



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ VBRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH DÍLENSKÉHO SLOUPOVÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MOTOROVÉ VOZIDLO

SUGGESTION OF A WORKSHOP PILLAR LIFT FOR A MOTOR VEHICLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Vladislav Skácel

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2021



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Vladislav Skácel**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. David Hloušek**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Návrh dílenského sloupového zvedacího zařízení pro motorové vozidlo**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh zařízení pro zdvih motorového vozidla s těmito technickými parametry:

- minimální výška zdvihu 1000 mm,
- nosnost 3500 kg,
- pohon hydraulický.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Kritická rešerše o zařízení tohoto typu a jeho možných alternativách.

Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.

Funkční výpočet konstrukce a zdvihového mechanismu.

Pevnostní výpočet.

Výkres celkové sestavy.

Výkresy výrobní dokumentace.

#### **Seznam doporučené literatury:**

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

NEPRAŽ, František. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. 1. vydání. Brno: Bosch Rexroth, 2002. ISBN 8021421878.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/2021.

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zvedacího zařízení, který má mít minimální nosnost 3500 kg a minimální zdvih 1000 mm. Cílem práce je rozebrat možná koncepční řešení zvedacích zařízení a navrhnout dvousloupový hydraulický zvedák, který bude vyhovovat zadaným hodnotám.

## KLÍČOVÁ SLOVA

zvedací zařízení, dvousloupový, hydraulický

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a lifting device, which should have a minimum load capacity of 3500 kg and a minimum stroke of 1000 mm. The aim of the work is to analyze possible conceptual solutions of lifting equipment and to design a two-column hydraulic jack that will meet the specified values.

## KEYWORDS

lifting device, two-column, hydraulic

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SKÁCEL, V. *Návrh dílenského sloupového zvedacího zařízení pro motorové vozidlo*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 72 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Hloušek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Hlouška a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Vladislav Skácel

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu práce Ing. Davidu Hlouškovi za trpělivost a rady, které mi poskytoval při tvorbě mé bakalářské práce. Také bych rád poděkoval mé rodině a přítelkyni. Všichni pro mě byli velkou oporou nejen při psaní bakalářské práce, ale také po celou dobu studia.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Dílenské zvedáky.....</b>	<b>12</b>
1.1 Rozdělení dle druhu pohonu .....	12
1.1.1 Mechanický pohon .....	12
1.1.2 Hydraulický pohon .....	12
1.1.3 Pneumatický pohon .....	12
1.2 Rozdělení dle konstrukce.....	12
1.2.1 Šroubové zvedáky .....	12
1.2.2 Hřebenové zvedáky .....	13
1.2.3 Sloupové zvedáky.....	13
1.2.4 Nůžkové zvedáky .....	15
1.2.5 Jámové zvedáky.....	16
<b>2 Hydraulické prvky.....</b>	<b>17</b>
2.1 Hydrogenerátory .....	17
2.1.1 Zubové hydrogenerátory.....	17
2.1.2 Lamelové hydrogenerátory.....	17
2.1.3 Pístové hydrogenerátory .....	18
2.2 Hydromotory.....	18
2.2.1 Rotační hydromotory.....	18
2.2.2 Přímočaré hydromotory.....	18
2.3 Prvky pro řízení tlaku .....	19
2.3.1 Tlakové ventily .....	19
2.3.2 Redukční ventily.....	20
2.4 Prvky pro hrazení průtoku .....	20
2.4.1 Jednosměrné ventily .....	20
2.4.2 Hydraulické zámky.....	21
2.5 Rozvaděče.....	21
2.6 Prvky pro řízení velikosti průtoku .....	22
2.6.1 Clony a trysky.....	22
2.6.2 Škrťící ventily .....	22
2.6.3 Děliče průtoku .....	23
<b>3 Návrh zvedáku .....</b>	<b>24</b>
3.1 Stabilita zvedáku.....	24
3.2 Základní výpočet zatížení .....	26
<b>4 Návrh hydraulického systému .....</b>	<b>27</b>
4.1.1 Schéma hydraulického obvodu.....	27
4.2 Volba a výpočet hydraulického válce.....	28
4.2.1 Výpočet válce na vzpěr a na tlak.....	28
4.3 Výpočet potřebného průtoku .....	33
4.4 Volba rozvaděče .....	34
4.5 Volba jednosměrného ventilu .....	35
4.6 Volba škrťícího ventilu.....	35
4.7 Volba děliče průtoku.....	36

---

<b>5</b>	<b>Výpočty konstrukce zvedáku .....</b>	<b>38</b>
5.1	Volba patky zvedáku .....	38
5.1.1	Kontrola šířky materiálu ramene u patky .....	38
5.2	Výpočet výsuvného ramene .....	39
5.3	Výpočet otočného ramene .....	40
5.4	Návrh zajištění pozice ramene .....	41
5.5	Výpočet čepu ramen .....	42
5.6	Vedení vozíku.....	43
5.6.1	Výpočet rolen .....	43
5.7	Výpočet sloupu.....	46
5.7.1	Kontrola na ohyb.....	46
5.7.2	Kontrola na vzpěr.....	51
<b>6</b>	<b>Kontrola svarů.....</b>	<b>53</b>
6.1	Kontrola svaru příruby na vozíku.....	53
6.1.1	Výpočet napětí ve svaru.....	55
6.2	Kontrola svaru uchycení hydromotoru v konzole .....	57
6.3	Kontrola svaru ramene u čepu.....	58
6.4	Kontrola svaru ramene u patky .....	60
	<b>Závěr .....</b>	<b>62</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>63</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>66</b>
	<b>Seznam obrázků a tabulek .....</b>	<b>70</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>72</b>

## ÚVOD

Zvedáky jsou zařízení, které slouží ke zvedání břemen o požadované hmotnosti do požadované výšky. Existují různé typy zvedáků s různými typy pohonů a různými konstrukcemi. Dle požadavků zákazníka je třeba vybrat zvedák, který splňuje vše, co se od něj očekává. Nejběžnější pohony zvedáků jsou hydraulické, pneumatické a mechanické. Nejběžnější konstrukce jsou sloupové a nůžkové.

Cílem této práce je navrhnout dvousloupový zvedák, který bude vyhovovat pro požadované parametry. Sloupové zvedáky mohou být buď mechanické, nebo hydraulické. Nevýhodou mechanických zvedáků je pohybový šroub, který je vysoce namáhán. Pohon zvedáku navrženého v této práci bude hydraulický. Bude zajištěn pomocí teleskopického hydraulického válce.

# 1 DÍLENSKÉ ZVEDÁKY

## 1.1 ROZDĚLENÍ DLE DRUHU POHONU

### 1.1.1 MECHANICKÝ POHON

Tyto zvedáky mohou být poháněny ručně nebo elektromotorem. Zdvih může být dosažen pomocí šroubu nebo ozubeného hřebene. Výhodou těchto zvedáků je jednoduchost a nízká výrobní cena. Nevýhodami zase vyšší opotřebení a nižší nosnosti zvedáků. Používají se například k výměně kol při defektu.

### 1.1.2 HYDRAULICKÝ POHON

Zvedacím médiem u těchto zvedáků je kapalina, nejčastěji hydraulický olej. Základní částí je hydromotor. K tlakování oleje slouží hydrogenerátor, který může být poháněn ručně nebo motorem. Výhodami zvedáku jsou velká nosnost a velký zdvih, který je možno ještě navýšit při použití teleskopického hydromotoru. Nevýhodami jsou vyšší cena, větší nároky na údržbu, nutnost zajištění čistoty zvedacího média, náročnější utěšňování obvodu a nutnost použití nezávislé brzdy z důvodu možnosti poklesu tlaku v důsledku závady.

### 1.1.3 PNEUMATICKÝ POHON

Zvedacím médiem u těchto zvedáků je vzduch, který je vtlačován do válce s pístem nebo do vaku. Stlačení vzduchu může zajišťovat kompresor, tlaková láhev nebo ruční pumpa. Tento zvedák se používá pro rychlé zvedání do malých výšek. Jejich nevýhodou je horší stabilita a nutnost záložního zajištění břemene, z důvodu možného poklesu. Toto zajištění se může provádět pevným podložením zdviženého břemene. Účinnost zvedáku bývá 0,8 – 0,9.

## 1.2 ROZDĚLENÍ DLE KONSTRUKCE

### 1.2.1 ŠROUBOVÉ ZVEDÁKY

Šroubový zvedák využívá posuvu šroubu v matici, která je pevně spojena se stojanem zvedáku. Závit bývá obvykle lichoběžníkový a musí být samosvorný. Jeho zdvih může být 100 – 500 mm. Nosnost se pohybuje v rozmezí od 2 do 50 tun. Jeho nevýhodou je nízká účinnost, která se pohybuje od 0,3 % do 0,4 %.



Obr. 1 Šroubový zvedák [7]

### 1.2.2 HŘEBENOVÉ ZVEDÁKY

Hřebenový zvedák je tvořen ozubenou tyčí (hřebenem), která je uložena ve skříni a je poháněna pákou přes ozubený převod. Polohu břemena zajišťuje západka s rohatkou. Tyto zvedáky mohou mít nosnost od 2,5 do 30 tun, zdvih od 300 do 500 mm. Jejich účinnost je 0,6 – 0,8 %.



Obr. 2 Hřebenový zvedák KAT2285 od firmy MONTECO [8]

### 1.2.3 SLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Základní částí zvedáku je sloup, na kterém je pomocí nosných kladek uložena nosná plošina. Pohyb plošiny je zajištěn díky šroubovici nebo přímočarému hydromotoru. Výsuvná ramena jsou k plošině přichycena pomocí čepů. Součástí ramen jsou stavitelné patky, které slouží k ustavení vozidla na zvedák. Výhodami těchto zvedáků je velká nosnost, snadná údržba a volný průchod pod vozidlem. Sloupové zvedáky se mohou dle konstrukce dále dělit.

#### JEDNOSLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Výhodou těchto zvedáků je přístup do kabiny alespoň z jedné strany vozidla a menší velikost. Dělí se na stabilní a mobilní. Stabilní jednosloupové zvedáky jsou pevně ukotveny v podlaze. Jejich výhodou je že oproti mobilním jednosloupovým zvedákům mají lepší tuhost. Oproti tomu mobilní zvedáky mají výhodu, že jimi lze pohybovat na různá místa, kde jsou zrovna potřeba. Další výhodou mobilních zvedáků je skladnost.



Obr. 3 Jednosloupový mobilní zvedák SF-M2500ES [9]

### DVOUSLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Dvousloupový zvedák je jedním z nejpoužívanějších typů zvedáků. Mají velké množství konstrukčních řešení. Oproti jednosloupovým mají vyšší nosnost a lepší stabilitu. Nevýhodami jsou špatný přístup do kabiny automobilu a větší rozměry zvedáku.



Obr. 4 Dvousloupový zvedák GOLEMTECH [10]

### ČTYŘSLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Tento typ zvedáku se používá v opravárenství například k seřízení geometrie nebo k výměně kol. Výhodou je vysoká nosnost, používají se k opravám dodávek a menších nákladních automobilů. Nevýhodami jsou vyšší cena a velký prostor pro zástavbu



Obr. 5 Čtyřsloupový zvedák GOLEMTECH [11]

### 1.2.4 NŮŽKOVÉ ZVEDÁKY

Zvedák je založen na nůžkovém mechanismu (přibližování a oddalování dvou ramen spojených čepy). Na ramenech je uložena plošina. Nůžkový mechanismus bývá jednoduchý nebo dvojitý, u vysokozdvížných plošin i vícenásobný. Zdvih zajišťuje trapézový šroub, přímočarý hydromotor nebo tlačný řetěz. Výhodami těchto zvedáků je malá základní výška (možnost zapuštění do podlahy), skladnost a přemístitelnost. Není potřeba kotvení do podlahy. Nevýhodou je, že při práci překáží samotná konstrukce zvedáku. Proto se používá při opravách předních a zadních částí automobilu a k výměně kol. Nůžkové zvedáky se mohou dle konstrukce dále dělit.

#### ZVEDÁKY PRO ZVEDÁNÍ ZA PRAHY

Tento typ nůžkových zvedáků se využívá v pneuservisech, protože umožňuje volnou manipulaci s koly. Ale umožňuje i přístup k podvozku, kromě prahů. Jsou vyráběny jako statické i mobilní.



Obr. 6 Nůžkový zvedák pro zvedání za prahy [12]

#### ZVEDÁKY PRO ZVEDÁNÍ ZA KOLA

Tyto zvedáky slouží pro možnost děláni běžných mechanických prací na podvozku vozidla a k měření geometrie kol a náprav. Pro možnost sundání kol je možno doplnit zvedák o přízdvihy, které automobil zvednou za prahy.



Obr. 7 Nůžkový zvedák pro zvedání za kola [13]

### 1.2.5 JÁMOVÉ ZVEDÁKY

Základem tohoto zvedáku je vozík, který umožňuje jeho pohyb v jámě. Na něm je přidělán zvedací mechanismus, který bývá poháněn hydraulicky a to buď ručně, nebo pomocí elektromotoru. Výhodou těchto zvedáků je možnost nadlehčit jen určitý agregát (např. motor nebo převodovku). Nevýhodou je omezená mobilita zvedáku. Používá se například pro zvedání částí nákladních automobilů.



*Obr. 8 Jámový zvedák [14]*



## 2 HYDRAULICKÉ PRVKY

### 2.1 HYDROGENERÁTORY

#### 2.1.1 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY

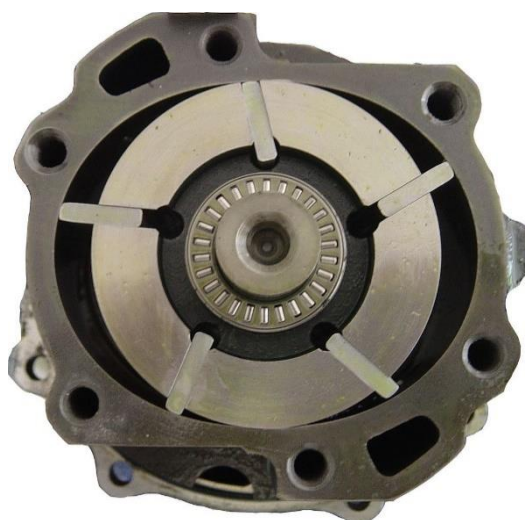
Neregulační, konstrukčně poměrně jednoduché, levné a provozně spolehlivé hydrogenerátory. Obvykle nevyžadují plnění a v sání snesou mírný podtlak. Tvoří je dvojice spoluzabírajících ozubených kol nebo vřeten. Podle uspořádání rozeznáváme zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením, s vnitřním ozubením a vřetenové. [5]



*Obr. 9 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [15]*

#### 2.1.2 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY

Princip činnosti vychází z vytváření proměnlivých pracovních prostorů mezi statorem, rotorem a lamelami. Kapalina je takto vytvořenými výtlačnými prostory unášena od sacího k výtlačnému kanálu. Konstrukčně se dělí na lamelové hydrogenerátory s kruhovým statorem nebo s oválným statorem. [5]



*Obr. 10 Lamelový hydrogenerátor [16]*

### 2.1.3 PÍSTOVÉ HYDROGENERÁTORY

Základní součástí hydrogenerátoru jsou písty, které konají ve válcích přímočarý vratný pohyb. Válce mohou být uspořádány jednotlivě nebo do tzv. bloku. Tyto hydrogenerátory mohou být jak neregulační, tak i regulační. Podle prostorového uspořádání pístů k ose pohonu se dělí na axiální, radiální a řadové. [5]



Obr. 11 Axiální pístový hydrogenerátor [17]

## 2.2 HYDROMOTORY

### 2.2.1 ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Konstrukčně se mohou podobat příslušným hydrogenerátorům. Jejich výhodou je, že v porovnání s jinými druhy motorů o stejném výkonu mají malou hmotnost na jednotku přenášeného výkonu, malý moment setrvačnosti a snadnou říditelnost otáček. Podle konstrukčního řešení se dělí na zubové, lamelové a pístové. V praxi jsou rozlišovány pomaloběžné a rychloběžné rotační hydromotory. [5]

### 2.2.2 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

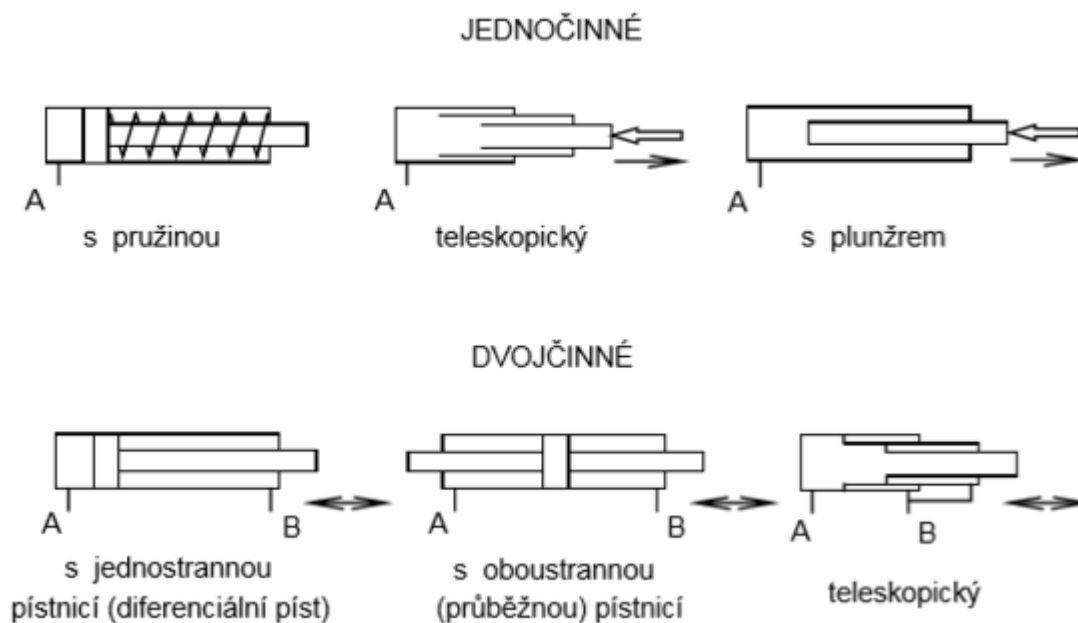
Přímocharými hydromotory lze jednoduše docílit přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti. Někdy jsou označovány jako hydraulické válce. Dle konstrukce se mohou dělit na jednočinné, dvojčinné, které mohou být s jednostrannou nebo oboustrannou pístnicí, dále mohou být s plunžrem nebo teleskopické. [5]

