3184	bronz	24 až 27	35	neomezená	150	ano	dobrá

Obr. 67 – Vlastnosti kovových materiálů [22]

### 9.3.2. Těsnění plunžru

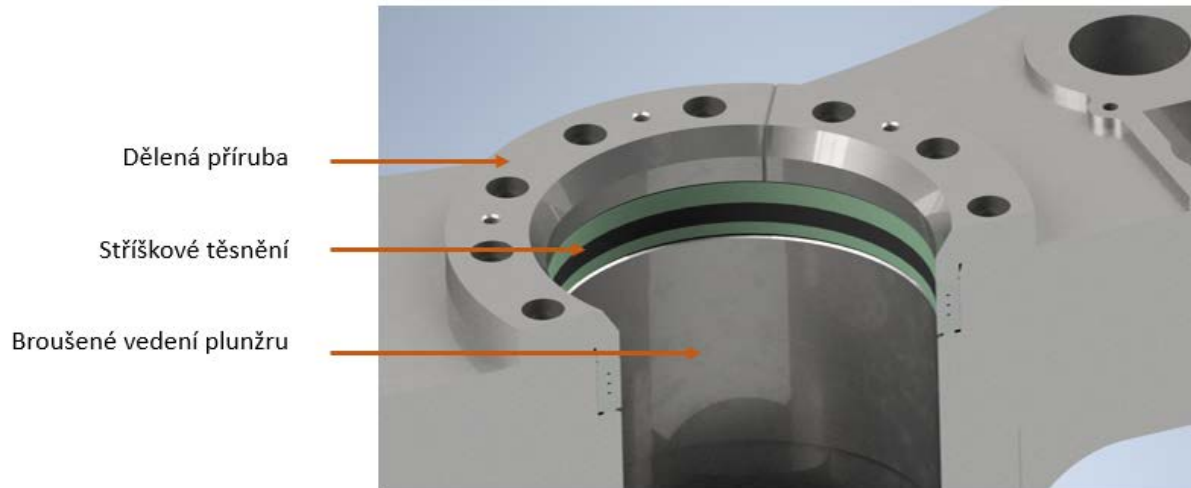
Bylo zvoleno stříškové těsnění Cartotex, které se skládá z přitlačného kroužku, dvou textilpryžových manžet průřezu „V“ a opěrného kroužku:

**CARTOTEX/UN/PIS/S800 – 350 x 390 x 55 (1+2+1)**

Tento typ těsnění je v jedné sadě je vhodný pro zaručení těsnosti v jednom směru a je určen do těžkého prostředí. Vyniká svou vysokou trvanlivostí, při průsaku stačí těsnění axiálně přitáhnout, výměna těsnění může být provedena později. Pro použití tohoto těsnění je třeba upravit přírubu – zkrátit její axiální délku osazení, zasahující do spodní traverzy (Obr. 68). Příruba je dělená v polovině z důvodu jednodušší výměny těsnění. Do příruby jsou také udělány



závity na odtlačovací šrouby, které při funkci nadzvednou přírubu od spodní traverzy a tím je umožněno jí vyjmout.



Obr. 68 –řez spodní traverzou, zobrazení umístění těsnění

### 9.3.2.1. Výměna těsnění

Těsnění je třeba po určité době vyměnit. Jelikož je to uzavřený kruh, je třeba určit postup výměny.

První postup je následující (pro lepší představu viz obrázek Obr. 21):

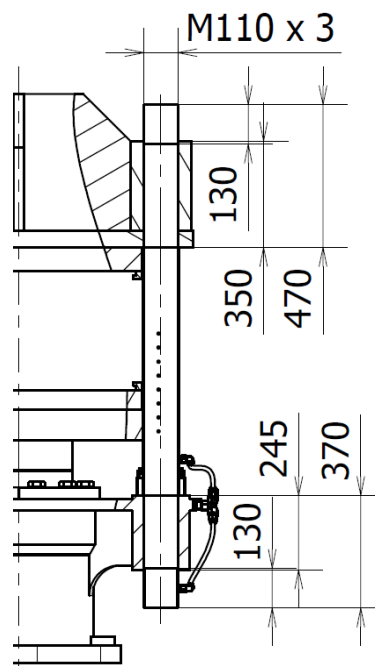
Z beranu a z horní traverzy se odšroubuje horní a spodní upínací stůl. Na beranu se vyjmou čepy z úchytných pístnicových ok dvojčinných hydromotorů a povolí se vedení na beranu. Beran se i s pístnicí nadzvedne do požadované výšky nad traverzu. Dále se odšroubuje příruba a pomocí odtlačovacích šroubů se příruba držící těsnění nadzvedne. Těsnění se jednoduše vyjme a vymění.

Druhý postup je následující: Z beranu se odšroubuje spodní upínací stůl. Na beranu se vyjmou čepy z úchytných pístnicových ok dvojčinných hydromotorů a povolí se vedení na beranu. Beran se odšroubuje od pístnice plunžru a sundá. Příruba držící těsnění se odšroubuje a odtlačovacími šrouby nadzvedne a sejme. Nyní je těsnění odhaleno a pomocí jistého nářadí je možné ho přes pístnici plunžru vyjmout a vyměnit.

Druhý postup nezahrnuje vysunutí pístu z vedení a opětovné nasazení, tím pádem se redukuje možnost poničení pístu při nasazování a nesprávnou manipulací. Nevýhodou je ale ztížený přístup k samotnému těsnění.

## 9.4. Předepnutí sloupu

Na obrázku *Obr. 69* je vyobrazena situace uchycení sloupu lisu k traverzám. Konstrukce tohoto lisu neobsahuje standardní typ sloupu s kotvou, tzn., že sloup neobsahuje otvor po celé délce, ve kterém se nachází předepínací tyč. Sloup jsou v tomto případě plné, předepnutí je realizováno pomocí matic, které zvláště horní traverzu s horní částí sloupu a spodní traverzu se spodní částí sloupu. Samotné sloupy jsou tedy pouze namáhané na tah z působení uzavírání forem jmenovitou silou.



*Obr. 69 –řez lisem, zobrazení uchycení sloupu*

Je nutné navrhnout potřebné předepnutí tak, aby i při působení jmenovité síly na konstrukci lisu byly stále traverzy pevně spojeny se sloupy. To je možné dvěma způsoby:

Předepnutí starším typem předepínací matice, která se obvykle utahuje na přesný úhel, který je vypočítán

Předepnutí novým typem předepínací matice, která obsahuje určitý počet šroubů v samotné matici. Matice se našroubuje na sloup a dotahují se postupně v té matici menší šrouby. Tyto šrouby jsou dotahovány na určitý moment. Po dotažení je dané předepnutí matice.



### 9.4.1. Předepnutí sloupu klasickou maticí

Předepnutí klasickou maticí probíhá tak, že se matice našroubuje na sloup. Když maticí už nejde více pootočit, označí se její počáteční pozice natočení na traverzu a na samotnou matici. Výpočtem je určen úhel otočení matice, který se také označí na matici. Takto připravená matice je posléze speciálním nářadím šroubována do určitého natočení, čímž je dáno výsledné předpětí. V případě, že maticí již nejde pootočit, šroub sloupu se zahřeje, zvětší svou délku a o toto zvětšení je možné znovu matici dotáhnout na požadovaný úhel. Po vychladnutí vznikne v sestavě požadované předepnutí.

