



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**NÁVRH HYDRAULICKÉ JEDNOTKY PRO  
OVLÁDÁNÍ SKLOPNÉ PLOŠINY**

**DESIGN OF THE HYDRAULIC UNIT**

**FOR MOVEMENT OF THE TAIL LIFT**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2019**

**Bc. Jakub Milan Hradecký**

**Studijní program:** Strojní inženýrství

**Studijní obor:** Dopravní, letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Martin Dub, Ph.D.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením pana Ing. Martina Duba, Ph.D. s použitím literatury uvedené ve zdrojích.

V Praze dne .....

.....

Bc. Jakub Milan Hradecký

## Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Martinovi Dubovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, za jeho připomínky, pomoc při řešení úloh a také vstřícnost. Dále bych chtěl poděkovat panu Janu Syrovátkovi, konstruktérovi z kanceláře vývojové konstrukce Jihostroje a.s. Velešín za vstřícnost a hodnotné rady při konzultacích práce. Nakonec bych rád poděkoval své rodině za celkovou podporu.

## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem hydraulické jednotky pro ovládání sklopné plošiny nákladních automobilů. Pohyb plošiny zajišťují přímočaré hydromotory, do kterých je přiváděna pracovní kapalina přes reverzní zubové čerpadlo poháněné elektromotorem. Součástí zubového čerpadla je také hydraulický rozvod, který ve spojení s dalšími hydraulickými ovládacími prvky zajišťuje správný pohyb válců. Díky použití reverzního zubového čerpadla a spojení některých vybraných prvků se tato hydraulická jednotka stává kompaktnější.

## Summary

This thesis is engaged in planning of design of the hydraulic unit for movement of the tail lift. The movement is provided by linear hydraulic motors where the working fluid is coming via reversal gear pump. The gear pump is powered by electric motor. Gear pump includes hydraulic distribution system which provides the movement of the linear hydraulic motors with the help of the other hydraulic elements. The hydraulic unit is more compact thanks to reverse gear pump and coupling of some of the hydraulic elements.

## Klíčová slova

Zubové čerpadlo, přímočarý hydromotor, elektromotor, nádrž, hydraulický rozvod

## Keywords

Gear pump, linear hydraulic motor, electric motor, tank, hydraulic distribution

## Obsah

1	Úvod .....	1
2	Současný stav problematiky .....	2
2.1	Pohon sklopné plošiny .....	2
2.2	Princip mechanismu .....	2
2.3	Hydrostatické zubové čerpadlo .....	3
2.4	Přímočarý hydromotor (hydraulický válec) .....	5
2.5	Další komponenty hydraulického systému .....	7
2.6	Hydraulické kapaliny .....	13
3	Návrh hydraulického agregátu .....	15
3.1	Dimenzování dvoučinného přímočarého hydromotoru .....	16
3.1.1	Výpočet pístnice na vzpěr .....	16
3.1.2	Výpočet pístu .....	18
3.2	Dimenzování jednočinného přímočarého hydromotoru .....	20
3.2.1	Výpočet pístnice .....	20
3.2.2	Výpočet pístu .....	20
3.3	Konstrukční návrh přímočarého hydromotoru .....	22
3.4	Návrh hydrostatického zubového čerpadla .....	24
3.4.1	Výpočet vstupního kroutícího momentu .....	25
3.4.2	Hydraulické schéma ventilového systému .....	27
3.4.3	Hnací hřídel a ozubená kola .....	31
3.4.4	Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvodem – první verze .....	33
3.4.5	Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvodem – druhá verze .....	34
3.4.6	Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvodem – třetí verze .....	35
3.4.7	Příruba a její upnutí .....	35



3.4.8	ostatní komponenty zubového hydrogenerátoru.....	36
3.5	Návrh pohonu agregátu.....	41
3.6	Spojení elektromotoru a hydrogenerátoru .....	43
3.7	Protikoroziční opatření.....	43
3.7.1	Experimentální ověření .....	43
3.8	Pevnostní ověření nosového spojení hřídele motoru a čerpadla .....	47
3.9	Agregát jako celek .....	54
4	Závěr.....	56
	Zdroje .....	58
	Seznam obrázků .....	59
	Seznam příloh.....	62

## 1 Úvod

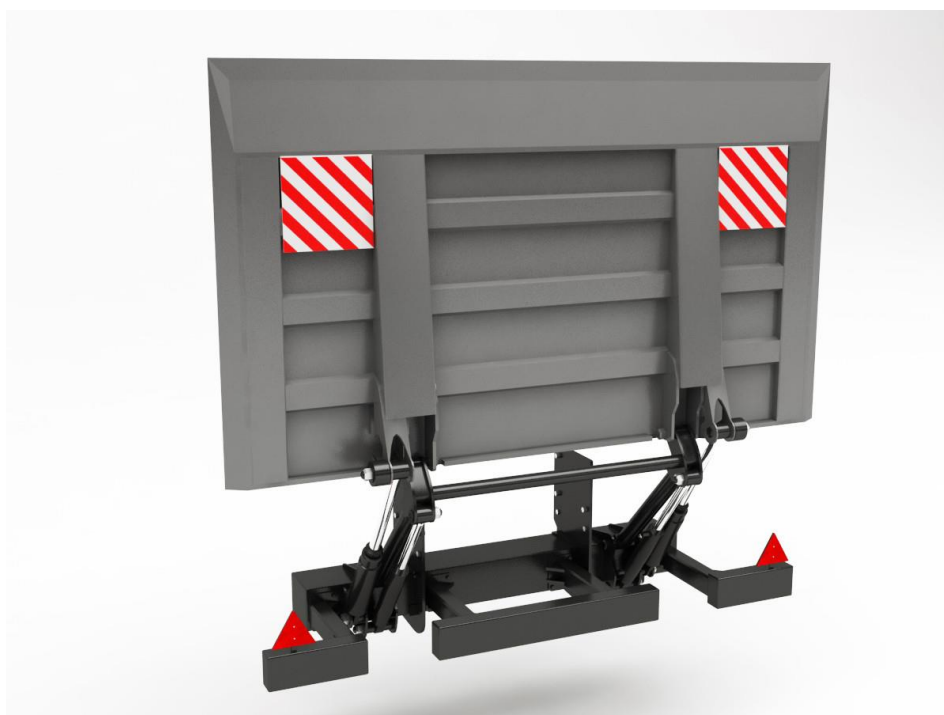
Cílem této práce je vytvořit agregát, který bude zajišťovat pohyb sklopné plošiny nákladních automobilů a který se bude odlišovat oproti stávajícím svou kompaktností a odlehčením o některé komponenty.

Také bude použito modifikované reverzní zubové čerpadlo, místo jednosměrného, které je schopné přečerpávat kapalinu jak jako pravotočivé, tak jako levotočivé čerpadlo. Zároveň bude v čerpadle integrován hydraulický rozvod, který bude zajišťovat, s pomocí dalších hydraulických prvků, rozvod kapaliny do přímočarých hydromotorů, které naklápějí nebo zvedají plošinu. Poslední částí agregátu je nádrž, která musí být navržena v takové poloze a takovém objemu, aby bylo možné z nádrže čerpat kapalinu při jakékoli poloze zbytku agregátu.