#### JEDNOČINNÉ PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

Pracovní zdvih je realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Vratný pohyb je vykonán působením vnějších sil. [5]

#### DVOJČINNÉ PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

Pohyby jsou v obou směrech vykonávány přivedením tlakové kapaliny nad nebo pod píst. [5]



Obr. 12 Druhy přímočarých hydromotorů [5]

## 2.3 PRVKY PRO ŘÍZENÍ TLAKU

Tyto prvky jsou nezbytnou součástí každého hydraulického obvodu. Díky nim je možné v obvodech udržovat konstantní tlak, omezovat jeho maximální hodnotu, redukovat ho a připojovat nebo odpojovat sériově zapojené prvky. [5]

### 2.3.1 TLAKOVÉ VENTILY

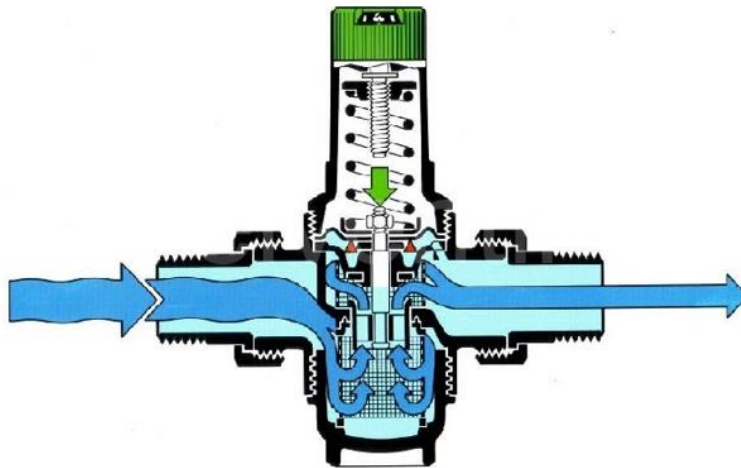
Tlakové ventily se dle konstrukce mohou dělit na jednostupňové a dvoustupňové. Podle funkce v obvodu jsou rozlišovány pojistné a přepouštěcí tlakové ventily. Tyto ventily jistí nebo omezují maximální hodnotu tlaku v hydraulickém obvodu. Otvírají se jen při překročení přípustného tlaku. Úkolem přepouštěcích ventilů je udržovat tlak v hydraulickém obvodu, jsou v činnosti neustále a jistí obvod před přetížením. [5]



Obr. 13 Řez pojistným ventilem [18]

### 2.3.2 REDUKČNÍ VENTILY

Redukční ventily slouží k vytvoření více tlakových hladin v jednom hydraulickém obvodu. Zapojují se ke zdrojům tlaku a jejich funkce spočívá ve snížení tlaku hlavního obvodu na tlak potřebný např. v řídicím obvodu, v okruhu brzd... Při redukci tlaku dochází vždy k částečné ztrátě energie, která se mění v teplo. Z hlediska konstrukce jsou rozlišovány jednostupňové a dvoustupňové redukční ventily. [5]



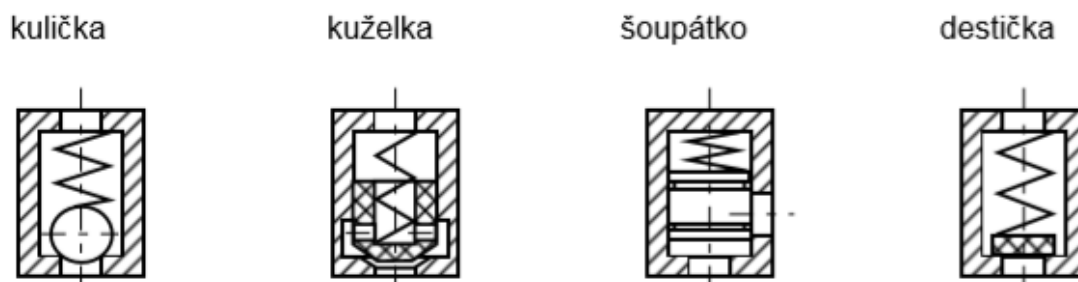
Obr. 14 Řez redukčním ventilem [19]

## 2.4 PRVKY PRO HRAZENÍ PRŮTOKU

Tyto prvky umožňují hradit nebo řídit směr proudu kapaliny.

### 2.4.1 JEDNOSMĚRNÉ VENTILY

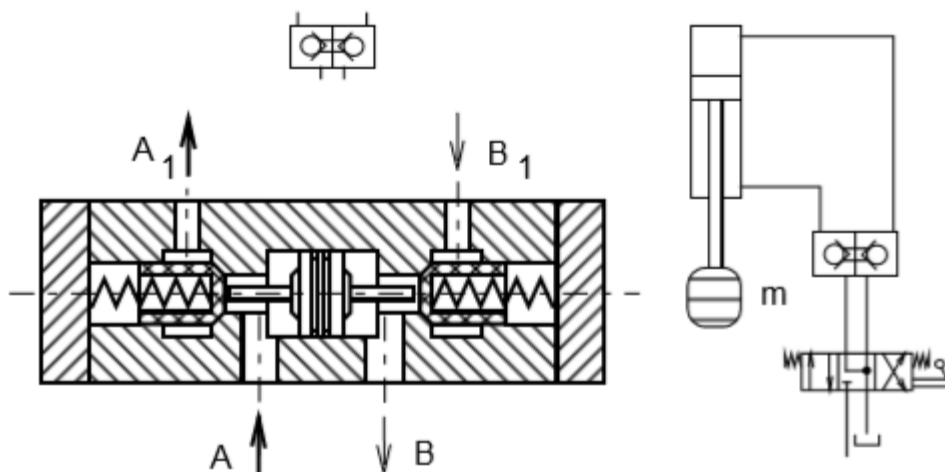
Tento typ ventilů umožňuje průtok kapaliny pouze jedním směrem. Požaduje se u nich minimální tlaková ztráta a dokonalá těsnost v opačném směru. Prvky tlačeny do sedla ventilu mohou být kulička, kuželka, šoupátko nebo talířek. Jednosměrné ventily se často využívají jako prvky v obtoku škrtkách nebo tlakových ventilů v obvodech pro brždění pohybu zatížených hydromotorů. [5]



Obr. 15 Schémata možných konstrukčních řešení jednosměrných ventilů [5]

### 2.4.2 HYDRAULICKÉ ZÁMKY

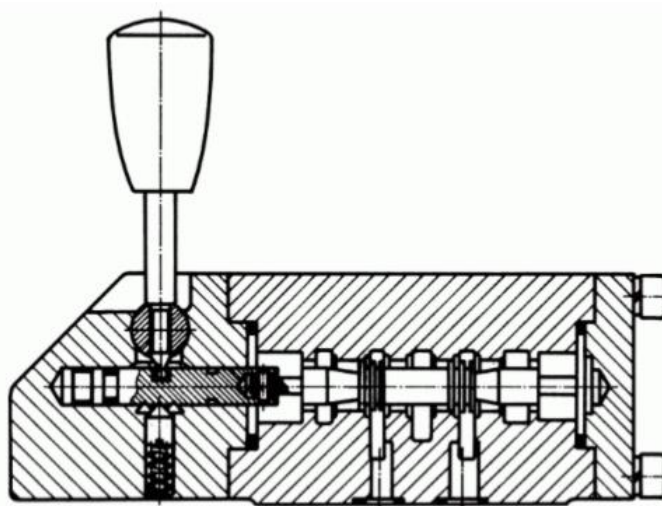
Hydraulický zámek vznikne spojením dvou řízených jednosměrných ventilů. Používá se nejčastěji k fixaci zatíženého přímočarého hydromotoru v požadované poloze.



Obr. 16 Konstrukce, schematická značka a možnost použití hydraulického zámku [5]

### 2.5 ROZVADĚČE

Rozvaděče jsou nejrozšířenějším prvkem pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech mobilní techniky. Umožňují jednoduché řízení směru nebo zastavení pohybu hydromotorů. Rozvaděče dělíme na šoupátkové s přímočarým nebo rotačním šoupátkem a na ventilové a sedlové. Nejčastěji je používán rozvaděč s přímočarým šoupátkem. Ty se dělí podle počtu poloh konstrukčního prvku, podle počtu cest (podle počtu vstupů a výstupů rozvaděče) a podle způsobu ovládní. To může být ruční, mechanické, elektromagnetické, hydraulické nebo pneumatické. [5]



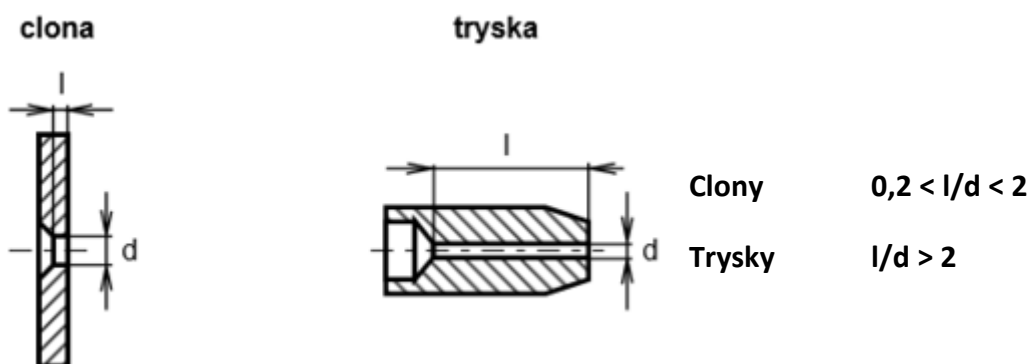
Obr. 17 Ručně ovládaný rozvaděč [5]

## 2.6 PRVKY PRO ŘÍZENÍ VELIKOSTI PRŮTOKU

Tyto prvky pracují na principu škrcení průtoku. To je doprovázeno částečnou přeměnou tlakové energie na teplo. Důsledkem toho je zvyšování teploty kapaliny. Řízení průtoku je založeno na větvení, obvykle na dvě části: Jedna větev prochází prvkem pro řízení průtoku a druhá přepouštěcím ventilem do zpětného vedení. Škrcení je buď s konstantním odporem (clonky a trysky), nebo s proměnlivým odporem (škrtící ventily a děliče průtoku). [5]

### 2.6.1 CLONY A TRYSKY

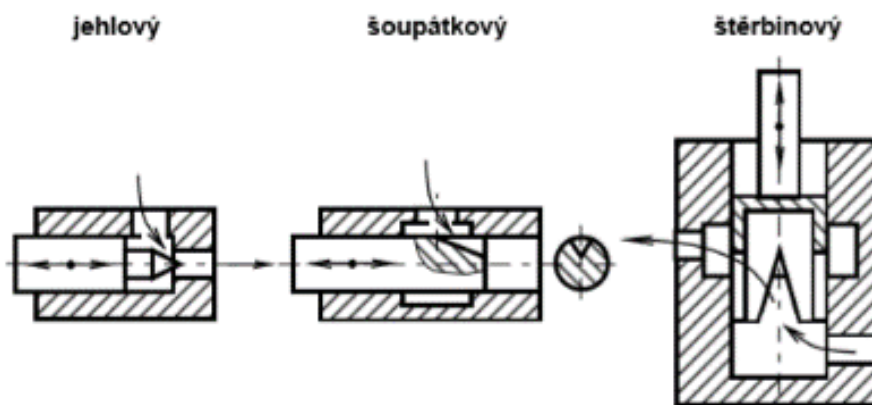
Clony a trysky jsou prvky s konstantním odporem proti pohybu. Slouží k řízení velikosti tlakového spádu na základních konstrukčních místech hydraulických prvků, udržují konstantní průtok v paralelních větvích hydraulického obvodu... Rozdíl mezi clonkou a tryskou je hlavně v délce škrtícího otvoru. Kritérium pro rozlišení clon a trysek je uvedeno na obrázku 18. [5]



Obr. 18 Geometrie clony a trysky a kritérium pro jejich rozlišení [5]

### 2.6.2 ŠKRTÍCÍ VENTILY

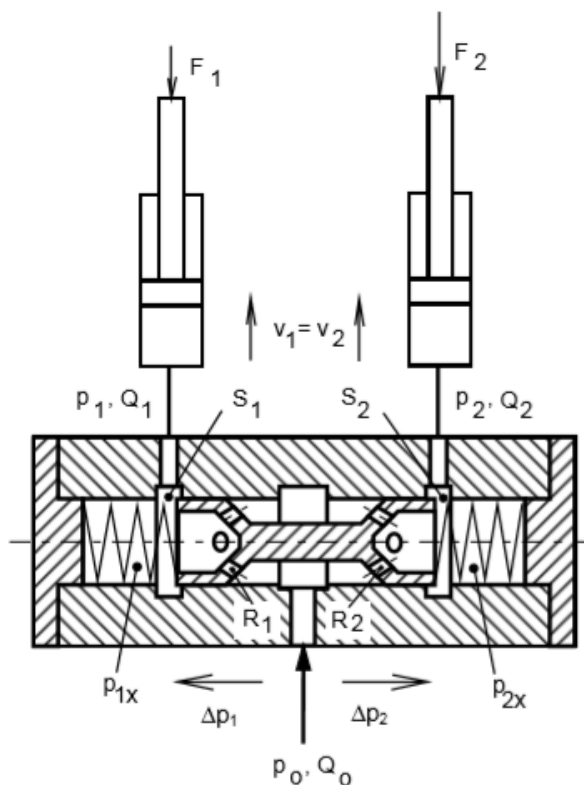
Škrtící ventily prvky umožňují změnu průtočné plochy. Podle konstrukce jsou rozeznávány jehlové, šoupátkové a štěrbinové škrtící ventily. Další dělení je na viskózně závislé (šoupátkový) a viskózně nezávislé (jehlový a štěrbinový). Vliv viskozity kapaliny je tím větší, čím větší dráhu musí kapalina urazit přes škrtící otvor. [5]



Obr. 19 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrtících ventilů [5]

### 2.6.3 DĚLIČE PRŮTOKU

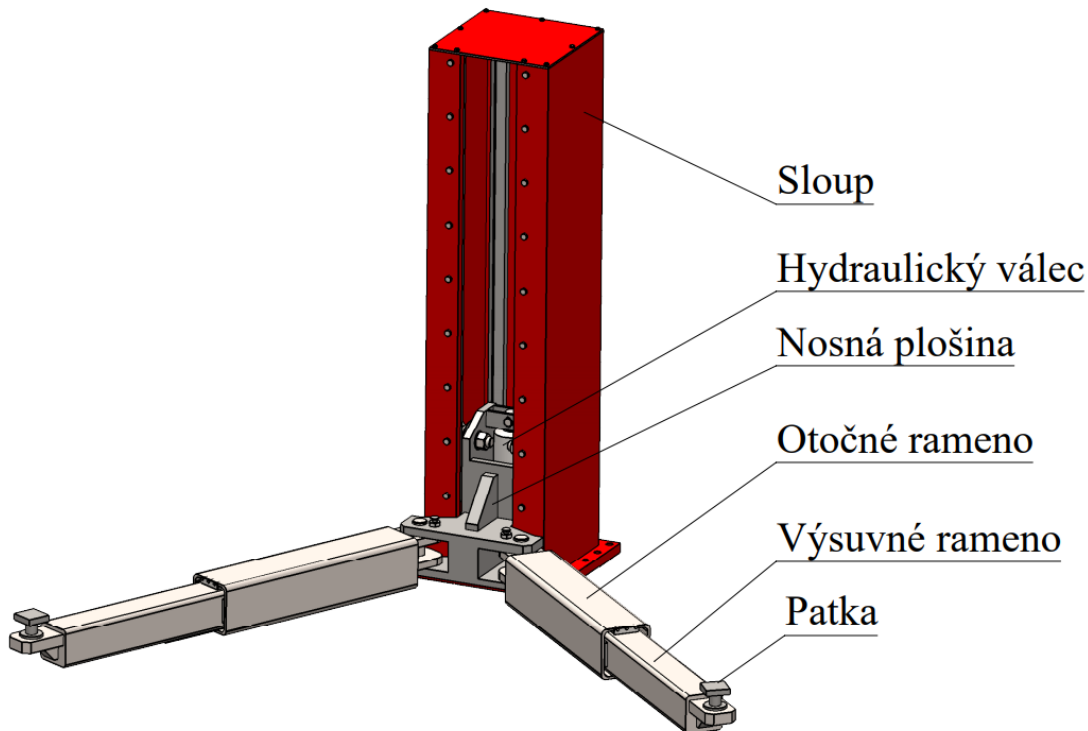
Děliče průtoku slouží k zajištění synchronního chodu a dodržení stejných rychlostí hydromotorů. U mobilní techniky se děliče průtoku často používají jako nápravové a mezinápravové uzávěrky diferencíálů hydrostatických pojezdů. [5]



Obr. 20 Schéma možnosti použití děliče průtoku [5]



### 3 NÁVRH ZVEDÁKU



Obr. 21 Navržená koncepce zvedáku [foto autor]

Zvedák bude dvousloupový. Konstrukce je dimenzována na nosnost 3500 kg a pro zdvih, který je minimálně 1000 mm. Hlavní pohyb zvedáku bude vykonávat teleskopický hydraulický válec. Číselné hodnoty zadání jsou vypsány v tabulce 1.