Výpočet předepnutí touto maticí je následující:

#### Základní hodnoty

Závit matice a šroubu	$M110 \times 3$
Malý průměr závitu šroubu	$d_m = 0,106 \text{ m}$
Průměr dříku šroubu	$d_{dš} = 0,11 \text{ m}$
Průměr otvoru na ohřev	$d_t = 0,02 \text{ m}$
Průměr dosedací plochy šroubu	$d_d = 0,16 \text{ m}$

#### Horní traverza

Celá délka šroubu	$L_{1c} = 0,47 \text{ m}$
Tloušťka horní traverzy	$L_{1t} = 0,35 \text{ m}$
Délka dříku šroubu	$L_{1š} = 0,34 \text{ m}$
Délka závitu	$L_{1z} = 0,13 \text{ m}$

#### Spodní traverza

Celá délka šroubu	$L_{2c} = 0,37 \text{ m}$
Tloušťka spodní traverzy	$L_{2t} = 0,245 \text{ m}$
Délka dříku šroubu	$L_{2š} = 0,24 \text{ m}$
Délka závitu	$L_{2z} = 0,13 \text{ m}$
Modul pružnosti	$E = 2,1 * 10^{11} \text{ GPa}$

### Výpočet ploch z průměrů

Plocha malého průměru závitu šroubu	$S_m = 0,008824734 \text{ m}^2$
Plocha dříku šroubu	$S_{d\check{s}} = 0,009503318 \text{ m}^2$
Plocha otvoru na ohřev	$S_t = 0,000314159 \text{ m}^2$
Celková plocha dříku $S_m - S_t$	$S_1 = 0,009189159 \text{ m}^2$
Celková plocha závitu $S_1 - S_t$	$S_2 = 0,008510574 \text{ m}^2$

#### 9.4.1.1. Horní traverza

##### Výpočet tuhosti šroubu

Jelikož se zde objevují dva typy ploch o jiných délkách, je nutné spočítat obě tuhosti a sečíst je.

$$k_d = \frac{S_1 * E}{L_{1\check{s}}} = \frac{0,009189159 * 2,1 * 10^{11}}{0,34} = 5\,675\,656\,728 \text{ N/m} \quad (9.1)$$

$$k_z = \frac{S_2 * E}{L_{1z}} = \frac{0,008510574 * 2,1 * 10^{11}}{0,13} = 13\,747\,851\,113 \text{ N/m} \quad (9.2)$$

$$\frac{1}{k_{\check{s}}} = \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_z} \Rightarrow k_c = \left( \frac{1}{5\,675\,656\,728} + \frac{1}{13\,747\,851\,113} \right)^{-1} \quad (9.3)$$

$$k_{\check{s}} = 4\,017\,198\,351 \text{ N/m} \quad (9.4)$$

##### Výpočet tuhosti traverzy [34]

Tuhost traverzy se stanoví za předpokladu, že se vlivem předpětí deformuje pouze materiál, který se nachází v těsné blízkosti šroubu. Tento materiál je ohraničen dutým komolým dvojkuželem s vrcholovým úhlem  $2\alpha$ , kde  $\alpha = 25^\circ$ . Tuhost je tedy spočítána následovně:

$$k_t = \frac{\pi * E * d_{d\check{s}} * t g(\alpha)}{2 * \ln \frac{(l_{1t} * t g(\alpha) + d_d - d_{d\check{s}}) * (d_d + d_{d\check{s}})}{(l_{1t} * t g(\alpha) + d_d + d_{d\check{s}}) * (d_d - d_{d\check{s}})}} \quad (9.5)$$

$$k_t = \frac{\pi * 2,1 * 10^{11} * 0,11 * t g(20^\circ)}{2 * \ln \frac{(0,35 * t g(20^\circ) + 0,16 - 0,11) * (0,16 + 0,11)}{(0,35 * t g(20^\circ) + 0,16 + 0,11) * (0,16 - 0,11)}} \quad (9.6)$$

$$k_t = 17\,310\,537\,521 \text{ N/m} \quad (9.7)$$

## Výpočet sil

Jelikož bude je lis testován na maximální tlak 31,5 MPa, jmenovitá síla z tohoto tlaku vychází  $F = 3\,030\,655,163\text{ N}$ . Z bezpečnostního hlediska byla zvolena větší síla, a to  $F_{zat} = 3\,150\,000\text{ N}$ . Na tuto sílu bude dimenzované předeptnutí šroubového spoje.

**Síla na jeden sloup** je tedy:

$$F_a = \frac{F_{zat}}{4} = \frac{3\,150\,000}{4} = 787\,500\text{ N} \quad (9.8)$$

Tato síla je následně rozdělena dle tuhostí na sílu šroubu a sílu traverzy

**Síla ve šroubu**

$$F_{a1} = \frac{k_\xi}{k_\xi + k_t} * F_a \quad (9.9)$$

$$F_{a1} = \frac{4017198351}{4017198351 + 17310537521} * 787500 = 148\,330\text{ N} \quad (9.10)$$

**Síla v traverze**

$$F_{a2} = \frac{k_t}{k_\xi + k_t} * F_a \quad (9.11)$$

$$F_{a2} = \frac{17310537521}{4017198351 + 17310537521} * 787500 = 639\,169\text{ N} \quad (9.12)$$

Dále bylo určena **zbytková síla**, která zůstane ve spoji i po maximálním zatížení, a to:

$$Q_2 = 5\,000\text{ N}$$

Je možné vypočítat **předeptovací sílu**:

$$Q_0 = Q_2 + F_{a2} = 5000 + 639169 = 644\,169\text{ N} \quad (9.13)$$

**Maximální zatěžující síla** je tedy:

$$Q_1 = F_{a1} + Q_0 = 148\,330 + 644\,169 = 792\,500\text{ N} \quad (9.14)$$

## Výpočet prodloužení

Nyní máme hodnoty, pomocí kterých lze vypočítat prodloužení šroubu a stlačení traverzy po předeptnutí šroubového spoje.

**Deformace šroubu**

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{k_\xi} = \frac{644169}{4017198351} = 0,000160353\text{ m} = 0,160353041\text{ mm} \quad (9.15)$$

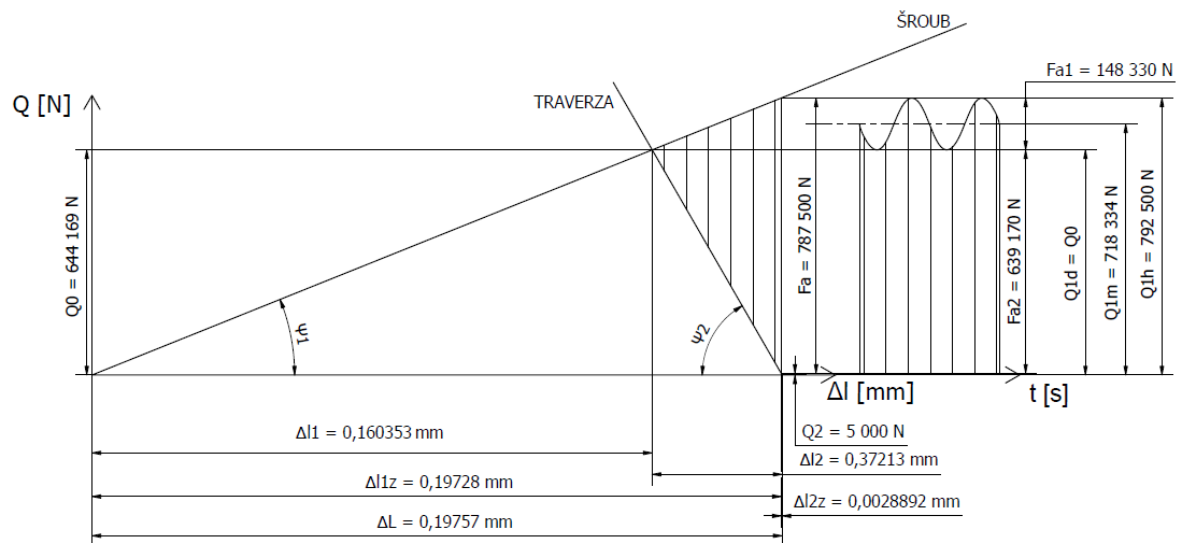
### Deformace traverzy

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{k_t} = \frac{644169}{17310537521} = 0,00003721 \text{ m} = 0,037212592 \text{ mm} \quad (9.16)$$

### Celková deformace

$$\Delta L = \Delta l_1 + \Delta l_2 = 0,160353041 + 0,037212592 = 0,197565633 \text{ mm} \quad (9.17)$$

### Rötscherův diagram



Obr. 70 – Rötscherův diagram předepnutí sloupu horní traverzy

Rötscherův diagram síla-deformace (Obr. 70) zobrazuje kombinaci dvou diagramů. Tyto jednotlivé diagramy vycházejí z oblasti platnosti hookova zákona, kde tuhost  $k$  je konstantní a existuje lineární závislost mezi silou  $F$  a jí způsobenou deformací. V Rötscherově diagramu jsou jednotlivé tuhosti  $k$  reprezentovány jako směrnice přímek  $k_1 = \tan \psi_1$ . Tyto tuhosti tedy ovlivňují charakteristickou přímku – čím větší tuhost, tím strmější přímka.