## 2 Současný stav problematiky

### 2.1 Pohon sklopné plošiny

Sklopné plošiny (obr. 1) je dnes možné pohánět hydraulicky, pneumaticky nebo mechanicky. Díky této plošině je možná absolutní absence vysokozdvizných vozíků k nakládání těžkého materiálu. Plošinu je možné použít ke zvedání buď ze země nebo k přemostování mezi nákladním automobilem a nakládací rampou. Díky několika možnostem pohybu je také mnoho variant a možností způsobu zajištění pohybu plošiny. Tato práce se bude zabývat konkrétním hydraulickým řešením.



obr. 1.: Hydraulicky poháněná sklopná plošina, převzato z [13]

### 2.2 Princip mechanismu

Nacházejí se zde dva pohyby plošiny, které je nutné zajistit. Prvním je pohyb vzhůru a dolů. Druhým potom rotace plošiny v ose rovnoběžné s osou kol nákladního automobilu. Tudíž je zapotřebí dvou ovládaných pohonů. Každý z těchto pohybů zajišťují dva hydraulické válce.

Písty hydraulického válce jsou s plošinou spojeny rotační vazbou, která představuje spojení pomocí čepu. Hydraulický válec je k nákladnímu automobilu spojen také rotační vazbou.

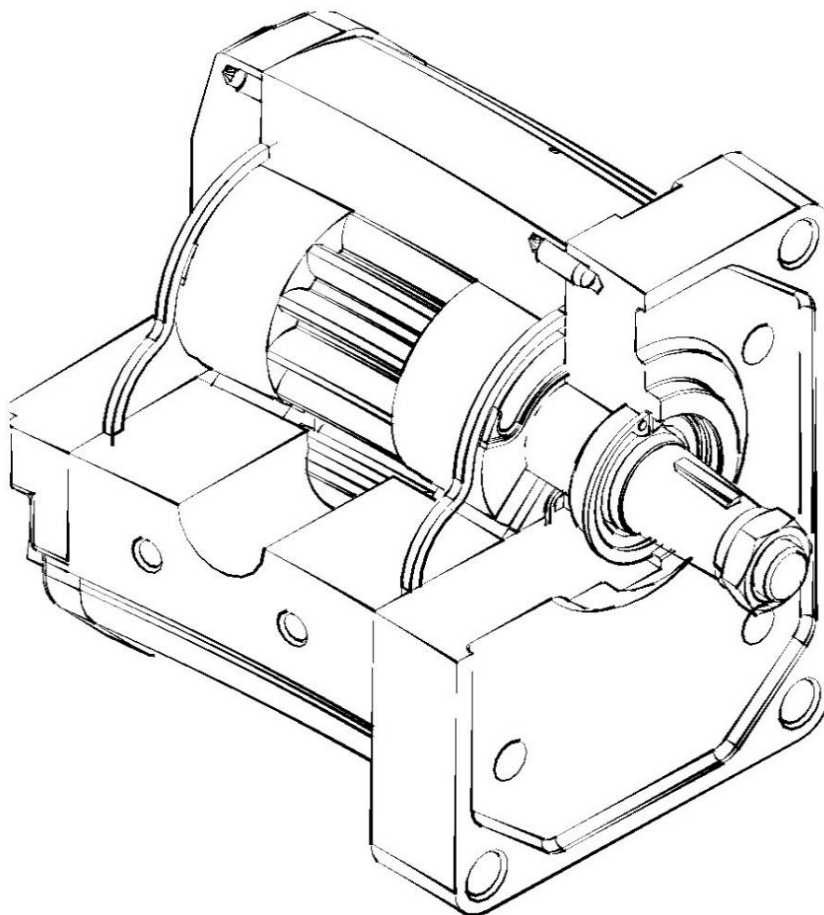


Ke dnu hydraulického válce je připojena hadice, která zajišťuje přívod pracovní kapaliny, tudíž i vzrůstajícího nebo klesajícího tlaku ve válci, která je generována čerpadlem. Příkladem takového generátoru je hydrostatické zubové čerpadlo.

### 2.3 Hydrostatické zubové čerpadlo

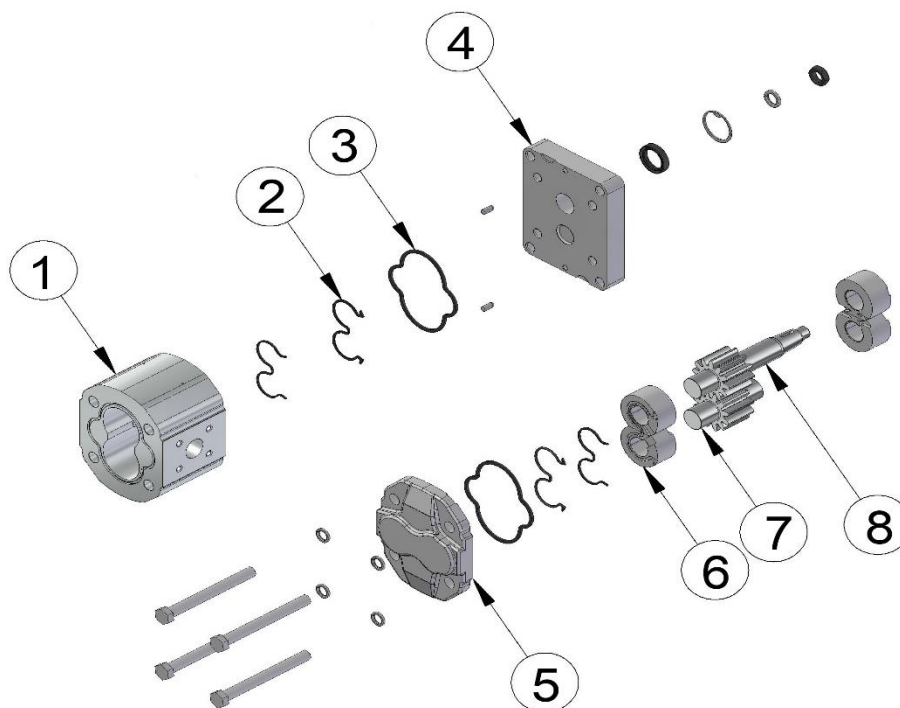
Hydrostatická zubová čerpadla (obr. 2) (dále jen HZČ) jsou nejrozšířenější typ hydrostatických čerpadel s rotačním pohybem. Slouží jako generátor tlaku přes pracovní kapalinu a jsou užívána například v silových a řídicích částech mechanismů jako hydrogenerátory, také při čerpání olejů a plnění vysokotlakých čerpadel.

Mezi přední výhody HZČ patří konstrukční jednoduchost, spolehlivost, vysoká účinnost a samonasávací schopnost.



obr. 2.: Hydrostatické zubové čerpadlo, převzato z [8]

HZČ se skládá z několika částí (obr. 3). Nejčastěji z hnacího a hnaného kola, kluzných ložisek nalisovaných v jejich úložných pouzdrech, tělesa, těsnění, příruby a víka. Dále jsou součástí klasické konstrukční prvky jako například hřídelové těsnění, pojistný kroužek, poziční kolíky, šrouby a podložky pod šrouby.