Tab. 1 Zadané hodnoty

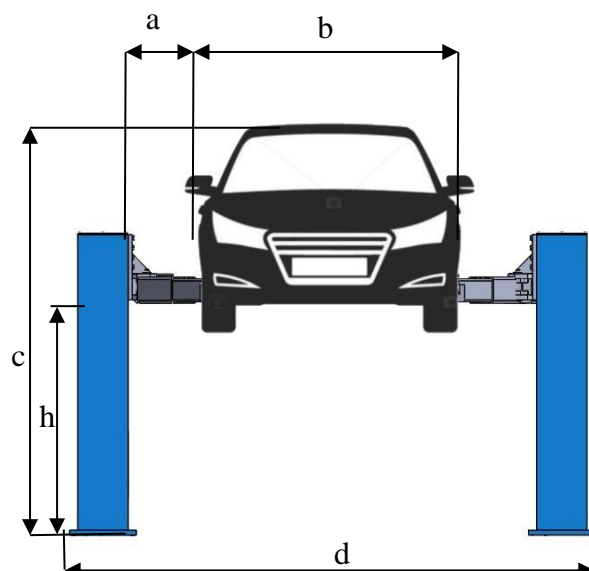
Pojmenování	Index	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost	$m_{\max}$	3500	kg
Minimální zdvih	$h_{\min}$	1000	mm
Tíhové zrychlení	$g$	9,81	$m \cdot s^{-2}$

#### 3.1 STABILITA ZVEDÁKU

Pro určení rozměrů zvedáku, tak aby byl stabilní, musí být zohledněna nerovnoměrnost rozložení sil od zvedaného břemene. Dále musí být zohledněn vliv okolních povětrnostních podmínek. Koeficienty pro výpočet udává norma EN ČSN 1493. [9] Protože bude zvedák umístěn ve vnitřních prostorech, povětrnostní podmínky se zanedbávají. Zvedák bude pevně přichycen k betonové podlaze chemickými kotvami. Zvedák může být použit pro osobní automobily, ale i pro dodávková vozidla.

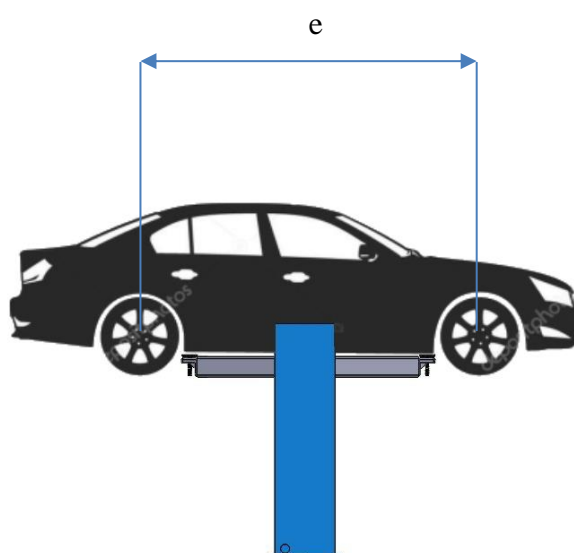


Při výpočtu stability z přední a z boční strany se vychází z předpokladu, že se výslednice sil (těžiště automobilu) nachází mezi podpěrami. Z přední strany je těžiště automobilu uprostřed. Při maximální šířce vozidla  $b$ , musí být dodržena vzdálenost vozidla od sloupu  $a$ .



Obr. 22 Schéma čelní strany [21]

Z boční strany vozidla je rozložení sil na nápravách v poměru 2:3 a to podle umístění motoru. Tento poměr udává norma EN ČSN 1493. Výsledné těžiště automobilu je ve 40 procentech délky rozvoru  $e$  od středu nápravy, kde je uložen motor. [19]



Obr. 23 Schéma boční strany [21]

Tab. 2 Parametry automobilu dle normy ČSN 73 6058 a rozměry ovlivňující stabilitu zvedáku

Název	Označení	Rozměr
Maximální šířka automobilu	b	2000 mm
Maximální rozvor kol	e	6000 mm
Maximální výška zdvihu	h	2000 mm
Maximální vzdálenost automobilu od sloupu	a	500 mm
Maximální výška se zdviženým automobilem	c	5000 mm
Vzdálenost podpěr od základny	d	2850 mm

### 3.2 ZÁKLADNÍ VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Základní výpočet síly, která působí na zvedák ve vertikálním směru. Tato síla je vyvozena hmotností vozidla.

$$F_g = m_{max} \cdot g = 3500 \cdot 9,81 = 34335 \text{ N} \quad (3.1)$$

Z důvodů bezpečnosti je nutné počítat s tíhou břemene vynásobenou koeficientem statické bezpečnosti 1,5.

$$G = F_g \cdot 1,5 = 34335 \cdot 1,5 = 51502,5 \text{ N} \quad (3.2)$$

Protože je zvedák konstruován jako dvousloupový, bude mít čtyři ramena. Na jedno rameno bude tedy působit síla:

$$F_r = \frac{G}{4} = \frac{51502,5}{4} = 12865,63 \text{ N} \quad (3.3)$$

## 4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

Před výpočtem konstrukce zvedáku je nutno navrhnout komponenta hydraulického obvodu. Nejprve je zapotřebí určit si parametry pro zdvih a klesání zvedáku.

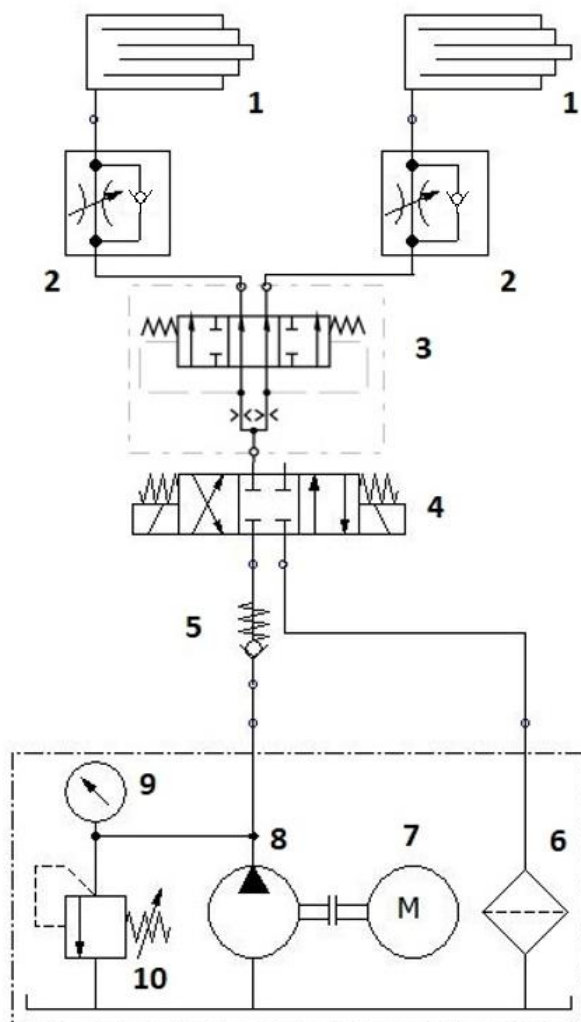
Zadané a zvolené parametry pro hydrauliku:

Maximální hmotnost zvedaného břemene:  $m = 3500 \text{ kg}$

Zvolená rychlost zdvihu:  $v_z = 5 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Rychlost klesání:  $v_k = 2 \cdot 10^{-2} \text{ až } 7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

### 4.1.1 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU



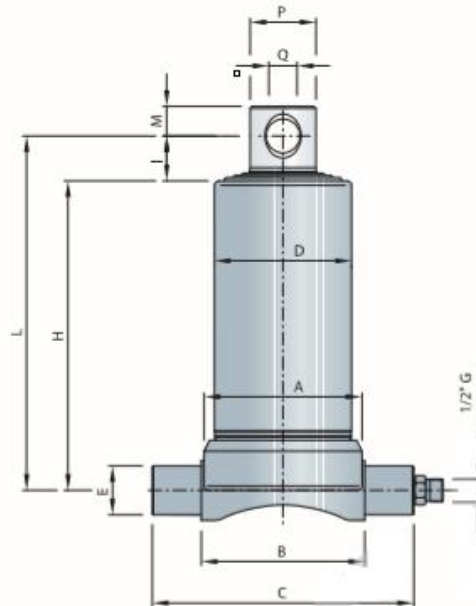
1. Teleskopický hydraulický válec
2. Škrťací a jednosměrný ventil
3. Dělič průtoku
4. Rozvaděč
5. Jednosměrný ventil
6. Filtr
7. Elektromotor
8. Hydrogenerátor
9. Manometr
10. Pojistný ventil

Obr. 24 Schéma hydraulického obvodu [foto autor]

Obvod je navržen pro zvedání konstantním tlakem, který je udržován přepouštěcím ventilem. Rychlost klesání je regulovatelná pomocí škrťacího ventilu. Synchronnost zdvihu je zajištěna děličem průtoku.

## 4.2 VOLBA A VÝPOČET HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Byl zvolen teleskopický hydraulický válec od firmy Fisatech, který má maximální dovolený tlak 20 MPa a maximální rychlost zdvihu  $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Maximální dovolené zatížení válce je 5000 kg. Maximální zdvih je 1150 mm. Označení tohoto válce je **101 105 41 50**.



Obr. 25 Schéma zvoleného hydraulického válce [22]

Tab. 3 Rozměry hydraulického válce [22]

A	B	C	D	E	H	I	L	M	P	Q
130	135	220	112	45	359	35	402	24	45	26

Průměry jednotlivých členů teleskopického válce jsou 46 mm, 61 mm, 76 mm, 91 mm. [22]

### 4.2.1 VÝPOČET VÁLCE NA VZPĚR A NA TLAK

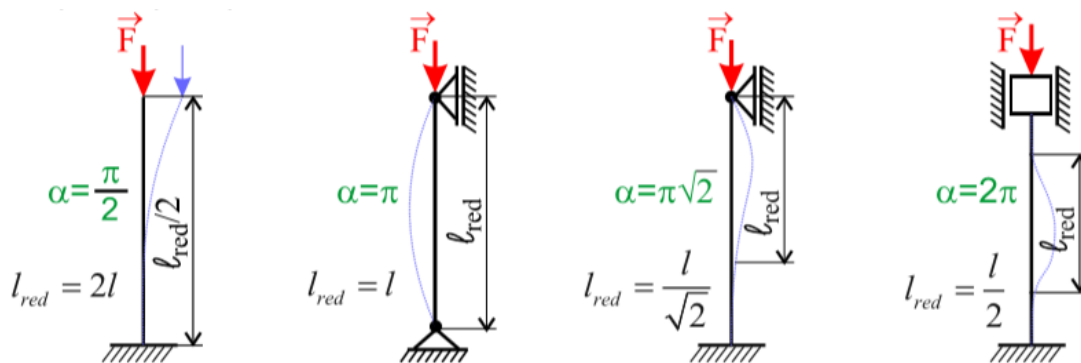
Celková délka vysunutého teleskopického válce, včetně těla, je 1552 mm. Válec je v horní i spodní části uchycen pomocí čepů. Je předpoklad, že je zatížen pouze axiálně. Při výpočtu na vzpěr je válec rozdělen na pět jednotlivých částí, které se počítají zvlášť. Materiál pístnice je 13220, která má mez kluzu 390 MPa a modul pružnosti v tahu 210000 MPa. Součinitel bezpečnosti na vzpěr se obvykle volí v rozmezí 3 až 5. Pro tento výpočet je zvolen součinitel  $k_z = 4$ .

Výpočet síly působící na válec:

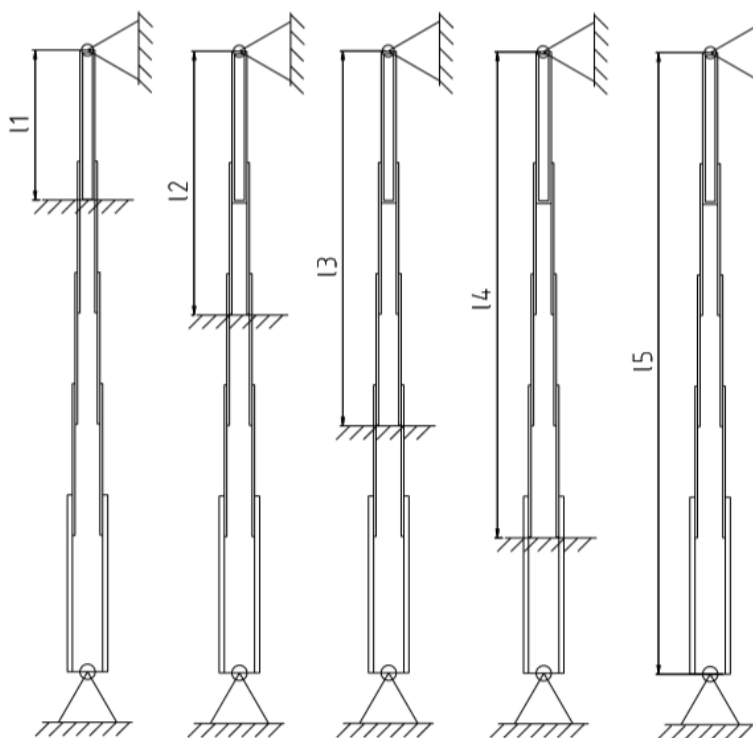
$$F_{hv} = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 12865,63 = 25751,25 \text{ N} \quad (4.1)$$

URČENÍ SOUČINITELE  $\alpha$ 

Pro všechna vysunutí platí, že jsou dolní části vetknutá a v horní části uložena v rotační vazbě. Je to tedy třetí případ z obrázku 26, proto se alfa určí jako  $\alpha = \pi\sqrt{2}$ . Pouze statický člen je na obou koncích uložen v rotačních vazbách. Pro tento případ se alfa vypočte jako  $\alpha = \pi$ . [1]



Obr. 26 Případy vzpěru dle způsobu uchycení prutu [4]



Obr. 27 Schéma teleskopického hydromotoru s výpočtovými délkami jednotlivých stupňů [foto autor]

Plocha pístu:

$$S_p = \pi \cdot \left( \frac{d_{pmax}^2}{4} - \frac{d_{pmin}^2}{4} \right) [mm^2] \quad (4.2)$$

Kvadratický moment:

$$J_p = \pi \cdot \left( \frac{d_{pmax}^4}{64} - \frac{d_{pmin}^4}{64} \right) [mm^4] \quad (4.3)$$

Protože jsou známy průměry, byla provedena kontrola štíhlosti s využitím Eulerovy teorie.

Štíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_p}{S_p}}} \quad (4.4)$$

$$\lambda_1 = \frac{l}{i} = \frac{l_1}{\sqrt{\frac{J_{p1}}{S_{p1}}}} = \frac{400}{\sqrt{\frac{168314,75}{858}}} = 28,6 \quad (4.5)$$

Kritická štíhlost:

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} \quad (4.6)$$

$$\lambda_{kr1} = \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} = \pi \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{210000}{390}} = 103,1 \quad (4.7)$$

Protože štíhlost vyšla menší než 100, je nutno zkontrolovat válec na tlak. Pokud bude napětí v tlaku větší než je mez úměrnosti oceli (210 MPa), bude nutno přepočítat dle Tetmayera. [6]

Při výpočtu na tlak je uvažována ideální kapalina, která je nestlačitelná. Tlak, který bude v pístu působit, se vypočítá z rovnice 4.8.

$$\sigma_{hvtl} = \frac{F_{hv}}{S_p} = \frac{F_{hv}}{S_{p1}} = \frac{25751}{858} = 30 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

Protože je napětí menší než je mez úměrnosti, je možno hydromotor počítat pouze na prostý tlak.

Bezpečnost byla vypočtena jako podíl dovoleného k vypočtenému napětí.

$$\sigma_{hvd} = \frac{R_e}{k_z} = \frac{390}{4} = 97,5 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

$$k_{hv} = \frac{\sigma_{hvd}}{\sigma_{hvtl}} = \frac{97,5}{30} = 3,25 \quad (4.10)$$

$$k_{hv} > 1$$

Protože výsledná bezpečnost je vyšší 1, hydromotor splňuje podmínku, že minimální bezpečnost bude 4.

Stejný postup byl aplikován i na výpočet zbývajících členů teleskopického hydromotoru.

Tab. 4 Výpočet bezpečnosti hydromotoru

Název	Index	Jednotka	1.vysunutí	2.vysunutí	3.vysunutí	4.vysunutí	Statický válec
Modul pružnosti	E	MPa	210000	210000	210000	210000	210000
Zatěžující síla	$F_{hv}$	N	25751,25	25751,25	25751,25	25751,25	25751,25
Délka členu	l	mm	400	688	1088	1488	1552
Součinitel $\alpha$	$\alpha$	-	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi$
Vnitřní průměr	$d_{pmin}$	mm	32	47	62	77	92
Vnější průměr	$d_{pmax}$	mm	46	61	76	91	112
Plocha pístu	$S_p$	mm <sup>2</sup>	858	1188	1517	1847	3204
Kvadratický moment	$J_p$	mm <sup>4</sup>	168314,75	440125,35	912330,29	1640594,66	4207409,38
Štíhlost	$\lambda$	-	28,6	35,7	44,3	49,9	42,8
Kritická štíhlost	$\lambda_{kr}$	-	103,1	103,1	103,1	103,1	72,9
Kontrola na tlak	$\sigma_{hvtl}$	MPa	30	21,67	16,96	13,93	8,03
Dovolené napětí v tlaku	$\sigma_{hvd}$	MPa	97,5	97,5	97,5	97,5	97,5
Bezpečnost v tlaku	$k_{hv}$	-	3,25	4,5	5,75	7	12,14

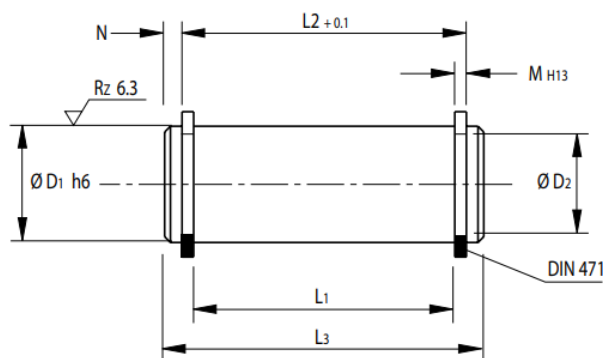
Všechny části teleskopického hydromotoru vyhovují s dostatečnou bezpečností.

### VOLBA ČEPU

K hydraulickému válci byl zvolen čep KPA 25. Ten bude zajištěn dvěma pojistnými kroužky 25x1,2 dle DIN 471.