Na diagramu na obrázku Obr. 70 je charakteristické přímky právě vypočteného šroubového spoje s míjivou vnější silou.

### Kontrola na dovolené napětí ve šroubu

Kvůli poměrně velikému zatížení šroubu při předepnutí je nutné zkontrolovat jeho napětí, které by mělo být:  $\sigma_{dov} = 75 - 200 \text{ MPa}$

$$\sigma_{dov} \geq \frac{Q_1}{S_2} = \frac{792500}{0,008510574} = 93,1194 \text{ MPa} \quad (9.18)$$

Vypočtené namáhání ve šroubu splňuje podmínku.

## Výpočet natočení matice

Matice je otáčena z nulového bodu. Stoupání závitu je 3 mm, na jeden stupeň se tedy matice pohne o:

$$Z = \frac{3}{360^\circ} = 0,0083333 \text{ mm} \quad (9.19)$$

### Úhel natočení matice

V tomto vzorci se vyskytuje koeficient nerovnosti ploch  $k_p = 1,3$ , který zohledňuje nepřesnosti v závitech a na dosedacích plochách.

$$\beta = \frac{\Delta L}{Z} * k_p = \frac{0,197566}{0,0083333} * 1,3 = 30,8202^\circ \quad (9.20)$$

Pootočením matice o  $23,70788^\circ$  ze základní polohy dosáhneme ve spoji předepnutí 644 169 N.

## Teplota nahřátí

K pootočení matice o požadovaný úhel je na ní třeba vyvinout za teploty okolí velký moment. Tento moment lze zredukovat zahřátím samotného šroubu sloupu. Ve sloupech, jak již bylo řečeno, je vyvrtaný otvor, který slouží právě k tomuto zahřívání. Pro výpočty tepelné roztažnosti budou použity následující rozměry a konstanty:

Délka nahřívané části šroubu	$l_n = 0,1 \text{ m}$
Součinitel délkové roztažnosti oceli	$\alpha = 0,00012 \text{ mm/m K}$
Počáteční teplota	$t_1 = 20^\circ\text{C}$

$$\Delta t = \frac{\Delta L}{\alpha} * l_n = \frac{0,197566}{0,00012} * 0,1 = 164,64^\circ\text{C}$$

Je tedy nutné ohřát 0,1m dřívku sloupu v horní traverze o  $164^\circ\text{C}$ , tzn. na teplotu  $184^\circ\text{C}$ , aby bylo možné dotáhnout matici bez větších požadavků na utahovací moment předepínací matice.

### 9.4.1.2. Spodní traverza

#### Výpočet tuhosti šroubu

$$k_d = \frac{0,009189159 * 2,1 * 10^{11}}{0,24} = 8\,040\,513\,698 \text{ N/m} \quad (9.21)$$

$$k_z = \frac{0,008510574 * 2,1 * 10^{11}}{0,13} = 13\,747\,851\,113 \text{ N/m} \quad (9.22)$$

$$k_{\xi} = 5\,073\,340\,113 \text{ N/m} \quad (9.23)$$

### Výpočet tuhosti traverzy

$$k_t = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,11 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{2 \cdot \ln \frac{(0,245 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 0,16 - 0,11) \cdot (0,16 + 0,11)}{(0,245 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 0,16 + 0,11) \cdot (0,16 - 0,11)}} = 20\,227\,830\,464 \text{ N/m} \quad (9.24)$$

### Výpočet sil

**Síla na jeden sloup** (stejně jako v minulém případě):

$$F_a = 787\,500 \text{ N} \quad (9.25)$$

**Síla v šroubu**

$$F_{a1} = \frac{k_{\xi}}{k_{\xi} + k_t} \cdot F_a \quad (9.26)$$

$$F_{a1} = \frac{5073340113}{5073340113 + 20227830464} \cdot 787500 = 157\,907 \text{ N} \quad (9.27)$$

**Síla v traverze**

$$F_{a2} = \frac{20227830464}{5073340113 + 20227830464} \cdot 787500 = 629\,592 \text{ N} \quad (9.28)$$

**Zbytková síla**, která zůstane ve spoji i po maximálním zatížení:

$$Q_2 = 5\,000 \text{ N}$$

**Předepínací síla:**

$$Q_0 = 5000 + 629592 = 634\,592 \text{ N} \quad (9.29)$$

**Maximální zatěžující síla** je tedy:

$$Q_1 = 157907 + 634\,592 = 792\,500 \text{ N} \quad (9.30)$$

### Výpočet prodloužení

**Deformace šroubu**

$$\Delta l_1 = \frac{634592}{5073340113} = 0,000126972 \text{ m} = 0,126972 \text{ mm} \quad (9.31)$$

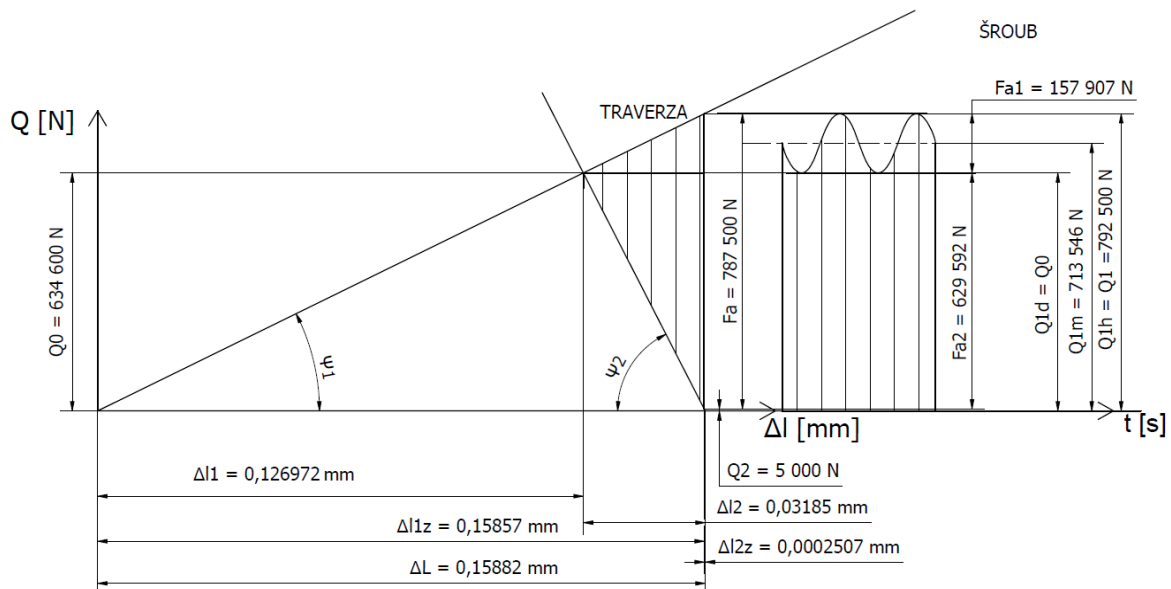
**Deformace traverzy**

$$\Delta l_2 = \frac{634592}{20227830464} = 0,00003184573 \text{ m} = 0,031845 \text{ mm} \quad (9.32)$$