- |                              |                     |
|------------------------------|---------------------|
| 1. Víko                      | 5. Těleso           |
| 2. Úložné pouzdro s ložiskem | 6. Těsnění vyvážené |
| 3. Kolo hnané                | 7. Těsnění obvodové |
| 4. Kolo hnací                | 8. Příruba          |

**obr. 3.: Rozpad HZČ, převzato z [8]**

Princip přenosu pracovní kapaliny spočívá v rotaci ozubených kol a následnému nasání do mezizubního prostoru. Při uzavírání tohoto prostoru, vlivem rotace ozubeného kola, vzniká uzavřený objem v prostoru mezi zuby a stěnou tělesa, okolo které je kapalina vedena. Na výstupu kapalina opouští mezizubní prostor, který zaniká stykem zubů hnacího a hnaného kola. Díky rotaci ozubených kol vzniká při rozpojení zubů podtlak a ozubené kolo může opět nasát kapalinu a celý cyklus se opakuje.

Hřídele jsou uloženy v ložiskách. Ta mohou být jak valivá, tak kluzná, ale z důvodu snížení hluku a zvýšení účinnosti jsou používána ložiska kluzná. Ty jsou nalisována do úložných

bloků. Celý mechanismus HZČ není vhodný pro kapalinu znečištěnou tvrdými částicemi a kapalinu se špatnými mazacími vlastnostmi. Celý mechanismus je samomazný. Pokud čerpáme ekologicky závadnou nebo jinak nebezpečnou látku, musí být přečerpávaný prostor hermeticky uzavřen.

Rozdílnost tlaků na vstupu a výstupu je vyrovnána drenážemi v čerpadle, kterými kapalina uniká a vytváří protitlak z druhé strany úložného pouzdra, čímž dochází k přítlaku na boky ozubených kol.

Počty zubů ozubených kol jsou stejné jak na hnacím, tak na hnaném kole. Může nastat jeden speciální případ. Při zvyšování viskozity přečerpávaných médií se používají čerpadla se sníženým počtem zubů. Zub může zůstat pouze jeden, poté se bavíme spíše o čerpadle s rotačním pístem než o zubovém čerpadle.

Při prvotním chodu se vlivem vytváření tlaku z vstupu na výstup ozubené kolo vychyluje a dochází k takzvanému „záhrabu“, kde si ozubení „vyfrézuje“ svůj prostor na rotaci. Výhodou tohoto jevu je těsnosti mezi špičkou zubu a stěnou tělesa a tím pádem vyšší účinnost celého přenosu.

## 2.4 Přímočarý hydromotor (hydraulický válec)

Hydraulický válec (obr. 4) neboli přímočarý hydromotor, je schopen při relativně malých rozměrech (průměr a délka válce) vyvodit síly v řádech stovek kilonewtonů. Tento typ hydromotorů se využívá k manipulaci a dopravě nebo k přenášení velkých sil, například tvářecí stroje. Jedná se o nejrozšířenější typ hydromotoru. Přenáší tlakovou energii na mechanickou. Výhodou tohoto hydromotoru je poměrně jednoduchá technologie výroby s vysokou spolehlivostí a životností.

Přímočaré hydromotory mohou být jednočinné nebo dvoučinné. Pracovní zdvih pístnice u jednočinného motoru je způsoben přivedením pracovní kapaliny pod píst. Návrat pístnice do dolní polohy je zapříčiněn vnějším zatížením.

Pohyb pístnice u dvoučinného je konán přiváděním kapaliny jak nad píst, tak pod píst. Nejčastější provedení přímočarého motoru je s pohyblivým pístem a nepohyblivým válcem. Geometrické objemy se liší podle smyslu pohybu pístu. Při vysouvání pístnice je přenášena

větší síla při menší rychlosti. Při zasouvání je tomu naopak, tedy přenášená síla je menší při vyšší rychlosti. Je to dáno rozdílem ploch. Při vysouvání je plocha

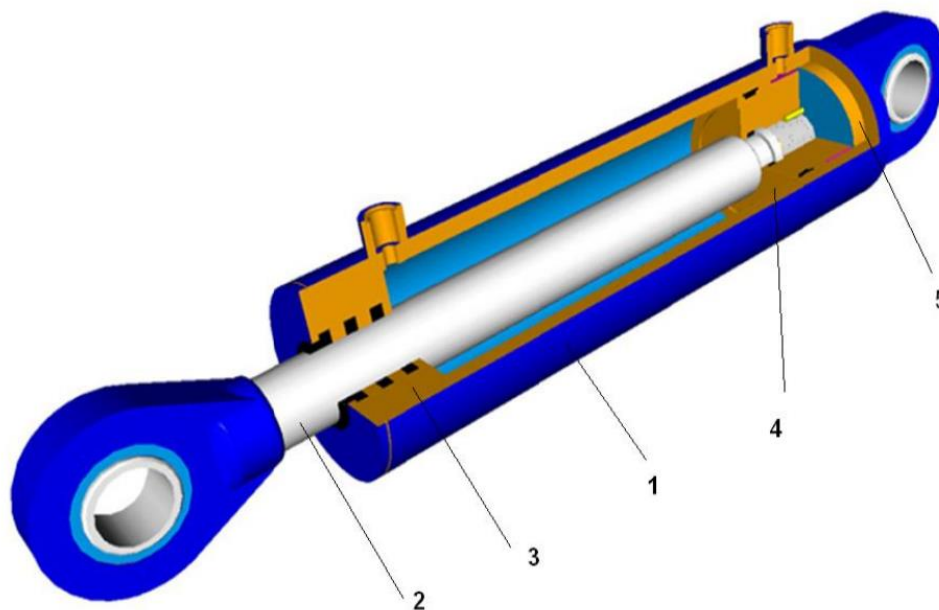
$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (1)$$

a při zasouvání je plocha

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (2)$$

kde  $D$  je vnější průměr pístu a  $d$  je vnější průměr pístnice.

Hydraulický válec se skládá z pístu, pístnice, tělesa válce, dna válce a ucpávky a dalších těsnících komponentů zabraňujících úniku pracovní kapaliny.



1. Těleso válce
2. Pístnice
3. Ucpávka
4. Píst
5. Dno válce

obr. 4.: Hydraulický válec, převzato a upraveno z [4]

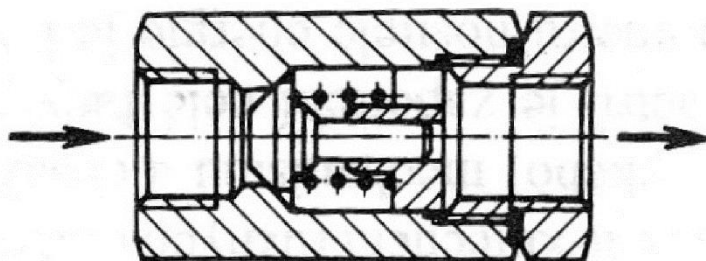
Přímočaré hydromotory lze rozdělit podle toho, jak se pohybují. První možností je upevnění tělesa válce, v tom případě pohyb vykonává pístní tyč. Druhou variantou je

upevnění pístní tyče, poté se pohybuje těleso válce. Upevnění těchto hydromotorů je pomocí ok, kulových kloubů nebo pomocí příruby.