Tab. 5 Rozměry čepu [23]

D1 (h6)	D2	L1	L2	L3	N	M
25 mm	23,9 mm	60 mm	63,4 mm	67 mm	1,8 mm	1,3 mm



Obr. 28 Čep hydraulického válce [23]

### KONTROLA ČEPU NA SMYK

Zvolená bezpečnost pro výpočet je 2. Mez kluzu materiálu  $R_e = 375 \text{ MPa}$ . Dovolený tlak  $p_d = 175 \text{ MPa}$ .

$$b_{hv} = \frac{L_1 - P}{2} = \frac{60 - 45}{2} = 7,5 \text{ mm} \quad (4.11)$$

$$\tau_{d\check{c}hv} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k_z} = \frac{0,6 \cdot 375}{2} = 109,5 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

$$\tau_{\check{c}hv} = \frac{4 \cdot F_{hv}}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 25751,25}{\pi \cdot 25^2} = 26,23 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

$$k_{s\check{c}hv} = \frac{\tau_{d\check{c}hv}}{\tau_{\check{c}hv}} = \frac{109,5}{26,23} = 4,18 \quad (4.14)$$

### KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_{d\check{c}hv} = \frac{p_d}{2} = \frac{175}{2} = 87,5 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

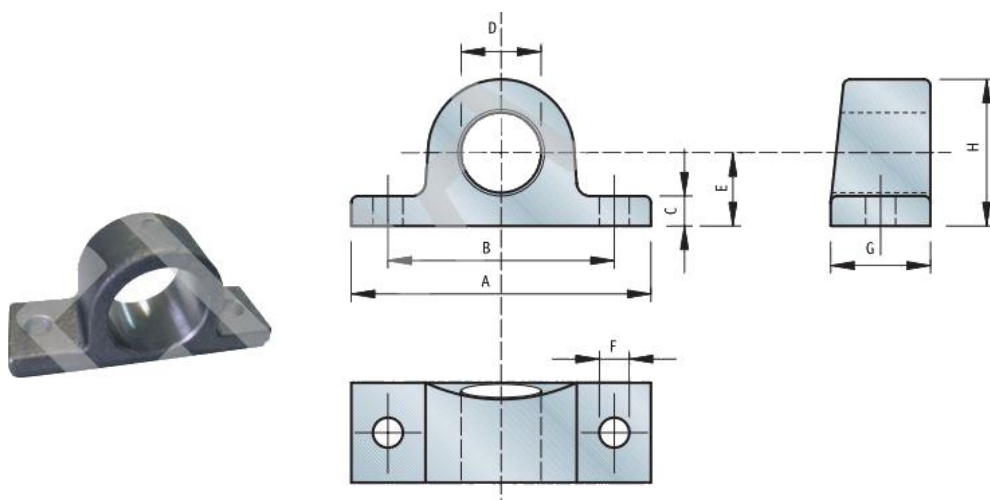
$$p_{\check{c}hv} = \frac{F_{hv}}{D_1 \cdot b_{hv}} = \frac{25751,25}{25 \cdot 7,9} = 65,19 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

$$k_{o\check{c}hv} = \frac{p_{d\check{c}hv}}{p_{\check{c}hv}} = \frac{87,5}{65,19} = 1,34 \quad (4.17)$$

Čep vyhovuje a je možno jej použít.

### ULOŽENÍ HYDROMOTORU

K hydromotoru bude ještě přikoupené jeho uložení s označením **115 0000 450**, které bude namontováno na sloup.



Obr. 29 Uložení hydraulického válce [22]



Tab. 6 Rozměry uložení [22]

A	B	C	D	E	F	G	H
140 mm	108 mm	15 mm	45,5 mm	33 mm	15 mm	45 mm	66 mm

### 4.3 VÝPOČET POTŘEBNÉHO PRŮTOKU

Aby bylo možné zvolit vhodný hydrogenerátor pro pohon hydromotoru, je potřeba vypočítat potřebný průtok. Ten je možno zjistit z podílu potřebného objemu pro naplnění válce a doby zdvihu.

$$Q = \frac{V}{t_z} \quad (4.18)$$

Čas je vypočítán jako součet časů pro zdvih jednotlivých částí hydromotoru. Protože je rychlost vysouvání konstantní a všechny části hydromotoru jsou stejně dlouhé, bude čas pro zdvih každé části stejný. Celkový čas vznikne součtem těchto elementárních časů.

#### ČAS ZDVIHU JEDNOHO PÍSTU HYDROMOTORU

$$h_z = 0,2875 \text{ m} \quad (4.19)$$

$$t_{e1-4} = \frac{h_z}{v_z} = \frac{0,2875}{0,05} = 5,75 \text{ s} \quad (4.20)$$

$$t_z = 4 \cdot t_{e1-4} = 4 \cdot 5,75 = 23 \text{ s} \quad (4.21)$$

Celkový potřebný objem je vypočten jako součet elementárních objemů, které vzniknou v hydromotoru při jeho maximálním vysunutí.

$$S_{hv} = \frac{\pi \cdot d_{hv}^2}{4} \quad (4.22)$$

$$V_{hv} = S_{hv} \cdot h_z \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.23)$$

Tab. 7 Výpočet elementárních objemů

Index	Jednotka	1. vysunutí	2. vysunutí	3. vysunutí	4. vysunutí
$d_{hv}$	m	0,046	0,061	0,076	0,091
$S_{hv}$	m <sup>2</sup>	0,0017	0,0029	0,0045	0,0065
$V_{hv}$	m <sup>3</sup>	0,00048	0,00084	0,0013	0,0019

Potřebný průtok na celý hydromotor je vypočten jako součet elementárních objemů podělený dobou zdvihu.

$$Q = \frac{\sum V_{hvi}}{t_z} = \frac{0,00048+0,00084+0,0013+0,0019}{23} = 0,000195 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.24)$$

Protože je zvedák dvousloupový, je nutno vypočtený průtok vynásobit dvěma.

$$Q_c = 2 \cdot Q = 2 \cdot 0,000195 = 0,000391 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 23,44 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.25)$$

Pro tento průtok byl zvolen hydrogenerátor GR2 20 CCM PRAVOTOČIVÝ [Obr. 30]. Tento hydrogenerátor má při  $1500 \text{ min}^{-1}$  průtok  $28,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Maximální tlak, který je schopno čerpadlo vyvodit, je 20 MPa. Jeho maximální otáčky jsou  $3000 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 30 Zvolený hydrogenerátor GR2 [24]

#### 4.4 VOLBA ROZVADĚČE

Pro určený průtok a tlak byl zvolen hydraulický rozvaděč **P40 B1 GKZ1**. Jedná se o jednoosekční hydraulický rozvaděč jednočinný s tlakově zatížitelným výstupem N. Hodí se na ovládání jednočinných hydraulických válců. Je možné ho dálkově ovládat lanovodem nebo pneumaticky. Maximální průtok rozvaděče je 40 l/min. Provozní tlak je maximálně 30 MPa.



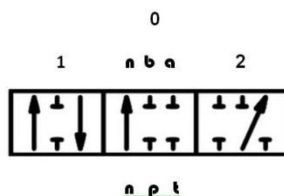
Obr. 31 Zvolený rozvaděč P40 B1 GKZ1 [25]

**ZAPOJENÍ ZVOLENÉHO ROZVADĚČE**

Vstup do čerpadla P

Zpátečka do nádrže T

Výstupy ze sekcí k spotřebičům A, B



Obr. 32 Schéma zvoleného rozvaděče [25]

**4.5 VOLBA JEDNOSMĚRNÉHO VENTILU**

Pro požadovaný průtok a tlak byl zvolen jednosměrný ventil SC1F-A2, který má maximální průtok 40 l/min a maximální dovolený tlak 42 MPa.



Obr. 33 Zvolený jednosměrný ventil SC1F-A2 [26]

**4.6 VOLBA ŠKRTÍČÍHO VENTILU**

Výpočet časů klesání:

Čas klesání jednoho vysunutí

$$t_{k1} = \frac{h_z}{v_{k1}} = \frac{0,2875}{0,02} = 14,38 \text{ s} \quad (4.26)$$

$$t_{k2} = \frac{h_z}{v_{k2}} = \frac{0,2875}{0,07} = 4,11 \text{ s} \quad (4.27)$$

Celkový čas klesání:

$$t_{ck1} = 4 \cdot t_{k1} = 4 \cdot 14,38 = 57,5 \text{ s} \quad (4.28)$$

$$t_{ck2} = 4 \cdot t_{k2} = 4 \cdot 4,11 = 16,43 \text{ s} \quad (4.29)$$

Výpočet průtoku pro klesání:

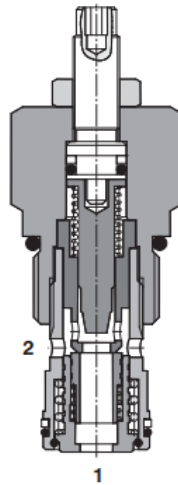
$$Q_{k1} = \frac{\sum V_i}{t_{c1}} = \frac{0,000478 + 0,00084 + 0,0013 + 0,0019}{57,5} = 7,81 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{k1} = 4,69 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.30)$$

$$Q_{k2} = \frac{\sum V_i}{t_{c2}} = \frac{0,000478 + 0,00084 + 0,0013 + 0,0019}{16,43} = 2,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{k2} = 16,41 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.31)$$

Dle vypočtených požadovaných průtoků byl zvolen škrťací ventil s obtokem SF2 C2A – K2/1. Tento ventil má nejvyšší možný průtok 40 l/min. Minimální průtok regulátorem je 4 l/min. Maximální provozní tlak ventilu je 35 MPa.

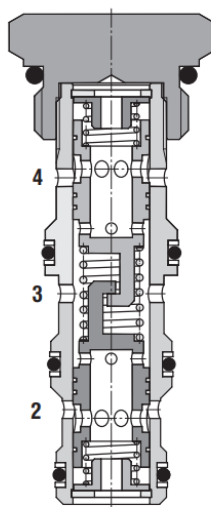


Obr. 34 Schéma zvoleného škrťacího ventilu SF2 C2A – K2/1 [27]

## 4.7 VOLBA DĚLIČE PRŮTOKU

Pro požadované parametry vyhovuje dělič průtoku SFD2F-B4/I. Tento dělič umožňuje maximální průtok 40 l/min a maximální tlak až 35 MPa.

Ventil se skládá z ocelového pouzdra pro vestavbu do bloku a dvou šoupátek tlakových stabilizátorů, jejichž poloha je mechanicky navzájem ovlivňována. Při dělení průtoku vstupuje kapalina od čerpadla do pouzdra radiálními otvory 3, protéká do vnitřních prostorů šoupátek a vystupuje ke spotřebičům otvory 2 a 4. Šoupátka dvoucestných stabilizátorů škrćením na hranách výstupních otvorů zajišťují konstantní tlakový spád a tím i konstantní průtok, nezávislý na změně zátěžních tlaků v kanálech 2 a 4. [28]



*Obr. 35 Schéma zvoleného děliče průtoku SFD2F-B4/I [28]*

## 5 VÝPOČTY KONSTRUKCE ZVEDÁKU

### 5.1 VOLBA PATKY ZVEDÁKU

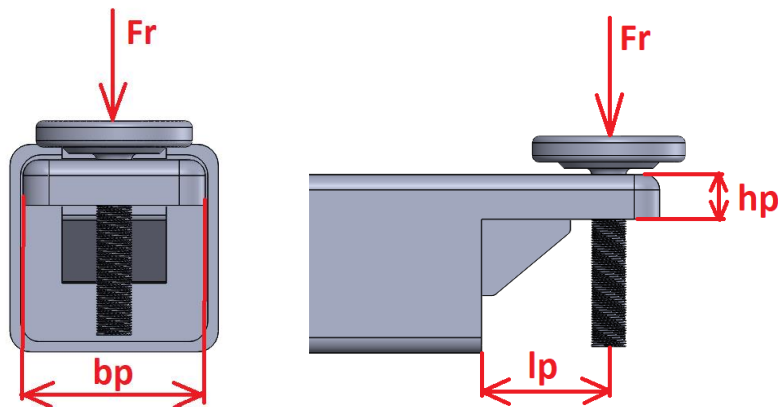
$$\text{Potřebná nosnost: } m = \frac{F_r}{g} \cdot k_p = \frac{12875,63}{9,81} \cdot 2 = 2625 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Pro tuto nosnost vyhovuje sada zvedacích adaptérů **EAE 711004018**, která má nosnost 3200 kg na jeden adaptér. Tyto adaptéry se používají pro zvedání vozidel SUV, 4x4, OFF-ROAD, atd... Celková nastavitelná výška adaptérů je 95 – 155 mm. K adaptéru je dodáváno pouzdro se závitem, do kterého se bude adaptér montovat, a který bude nalisován do otvoru v rameni.



Obr. 36 Zvolená patka EAE 711004018 [29]

#### 5.1.1 KONTROLA ŠÍŘKY MATERIÁLU RAMENE U PATKY



Obr. 37 Rozměry ramene u patky [foto autor]

Rozměry ramene:

$$l_p = 90 \text{ mm}$$

$$b_p = 100 \text{ mm}$$

$$h_p = 35 \text{ mm}$$

**KONTROLA NA OHYB**

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_d \quad (5.2)$$

$$M_{op} = F_r \cdot l_p = 12875,63 \cdot 90 = 1158806,25 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.3)$$

$$W_{op} = \frac{b_p \cdot h_p^2}{6} = \frac{100 \cdot 35^2}{6} = 20416,67 \text{ mm}^3 \quad (5.4)$$

$$\sigma_{dp} = \frac{M_{op}}{W_{op}} = \frac{1158806,25}{20416,67} = 56,76 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k_{rp}} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

$$k_{pr} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{dp}} = \frac{118,33}{56,76} = 2,08 \quad (5.7)$$

Tato bezpečnost je vypočtena pouze pro rameno. K tomu je ještě přivařena výztuž, která bezpečnost ještě navýší.

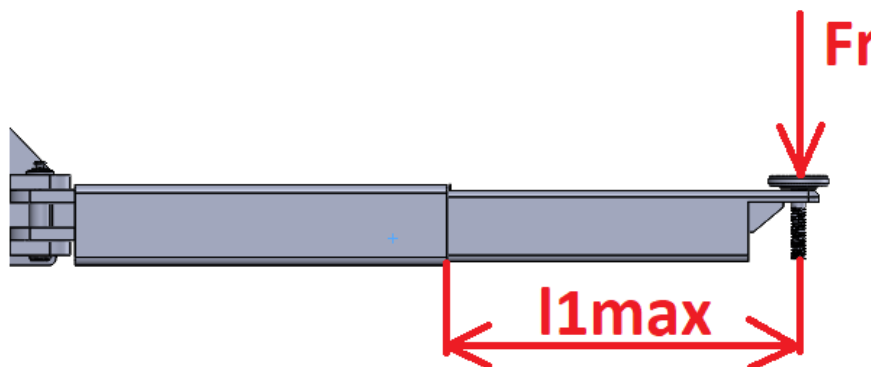
**5.2 VÝPOČET VÝSUVNÉHO RAMENE**

Pro určení profilu, ze kterého bude rameno vyrobeno, je potřeba vypočítat si potřebný průřezový modul  $W_o$ , který se poté porovná s hodnotami průřezových modulů v katalogu.

Maximální délka výsuvu ramene:  $l_{1max} = 700 \text{ mm}$

Potřebný průřezový modul:

$$W_{o1min} = \frac{F_r \cdot l_{1max}}{\sigma_d} = \frac{12875,63 \cdot 700}{118,33} = 76165,67 \text{ mm}^3 \quad (5.8)$$



Obr. 38 Výpočtové rozměry výsuvného ramene [foto autor]

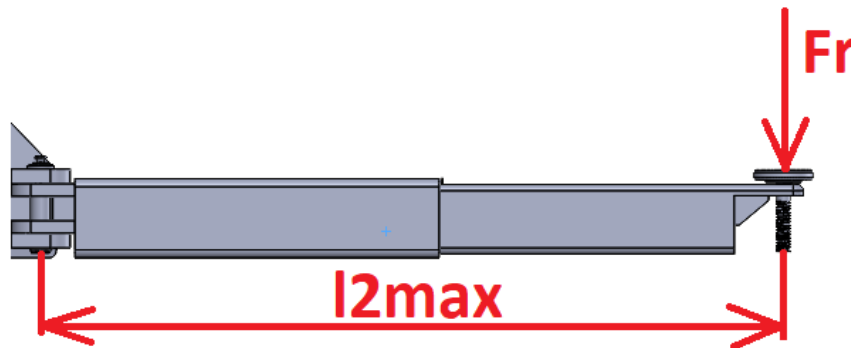
Byl zvolen dutý svařovaný profil se čtvercovým průřezem, EN 10219, který má rozměr 120x6 od firmy Feron. Tento profil je vyroben z materiálu S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Obdobnou ocelí dle ČSN je ocel 11 375. Průřezový modul pro tento rozměr je  $W_{o1} = 93690 \text{ mm}^3$ .

### 5.3 VÝPOČET OTOČNÉHO RAMENE

Maximální délka ramene:  $l_{2max} = 1500 \text{ mm}$

Potřebný průřezový modul:

$$W_{o2min} = \frac{F_r \cdot l_{2max}}{\sigma_d} = \frac{12875,63 \cdot 1500}{118,33} = 163212,15 \text{ mm}^3 \quad (5.9)$$



Obr. 39 Výpočtové rozměry vnější části ramene [foto autor]

Stejně jako u výsuvného ramene byl zvolen dutý svařovaný profil se čtvercovým průřezem, EN 10219, který má ale rozměr 160x8. Tento profil je vyroben z materiálu S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Průřezový modul pro tento rozměr je  $W_{o2} = 217650 \text{ mm}^3$ .

Aby bylo zajištěno plynulé vysouvání ramene, budou v částech, kde bude výsuvné rameno při maximálním vysunutí zasunuto, namontovány kluzné ploché samomazné desky od firmy Sankyo oilless. Na horní a boční plochy výsuvného ramene, byly zvoleny desky SOLP 75-300. Na spodní plochu bude namontována deska SOLP 75-500. Mezi deskami a ramenem budou vymezeny podložky, které budou vyrobeny přesně podle rozměrů kluzné desky. Základní tloušťkou bude pro horní stranu 3,5 mm a pro boční strany 1,75 mm. Při nepřesnosti výroby bude možno použít jiné tloušťky podložek.