**Celková deformace**

$$\Delta L = 0,126972 + 0,031845 = 0,158817299 \text{ mm} \quad (9.33)$$

### Rötscherův diagram (Obr. 71)



Obr. 71 – Rötscherův diagram předeptnutí sloupu spodní traverzy

### Kontrola na dovozené napětí ve šroubu

Kvůli poměrně velikému zatížení šroubu při předeptnutí je nutné zkontrolovat jeho napětí, které by mělo být:  $\sigma_{dov} = 75 - 200 \text{ MPa}$

$$\sigma_{dov} \geq \frac{Q_1}{S_2} = \frac{792500}{0,008510574} = 93,1194 \text{ MPa} \quad (9.34)$$

Vypočtené namáhání ve šroubu splňuje podmínku.

### Výpočet natočení matice

Matice je otáčena z nulového bodu. Stoupání závitu je 3 mm, na jeden stupeň se tedy matice pohne o:

$$Z = \frac{3}{360^\circ} = 0,0083333 \text{ mm} \quad (9.35)$$

Úhel natočení matice je tedy

$$\beta = \frac{0,158817}{0,0083333} * 1,3 = 24,7755^\circ \quad (9.36)$$

Pootočením matice o  $24,7755^\circ$  ze základní polohy dosáhneme ve spoji předeptnutí 634 592 N.

## Teplota nahřátí

Jsou použité stejné podmínky, jak u horní traverzy. Jediná změna je zde celková deformace.

$$\Delta t = \frac{\Delta L}{\alpha} * l_n = \frac{0,158817}{0,00012} * 0,1 = 132,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

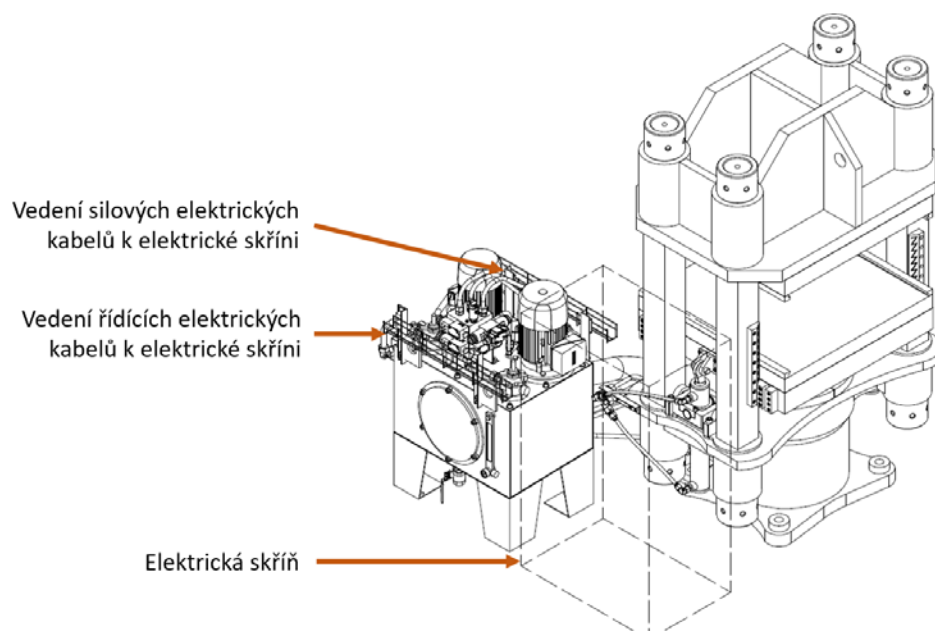
Je tedy nutné ohřát 0,1m dřívku sloupu v horní traverze o 132 °C, tzn. na teplotu 152 °C, aby bylo možné dotáhnout matici bez větších požadavků na utahovací moment předepínací matice.



## 10. Rozvod elektrického vedení, ovládání lisu

Tato diplomová práce neobsahuje hlubší rozbor trasování vedení elektrických kabelů lisu, ani upřesňující informace k samotnému ovládání. Tyto informace záleží přímo na samotném zákazníkovi a možnostem které budou v oblasti kolem lisu k dispozici. Zamýšleno je ale následovně:

Na obrázku *Obr. 72* je znázorněna oblast, kde se nachází předpokládané umístění elektrického rozvaděče a řídicího systému. Obsahem této skříně jsou jističe a napájení pro dva elektromotory, relé pro spínání vzduchového chlazení oleje a PLC systém pro ovládání lisu a periferií. Pro trasování elektřiny na nádrži byl zvolen drátěný systém umístěný nad nádrží pomocí pomocných profilů, ústí tohoto systému je právě u oblasti elektrického rozvaděče. Toto trasování je také na výkrese. Trasování elektrických kabelů k lisu je zamýšleno ve žlabu v podlaze, popřípadě pokud to prostor zakazuje, tak pomocí nadzemních nosních kabelových systémů. Tato buňka může být také propojena s ostatními lisy skrze terminál. Ovládání lisu je zamýšleno jako nožní s přepínacími tlačítky na ovládacím panelu lisu, který by byl lokalizován na čele elektrické skříně. Pokud by bylo třeba automatizovaného provozu, je třeba vypracovat dodatečný elektroprojekt.



*Obr. 72 – Umístění elektrické skříně a trasování kabelů*

## 11. Závěr

Předmětem této práce byla úprava zadaného gumárenského hydraulického lisu pro technologii lisování polyethylenové pěny. Toto lisování je nutné provádět za určitých parametrů – hlavně dosažení zpětné rychlosti 100 mm/s.

Výsledkem je tedy vypracována rešerše na téma hydraulických lisů, speciálně byly vybrány lisy se spodním plunžrem, kde byly načerpány vizuální informace. Pro takto vysokou rychlost beranu je nutné i upravit vedení – druhá část rešerše se věnovala právě tomuto tématu.

Vlastní práce začala ujasněním si, co vlastně je nutné vyřešit, aby byl lis schopen dosahovat požadovaných parametrů. Tyto parametry byly následně zpracovány, aby bylo možné navrhnout potřebné přímočaré hydromotory pro pohyb naprázdno a zpětný pohyb. Soustava byla navržena ze zadané podmínky minimální zpětné rychlosti, která je v této práci dosažena. Další podmínka rychlosti byla kladena na přibližovací pohyb, která také byla splněna, navíc je tato rychlost regulovatelná až do 69 mm/s. Vzhledem ale k volnému zaplňování prostoru pod plunžrem hydraulickou kapalinou je nutné tuto rychlost snížit na menší hodnotu kvůli možným problémům z tohoto podtlakového nasávání vyplývajících.

Vzhledem k dostupnosti parametrů bylo také možné navrhnout hydraulický agregát. Součástí návrhu agregátu je i návrh hydraulického obvodu, který je pomocí hydraulických prvků schopen splnit požadované úkony řešeného lisu. V případě nadměrného ohřívání hydraulické kapaliny při provozu lisu jsou vypracovány varianty chlazení pomocí deskového výměníku, nebo vzduchového chladiče.

Celý agregát byl překreslen do CAD prostředí za pomoci vlastní konstrukce a dostupných modelů jednotlivých prvků. Vznikl tím model v reálném měřítku. Součástí tohoto modelu jsou vymodelované dráhy potrubí, které byly zasazeny do potřebného šroubení.