## 2.5 Další komponenty hydraulického systému

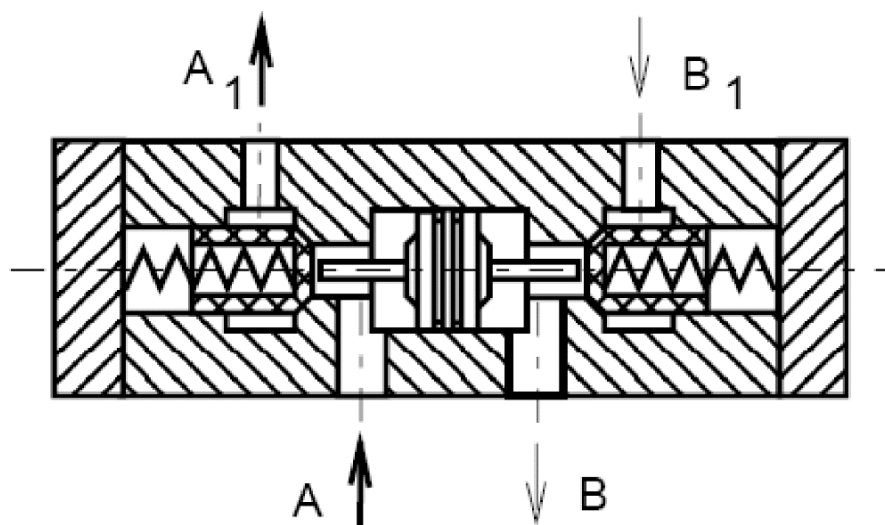
Tyto prvky slouží k regulaci tlaku, průtoku a směru toku hydraulickým okruhem. Řízení těchto veličin může být spojitě (proporcionální) nebo nespojitě. Příkladem těchto prvků jsou jednocestné ventily, hydraulické zámky, rozvaděče, pojistné ventily, přepouštěcí ventily nebo například uzavírací ventily a škrťací ventily.

Jednocestné ventily (obr. 5) jsou konstrukčně koncipovány tak, že kapalina může proudit pouze v jednom, takzvaně propustném směru. Klasické provedení je s kuličkou nebo kuželkou.



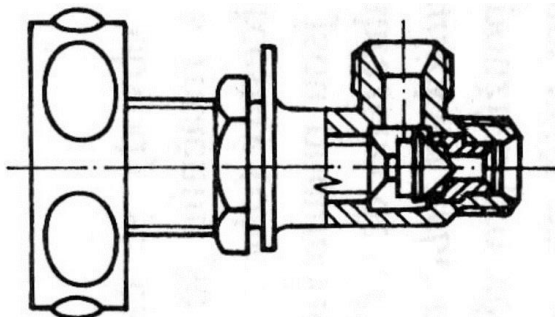
obr. 5.: Jednocestný ventil s kuželkou, převzato z [1]

Hydraulický zámek (obr. 6) je kombinací dvou jednocestných ventilů, jejichž propojením dojde k fixaci polohy pístnice, tudíž polohy celého hydraulického válce.



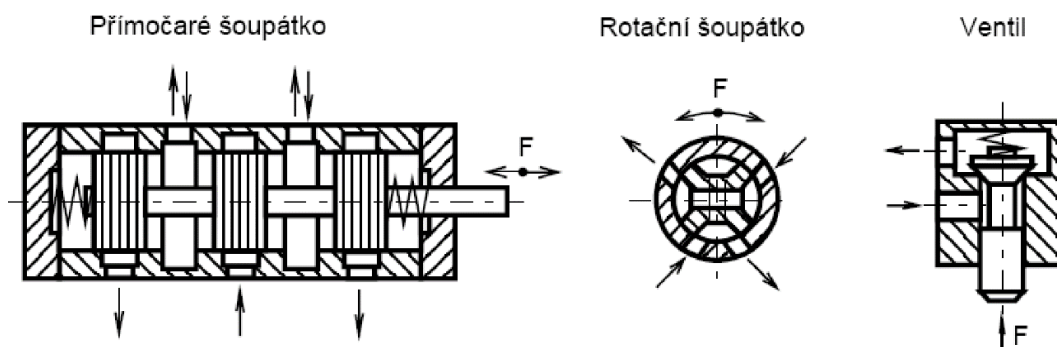
obr. 6.: Hydraulický zámek, převzato z [1]

Uzavírací ventily (obr. 7) slouží k uzavírání a otevírání průtoku.



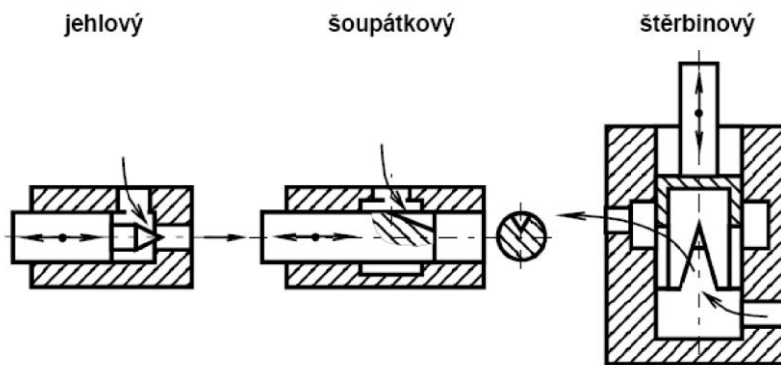
obr. 7.: Uzavírací ventil, převzato z [1]

Rozvaděče (obr. 8) jsou používány k řízení směru pohybu hydromotorů, pro další odpojování nebo připojování dalších hydrogenerátorů nebo hydromotorů nebo jsou součástí hydraulického zámku, kde zajišťují vyvážené propojení obou jednosměrných ventilů. Rozvaděče mohou být šoupátkového, rotačního nebo ventilového typu.



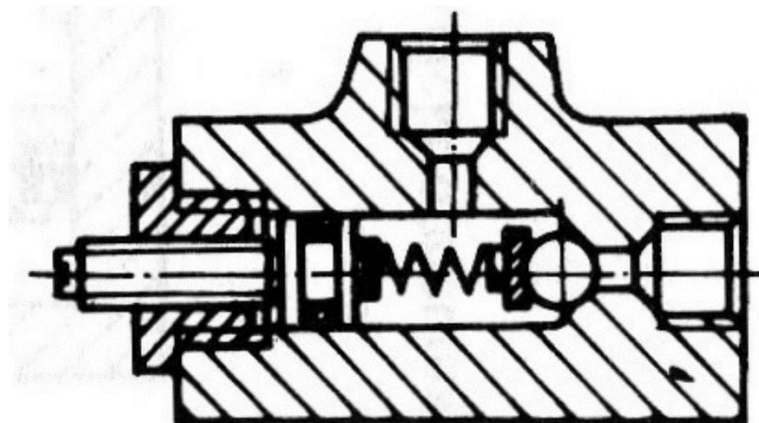
obr. 8.: Typy rozvaděčů, převzato z [1]

Pro změnu hodnoty průtoku pracovní kapaliny je nutné změnit průtočný průřez. To lze zajistit pomocí škrtících ventilů (obr. 9), které jsou různých typů, například jehlový, šoupátkový nebo štěrbinový.



obr. 9.: Typy škrtících ventilů, převzato z [1]

Pojistný ventil (obr. 10) zajišťuje, aby tlak v hydraulickém okruhu nevzrostl nad přípustnou mez. Pokud by se tak stalo, ventil zajistí únik tlaku. Pokud je hodnota tlaku v normě, ventil by měl být uzavřen a dokonale těsnit.