#### Vlastnosti dílu:

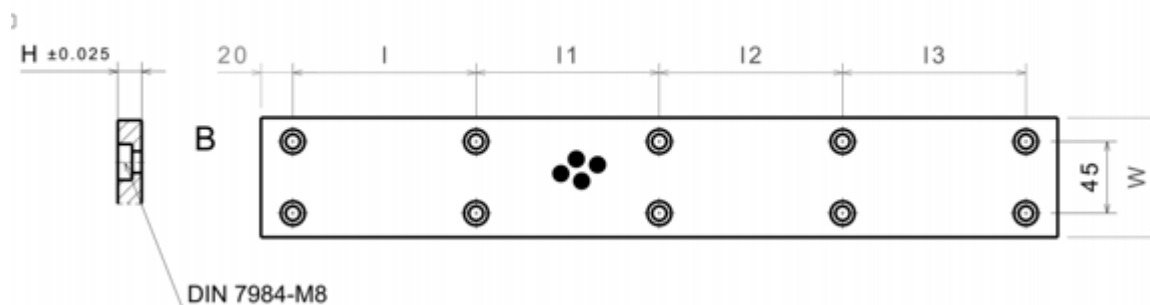
Max.připustná kluzná rychlost v	30 m/min
Základní materiál	Speciální mosaz (SO#50SP2)
Samomazné	Ano
Mazivo	Grafit
Max.tlakové zatížení P	100 N/mm <sup>2</sup>
Max.připustná kluzná rychlost P*v	200 N/mm <sup>2</sup> x m/min
Provozní teplota	-50°C / +200°C (max. 300°C)
Koeficient tření	0,07

Obr. 40 Vybraný typ kluzných desek SOLP od firmy Sankyo oilless [30]



Tab. 8 Rozměry zvolených kluzných desek [30]

<b>Šířka W</b>	75 mm	75 mm
<b>Délka</b>	300 mm	500 mm
<b>Výška</b>	10 mm	10 mm
<b>l</b>	85 mm	115 mm
<b>l<sub>1</sub></b>	90 mm	115 mm
<b>l<sub>2</sub></b>	85 mm	115 mm
<b>l<sub>3</sub></b>	-	115 mm

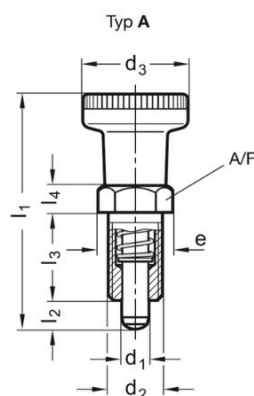


Obr. 41 Rozměry kluzné desky [30]

#### 5.4 NÁVRH ZAJIŠTĚNÍ POZICE RAMENE

Rameno bude zajištěno tak, že písteček bude zapadat do otvorů vyvrtaných v rameni. Písteček bude do ramene přitlačován tlačnou pružinou. Při odjištění bude možné ramenem otáčet.

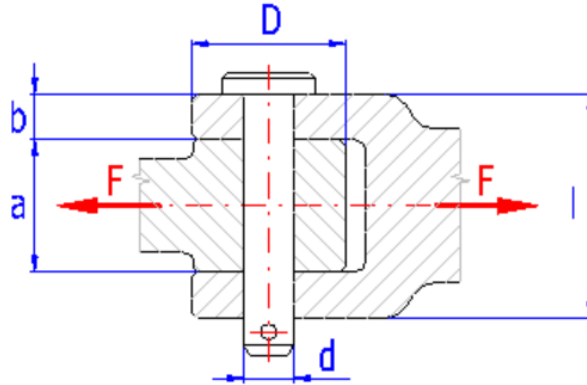
Byl zvolen pružinový písteček GN 617-8-A od firmy ELSA+GANTER. Tento písteček je vyráběn se závitem o průměru 16 mm a jeho délka je 26 mm. Délka i průměr zasouvacího členu je 8 mm. Při montáži bude mezi písteček a nosnou plošinu vložena PODLOŽKA 8 ISO 7089-200 HV.



Obr. 42 Navržené zajištění pozice ramene [31]

## 5.5 VÝPOČET ČEPU RAMEN

Tyto čepy slouží ke spojení nosného ramene s konzolou na sloupu. Čepy ramen budou namáhány na stříh a na otláčení. Nejprve byl zkontrolován zvolený průměr na stříh dle rovnice 5.12 a následně i na otláčení, a to jak v ramenech, tak v konzole.



Obr. 43 Schéma výpočtových rozměrů pro čep [3]

Materiál čepu: 12 060

Zvolená bezpečnost pro výpočet je  $k_{\zeta} = 2$ . Mez kluzu materiálu  $R_e = 375$  MPa. Dovolený tlak  $p_d = 175$  MPa.

$$\tau_{d\zeta} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k_{\zeta}} = \frac{0,6 \cdot 375}{2} = 109,5 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

$$p_{d\zeta} = \frac{p_d}{k_{\zeta}} = \frac{175}{2} = 87,5 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Odhad průměru čepu:

$$d_{\zeta} = 30 \text{ mm}$$

$$\tau_{\zeta} = \frac{F_r}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\zeta}^2}{4}} = \frac{F_r}{\frac{\pi \cdot d_{\zeta}^2}{2}} = \frac{2 \cdot 12875,63}{\pi \cdot 30^2} = 9,1 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

$$k_{\tau\zeta} = \frac{\tau_{d\zeta}}{\tau_{\zeta}} = \frac{109,5}{9,1} = 12,02 \quad (5.13)$$

Kontrola čepu na otláčení:

Čep se kontroluje v části s nejmenší styčnou plochou. Ta je pro rameno i konzolu stejná.

$$p_{\zeta} = \frac{F_r}{d_{\zeta} \cdot b_{\zeta}} = \frac{12875,63}{30 \cdot 25} = 17,17 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

$$k_{p\zeta} = \frac{p_{d\zeta}}{p_{\zeta r}} = \frac{87,5}{14,31} = 5,1 \quad (5.15)$$

Pro zvedák bude použit **ČEP 30 x 160 A ISO 2341 – St.**

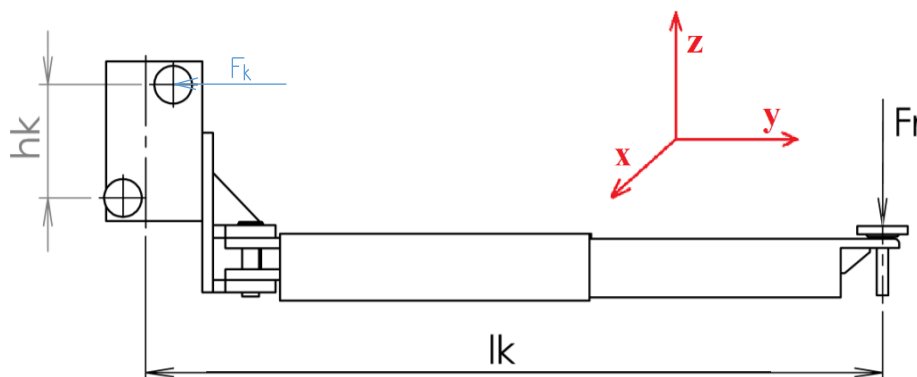
## 5.6 VEDENÍ VOZÍKU

K vedení vozíku ve sloupu budou použity excentrické vodící rolly. Tyto rolly jsou určeny pro velká zatížení, jsou vhodné pro posuv těžkých břemen. Rolny i čepy jsou vyrobeny z vysokolegovaných, tvrzených ocelí s broušeným povrchem. Ložiska v rolnách jsou kuželíková a odolávají vysokému axiálnímu i radiálnímu zatížení. Rolny jsou dobře utěsněny a doživotně namazány.



Obr. 44 Vodící rolly [32]

### 5.6.1 VÝPOČET ROLEN



Obr. 45 Schéma síly působící na rolly [foto autor]

Rozteč rolen:

$$h_k = 220 \text{ mm}$$

Maximální rameno síly:

$$l_k = 1808 \text{ mm}$$

Síla na jednu rolnu při natočení  $0^\circ$ :

$$F_{kx} = \frac{1}{4} \cdot \frac{2 \cdot F_r \cdot l_k}{h_k} = \frac{1}{2} \cdot \frac{12875,63 \cdot 1760}{220} = 51503 \text{ N} \quad (5.16)$$

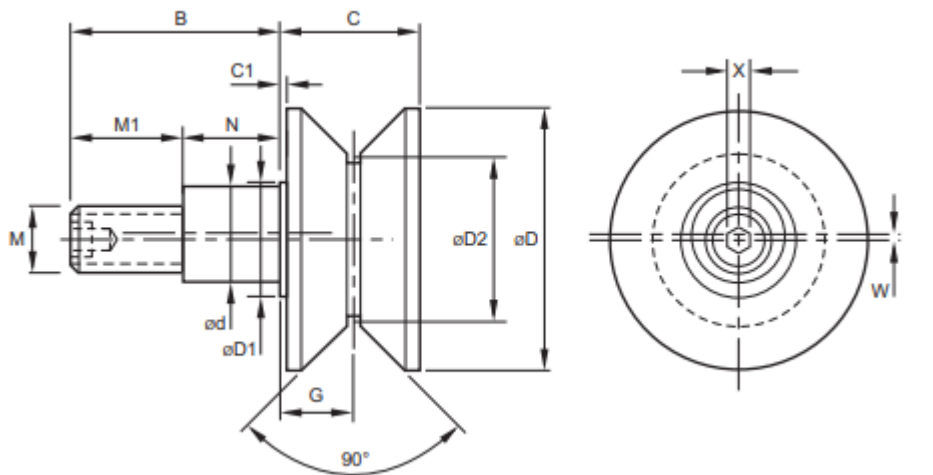
Díky možnosti natočení ramen bude při nerovnoměrném úhlu natočení na rolny působit radiální i axiální zatížení. Proto je nutné vypočítat zatížení rolny jak v radiálním, tak i axiálním směru. Rolna bude zvolena podle největšího zatížení v daných směrech.

Tab. 9 Síly působící na rolny při různých natočení ramene

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$F_{kx}$ [N]	51503	50716	48380	44566	39391	33013	25626	17457	8753	0
$F_{ky}$ [N]	0	8967	17660	25814	33179	39530	44674	48454	50753	51503

Axiální zatížení je počítáno pro případ, kdy by bylo zatíženo jen jedno rameno celou vahou automobilu, například při nesprávném nastavení druhého ramene. V takovém případě by bylo největší možné axiální zatížení rovno maximálnímu radiálnímu zatížení rolny.

Z vypočtených hodnot byly pro vedení vozíku ve sloupu zvoleny excentrické vodící rolny z katalogu [32], HPVE 76 od firmy MATIS. Tím bude zajištěna nastavitelnost vůle mezi rolnou a kolejnicí v radiálním směru. Nastavení rolny v axiálním směru bude možno přidáním vymezovacích položek o průměru 35 mm, které se budou dát vložit mezi rolnu a nosnou plošinu. Maximální radiální únosnost zvolené rolny je 89000 N. Maximální axiální únosnost je 53400 N. Rolna bude zajištěna pružnou podložkou a maticí.



Obr. 46 Excentrická rolna HPVE 76 [32]

Rozměry rolny:

Tab. 10 Rozměry zvolené rolny HPVE 76 [32]

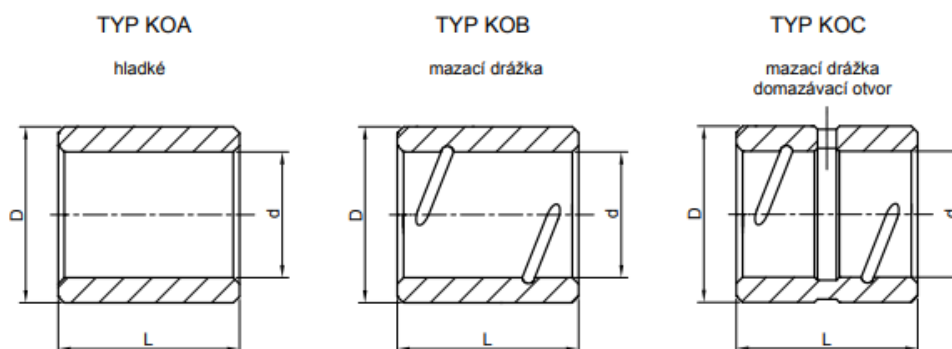
$\phi D$	$\phi d$	$\phi D_1$	$\phi D_2$	C	C <sub>1</sub>	G	B	M	M <sub>1</sub>	N	X
120	35	50	76	50,5	1,6	26	70	M24x1,5	41	29	8

**POUZDRA PRO ULOŽENÍ ROLNY**

Rolna bude uložena v kaleném pouzdře, které je vysoce zatížitelné. Parametry pouzdra jsou vypsány v tabulce 11.

Tab. 11 Technické údaje kaleného pouzdra [34]

Technická data	Jednotky	
Únosnost statická	N/mm <sup>2</sup>	>250
Únosnost dynamická	N/mm <sup>2</sup>	>150
Pevnost v tahu	N/mm <sup>2</sup>	600
Mez kluzu	N/mm <sup>2</sup>	410

**TYPY POUZDER**

Obr. 48 Možné typy pouzder [34]

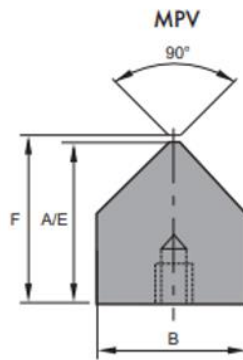
Pro uložení rolny bylo zvoleno pouzdro A35/45x25 KOB ( $d=35$  mm,  $D=45$  mm,  $L=25$  mm). Toto pouzdro je nutno při montáži namazat.

**POJÍŽDĚNÍ ROLEN VE SLOUPU**

Pro pojíždění rolen ve sloupu budou sloužit kolejnice pro rolny pro vysoká zatížení od firmy MATIS. Maximální zatížení kolejnice je 317450 N na rolnu. Bude použita kolejnice MPV - 2 1450.

Tab. 12 Rozměry vybrané kolejnice [33]

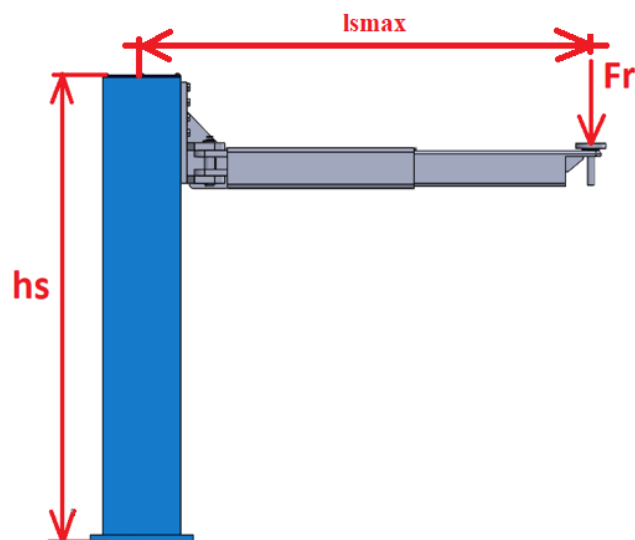
A	B	F
48,2	50	50



Obr. 49 Schéma zvolené kolejnice [33]

Rozteče mezi šrouby a velikost závitových otvorů pro přichycení ke sloupu jsou dle dodavatele volitelné zákazníkem. Doporučené šrouby jsou M10 nebo M12. Pro tento případ byly zvoleny závit M12. Rozteč mezi šrouby je 173,75 mm.