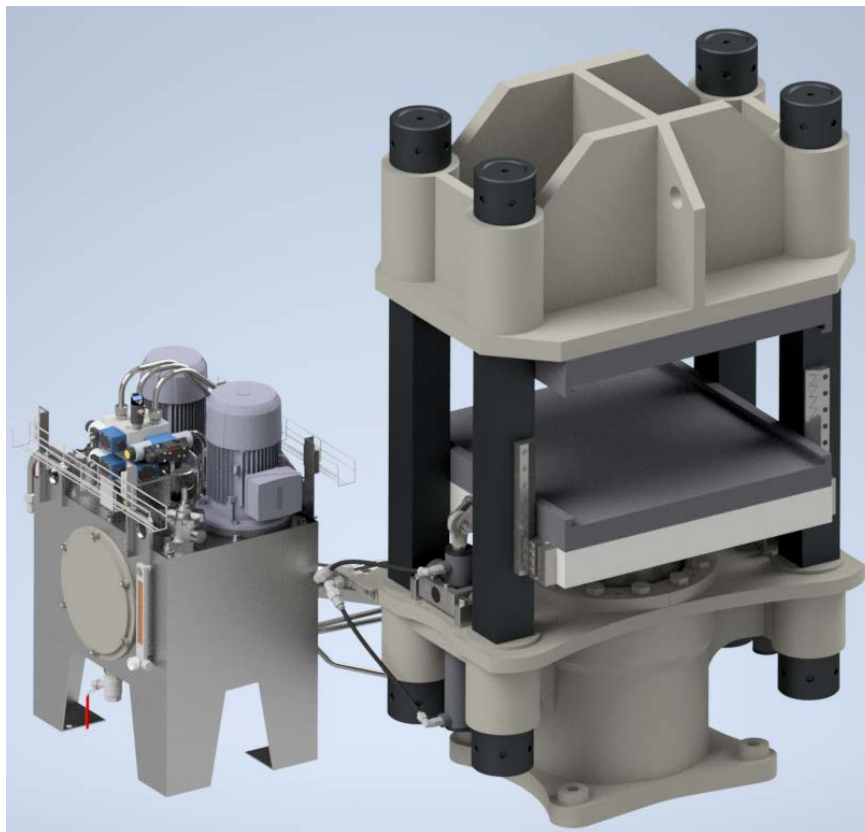
Druhá část hydraulického uzlu, který bylo třeba vyřešit, se nacházela na přírubě hydraulického kanálu plunžru. Zde bylo třeba navrhnout rozšiřující příruby pro vybraný plnicí ventil a na tyto příruby navázat malý okruh s vestavným ventilem. I tato část byla vymodelována a zasazena do konečné sestavy.

Dalším konstrukčním krokem bylo řešení zástavby přímočarých diferenciálních motorů, kdy byla zvolena sférická vazba v uchycení se spodní traverzou a sférická vazba pro uchycení pístnice s beranem. Následoval návrh vedení beranu pomocí kluzných lišt. Jelikož jsou sloupy předimenzované, byla zvolena varianta vedení do tvaru „X“, kde jsou kluzné lišty na sloupech

našroubované, tzn. ve sloupech jsou otvory. Tato varianta není příliš přívětivá z hlediska cyklického namáhání, v oblasti otvorů se bude koncentrovat napětí, které může mít i fatální důsledky. Korektní návrh vedení by tedy mělo být osmiboké vedení, kde jsou sloupy hydraulického lisu v místech, které jsou v kontaktu se stavitelnými vodícími lištami na beranu broušeny.

Po návrhu vedení beranu nastala úprava sestavy plunžru – návrh vedení a těsnění pístnice. Poslední částí je výpočet předepnutí sloupů, kde je výstupem úhel natočení matice.

Bylo tedy nutné kromě konstrukce nových částí provést několik větších úprav samotné stávající konstrukce lisu kvůli novým parametrům, například zvětšení hydraulického kanálu plunžru a úprava jeho příruby, zvětšení otvoru na spodní traverze lisu, který sloužil původně pro vedení topného potrubí, aby bylo možné instalovat kolébku přímočarých diferenciálních hydromotorů a úprava vedení pístnice plunžru. Příruba plunžru je zmenšena a rozdělena kvůli těsnění. Z hlediska malých úprav je to například úprava spodní traverzy lisu – otvory pro upevňovací šrouby držáků potrubí, úprava každého sloupu – otvory pro vodící lišty a úprava beranu – otvory pro odtlačovací blok a vodící lištu beranu. Všechny úpravy a návrhy jsou zobrazeny na modelu (*Obr. 73*).



*Obr. 73 – Výsledný model hydraulického lisu*

## Seznamy

### Seznam použité literatury

- [1] KOPECKÝ, Miroslav a Bedřich RUDOLF. *Tvářecí stroje*. ČVUT v Praze: ČVUT v Praze, 1991. ISBN 80-01-00700-6.
- [2] NOVOTNÝ, Karel. *Výrobní stroje část I - tváření. Druhé*. ČVUT v Brně: Rektorát ČVUT v Brně, 1987.
- [3] ČECHURA, M., HLAVÁČ, J., STANĚK, J., *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 2014
- [4] Doc. Ing Stanislav MAŇAS, CSc. *Výrobní stroje a zařízení, část: Výrobní stroj. Poznámky k přednáškám*. Praha 2006/2007.90 s.
- [5] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje 1. Třetí*. ČVUT v Brně: Rektorát ČVUT v Brně, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [6] 300 TON PHI MOLDING PRESS. *Kempler Industries [online]*. Illinois [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.kempler.com/inventory/used-approx-300-ton-phi-molding-press-25776>
- [7] *Hydraulický lis CBJ 250*. In: *Stroje.bazos.cz [online]*. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://stroje.bazos.cz/inzerat/128459380/hydraulicky-lis-cbj-250.php>
- [8] 265 TON 4 POST HYDRAULIC PRESS & PUMP. In: *PEBSCO, LLC [online]*. Ohio [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC\\_PRESSES:\\_COMPRESSIO\\_N\\_&\\_RUBBER\\_MOLDING/773\\_265\\_TON\\_4\\_POST\\_HYDRAULIC\\_PRESS\\_\\_PUMP.cfm](http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC_PRESSES:_COMPRESSIO_N_&_RUBBER_MOLDING/773_265_TON_4_POST_HYDRAULIC_PRESS__PUMP.cfm)
- [9] *BOLLING 4 POST HYDRAULIC MOLDING PRESS 318 TON*. In: *PEBSCO, LLC [online]*. Ohio [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC\\_PRESSES:\\_COMPRESSIO\\_N\\_&\\_RUBBER\\_MOLDING/554\\_BOLLING\\_4\\_POST\\_HYDRAULIC\\_MOLDING\\_PRESS\\_150\\_TON.cfm](http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC_PRESSES:_COMPRESSIO_N_&_RUBBER_MOLDING/554_BOLLING_4_POST_HYDRAULIC_MOLDING_PRESS_150_TON.cfm)
- [10] *HYDRAULIC MOLDING MACHINE [online]*. [cit. 2020-12-30]. Dostupné z: [https://www.jingday.com/en/products\\_i\\_hydraulic\\_molding\\_machine.html](https://www.jingday.com/en/products_i_hydraulic_molding_machine.html)
- [11] In: *PEBSCO, LLC [online]*. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/\\_upload/sale/bgimage/IMG\\_5882.JPG](http://www.rubberandplasticsequipment.com/_upload/sale/bgimage/IMG_5882.JPG)
- [12] In: *PEBSCO, LLC [online]*. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/\\_upload/sale/bgimage/200%20TON%20PRESS%20UTC1.jpg](http://www.rubberandplasticsequipment.com/_upload/sale/bgimage/200%20TON%20PRESS%20UTC1.jpg)
- [13] *ELEKTRO-HYDRAULIC AUTOMATION*. [Online] [Citace: 2020-12-17]. Dostupné z: <https://elektrohydraulic.tradeindia.com/horizontal-hydraulic-press--167661.html>