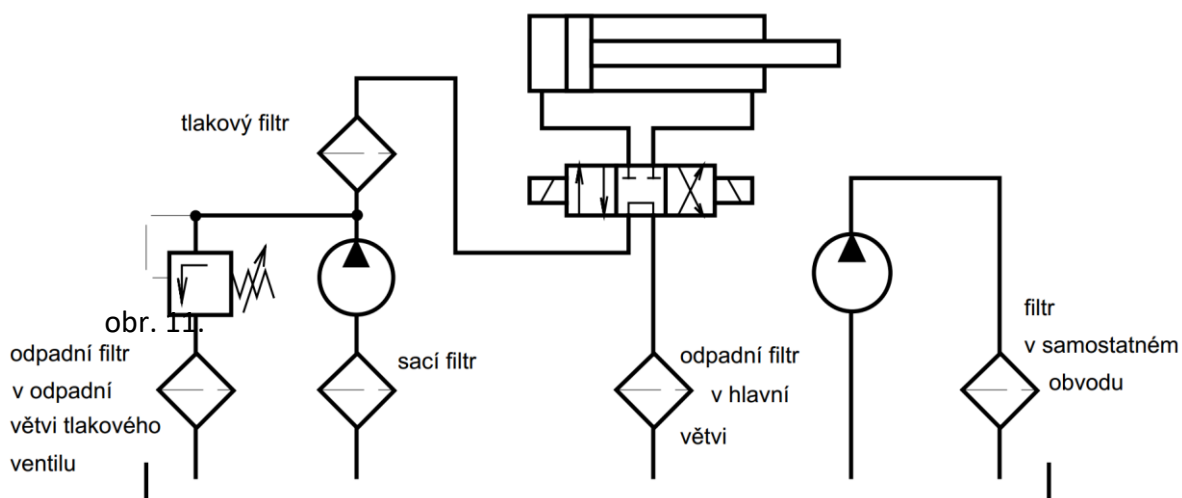


obr. 10.: Pojistný ventil, převzato z [1]

Přepouštěcí ventil je v činnosti stále. Je schopen řídit tlak odpouštěním přebytečného průtoku.

Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací tlakového spádu vznikne sériovým zapojením škrťacího ventilu a jedноступňového redukčního ventilu, který funguje jako dvoucestná tlaková váha.

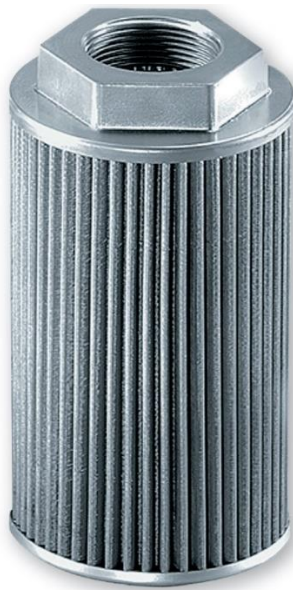
**Filtrace je součástí otevřených obvodů. Filtry jsou rozdělené na sací, tlakové a odpadní (zpětné). Důležité je jejich zapojení v obvodu, dle požadavků na jejich funkčnost, jak je zobrazeno na**



obr. 11.: Schéma zapojení filtrace, převzato z [1]

Relativně hrubé sací filtry se nejčastěji používají pouze pro ochranu hydrogenerátorů, např. síťové filtry s velikostí oka 40 až 125  $\mu\text{m}$ . Nezbytná ochrana hydraulických prvků před nečistotami musí být zajištěna dále v obvodu jemnějším filtrem. U mobilní techniky se v sacích filtrech používají i papírové vložky s jemností filtrace nad 25  $\mu\text{m}$ .

Sací filtr (obr. 12) funguje jako koš umístěný přímo v nádrži a je obvykle našroubován na sací trubku hydrogenerátoru. Sací filtry jsou obvykle vybaveny obtokovým ventilem k omezení tlakových ztrát v přívodu hydrogenerátoru při zanesené vložce nebo při „studeném“ rozběhu hydrogenerátoru. Potřebný tlakový spád pro otevření ventilu je max. 0,02 MPa.



obr. 12.: Příklad sacího filtru z katalogu firmy Hytos, převzato z [9]

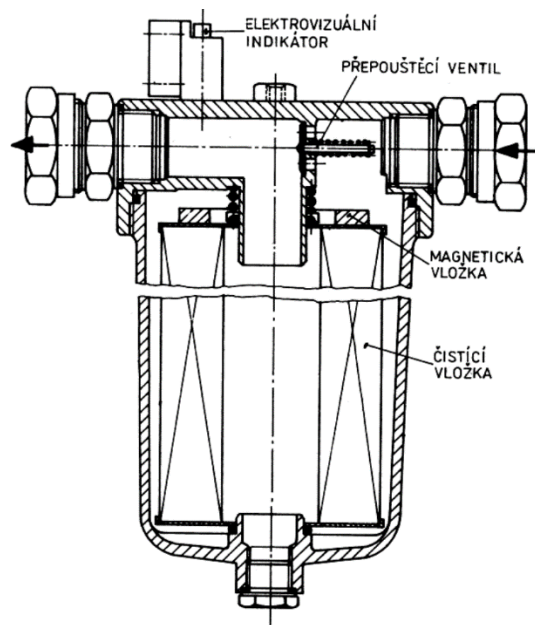
Použití sacího filtru je limitováno těmito kritérii:

- Filtr musí mít filtrační vložku s minimální tlakovou ztrátou.
- Při provozu je nutné sledovat tlakový spád na filtrační vložce, např. Pomocí manometru nebo elektrického indikátoru znečištění
- Nádrž musí být umístěna výše než sací hrdlo hydrogenerátoru



- Doba studeného startu musí být zkrácena na minimum, provozní teplota musí být dosažena co nejdříve
- Je vhodné, aby hydraulická kapalina měla nízkou viskozitu a vyšší viskozitní index
- Použití hydrogenerátoru s menší citlivostí na kavitaci (např. zubové)

Tlakové a vysokotlakové filtry (obr. 13) mají především chránit hydraulické prvky v části obvodu za hydrogenerátorem. Vyznačují se robustní konstrukcí nádoby pro pracovní tlaky až do 410 bar. Hodí se zvláště pro prvky s velkou citlivostí na nečistoty (servoventily, proporcionální ventily), dále pro drahá zařízení (velké hydromotory apod.) nebo pro zařízení s velkým důrazem na spolehlivost (hydraulická servořízení nebo brzdové systémy). Umisťují se co nejbližší k chráněným prvkům.



obr. 13.: Řez tlakovým filtrem, převzato z [1]

Vysokotlakové filtry bývají přednostně osazeny tlakovými snímači, které signalizují zanesení vložek. Musí být dimenzovány na nejvyšší tlak a průtok v systému a tlaková odolnost vložek musí vyhovovat častým změnám tlaku a tlakovým špičkám. U velmi citlivých prvků na nečistoty, např. pro řídicí stupně servoventilů, nesmí mít obtokový ventil a musí být vybaveny vysokopevnostními vložkami.