## 5.7 VÝPOČET SLOUPU



Obr. 50 Výpočtové rozměry sloupu na ohyb a na vzpěr [foto autor]

### 5.7.1 KONTROLA NA OHYB

Výška sloupu:

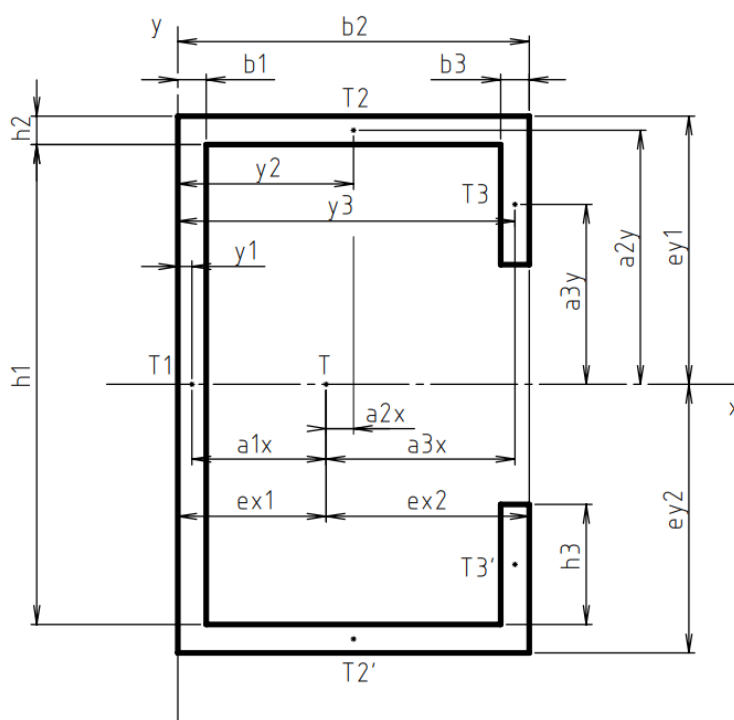
$$h_s = 1650 \text{ mm}$$

Síla působící na sloup:

$$F_S = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 12875,63 = 25751,25 \text{ N} \quad (5.17)$$

Rameno síly:

$$l_{smax} = 1803 \text{ mm}$$



Obr. 51 Rozměry sloupu [foto autor]

Ohybový moment působící na sloup:

$$M_x = F_S \cdot l_{smax} \cdot \sin \alpha_n \quad (5.18)$$

$$M_y = F_S \cdot l_{smax} \cdot \cos \alpha_n \quad (5.19)$$

Tab. 13 Ohybové momenty působící na sloup

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40
$M_x$ [N.mm]	0	8083754	15920575	23271071	29910708
$M_y$ [N.mm]	46429504	45720365	43614609	40176561	35511243

$\alpha_n$ [°]	50	60	70	80	90
$M_x$ [N.mm]	35636664	40274030	43681148	45753942	46429504
$M_y$ [N.mm]	29761166	23101977	15737093	7891490	0

Rozměry elementárních ploch průřezu sloupu:

Tab. 14 Rozměry průřezu sloupu

<b>h<sub>1</sub></b>	350		<b>b<sub>1</sub></b>	25		<b>y<sub>1</sub></b>	12,5
<b>h<sub>2</sub></b>	25		<b>b<sub>2</sub></b>	392		<b>y<sub>2</sub></b>	196
<b>h<sub>3</sub></b>	80		<b>b<sub>3</sub></b>	25		<b>y<sub>3</sub></b>	375,5

Plocha sloupu:

$$S_S = b_1 \cdot h_1 + 2 \cdot b_2 \cdot h_2 + 2 \cdot b_3 \cdot h_3 = 25 \cdot 350 + 2 \cdot 392 \cdot 25 + 2 \cdot 25 \cdot 80 = 32350 \text{ mm}^2 \quad (5.19)$$

Těžiště průřezu sloupu:

$$T_y = 0 \text{ mm} \quad (5.20)$$

$$T_x = \frac{b_1 \cdot h_1 \cdot y_1 + 2 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot y_2 + 2 \cdot b_3 \cdot h_3 \cdot y_3}{S_S} =$$

$$= \frac{25 \cdot 350 \cdot 12,5 + 2 \cdot 392 \cdot 25 \cdot 196 + 2 \cdot 25 \cdot 80 \cdot 375,5}{32350} = 169,06 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Vzdálenost těžišť elementárních ploch od těžiště celého obrazce:

V ose x:

$$a_{1x} = T_x - \frac{b_1}{2} = 169,06 - \frac{25}{2} = 156,56 \text{ mm} \quad (5.22)$$

$$a_{2x} = \frac{b_2}{2} - T_x = \frac{392}{2} - 169,06 = 26,94 \text{ mm} \quad (5.23)$$

$$a_{3x} = b_2 - T_x - \frac{b_3}{2} = 392 - 169,06 - \frac{25}{2} = 210,44 \text{ mm} \quad (5.24)$$

V ose y:

$$a_{1y} = 0 \text{ mm} \quad (5.25)$$

$$a_{2y} = \frac{h_1 + h_2}{2} = \frac{350 + 25}{2} = 187,5 \text{ mm} \quad (5.26)$$

$$a_{3y} = \frac{h_1 - h_3}{2} = \frac{350 - 80}{2} = 135 \text{ mm} \quad (5.27)$$



Plocha jednotlivých elementárních ploch:

$$S_1 = b_1 \cdot h_1 = 25 \cdot 350 = 8750 \text{ mm}^2 \quad (5.28)$$

$$S_2 = b_2 \cdot h_2 = 392 \cdot 25 = 9800 \text{ mm}^2 \quad (5.29)$$

$$S_3 = b_3 \cdot h_3 = 25 \cdot 80 = 2000 \text{ mm}^2 \quad (5.18)$$

Kvadratické momenty elementárních ploch:

V ose x:

$$I_{x1} = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} = \frac{25 \cdot 350^3}{12} = 89322916,67 \text{ mm}^4 \quad (5.19)$$

$$I_{x2} = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} = \frac{392 \cdot 25^3}{12} = 510416,67 \text{ mm}^4 \quad (5.20)$$

$$I_{x3} = \frac{b_3 \cdot h_3^3}{12} = \frac{25 \cdot 80^3}{12} = 1066666,67 \text{ mm}^4 \quad (5.21)$$

V ose y:

$$I_{y1} = \frac{h_1 \cdot b_1^3}{12} = \frac{350 \cdot 25^3}{12} = 455729,2 \text{ mm}^4 \quad (5.22)$$

$$I_{y2} = \frac{h_2 \cdot b_2^3}{12} = \frac{25 \cdot 392^3}{12} = 125492267 \text{ mm}^4 \quad (5.23)$$

$$I_{y3} = \frac{h_3 \cdot b_3^3}{12} = \frac{80 \cdot 25^3}{12} = 104166,7 \text{ mm}^4 \quad (5.24)$$

Pomocí Steinerovy věty je vypočten celkový kvadratický moment k těžišti pro jednotlivé osy:

$$\begin{aligned} I_{xT} &= (I_{x1} + S_1 \cdot a_{1x}^2) + 2 \cdot (I_{x2} + S_2 \cdot a_{2x}^2) + 2 \cdot (I_{x3} + S_3 \cdot a_{3x}^2) = \\ &= (89322916,66 + 8750 \cdot 156,53^2) + 2 \cdot (510416,67 + 9800 \cdot 26,94^2) + \\ &+ 2 \cdot (106666,67 + 2000 \cdot 210,44^2) = 498313567,9 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} I_{yT} &= (I_{y1} + S_1 \cdot a_{1y}^2) + 2 \cdot (I_{y2} + S_2 \cdot a_{2y}^2) + 2 \cdot (I_{y3} + S_3 \cdot a_{3y}^2) = \\ &= (455729,2 + 8750 \cdot 0^2) + 2 \cdot (125492267 + 9800 \cdot 187,5^2) + \\ &+ 2 \cdot (104166,7 + 2000 \cdot 135^2) = 1013611096 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.26)$$

Vzdálenost těžiště od krajního vlákna v jednotlivých osách:

$$e_{x1} = T_x = 169,06 \text{ mm} \quad (5.27)$$

$$e_{x2} = b_2 - T_x = 392 - 169,06 = 222,94 \text{ mm} \quad (5.28)$$

$$e_{y1} = e_{y2} = \frac{h_1}{2} + h_2 = \frac{350}{2} + 25 = 200 \text{ mm} \quad (5.29)$$

Průřezové moduly v ohybu:

$$W_{1x} = \frac{I_{xT}}{e_{x1}} = \frac{498313567,9}{169,06} = 2947617,04 \text{ mm}^3 \quad (5.30)$$

$$W_{2x} = \frac{I_{xT}}{e_{x2}} = \frac{498313567,6}{222,94} = 2235155,44 \text{ mm}^3 \quad (5.31)$$

$$W_{1y} = W_{2y} = \frac{I_{yT}}{e_{y1}} = \frac{1013611096}{200} = 5068055,48 \text{ mm}^3 \quad (5.32)$$

Ohybové napětí v jednotlivých osách:

$$\sigma_{sx1} = \frac{M_x}{W_{1x}} \quad (5.33)$$

$$\sigma_{sx2} = \frac{M_x}{W_{2x}} \quad (5.34)$$

$$\sigma_{sy} = \frac{M_y}{W_{1y}} \quad (5.35)$$

Tab. 15 Ohybové napětí v jednotlivých osách

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\sigma_{sx1}$ [MPa]	0	2,74	5,40	7,89	10,15	12,09	13,66	14,82	15,52	15,75
$\sigma_{sx2}$ [MPa]	0	3,62	7,12	10,41	13,38	15,94	18,02	19,54	20,47	20,77
$\sigma_{sy}$ [MPa]	9,16	9,02	8,61	7,93	7,01	5,87	4,56	3,11	1,56	0

Celková ohybová napětí:

$$\sigma_{c1} = \sqrt{\sigma_{sx1}^2 + \sigma_{sy}^2} \quad (5.36)$$

$$\sigma_{c2} = \sqrt{\sigma_{sx2}^2 + \sigma_{sy}^2} \quad (5.37)$$

Tab. 16 Celková ohybová napětí

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\sigma_{c1}$ [MPa]	9,16	9,43	10,16	11,19	12,33	13,44	14,40	15,14	15,60	15,75
$\sigma_{c2}$ [MPa]	9,16	9,72	11,17	13,09	15,11	16,99	18,59	19,79	20,53	20,77

Maximální ohybové napětí, které může působit na sloup je 20,77 MPa. Bezpečnost v ohybu bude vypočtena jako podíl dovoleného napětí vypočtenou hodnotou.

$$\sigma_{dos} = 110 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

$$k_{sl} = \frac{\sigma_{dos}}{\sigma_{os}} = \frac{110}{20,77} = 5,3 \quad (5.39)$$

### 5.7.2 KONTROLA NA VZPĚR

Plocha sloupu:

$$S_s = S_1 + 2 \cdot S_2 + 2 \cdot S_3 = 8750 + 2 \cdot 9800 + 2 \cdot 2000 = 32350 \text{ mm}^2 \quad (5.40)$$

Redukovaná délka:

$$l_{red} = 2 \cdot h_s = 2 \cdot 1650 = 3200 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_1 = \sqrt{\frac{I_{xT}}{S_s}} = \sqrt{\frac{498313567,9}{32350}} = 124,11 \text{ mm} \quad (5.42)$$

$$i_2 = \sqrt{\frac{I_{yT}}{S_s}} = \sqrt{\frac{1013611096}{32350}} = 177,01 \text{ mm} \quad (5.43)$$

Štíhlost:

$$\lambda_1 = \frac{l_{red}}{i_1} = \frac{3200}{124,11} = 25,78 \quad (5.44)$$

$$\lambda_2 = \frac{l_{red}}{i_2} = \frac{3200}{177,01} = 18,08 \quad (5.45)$$

Protože štíhlost vyšla menší než 100, je nutno zkontrolovat válec na tlak. Pokud bude napětí v tlaku větší než je mez úměrnosti oceli (210 MPa), bude nutno přepočítat dle Tetmayera. [6]

$$\sigma_{stl} = \frac{F_s}{S_s} = \frac{25751,25}{32350} = 0,8 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

Protože je napětí menší, než je mez úměrnosti, můžeme hydromotor počítat pouze na prostý tlak.

$$\sigma_{stl} \ll \sigma_{dos}$$

Sloup vyhovuje jak na ohyb, tak na tlak.

## 6 KONTROLA SVARŮ

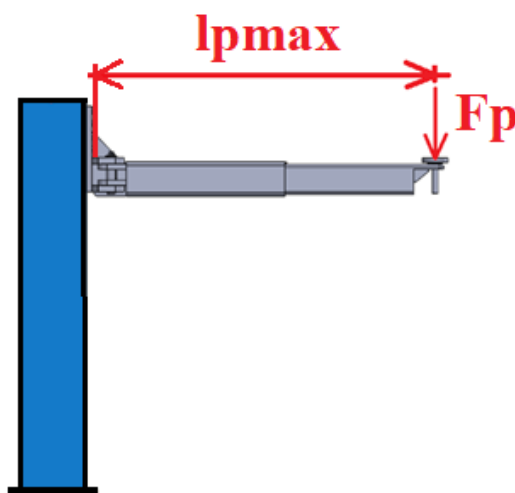
### 6.1 KONTROLA SVARU PŘÍRUBY NA VOZÍKU

Síla na přírubu:

$$F_p = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 12875,63 = 25751,25 \text{ N} \quad (6.1)$$

Délka ramene při maximálním vysunutí:

$$l_{pmax} = 1663 \text{ mm} \quad (6.2)$$



Obr. 52 Výpočtové rozměry pro výpočet síly na svar [foto autor]

Ohybový moment působící na svar při různých natočeních ramene:

$$T = F_p \cdot l_{pmax} \cdot \sin \alpha_n \quad (6.3)$$

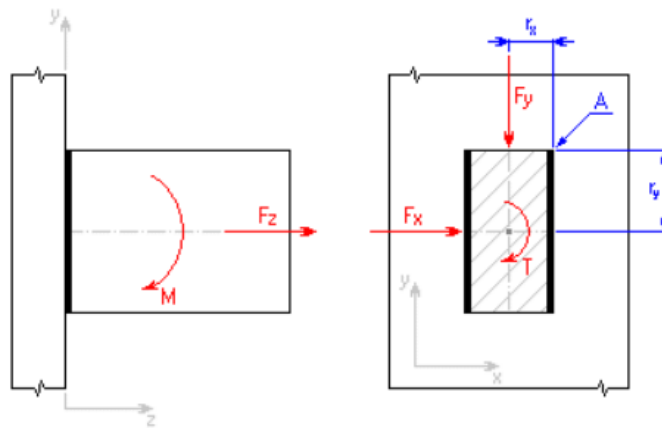
$$M = F_p \cdot l_{pmax} \cdot \cos \alpha_n \quad (6.4)$$

Tab. 17 Výpočet momentů působících na svar při různých natočeních

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40
T [N.mm]	0	7456064	14684368	21464110	27588190
M [N.mm]	42824329	42170253	40228006	37056917	29543464

$\alpha_n$ [°]	50	60	70	80	90
T [N.mm]	32869535	37146817	40289379	42201223	42824329
M [N.mm]	27450260	21308146	14515134	7278729	0

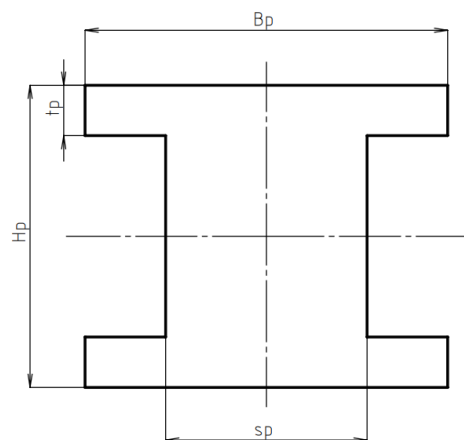


Obr. 53 Schéma sil a momentů působících na svar [2]

$$r_x = \frac{B_p}{2} = \frac{180}{2} = 60 \text{ mm} \quad (6.5)$$

$$r_y = \frac{H_p}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Tvar příruby:



Obr. 54 Rozměry pro výpočet svaru [foto autor]

Pro výpočet byly navrženy rozměry z tabulky 18.

Tab. 18 Rozměry svaru

<b>Výpočtová tloušťka svaru</b>	a	8 mm
<b>Šířka tvarové skupiny</b>	$B_p$	180 mm
<b>Výška svarové skupiny</b>	$H_p$	150 mm
<b>Tloušťka stojny</b>	$s_p$	100 mm
<b>Tloušťka příruby</b>	$t_p$	25 mm

Nosná plocha průřezu svaru:

$$A_{wp} = 2 \cdot a \cdot (H_p + B_p - 2 \cdot t_p) = 2 \cdot 8 \cdot (150 + 180 - 2 \cdot 25) = 4480 \text{ mm}^2 \quad (6.7)$$

Kvadratický moment průřezu:

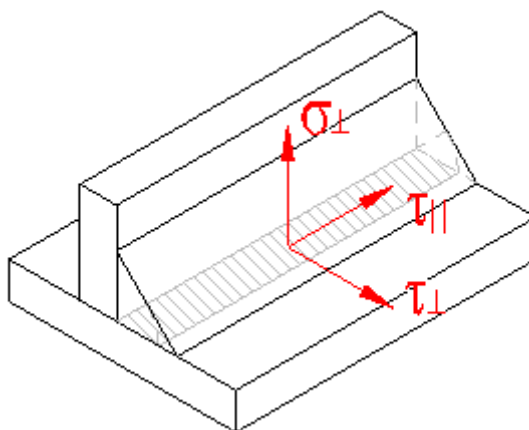
$$\begin{aligned} I_{wpX} &= \frac{a \cdot (H_p - 2 \cdot t_p)^3}{6} + \frac{B_p \cdot a^3}{6} + \frac{a \cdot B_p \cdot (H_p + a)^2}{2} = \\ &= \frac{8 \cdot (150 - 2 \cdot 25)^3}{6} + \frac{180 \cdot 8^3}{6} + \frac{8 \cdot 180 \cdot (150 + 8)^2}{2} = 19322773,33 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} I_{wpY} &= \frac{(H_p - 2 \cdot t_p) \cdot a^3}{6} + \frac{a \cdot B_p^3}{6} + \frac{a \cdot (H_p - 2 \cdot t_p) \cdot (s_p + a)^2}{2} = \\ &= \frac{(150 - 2 \cdot 25) \cdot 8^3}{6} + \frac{8 \cdot 180^3}{6} + \frac{8 \cdot (150 - 2 \cdot 25) \cdot (100 + 8)^2}{2} = 12450133,33 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Polární kvadratický moment průřezu svaru:

$$J_{wp} = I_{wpX} + I_{wpY} = 19322773,33 + 12450133,33 = 31772906,67 \text{ mm}^4 \quad (6.10)$$

### 6.1.1 VÝPOČET NAPĚTÍ VE SVARU



Obr. 55 Napětí v koutovém svaru [2]

Zatížení ohybovým momentem M:

$$\sigma_L = \frac{M \cdot r_y}{I_{wXp}} \quad (6.11)$$

Zatížení krouticím momentem T:

$$\tau_L = \frac{T \cdot r_y}{J_{wp}} \quad (6.12)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{T \cdot r_x}{J_{wp}} \quad (6.13)$$

Tab. 19 Momenty působící na svar při různých natočeních

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\sigma_L$ [MPa]	199,46	196,42	187,37	172,6	152,56	127,86	99,25	67,61	33,9	0
$\tau_L$ [MPa]	0	21,12	41,59	60,8	78,15	93,11	105,22	114,12	119,54	121,3
$\tau_{\parallel}$ [MPa]	0	17,6	34,66	50,67	65,12	77,58	87,69	95,1	99,62	101,09

Pro svarové spoje namáhané kombinovaným napětím je možno výsledné napětí určit ze vztahu 6.14 [2].

$$S_{wp} = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_L \cdot \sigma_{\parallel} + \tau_L^2 + \tau_{\parallel}^2} \quad (6.14)$$

Pro  $\sigma_{\parallel} = 0$  lze rovnici upravit:

$$S_{wp} = \sqrt{\sigma_L^2 + \tau_L^2 + \tau_{\parallel}^2} \quad (6.15)$$

Tab. 20 Celkové napětí ve svaru při různých natočeních

$\alpha_n$ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$S_{wp}$ [MPa]	199,46	198,33	195,04	189,88	183,36	176,17	169,15	163,22	159,26	157,91

Mez kluzu základního materiálu:  $R_e = 355 \text{ MPa}$ .

Součinitel bezpečnosti svarového spoje je pro tento případ:  $\alpha = 0,7$ .