- [14] 2 ALIKE HYDRAULIC PRESSES 315 TON & PUMP. In: PEBSCO, LLC [online]. Ohio [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC\\_PRESSES:\\_COMPRESSIO\\_N\\_&\\_RUBBER\\_MOLDING/509\\_2\\_ALIKE\\_HYDRAULIC\\_PRESSES\\_315\\_TON\\_\\_PUMP.cfm](http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC_PRESSES:_COMPRESSIO_N_&_RUBBER_MOLDING/509_2_ALIKE_HYDRAULIC_PRESSES_315_TON__PUMP.cfm)
- [15] Upstroke Hydraulic Rubber Compression Press. In: Made in china [online]. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://evertech.en.made-in-china.com/product/JyIESVFTCcWi/China-Upstroke-Hydraulic-Rubber-Compression-Press.html>
- [16] HYDRAULICKÉ LISY ŽĎAS. Industry-eu [online]. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890388.pdf>
- [17] Monorail Guidance Systems. Schaeffler [online]. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [https://www.schaeffler.co.id/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/catalogue\\_1/downloads\\_6/pf1\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.co.id/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/pf1_de_en.pdf)
- [18] Schuler GmbH. Metal Forming Handbook [online]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998 [cit. 2020-12-17]. ISBN 978-3-642-58857-0.
- [19] Hydraulické lisy radu PHC a PHS/PHD [online]. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.bliss-bret.com/sk/produkty/hydraulicke-lisy>
- [20] Y32 Four-Column Hydraulic Press [online]. Nanjing, 2020 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.harsle.com/Y32-Four-Column-Hydraulic-Press-Machine-pd6600164.html>
- [21] Předepínací matice Heico-tec. In: Heico-group [online]. Ense [cit. 2020-12-20]. Dostupné z: <https://www.heico-group.com/cs/heico-tec/vyrobky/predepinaci-matice-dle-iso-898-2/>
- [22] Ložiskové materiály, výňatek [pdf]. In: Zcu.cz [online]. [cit. 2020-12-23]. Dostupné z: [http://home.zcu.cz/~jhlavac/Pro\\_studenty/SPVS04.pdf](http://home.zcu.cz/~jhlavac/Pro_studenty/SPVS04.pdf)
- [23] Nabídka použitých gumárenských strojů. Sgt.cz [online]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://www.sgt.cz/produkt/lis-800-x-800\\_13.html](https://www.sgt.cz/produkt/lis-800-x-800_13.html)
- [24] Nabídka použitých gumárenských strojů. Sgt.cz [online]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://www.sgt.cz/produkt/lis-800-x-800\\_13.html](https://www.sgt.cz/produkt/lis-800-x-800_13.html)
- [25] Filling Valve – sandwich plate. Bosch rexroth [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products\\_13/product\\_groups\\_1/industrial\\_hydraulics\\_5/pdfs\\_4/re20478.pdf](https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re20478.pdf)
- [26] LC + LFA – LOGIC VALVES FOR DIRECTOINAL FUNCTIONS. Bosch rexroth [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products\\_13/product\\_groups\\_1/industrial\\_hydraulics\\_5/pdfs\\_4/re21010.pdf](https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re21010.pdf)
- [27] Přímočaré hydromotory. Hydroma [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/40/21966/data/064-10019.pdf>
- [28] Radial piston pump type R and RG. HAWE [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: <https://downloads.hawe.com/6/0/D6010-en.pdf>

- [29] *Motor pumps and hydraulic units type R and RG. HAWE [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: <https://downloads.hawe.com/6/0/D6010H-en.pdf>*
- [30] *Variable Displacement Vane Pumps for Industrial Applications. EATON Vickers [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: <http://www.vickershydraulic.com/site/pdfs/5137en1198a.pdf>*
- [31] *Solutions for fluid technology, general catalogue. HBE [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://www.e-group.de/assets/epaper/hbe/hbe\\_gesamtkatalog-en/](https://www.e-group.de/assets/epaper/hbe/hbe_gesamtkatalog-en/)*
- [32] *PWO Water/oil cooler. Parker [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: [https://www.parker.com/Literature/Accumulator%20&%20Cooler%20Division%20-%20Europe/Cooler%20Literature/PWO\\_Water%20Oil%20Coolers,%20EMDC.%20HY10-6010.UK.pdf](https://www.parker.com/Literature/Accumulator%20&%20Cooler%20Division%20-%20Europe/Cooler%20Literature/PWO_Water%20Oil%20Coolers,%20EMDC.%20HY10-6010.UK.pdf)*
- [33] *Breathing filter. Bosch rexroth [online pdf katalog]. [cit. 2020-12-24]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/filter/breathing-filter/bfs-7-bfs-20>*
- [34] *Předepjaté šroubové spoje. Fsiforum.cz [online]. [cit. 2020-12-29]. Dostupné z: [http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/5KS/\\_prednasky/prednaska6.pdf](http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/5KS/_prednasky/prednaska6.pdf)*
- [35] *In: PEBSICO, LLC [online]. [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: [http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC\\_PRESSES:\\_COMPRESSIO\\_N\\_&\\_RUBBER\\_MOLDING/653\\_BOLLING\\_250\\_TON\\_4\\_POST\\_HYDRAULIC\\_PRESS.cfm](http://www.rubberandplasticsequipment.com/public/HYDRAULIC_PRESSES:_COMPRESSIO_N_&_RUBBER_MOLDING/653_BOLLING_250_TON_4_POST_HYDRAULIC_PRESS.cfm)*
- [36] *HYDRAULIC MOLDING MACHINE [online]. [cit. 2020-12-30]. Dostupné z: [https://www.jingday.com/en/products\\_i\\_hydraulic\\_molding\\_machine.html](https://www.jingday.com/en/products_i_hydraulic_molding_machine.html)*
- [37] *ISBN 80-214- 1037-X.; Pivoňka, J. a kol.: Tekutinové mechanismy, Praha SNTL 1987*

## Seznam obrázků

<i>Obr. 1 – Lis 300 ton French oil [11]</i> .....	15
<i>Obr. 2 – Lis 250 ton [12]</i> .....	15
<i>Obr. 3 – Lis BOLLING 250 TON [35]</i> .....	16
<i>Obr. 4 – XLB-812*812/250 Ton [15]</i> .....	16
<i>Obr. 5 – Lis 300 ton PHI [6]</i> .....	17
<i>Obr. 6 – Lis CBJ 250 TOS Rakovník [7]</i> .....	17
<i>Obr. 7 – Lis JD-H300T [36]</i> .....	18
<i>Obr. 8 – Lis Eemco 315 ton [14]</i> .....	18
<i>Obr. 9 – Kluzné sloupové vedení [5], čtyřsloupový lis [13]</i> .....	21
<i>Obr. 10 – Kluzné lištové vedení „X“ a možnosti uchycení [5]</i> .....	22
<i>Obr. 11 – Kluzné lištové vedení „O“ a možnosti uchycení [1]</i> .....	22
<i>Obr. 12 – Řešení osmibokého kluzného vedení [18],[19]</i> .....	22
<i>Obr. 13 – Kluzné vedení tvaru „X“ [18]</i> .....	23
<i>Obr. 14 – Mazací drážky [5], lis CTH – ŽDAS – vedení „X“ a viditelné mazací drážky [16]</i> .....	23
<i>Obr. 15 – Nalevo – valivé vedení kuličkovými pouzdry, valivé vedení kuličkovými klecemi [5]</i> .....	24
<i>Obr. 16 – Jehličková klec [5]</i> .....	25
<i>Obr. 17 – Válečkové botky [5]</i> .....	25
<i>Obr. 18 – Lineární vedení monorail [17], Lineární vedení valivými elementy [18] Obr. 19</i> .....	26
<i>Obr. 20 – Hydraulický lis 288t – pohled před rekonstrukcí [23], schématické zobrazení</i> .....	27
<i>Obr. 21 – CAD zobrazení</i> .....	28
<i>Obr. 22 – pohyb naprázdno</i> .....	31
<i>Obr. 23 – uzavírání forem</i> .....	32
<i>Obr. 24 – zpětný pohyb</i> .....	32
<i>Obr. 25 – Přiblížení otvoru kanálu plunžru</i> .....	34
<i>Obr. 26 – Zobrazení situace hydraulické kanálu plunžru na výřezu z modelu</i> .....	37
<i>Obr. 27 – Šrouby na přírubě kanálu plunžru</i> .....	37
<i>Obr. 28 – Plnicí ventil ZSF – řez a schématické značení – katalog Bosch [25]</i> .....	39
<i>Obr. 29 – Blokový návrh obvodu odpadní a přívodní trasy kapaliny k plunžru</i> .....	40
<i>Obr. 30 – Plnicí ventil, rozměry – katalog Bosch [25]</i> .....	41
<i>Obr. 31 – Plnicí ventil, průtoky – katalog Bosch [25]</i> .....	41
<i>Obr. 32 – Vestavný ventil LC, řez a schématická značení – katalog Bosch [26]</i> .....	42