Odpadní (zpětné) filtry (obr. 14) filtrují hydraulickou kapalinu vracející se z hydraulického obvodu zpět do nádrže. Velmi často se vyskytují v hydraulických obvodech

mobilní techniky. Filtr musí mít velmi malý odpor, aby tlak před filtrem neporušil správnou funkci hydraulického obvodu. Filtr je v činnosti jen při chodu stroje. Při volbě velikosti filtru je nutné vzít v úvahu maximální možný průtok, zejména průtoky vytlačované většími plochami pístů přímočarých hydromotorů s jednostrannou pístnicí. Při poměru ploch (2:1, tj. pod a nad pístem) mohou tyto průtoky dosahovat až dvojnásobnou hodnotu max. průtoku hydrogenerátoru. Podle konstrukčního provedení rozlišujeme odpadní filtr pro montáž na víko nádrže nebo přímo do potrubí.



obr. 14.: Příklad zpětného filtru z katalogu firmy Hytos, převzato z [9]

Filtry v samostatném obvodu se používají většinou pro doplňkovou filtraci u stacionárních hydraulik. U mobilní techniky je lze použít v přečerpávacích a filtračních agregátech pro zlepšení stupně čistoty hydraulické kapaliny

Malý pomocný hydrogenerátor dodává kapalinu přes nízkotlaký filtr zpět do nádrže. Pomocný hydrogenerátor má vlastní pohon nebo může být napojen na hlavní hydrogenerátor. Toto zařízení může být nedílnou součástí stroje, přičemž filtrace je nezávislá na funkci stroje a obvykle bývá nepřetržitá. Filtrační agregát může také sloužit jako přenosné zařízení, kterým se periodicky čistí celý obsah nádrže.

Zavzdušňovací filtry (obr. 15) je vhodné používat z důvodu neustálého kolísání hladiny oleje v nádrži vlivem teplotních výkyvů. Vzniká tlaková diference vůči okolnímu prostředí a při nasávání vzduchu do nádrže se do oleje mohou dostat nečistoty z okolí.



obr. 15.: zavzdušňovací filtr, převzato z [9]

Pronikání nečistot lze zabránit použitím zavzdušňovacího filtru. Pro ideální případy je vhodné použít filtr se stejnou třídou filtrace jako systémový filtr v obvodu. Vzhledem k vlastnostem systému je vhodné určit optimální objem vzduchu a otevírací tlak filtru.

## 2.6 Hydraulické kapaliny

Úkolem hydraulických kapalin je přenos energie z hydrogenerátoru do hydromotoru při co nejmenších ztrátách způsobených třením kapaliny o potrubí. V pracovním procesu kapaliny se u ní objevují některé jevy, kterým se snažíme předejít. Jsou jimi například oxidace oleje, pění nebo kavitace. V důsledku těchto jevů poté dochází ke tvorbě kalů, úsad a vyššímu opotřebení hydrogenerátorů a ventilů.

Hydraulické kapaliny se skládají ze základní složky, kterou je nejčastěji ropný olej a aditiv neboli přísad sloužících ke zlepšení vlastností a kvality kapaliny. Aditiva slouží například k antikorozním účinkům, eliminují stárnutí oleje (antioxidanty, které zabraňují oxidaci, karbonizaci). Některá aditiva také zabraňují spojení hydraulické kapaliny s vodou. Přísady mohou také zapříčinit, že kapalina je přívětivější k životnímu prostředí.

Při řešení úloh v hydromechanice se vychází z představy kapaliny jako spojitého stejnorodého prostředí. Stejně vlastnosti všech částí kapaliny nezávisle na jejich poloze a směru působení sil se označují jako izometrie kapalin. Tento předpoklad umožňuje řešit úlohy

mechaniky kapalin na zvoleném, velmi malém objemu kapaliny a odvozené zákonitosti rozšířit na celý objem.

V hydromechanice je zaveden pojem ideální kapalina. Je to kapalina, která nemá vnitřní tření a je nestlačitelná. Ideální kapalina může být namáhána jen tlakem, zatímco skutečná vazká kapalina může být namáhána i jistou smykovou silou.

Základní veličiny určující fyzikální vlastnosti kapalin jsou zejména hustota  $\rho$ , kde pro homogenní látku platí:

$$\rho = \frac{m}{V} [kg/m^3] \quad (3)$$

Kde  $m$  je hmotnost kapaliny a  $V$  je její objem.

měrný objem  $v$ , pro který platí:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} [m^3/kg] \quad (4)$$

objemová stlačitelnost  $\beta$ , jako poměrná změna objemu kapaliny připadající na změnu tlaku  $\Delta p$ :

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p} [1/Pa] \quad (5)$$

modul objemové pružnosti kapalin  $\chi$  jako převrácená hodnota objemové stlačitelnosti, který je možné interpretovat jako Youngův modul pružnosti  $E$  používaný v oboru pružnosti a pevnosti:

$$\chi = \frac{1}{\beta} = -\frac{\Delta p}{\Delta V} [Pa] \quad (6)$$

objemová (teplotní) roztažnost kapalin  $\gamma$ , kde

$$\gamma = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta \vartheta} [MPa] \quad (7)$$

a kinematická viskozita, kde

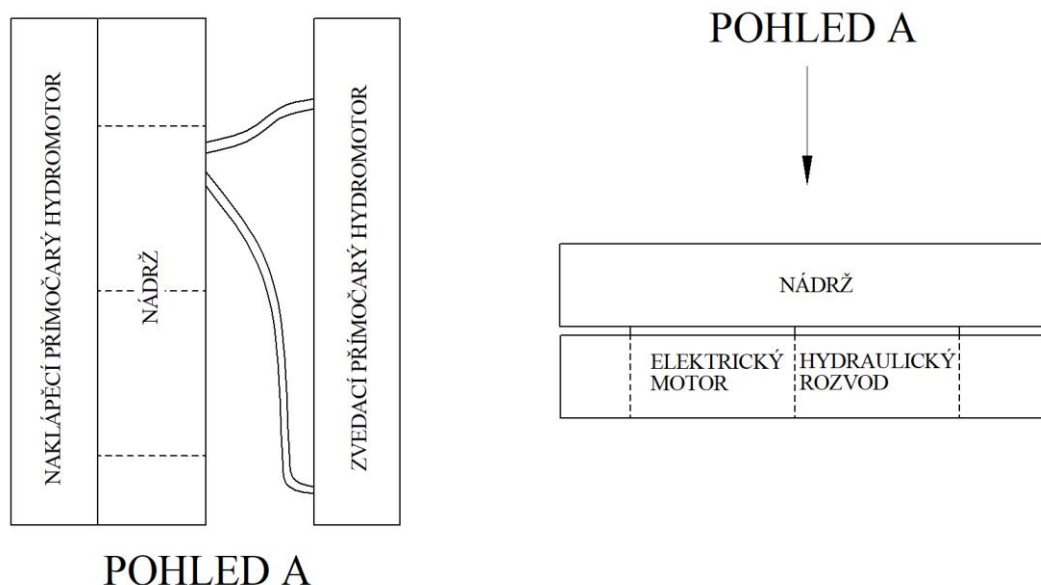
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} [m^2/s] \quad (8)$$

### 3 Návrh hydraulického agregátu

Ideou návrhu tohoto agregátu je vytvořit hydraulickou jednotku umožňující pohyb vzhůru a rotaci sklopné plošiny, která slouží k přesunu nákladu z a do nákladního automobilu. Tyto jednotky by měli být dvě, na každé straně plošiny jedna.

Změnou oproti stávajícím agregátům by měla být větší kompaktnost a nižší hmotnost. Hydrostatické čerpadlo s hydraulickým rozvodem by mělo být pevně spojeno s naklápěcím válcem, díky čemuž by odpadala potřeba dvou hadic se šroubením. Zmenšil by se také zástavbový prostor celého agregátu. Nádrž na olej by měla být řešena tak, aby korespondovala s myšlenkou kompaktnosti celého agregátu. Zvedací hydromotor musí být uložen zvlášť kvůli rozdílné rotaci s naklápěcím hydromotorem.