Maximální napětí, které působí v tomto spoji:  $S_{wpmax} = 199,46 \text{ MPa}$

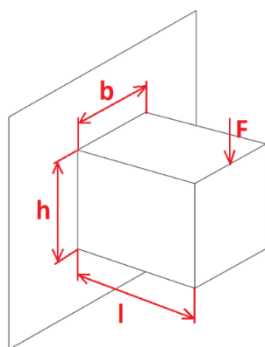
Bezpečnost spoje:

$$k_{ps} = \frac{R_e \cdot \alpha}{S_{wpmax}} = \frac{355 \cdot 0,7}{199,46} = 1,25 \quad (6.16)$$

Tato bezpečnost je vypočtena pouze pro přírubu. K ní je ještě přivařena výztuž, která bezpečnost ještě navýší.



## 6.2 KONTROLA SVARU UCHYCENÍ HYDROMOTORU V KONZOLE



Obr. 56 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]

$$l_{hk} = 75 \text{ mm}$$

$$b_{hk} = 7,5 \text{ mm}$$

$$h_{hk} = 40 \text{ mm}$$

$$M_{ohk} = \frac{2 \cdot F_r}{4} \cdot l_{hk} = \frac{F_r}{2} \cdot l_{hk} = \frac{12875,63}{2} \cdot 90 = 482835,94 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.17)$$

Na nosnou plošinu působí dvojnásobná síla jako na jedno rameno. Svary na konzole budou čtyři. Proto byla síla na rameno ve vzorci vynásobena dvěma a poté podělena čtyřmi. Se stejnou silou bude počítáno zatížení smykovou silou.

Výpočtová tloušťka svaru:

$$a_{hk} = 6 \text{ mm}$$

Plocha svaru:

$$A_{whk} = 2 \cdot a_{hk} \cdot (h_{hk} + b_{hk}) = 2 \cdot 6 \cdot (40 + 7,5) = 570 \text{ mm}^2 \quad (6.18)$$

Kvadratický moment v ose x:

$$I_{wxhk} = \frac{a_{hk} \cdot h_{hk}^3}{6} + \frac{b_{hk} \cdot ((h_{hk} + 2 \cdot a_{hk})^3 - h_{hk}^3)}{12} = \frac{6 \cdot 40^3}{6} + \frac{7,5 \cdot ((40 + 2 \cdot 6)^3 - 40^3)}{12}$$

$$I_{wxhk} = 111880 \text{ mm}^4 \quad (6.19)$$

Zatížení smykovou silou:

$$\tau_{lhk} = \frac{F_r}{2 \cdot A_{whk}} = \frac{12875,62}{2 \cdot 570} = 11,29 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

Zatížení ohybovým momentem:

Dle obrázku 52 bylo vypočteno rameno  $r_y$ :

$$r_y = \frac{h_{hk}}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm} \quad (6.21)$$

$$\sigma_{\perp hk} = \frac{M_{ohk} \cdot r_y}{I_{wXhk}} = \frac{482835,94 \cdot 20}{111880} = 86,3 \text{ MPa} \quad (6.22)$$

Celkové napětí působící na svar:

$$S_{whk} = \sqrt{\sigma_{\perp hk}^2 + \tau_{\perp hk}^2} = \sqrt{87,05^2 + 86,31^2} = 87,05 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

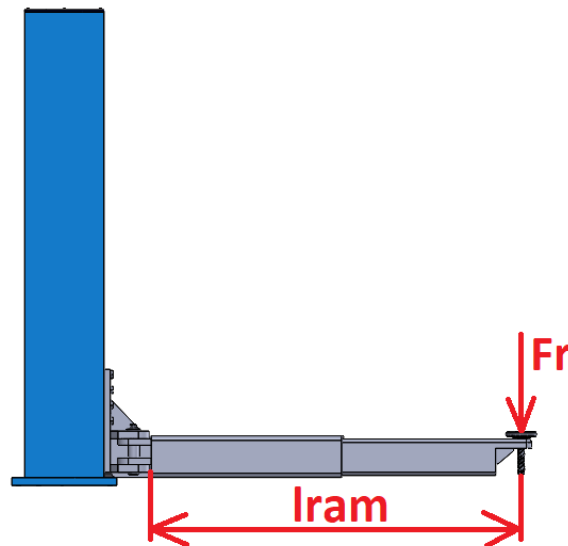
Mez kluzu základního materiálu:  $R_e = 355 \text{ MPa}$ .

Součinitel bezpečnosti svarového spoje je pro tento případ:  $\alpha = 0,7$ .

Bezpečnost spoje:

$$k_{phk} = \frac{R_e \cdot \alpha}{S_{whk}} = \frac{355 \cdot 0,7}{87,05} = 2,85 \quad (6.24)$$

### 6.3 KONTROLA SVARU RAMENE U ČEPU



Obr. 57 Rozměry pro výpočet sil na svar [foto autor]

Délka ramene při maximálním vysunutí:

$$l_{ram} = 1430 \text{ mm}$$

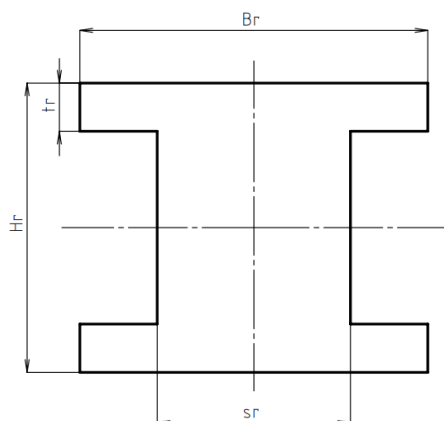
Ohybový moment působící na svar při různých natočeních ramene:

$$M_r = F_r \cdot l_{ram} = 12875,63 \cdot 1430 = 18412143,75 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.25)$$

Dle obrázku 52 vypočteme rameno  $r_y$ :

$$r_y = \frac{H_r}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm} \quad (6.26)$$

Tvar příruby:



Obr. 58 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]

Pro výpočet byly zvoleny rozměry dle tabulky 21.

Tab. 21 Rozměry svaru ramene u čepu

<b>Výpočtová tloušťka svaru</b>	$a_r$	8 mm
<b>Šířka tvarové skupiny</b>	$B_r$	120 mm
<b>Výška svarové skupiny</b>	$H_r$	100 mm
<b>Tloušťka stojny</b>	$s_r$	50 mm
<b>Tloušťka příruby</b>	$t_r$	25 mm

Nosná plocha průřezu svaru:

$$A_{wr} = 2 \cdot a \cdot (H_r + B_r - 2 \cdot t_r) = 2 \cdot 8 \cdot (10 + 120 - 2 \cdot 25) = 2720 \text{ mm}^2 \quad (6.27)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$\begin{aligned} I_{wpXr} &= \frac{a \cdot (H_r - 2 \cdot t_r)^3}{6} + \frac{B_r \cdot a^3}{6} + \frac{a \cdot B_r \cdot (H_r + a)^2}{2} = \\ &= \frac{8 \cdot (100 - 2 \cdot 25)^3}{6} + \frac{120 \cdot 8^3}{6} + \frac{8 \cdot 120 \cdot (100 + 8)^2}{2} = 5775626,67 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (6.28)$$

Zatížení ohybovým momentem M:

$$\sigma_{Lr} = \frac{M \cdot r_y}{I_{wXr}} = \frac{18412143,75 \cdot 50}{5775626,67} = 159,39 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

Zatížení smykovou silou:

$$\tau_{Lr} = \frac{F_r}{A_{wr}} = \frac{12875,62}{2720} = 4,73 \text{ MPa} \quad (6.30)$$

Celkové napětí působící na svar:

$$S_{wr} = \sqrt{\sigma_{Lr}^2 + \tau_{Lr}^2} = \sqrt{159,39^2 + 4,73^2} = 159,47 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

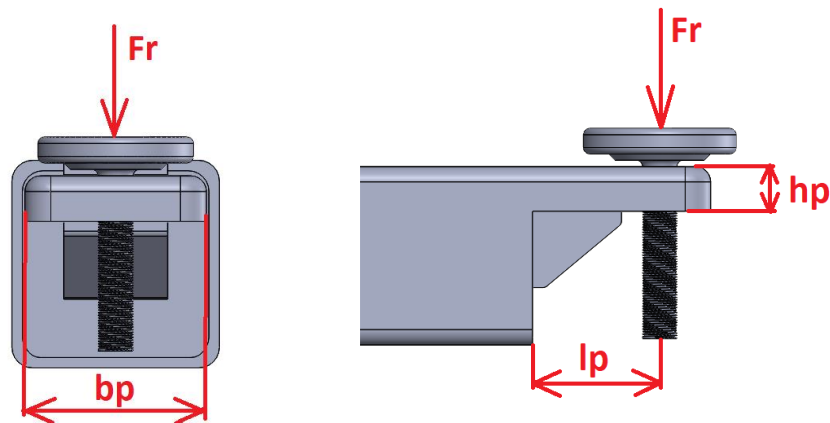
Mez kluzu základního materiálu:  $R_e = 355 \text{ MPa}$ .

Součinitel bezpečnosti svarového spoje je pro tento případ:  $\alpha = 0,7$ .

Bezpečnost spoje:

$$k_r = \frac{R_e \cdot \alpha}{S_{wr}} = \frac{355 \cdot 0,7}{159,47} = 1,58 \quad (6.32)$$

## 6.4 KONTROLA SVARU RAMENE U PATKY



Obr. 59 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]

Rozměry ramene:

$$l_p = 90 \text{ mm}$$

$$b_p = 100 \text{ mm}$$

$$h_p = 35 \text{ mm}$$

Výpočtová tloušťka svaru:

$$a_{rp} = 8 \text{ mm}$$

Plocha svaru:

$$A_{wrrp} = 2 \cdot a_{rp} \cdot (h_p + b_p) = 2 \cdot 8 \cdot (35 + 100) = 2160 \text{ mm}^2 \quad (6.33)$$

Kvadratický moment v ose x:

$$I_{wxrp} = \frac{a_{rp} \cdot h_p^3}{6} + \frac{b_p \cdot ((h_p + 2 \cdot a_{rp})^3 - h_p^3)}{12} = \frac{8 \cdot 35^3}{6} + \frac{100 \cdot ((35 + 2 \cdot 8)^3 - 35^3)}{12}$$

$$I_{wxrp} = 805300 \text{ mm}^4 \quad (6.34)$$

Zatížení smykovou silou:

$$\tau_{Lrp} = \frac{F_r}{A_{wrrp}} = \frac{12875,63}{2160} = 5,96 \text{ MPa} \quad (6.35)$$

Zatížení ohybovým momentem:

Dle obrázku 52 je vypočteno rameno  $r_y$ :

$$r_y = \frac{h_{rp}}{2} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ mm} \quad (6.36)$$

$$\sigma_{Lrp} = \frac{M_{op} \cdot r_y}{I_{wxrp}} = \frac{1158806,25 \cdot 17,5}{805300} = 25,18 \text{ MPa} \quad (6.37)$$

Ohybový moment  $M_{op}$  byl vypočten v předchozí části práce (rovnice 5.3).

Celkové napětí působící na svar:

$$S_{wrrp} = \sqrt{\sigma_{Lrp}^2 + \tau_{Lrp}^2} = \sqrt{25,18^2 + 5,96^2} = 25,88 \text{ MPa} \quad (6.38)$$

Mez kluzu základního materiálu:  $R_e = 355 \text{ MPa}$ .

Součinitel bezpečnosti svarového spoje je pro tento případ:  $\alpha = 0,7$ .

Bezpečnost spoje:

$$k_{srp} = \frac{R_e \cdot \alpha}{S_{wrrpmax}} = \frac{355 \cdot 0,7}{25,88} = 9,6 \quad (6.39)$$

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout dvousloupový hydraulický zvedák. Na úvod byla rozebrána různá konstrukční řešení automobilních zvedáků.

Zvedák navržený v této práci bude poháněn hydraulickým systémem, který je složen ze zubového čerpadla, jednosměrného ventilu, rozvaděče, děliče průtoku, brzdícího ventilu a teleskopického hydraulického válce. Byly zvoleny časy zdvihu a klesání zvedáku, vypočten požadovaný průtok systému a z těchto údajů byly určeny všechny součásti. Hydraulický válec byl zkontrolován na vzpěr a tlak. Dále byly zkontrolovány všechny důležité svary na zvedáku. Sloup zvedáky byl zkontrolován na tlak, vzpěr a na ohyb. Ve sloupu pojíždí vozík, který je pomocí čepu přichycen k hydraulickému válci a na sloup přenáší síly přes vodící rolny, které jsou ve vozíku uloženy v kalených pouzdrech. Na vozík jsou otočně upevněna ramena, která jsou vyrobena z dostupných profilů, které vyhovují pro vypočtené parametry. Dle výpočtů byl vytvořen 3D model, výkresy součástí a sestavy. Maximální zdvih zvedáku bude 1150 mm, což je o 150 mm více, než je požadovaná minimální výška zdvihu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojírenské tabulky*. 5. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] Svarové spoje. *Mitcalc.com* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: [https://mitcalc.com/doc/welding/help/cz/welding.htm#Header\\_theory\\_2](https://mitcalc.com/doc/welding/help/cz/welding.htm#Header_theory_2)
- [3] Čepové a kolíkové spoje [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pinstxt.htm>
- [4] HORNÍKOVÁ, Jana Ing., Ph.D. *Interaktivní učební text pružnost pevnost* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [5] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické převody strojů* [online]. Brno: VUT Brno, 2009 [cit. 2020-06-05]
- [6] MALÁŠEK, J.: *Transportní zařízení (syllabus)*, VUT Brno, 2011, 174 s.
- [7] Šroubový zvedák [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [https://www.mall.cz/vybaveni-garaze/automax-zvedak-nuzkovy-2000kg-100013208413?utm\\_source=CJ&utm\\_medium=affiliate&utm\\_campaign=4103753&utm\\_content=12374984&utm\\_term=other&cjevent=f3fbc237a75611ea810b00010a180513](https://www.mall.cz/vybaveni-garaze/automax-zvedak-nuzkovy-2000kg-100013208413?utm_source=CJ&utm_medium=affiliate&utm_campaign=4103753&utm_content=12374984&utm_term=other&cjevent=f3fbc237a75611ea810b00010a180513)
- [8] Hřebenový zvedák. *Monteco* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.monteco.cz/shop/hrebenovy-zvedak-3000-kg/pro2285.html>
- [9] FIRMA FERDUS. Zvedák jednosloupový mobilní SF-M2500ES, 2,5t, s mechanickými západkami a kolečky. *MojeDilna.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/zvedak-jednosloupovy-mobilni-sf-m2500es-25t-s-mechanickymi-zapadkami-a-kolecky>
- [10] FIRMA GOLEMTECH. Dvousloupový zvedák 4 t PROFI. *GOLEMTECH: vybavení autoservisů* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/15-dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
- [11] FIRMA GOLEMTECH. Parkovací čtyřsloupový zvedák 3,5 t. *GOLEMTECH: vybavení autoservisů* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/53-parkovaci-ctyrsloupovy-zvedak-3500-kg.html>
- [12] Nůžkový zvedák NZ 3t - na podlahu. *Autotech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/nuzkovy-zvedak-nz-3t-na-podlahu>
- [13] Nůžkový zvedák. *Autotech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/nuzkovy-zvedak-za-kola-ee-6603b-5t-na-podlahu>

- [14] Jámový zvedák. *WM autodily* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.wmvybaveni.cz/jamove-zvedaky/jamovy-zvedak-mc-s15/>
- [15] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel – 1.díl – zubová čerpadla. *Automatizace.hw.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [16] Kategorie: Lopatková čerpadla. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Rotary\\_vane\\_pumps](https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Rotary_vane_pumps)
- [17] Category: Axial piston pumps. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Axial\\_piston\\_pumps](https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Axial_piston_pumps)
- [18] Ventil pojistný Prescor B 1/2" x 1/2", 6BAR. *Triker* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://triker.cz/p-258101027100/Ventil-pojistny-prescor-b-1-2-x-1-2-6bar/>
- [19] FIRMA HONEYWELL. Honeywell D06F-1/2A redukční ventil. *ELventil.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.elventil.cz/honeywell-d06f-1/2a-redukcniventil>
- [20] ČSN EN 1493. Zvedáky vozidel. 27 0809. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1999.
- [21] *Depositphotos* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://cz.depositphotos.com/vector-images/podm%C3%ADnka.html?qview=110999790>
- [22] Teleskopické hydraulické válce. *Fisatech.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <http://www.fisatech.cz/wp-content/uploads/2017/09/teleskopicke-valce.pdf>
- [23] Čepy hydraulických válců. *Fisatech.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <http://www.fisatech.cz/wp-content/uploads/2017/09/cepy-hydraulickyh-valcu.pdf>
- [24] Hydraulická čerpadla. *Kardanka.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/zubove-cerpadlo-gr2-20-ccm-pravotocive-21809>
- [25] HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ 1/40 JEDNOČINNÝ. *TECHNIKAPROFARMU: Stroje a mechanizace pro zemědělství* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.technikaprofarmu.cz/rucne-ovladane-40-l-min/hydraulicke-rozvad-1-40-jedno--inne/>
- [26] Jednosměrný ventil SC1F-A2. *ARGO-HYTOS* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobyky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/sc1f-a2.html>