<i>Obr. 33 – Vestavný ventil, závislost tlakové ztráty na průtoku – katalog Bosch [26]</i> .....	43
<i>Obr. 34 – Závislost tlakové ztráty na proudění</i> .....	44
<i>Obr. 35 – Závislost tlakové ztráty na proudění</i> .....	44
<i>Obr. 36 – Znáznornění zohledněných součástí na modelu lisu</i> .....	48
<i>Obr. 37 – Rozbor sil na beranu – zpětný pohyb</i> .....	51
<i>Obr. 38 – Rozbor sil na beranu – Pohyb naprázdno</i> .....	52
<i>Obr. 39 – Hydraulický válec EH – katalog Hydroma [27]</i> .....	53
<i>Obr. 40 – Katalog HAWE [28] vybrané čerpadlo</i> .....	59
<i>Obr. 41 – Vybraný elektromotor SIMOTICS, katalog HAWE [29]– umístění čerpadla</i> .....	60
<i>Obr. 42 – Závislost průtoku a tlaku dvojčinných motorů na čase</i> .....	61
<i>Obr. 43 – Katalog EATON [30], vybrané čerpadlo</i> .....	62
<i>Obr. 44 – Katalog EATON [30], čerpadlo tlaková regulace</i> .....	63
<i>Obr. 45 – Vybraný elektromotor SIMOTICS, katalog EATON [30]– znázornění spojení</i> .....	65
<i>Obr. 46 – Vybraná hydraulická nádrž HBE [31]</i> .....	67
<i>Obr. 47 – Nalévací zátka [33] Termostat a hladinoměr [31]</i> .....	68
<i>Obr. 48 – Sestava nádrže</i> .....	69
<i>Obr. 49 – Hydraulický obvod</i> .....	70
<i>Obr. 50 – Závislost rychlosti, dráhy a potřebného výkonu na čase</i> .....	74
<i>Obr. 51 – Řídicí blok – Osazená hydraulická kostka celá</i> .....	76
<i>Obr. 52 – Řídicí blok, probarvené kanály. Prvky viz tabulka Tab.11</i> .....	77
<i>Obr. 53 – Vzduchové chlazení – Sestava modelu chladiče</i> .....	78
<i>Obr. 54 – Deskové chlazení [32], Sestava modelu chladiče</i> .....	79
<i>Obr. 55 – Kompletní hydraulický agregát – vzduchové chlazení</i> .....	82
<i>Obr. 56 – Kompletní hydraulický agregát – deskové chlazení</i> .....	82
<i>Obr. 57 – Řez soustavy plnicího ventilu</i> .....	84
<i>Obr. 58 – Rozložený pohled a složená sestava plnicího ventilu</i> .....	85
<i>Obr. 59 – Sestava vestavného ventilu, zobrazení kanálů</i> .....	86
<i>Obr. 60 – Sestava plnicího ventilu a bloku vestavného ventilu</i> .....	87
<i>Obr. 61 – Uchycení sestavy plnicího ventilu a bloku vestavného ventilu</i> .....	88
<i>Obr. 62 – Rozměry otvoru spodní traverzy a řez v tomto otvoru</i> .....	89
<i>Obr. 63 – detail uchycení s traverzou a beranem, uchycený dvojčinný hydromotor</i> .....	90
<i>Obr. 64 – Sloupy a vedení beranu, zobrazení situace</i> .....	91
<i>Obr. 65 – Detaily vodících lišt, pohled na sestavu</i> .....	92



<i>Obr. 66 –Vedení plunžru .....</i>	<i>93</i>
<i>Obr. 67 –Vlastnosti kovových materiálů [22] .....</i>	<i>94</i>
<i>Obr. 68 –řez spodní traverzou, zobrazení umístění těsnění .....</i>	<i>95</i>
<i>Obr. 69 –řez lisem, zobrazení uchycení sloupu .....</i>	<i>96</i>
<i>Obr. 70 – Rötšcherův diagram předepnutí sloupu horní traverzy .....</i>	<i>100</i>
<i>Obr. 71 – Rötšcherův diagram předepnutí sloupu spodní traverzy .....</i>	<i>103</i>
<i>Obr. 72 – Umístění elektrické skříně a trasování kabelů .....</i>	<i>105</i>
<i>Obr. 73 – Výsledný model hydraulického lisu .....</i>	<i>107</i>

## Seznam tabulek

<i>Tab.1 - Lis 300 ton PHI .....</i>	<i>17</i>
<i>Tab.2 - Lis CBJ 250 TOS Rakovník .....</i>	<i>17</i>
<i>Tab.3 - Lis JD-H300T .....</i>	<i>18</i>
<i>Tab.4 - Lis Eemco 315 ton.....</i>	<i>18</i>
<i>Tab.5 - Vliv světlosti kanálu na tlakovou ztrátu kanálu.....</i>	<i>36</i>
<i>Tab.6 - Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty, hydraulický kanál plunžru .....</i>	<i>47</i>
<i>Tab.7 - Vliv rychlosti pohybu naprázdno na velikost tlakové ztráty, odpadní vedení plunžru .....</i>	<i>47</i>
<i>Tab.8 – Hmotnosti sestavy beranu .....</i>	<i>48</i>
<i>Tab.9 – Síla jednoho dvojčinného hydromotoru .....</i>	<i>55</i>
<i>Tab.10 – Síla dvou dvojčinných hydromotorů .....</i>	<i>56</i>
<i>Tab.11 – Tabulka komponent hydraulického obvodu .....</i>	<i>72</i>
<i>Tab.12 – Spínání ventilů, snímačů a elektromotoru .....</i>	<i>73</i>
<i>Tab.13 – Velikost potrubí.....</i>	<i>75</i>

## Seznam použitých programů

MS office – Word, Excel, Powerpoint

Autodesk Inventor 2020

Bosch Rexroth - Scheme Editor 6

## Seznam výkresové dokumentace

Název:	Typ:	Číslo výkresu:
Kompletní hydraulický lis	Sestavný výkres, kusovník	DP-MVHL-00-00-000
Hydraulický lis	Sestavný výkres, kusovník	DP-MVHL-01-00-000
Agregát	Sestavný výkres, kusovník	DP-MVHL-02-00-000
Řídící blok	Sestavný výkres, kusovník	DP-MVHL-02-02-000
Kluzná lišta beranu	Výrobní výkres	DP-MVHL-01-15-000
Kluzná lišta sloupu	Výrobní výkres	DP-MVHL-01-14-000
Opěrný blok	Výrobní výkres	DP-MVHL-01-16-000

## Seznam textových příloh

Název přílohy:	Popis přílohy:	Strana
Příloha 1 – Hydraulický obvod	Kompletní hydraulický obvod s tabulkou spínání	I
Příloha 2 - Hydraulický lis 800 x 800	Prospekt řešeného hydraulického lisu 800 x 80010011 P9 zobrazující podobu a parametry nového gumárenského lisu	II.