První návrhová skica uspořádání agregátu je zobrazena na obr. 16.



obr. 16.: Skica zachycující prvotní ideu

Základem pro návrh agregátu je znalost rozměrů jednotlivých komponent. Tuto informaci získáme ze silových výpočtů a z dimenzování přímočarého hydromotoru, který má za úkol vyvozovat určitou sílu na zvedající se plošinu. Poté bude nutné zajistit přívod energie pomocí hydrostatického zubového čerpadla, které bude následně poháněno elektromotorem.

### 3.1 Dimenzování dvoučinného přímočarého hydromotoru

U rotačního pohybu plošiny není možné využívat gravitaci, není tedy vhodné použít jednočinný přímočarý hydromotor, který vytváří tlak pouze v jednom směru pohybu pístu. Pro zajištění naklápění sklopné plošiny je tedy vhodné použít dvoučinný přímočarý hydromotor, který vyvíjí tlak v obou směrech pohybu pístu.

#### 3.1.1 Výpočet pístnice na vzpěr

Pístnice je běžně vyráběna z konstrukčních ocelí 11 700 nebo 11 600 a je dimenzována na stabilitu na vzpěr. Povrch pístnice je obvykle broušen a chromován do 4  $\mu\text{m}$  a následně leštěn.

Pro kritickou sílu platí vztah:

$$F_{kr} = \alpha^2 \frac{E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (9)$$

Kde  $E$  je Youngův modul pružnosti,  $J_{min}$  je kvadratický moment a  $l$  je délka pístnice. Kvadratický moment je vyjádřen vztahem:

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (10)$$

Vztah pro  $F_{kr}$  platí v případě, že  $\sigma_{kr}$  je menší než mez kluzu  $\sigma_k$ .

A pro kritické napětí v prutu platí:

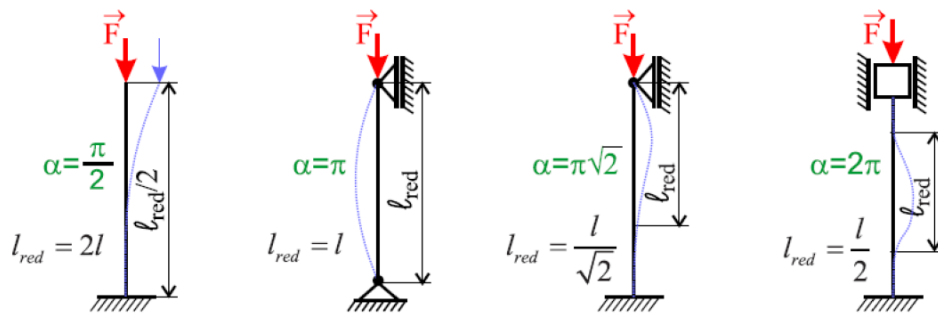
$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{S} = \frac{\alpha^2 \frac{E \cdot J_{min}}{l^2}}{S} \quad (11)$$

Kde  $S$  je plocha průřezu pístnice a kde štíhlost prutu  $\lambda$  je:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}} \quad (12)$$

Další podmínkou pro platnost zmíněného vztahu pro  $F_{kr}$  je, že kritická štíhlost  $\lambda_{kr}$  musí být menší než štíhlost  $\lambda$ , tedy  $\lambda_{kr} < \lambda$ , jde tedy o Eulerův případ vzpěru. Poté je tyč v elastickém stavu. Také záleží na způsobu uložení mechanismu, ten vyjádřen pomocí koeficientu  $\alpha$  (obr. 17).

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{kr}}} \quad (13)$$


 obr. 17 určení koeficientu uložení  $\alpha$ , převzato z [5]

V našem případě bude hydromotor z obou stran uložen rotačně, takže je volen koeficient uložení  $\alpha = \pi$  (obr. 17). Tato varianta je variantou na straně bezpečnosti, jak je vidět ve vztahu (15), kde průměr pístnice  $D$  roste s druhou odmocninou délky  $l$ . Uložení pístnice v přímočarém hydromotoru neodpovídá přesně uložení ve všech pracovních polohách hydromotoru, avšak kritický případ nastává právě v poloze, kdy je přímočarý hydromotor v zasunuté poloze, kde s určitým zanedbáním můžeme tvrdit, že jde právě o zde aplikovaný případ vzpěru. Koeficient bezpečnosti  $k_v = 3,5$ , tedy

$$F = \frac{F_{kr}}{k_v} \quad (14)$$

Dosazením rovnic (10), (11) a (13) do rovnice (14) dostáváme vztah, z kterého je možné vyjádřit průměr pístnice  $D$ , tedy:

$$D = \sqrt[4]{\frac{k_v \cdot F \cdot l^2 \cdot 64}{\alpha^2 \cdot E \cdot \pi}} \quad (15)$$

Ekvivalentní síla vyvozená na píst  $F$  je  $F = 30 \text{ kN}$ , délka pístnice  $l$  je dána součtem zdvihu válce a přesahem pro vnější uchycení, tedy  $l = 400 \text{ mm}$ , Youngův modul pružnosti je roven  $E = 2,1 \cdot 10^5$ . Dosazením číselných hodnot dostáváme hodnotu průměru pístnice:

$$D = \sqrt[4]{\frac{3,5 \cdot 30000 \cdot 400^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 20,158 \text{ mm} \quad (16)$$

Průměr volíme zaokrouhlením k vyšší hodnotě, tedy  $D = 21 \text{ mm}$ .

Následně je nutné provést kontrolu dle Eulera porovnáním  $\lambda$  a  $\lambda_{kr}$ . Tedy:

$$\lambda_{kr} < \lambda \quad (17)$$

$$\sqrt{\frac{E}{\sigma_{kr}}} < \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}} \quad (18)$$

$$\sqrt{\frac{E}{\frac{\alpha^2 E J_{min}}{l^2 S}}} < \frac{l}{\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D^4}{64}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}}} \quad (19)$$

Po dosazení z rovnice (10) a zjednodušení:

$$\sqrt{\frac{E}{l^2 \cdot \frac{16}{\alpha^2 \cdot D^2}}} < \frac{l}{\sqrt{\frac{D^2}{16}}} \quad (20)$$

$$24,25 < 76,19 \quad (21)$$

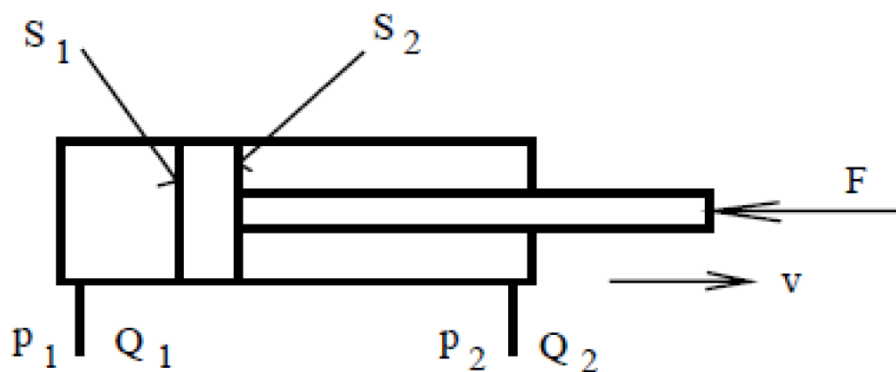
Z výsledků plyne, že použitý vzorec pro kritickou sílu platí, hodnota kritické síly se nachází v oblasti, kde nastane mezní stav vzpěrné stability dříve než mezní stav pružnosti.