- [27] *Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu a obtokovým jednosměrným ventilem SF2C2A-K2/1. ARGO-HYTOS* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_SF2C2A-K2\\_I\\_hc5236\\_CZ.pdf](https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SF2C2A-K2_I_hc5236_CZ.pdf)
- [28] *Dělič a spojovač průtoku* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_SFD2F-B4\\_I\\_hc5234\\_CZ.pdf](https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SFD2F-B4_I_hc5234_CZ.pdf)
- [29] *Zvedací adaptéry. Technology-garage.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: [https://www.technology-garage.cz/sada-zvedacich-adapteru-eae-711004018\\_z3570/?search=eae](https://www.technology-garage.cz/sada-zvedacich-adapteru-eae-711004018_z3570/?search=eae)
- [30] *Vodící desky a ploché lišty. Sankyo-oilless.de* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.sankyo-oilless.de/cz/produkty/vodici-desky-a-ploche-listy/594/solp>
- [31] *Pružinové pístky. Elsa-Ganter.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/produkty/zaji%C5%A1%C5%A5ovaci-prvky--1002/Zaji%C5%A1%C5%A5ovaci-prvky--Pru%C5%BEinove-pistky--GN617#sortby=0&facetvalue=>
- [32] *Vodící rolny excentrické. MATIS.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/produkt/hpve-vodici-rolny-excentricke>
- [33] *M-kolejnice. MATIS.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/produkt/m-kolejnice>
- [34] *Kluzná ložiska. Kluznaloziska.cz* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/18edc75c1516123fe06ec386d82155f4/kalenaocel.pdf>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Popis
a	[mm]	Výpočtová tloušťka svaru
$a_{1x}, a_{2x}, a_{3x}$	[mm]	Vzdálenosti těžišť elementárních ploch od těžiště v ose x
$a_{1y}, a_{2y}, a_{3y}$	[mm]	Vzdálenosti těžišť elementárních ploch od těžiště v ose y
$a_{hk}$	[mm]	Výpočtová tloušťka svaru
$a_r$	[mm]	Výpočtová tloušťka svaru
$a_{rp}$	[mm]	Výpočtová tloušťka svaru
$A_{whk}$	[mm <sup>2</sup> ]	Nosná plocha průřezu svaru
$A_{wp}$	[mm <sup>2</sup> ]	Nosná plocha průřezu svaru
$A_{wr}$	[mm <sup>2</sup> ]	Nosná plocha průřezu svaru
$A_{wrp}$	[mm <sup>2</sup> ]	Nosná plocha průřezu svaru
$b_1, b_2, b_3$	[mm]	Šířky elementárních ploch sloupu
$b_{\check{c}}$	[mm]	Šířka vidlice
$b_{hk}$	[mm]	Šířka tvarové skupiny
$b_{hv}$	[mm]	Šířka materiálu na nosné plošině
$b_p$	[mm]	Šířka ramene u patky
$B_p$	[mm]	Šířka tvarové skupiny
$B_r$	[mm]	Šířka tvarové skupiny
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu ramene
$d_{hv}$	[mm]	Průměr pístu hydromotoru
$d_{pmax}$	[mm]	Maximální průměr pístu hydromotoru
$d_{pmin}$	[mm]	Minimální průměr pístu hydromotoru
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$e_{x1}, e_{x2}$	[mm]	Vzdálenost od těžiště ke krajním vláknům obrazce v ose x
$e_{y1}, e_{y2}$	[mm]	Vzdálenost od těžiště ke krajním vláknům obrazce v ose y
$F_g$	[N]	Síla na zvedák
$F_{hv}$	[N]	Síla na hydromotor
$F_{kx}$	[N]	Radiální síla na rolnu
$F_{ky}$	[N]	Axiální síla na rolnu
$F_p$	[N]	Síla na přírubu nosné plošiny
$F_r$	[N]	Síla na jedno rameno
$F_s$	[N]	Síla na sloup
g	[m.s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
G	[N]	Síla na zvedák navýšená o bezpečnost
$h_1, h_2, h_3$	[mm]	Výšky elementárních ploch sloupu
$h_{hk}$	[mm]	Výška svarové skupiny
$h_k$	[mm]	Rozteč rolen
$h_{min}$	[mm]	Minimální zdvih zvedáku
$h_p$	[mm]	Výška ramene u patky
$H_p$	[mm]	Výška svarové skupiny
$H_r$	[mm]	Výška svarové skupiny

$h_s$	[mm]	Výška sloupu
$h_z$	[mm]	Výška zdvihu jednoho pístu hydromotoru
$i$	[mm]	Poloměr setrvačnosti
$i_1$	[mm]	Poloměr setrvačnosti sloupu v ose x
$i_2$	[mm]	Poloměr setrvačnosti sloupu v ose y
$I_{wpx}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v ose x
$I_{wpy}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v ose y
$I_{wxhk}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$I_{wxr}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$I_{wxrp}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$I_{x1}, I_{x2}, I_{x3}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratické momenty elementárních ploch v ose x
$I_{xt}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment k těžišti pro osu x
$I_{y1}, I_{y2}, I_{y3}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratické momenty elementárních ploch v ose y
$I_{yt}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment k těžišti pro osu y
$J_p$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment pístu hydromotoru
$J_{wp}$	[mm <sup>4</sup> ]	Polární kvadratický moment průřezu svaru
$k_{\check{c}}$	[/]	Zvolená bezpečnost pro čep
$k_{hv}$	[/]	Vypočtená bezpečnost hydromotoru
$k_p$	[/]	Zvolená bezpečnost pro patku
$k_{p\check{c}}$	[/]	Bezpečnost čepu ramene na otláčení
$k_{phk}$	[/]	Bezpečnost svarového spoje
$k_{pr}$	[/]	Vypočtená bezpečnost pro rameno u patky
$k_{ps}$	[/]	Bezpečnost svarového spoje
$k_r$	[/]	Bezpečnost svarového spoje
$k_{rp}$	[/]	Bezpečnost pro rameno u patky
$k_{srp}$	[/]	Bezpečnost svarového spoje
$k_{s\check{c}hv}$	[/]	Bezpečnost čepu hydromotoru pro smyk
$k_{sl}$	[/]	Bezpečnost sloupu na ohyb
$k_z$	[/]	Zvolená bezpečnost hydromotoru
$k_{\tau\check{c}}$	[/]	Bezpečnost čepu ramene ve smyku
$L_1$	[mm]	Rozteč mezi pojistnými kroužky čepu hydromotoru
$l_{1max}$	[mm]	Rameno síly $F_r$
$l_{2max}$	[mm]	Rameno síly $F_r$
$l_{hk}$	[mm]	Rameno síly
$l_k$	[mm]	Rameno síly $F_r$
$l_p$	[mm]	Rameno síly $F_r$
$l_{pmax}$	[mm]	Rameno síly $F_p$
$l_{ram}$	[mm]	Rameno síly
$l_{red}$	[mm]	Redukovaná délka sloupu
$l_{smax}$	[mm]	Rameno síly $F_s$
$M$	[N.mm]	Ohybový moment
$m$	[kg]	Potřebná nosnost patky
$m_{max}$	[kg]	Maximální zatížení zvedáku

$M_{ohk}$	[N.mm]	Ohybový moment působící na konzolu u hydromotoru
$M_{op}$	[N.mm]	Ohybový moment působící na rameno u patky
$M_r$	[N.mm]	Ohybový moment působící na rameno u čepu
$M_x$	[N.mm]	Ohybový moment v ose x
$M_y$	[N.mm]	Ohybový moment v ose y
$P$	[mm]	Průměr nejmenšího pístu hydromotoru
$p_{\check{c}}$	[MPa]	Tlak na čep ramene
$p_{\check{c}hv}$	[MPa]	Tlak na čep hydromotoru
$p_d$	[MPa]	Dovolený tlak
$p_{d\check{c}}$	[MPa]	Dovolený tlak na čep ramene
$p_{d\check{c}hv}$	[MPa]	Dovolený tlak na čep hydromotoru
$Q$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Potřebný průtok pro zdvih hydromotoru
$Q_c$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Potřebný průtok pro celý zvedák
$Q_{k1}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Největší potřebný průtok pro klesání hydromotoru
$Q_{k2}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Nejmenší potřebný průtok pro klesání hydromotoru
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$r_x$	[mm]	Rameno síly
$r_y$	[mm]	Rameno síly
$S_1, S_2, S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Plochy elementárních ploch průřezu sloupu
$S_{hv}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hydromotoru
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hydromotoru
$s_p$	[mm]	Tloušťka stojny
$s_r$	[mm]	Tloušťka stojny
$S_S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu sloupu
$S_{whk}$	[MPa]	Celkové napětí působící na svar
$S_{wp}$	[MPa]	Celkové napětí působící na svar
$S_{wpm\max}$	[MPa]	Maximální celkové napětí působící na svar
$S_{wr}$	[MPa]	Celkové napětí působící na svar
$S_{wrp}$	[MPa]	Celkové napětí působící na svar
$T$	[N.mm]	Točivý moment
$t_{ck}$	[s]	Celkový čas klesání hydromotoru
$t_{e1-4}$	[s]	Čas zdvihu jednoho pístu hydromotoru
$t_k$	[s]	Čas klesání jednoho pístu hydromotoru
$t_p$	[mm]	Tloušťka příruby
$t_r$	[mm]	Tloušťka příruby
$T_x$	[mm]	Těžiště průřezu sloupu v ose x
$T_y$	[mm]	Těžiště průřezu sloupu v ose y
$t_z$	[s]	Celkový čas zdvihu hydromotoru
$V_{hv}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem pístu hydromotoru
$v_k$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost klesání
$v_z$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zdvihu
$W_{1x}, W_{2x}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezové moduly v ohybu k ose x
$W_{1y}, W_{2y}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezové moduly v ohybu k ose y

$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu
$W_{o1min}$	[mm <sup>3</sup> ]	Potřebný průřezový modul pro výsuvné rameno
$W_{o2min}$	[mm <sup>3</sup> ]	Potřebný průřezový modul pro otočné rameno
$W_{op}$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu ramene u patky
$y_1, y_2, y_3$	[mm]	Vzdálenosti těžišť elementárních ploch od osy y
$\alpha_n$	[°]	Úhel natočení ramene
$\lambda$	[/]	Štíhlost prutu
$\lambda_{kr}$	[/]	Kritická štíhlost prutu
$\sigma$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma_{c1}, \sigma_{c2}$	[MPa]	Celková ohybová napětí na sloup
$\sigma_d$	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
$\sigma_{dos}$	[MPa]	Dovolené napětí na sloup
$\sigma_{hvd}$	[MPa]	Dovolené tlakové napětí na hydromotor
$\sigma_{hvzl}$	[MPa]	Tlakové napětí působící na hydromotor
$\sigma_{stl}$	[MPa]	Tlakové napětí ve sloupu
$\sigma_{sx1}, \sigma_{sx2}$	[MPa]	Ohybová napětí na sloup v ose x
$\sigma_{sy}$	[MPa]	Ohybové napětí na sloup v ose y
$\sigma_L$	[MPa]	Napětí způsobené ohybovým momentem M
$\sigma_{Lhk}$	[MPa]	Napětí způsobené ohybovým momentem $M_{ohk}$
$\sigma_{Lr}$	[MPa]	Napětí způsobené ohybovým momentem $M_r$
$\sigma_{Lrp}$	[MPa]	Napětí způsobené ohybovým momentem $M_p$
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	Smykové napětí na čep ramene
$\tau_{\check{c}hv}$	[MPa]	Smykové napětí na čep hydromotoru
$\tau_{d\check{c}}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí na čep ramene
$\tau_{d\check{c}hv}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí na čep hydromotoru
$\tau_L$	[MPa]	Zatížení krouticím momentem T
$\tau_l$	[MPa]	Zatížení krouticím momentem T
$\tau_{Lhk}$	[MPa]	Napětí způsobené smykovou silou
$\tau_{Lr}$	[MPa]	Napětí způsobené smykovou silou
$\tau_{Lrp}$	[MPa]	Napětí způsobené smykovou silou

## SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1 Šroubový zvedák [7].....	12
Obr. 2 Hřebenový zvedák KAT2285 od firmy MONTECO [8].....	13
Obr. 3 Jednosloupový mobilní zvedák SF-M2500ES [9].....	13
Obr. 4 Dvousloupový zvedák GOLEMTECH [10].....	14
Obr. 5 Čtyřsloupový zvedák GOLEMTECH [11].....	14
Obr. 6 Nůžkový zvedák pro zvedání za prahy [12].....	15
Obr. 7 Nůžkový zvedák pro zvedání za kola [13].....	15
Obr. 8 Jámový zvedák [14].....	16
Obr. 9 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [15].....	17
Obr. 10 Lamelový hydrogenerátor [16].....	17
Obr. 11 Axiální pístový hydrogenerátor [17].....	18
Obr. 12 Druhy přímočarých hydromotorů [5].....	19
Obr. 13 Řez pojistným ventilem [18].....	19
Obr. 14 Řez redukčním ventilem [19].....	20
Obr. 15 Schémata možných konstrukčních řešení jednosměrných ventilů [5].....	20
Obr. 16 Konstrukce, schematická značka a možnost použití hydraulického zámku [5].....	21
Obr. 17 Ručně ovládaný rozvaděč [5].....	21
Obr. 18 Geometrie clony a trysky a kritérium pro jejich rozlišení [5].....	22
Obr. 19 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrťicích ventilů [5].....	22
Obr. 20 Schéma možnosti použití děliče průtoku [5].....	23
Obr. 21 Navržená koncepce zvedáku [foto autor].....	24
Obr. 22 Schéma čelní strany [21].....	25
Obr. 23 Schéma boční strany [21].....	25
Obr. 24 Schéma hydraulického obvodu [foto autor].....	27
Obr. 25 Schéma zvoleného hydraulického válce [22].....	28
Obr. 26 Případy vzpěru dle způsobu uchycení prutu [4].....	29
Obr. 27 Schéma teleskopického hydromotoru s výpočtovými délkami jednotlivých stupňů [foto autor].....	29
Obr. 28 Čep hydraulického válce [23].....	31
Obr. 29 Uložení hydraulického válce [22].....	32
Obr. 30 Zvolený hydrogenerátor GR2 [24].....	34
Obr. 31 Zvolený rozvaděč P40 B1 GKZ1 [25].....	34
Obr. 32 Schéma zvoleného rozvaděče [25].....	35
Obr. 33 Zvolený jednosměrný ventil SC1F-A2 [26].....	35
Obr. 34 Schéma zvoleného škrťicího ventilu SF2 C2A – K2/1 [27].....	36
Obr. 35 Schéma zvoleného děliče průtoku SFD2F-B4/I [28].....	37
Obr. 36 Zvolená patka EAE 711004018 [29].....	38
Obr. 37 Rozměry ramene u patky [foto autor].....	38
Obr. 38 Výpočtové rozměry výsuvného ramene [foto autor].....	39
Obr. 39 Výpočtové rozměry vnější části ramene [foto autor].....	40
Obr. 40 Vybraný typ kluzných desek SOLP od firmy Sankyo oilles [30].....	40
Obr. 41 Rozměry kluzné desky [30].....	41
Obr. 42 Navržené zajištění pozice ramene [31].....	41
Obr. 43 Schéma výpočtových rozměrů pro čep [3].....	42
Obr. 44 Vodičí rolny [32].....	43
Obr. 45 Schéma síly působící na rolny [foto autor].....	43
Obr. 46 Excentrická rolna HPVE 76 [32].....	44

Obr. 47 Schéma zvolené rolny HPVE 76 [27] .....	44
Obr. 48 Možné typy pouzder [34] .....	45
Obr. 49 Schéma zvolené kolejnice [33].....	46
Obr. 50 Výpočtové rozměry sloupu na ohyb a na vzpěr [foto autor] .....	46
Obr. 51 Rozměry sloupu [foto autor] .....	47
Obr. 52 Výpočtové rozměry pro výpočet síly na svar [foto autor].....	53
Obr. 53 Schéma sil a momentů působících na svar [2] .....	54
Obr. 54 Rozměry pro výpočet svaru [foto autor] .....	54
Obr. 55 Napětí v koutovém svaru [2].....	55
Obr. 56 Výpočtové rozměry svaru [foto autor] .....	57
Obr. 57 Rozměry pro výpočet sil na svar [foto autor].....	58
Obr. 58 Výpočtové rozměry svaru [foto autor] .....	59
Obr. 59 Výpočtové rozměry svaru [foto autor] .....	60
Tab. 1 Zadané hodnoty .....	24
Tab. 2 Parametry automobilu dle normy ČSN 73 6058 a rozměry ovlivňující stabilitu zvedáku .....	26
Tab. 3 Rozměry hydraulického válce [22] .....	28
Tab. 4 Výpočet bezpečnosti hydromotoru.....	31
Tab. 5 Rozměry čepu [23] .....	31
Tab. 6 Rozměry uložení [22].....	33
Tab. 7 Výpočet elementárních objemů.....	33
Tab. 8 Rozměry zvolených kluzných desek [30] .....	41
Tab. 9 Síly působící na rolny při různých natočení ramene .....	44
Tab. 10 Rozměry zvolené rolny HPVE 76 [32] .....	44
Tab. 11 Technické údaje kaleného pouzdra [34].....	45
Tab. 12 Rozměry vybrané kolejnice [33] .....	45
Tab. 13 Ohybové momenty působící na sloup .....	47
Tab. 14 Rozměry průřezu sloupu .....	48
Tab. 15 Ohybové napětí v jednotlivých osách .....	50
Tab. 16 Celková ohybová napětí .....	51
Tab. 17 Výpočet momentů působících na svar při různých natočeních .....	53
Tab. 18 Rozměry svaru.....	54
Tab. 19 Momenty působící na svar při různých natočeních.....	56
Tab. 20 Celkové napětí ve svaru při různých natočeních.....	56
Tab. 21 Rozměry svaru ramene u čepu .....	59

## SEZNAM PŘÍLOH

- P1 VÝKRES SESTAVENÍ – SESTAVA ZVEDÁKU (1-3pSSZ-2021/100)
- P2 VÝKRES SESTAVENÍ – RAMENO VÝSUVNÉ (3-3pSSZ-2021/110)
- P3 SEZNAM POLOŽEK – RAMENO VÝSUVNÉ (3-3pSSZ-2021/110)
- P4 VÝKRES SESTAVENÍ – RAMENO OTOČNÉ (3-3pSSZ-2021/120)
- P5 SEZNAM POLOŽEK – RAMENO OTOČNÉ (3-3pSSZ-2021/120)
- P6 VÝKRES SESTAVENÍ – NOSNÁ PLOŠINA (2-3pSSZ-2021/130)
- P7 VÝKRES SESTAVENÍ – SLOUP (2-3pSSZ-2021/140)
- P8 VÝROBNÍ VÝKRES – KRYT HORNÍ (3-3pSSZ-2021/101)
- P9 VÝROBNÍ VÝKRES – DORAZ RAMENE (4-3pSSZ-2021/102)
- P10 VÝROBNÍ VÝKRES – KROUŽEK ROLNY (4-3pSSZ-2021/103)