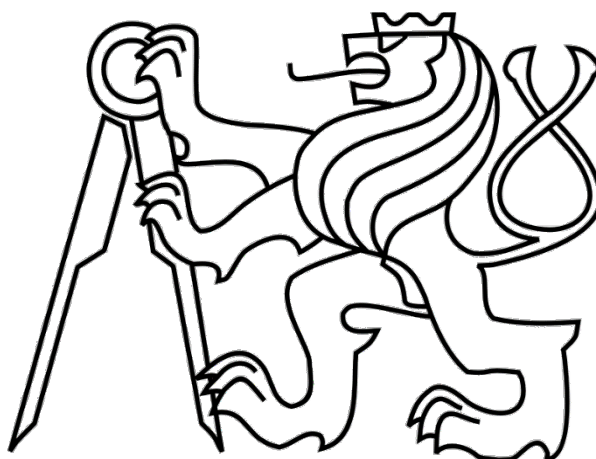
## Seznam elektronických příloh (CD)

Textová část	F2-DP-2021-...-TEXTOVA_CAST.pdf
Výkresová dokumentace	F2-DP-2021-...-VYKRESY.zip (.pdf)
Model kompletního hydraulického lisu	F2-DP-2021-...-MODEL.stp
Hydraulický obvod	F2-DP-2021-...-OBVOD.edtmdl

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

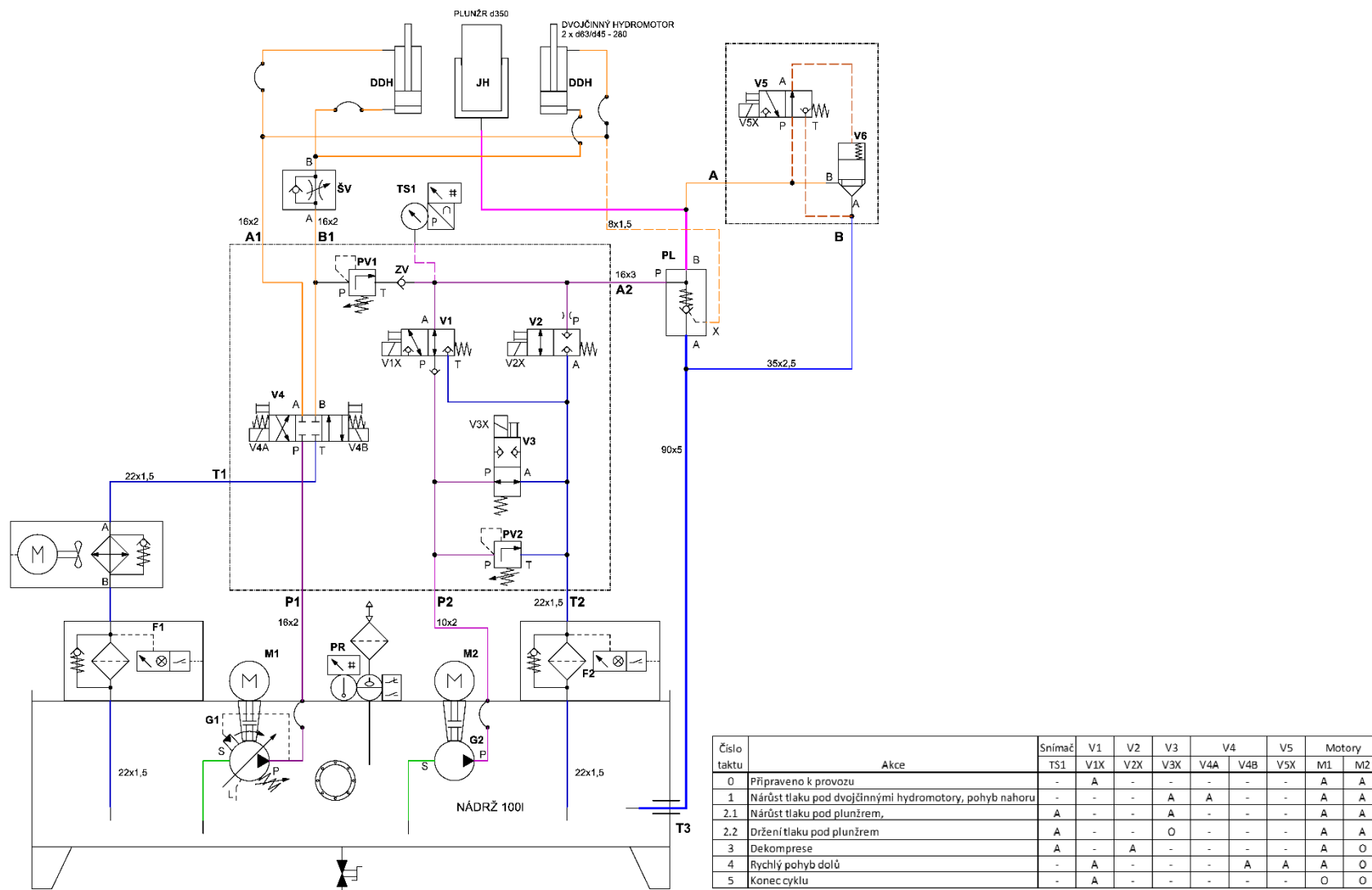


# Diplomová práce

Úprava hydraulického lisu 288t pro technologii výlisků z expanzní pěny

# TEXTOVÉ PŘÍLOHY

# Příloha 1 – Hydraulický obvod



## Příloha 2 – Hydraulický lis 800 x 800



**PARTIZÁNSKE  
STROJÁRNE  
Š. P.**

Nitrianska cesta 503/60  
958 01 Partizánske  
SLOVENSKÁ REPUBLIKA  
Telefón/Fax: 08154/3837  
08154/4363

PRODUCES

SELLS

### HYDRAULICKÝ LIS 800 x 800 10011 P9



#### Použitie

Stroj sa používa na lisovanie a vulkanizovanie rôznych výrobkov z rôznych zmesí a pri rôznej teplote. Medzi najpoužívanejšie patria výlisky z gumy, technickej gumy a iných umelých materiálov. Lis je určený pre vulkanizovanie, avšak ak sa namiesto pary určenej pre vyhrevanie lisovacích dosiek použije chladiaca voda, môžeme ho použiť i pre lisovanie za studena.

#### Technické údaje:

Lisovacia sila	2880 kN
Max. zdvih piestu	280 mm
Vulkanizačná teplota nastaviteľná	130-180°C
Celkový príkon stroja	1,88 kW
Rozmery lisu	1600 x 2550 x 2090 mm
Dĺžka so zdvíhacími stolmi	3600 mm
Rozmery čerpadla	785 x 588 x 630 mm
Hmotnosť lisu	5400 kg
Hmotnosť čerpadla	125 kg
Hmotnosť zdvíhacieho stola	250 kg
Celková hmotnosť s príslušenstvom	cca 6000 kg

**Zvláštne príslušenstvo** (dodáva sa na zvláštne prianie zákazníka, nie je započítané v cene stroja).

Vybavenie Ve - izolačný kryt s možnosťou zapojenia na centrálnu odsávanie

Vybavenie VI - zdvíhací stôl formiemi do 300 kg, dodáva sa pre ľavú alebo pravú stranu č.v. 10776 P3.