### 3.1.2 Výpočet pístu

Při návrhu pístu vycházíme ze silové rovnováhy na pístu a tělese válce. Tedy:

$$p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_z = 0 \quad (22)$$

Kde  $p_1$  a  $p_2$  jsou tlaky na vstupu a výstupu hydromotoru,  $S_1$  a  $S_2$  jsou plochy levé a pravé části pístu a  $F_z$  je zátěžná síla působící na pístnici (obr. 18).



obr. 18 Schéma přímočarého hydromotoru, převzato z [1]



Při výpočtu budeme uvažovat odpor proti pohybu způsobený výtokem kapaliny z nezátížené části hydromotoru nulový. Výpočet je nutné vztáhnout k ploše pístu  $S_2$ , protože tlak na menší plochu vyvolá menší sílu.

Tento stav nastane když:

$$p_2 S_2 - F_z = 0 \quad (23)$$

Vyjádřením  $S_2$  z rovnice (23) dostaneme plochu, která za daného tlaku vyvolá potřebnou sílu, kde ekvivalentní zátěžná síla  $F_z = 30 \text{ kN}$ , a tlak  $p_2 = 204 \text{ bar}$ .

$$S_2 = \frac{F_z}{p_2} = \frac{30000}{20,4} = 1470,59 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Průměr pístu dostaneme z rovnice sečtením plochy pístnice  $S_{pístnice}$  a  $S_2$ :

$$S_{celková} = S_{pístnice} + S_2 = \pi \cdot \frac{D_{pístnice}^2}{4} + S_2 \quad (25)$$

$$S_{celková} = \pi \cdot \frac{21^2}{4} + 1470,59 = 1816,95 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

Průměr pístu poté dostaneme ze vzorce pro výpočet plochy pístu:

$$D_{pístu} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{celková}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1816,95}{\pi}} = 48,1 \text{ mm} \quad (27)$$

Velikost průměru pístu tedy musí být minimálně  $48,1 \text{ mm}$ , aby hydraulický válec překonal sílu  $F_z$  a začal se pohybovat. Průměr je volen  $D_{pístu} = 50 \text{ mm}$ .

Síla působící na motor je závislá na tlaku kapaliny a na ploše, na kterou působí. Jeho rychlost je závislá na objemovém průtoku, který dodává hydraulické čerpadlo. Rychlost pístu je zvolena v rámci zadání práce  $v = 14,7 \text{ mm/s}$ .

Minimální objemový průtok hydraulického válce je vyjádřen vztahem (28) a po dosazení číselných hodnot vychází minimální objemový průtok:

$$Q_{min} = S_2 \cdot v \quad (28)$$

$$Q_{min} = 1470,59 \cdot 14,7 = 21617,67 \text{ mm}^3/\text{s} = 1,3 \text{ l/min} \quad (29)$$

Maximální potřebný teoretický objemový průtok je vypočítán z větší plochy pístu, tedy z levé strany pístu dle obr. 18.

$$Q_{max} = S_{celková} \cdot v = 1816,95 \cdot 14,7 = 26709,165 \text{ mm}^3/s = 1,6 \text{ l/min} \quad (30)$$

### 3.2 Dimenzování jednočinného přímočarého hydromotoru

K vertikálnímu pohybu plošiny je možné využívat gravitační síly při pohybu dolů. Je tedy možné použít jednočinný přímočarý hydromotor, který vytváří tlak pouze v jednom směru pohybu pístu.

#### 3.2.1 Výpočet pístnice

Pístnice je stejně jako u dvoučinného hydromotoru běžně vyráběna z konstrukčních ocelí 11 700 nebo 11 600 a je dimenzována na stabilitu při vzpěru. Povrch pístnice je obvykle broušen a chromován do  $4 \mu\text{m}$  a následně leštěn. Výpočet pístnice je proveden stejným způsobem jako je uvedeno v odstavci 3.1.1 Výpočet pístnice.

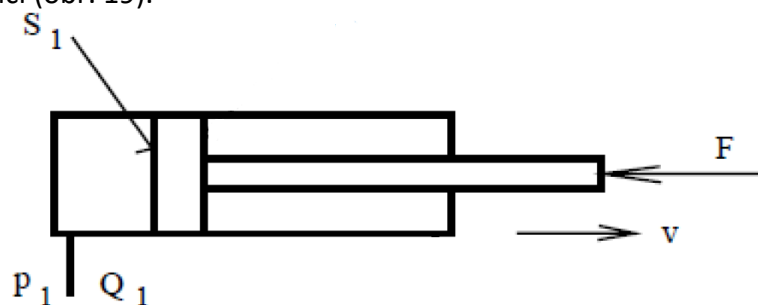
Hydromotor bude opět uložen rotačně takže koeficient uložení bude opět  $\alpha = \pi$ . Koeficient bezpečnosti bude opět  $k_v = 3,5$ . Síla  $F = 30 \text{ kN}$ , délka pístnice  $l$  je  $l = 400 \text{ mm}$ , Youngův modul pružnosti je roven  $E = 2,1 \cdot 10^5$ . Dosazením hodnot se dostáváme ke stejnému výsledku jako v 3.1.1, tedy  $D_{pístu} = 48,1 \text{ mm}$ . Rychlost pístu je opět zvolena v rámci zadání práce, tedy  $v = 14,7 \text{ mm/s}$ .

#### 3.2.2 Výpočet pístu

Při návrhu pístu vycházíme ze silové rovnováhy na pístu (obr. 19) a tělese válce. Tedy:

$$p_1 S_1 - F = 0 \quad (31)$$

Kde  $p_1$  a je tlak na vstupu a hydromotoru,  $S_1$  a je plocha levé části pístu a  $F_z$  je zátěžná síla působící na pístnici (obr. 19).



obr. 19 Schéma přímočarého hydromotoru, převzato a upraveno z [1]

Ve výpočtu sílu  $F$  musíme vyvažovat silou, která vzniká pod pístem. U předchozího případu dvoučinného hydromotoru jsme vyvažovali zátěžnou sílu  $F$  silou, která se tvořila nad pístem, protože zde byla síla vyvozována na menší plochu. V rámci dimenzování jsme tedy potřebovali počítat s horším stavem – tedy menší plochou pístu. Nyní máme pouze jednu možnost, protože v jednočinném válci je síla vyvozována pouze pod pístem, v druhém směru je pohyb zajištěn vnější gravitační silou. Jak je naznačeno na obr. 19 a v rovnici (31).

Vyjádřením plochy  $S_1$  z rovnice (32) dostaneme plochu, která za daného tlaku vyvolá potřebnou sílu, kde je ekvivalentní zátěžná síla  $F_z = 30 \text{ kN}$ , a tlak  $p_2 = 204 \text{ bar}$ .

$$S_2 = \frac{F}{p_1} = \frac{30000}{20,4} = 1470,59 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

Průměr pístu dostaneme z rovnice:

$$D_{pistu} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1470,59}{\pi}} = 43,27 \text{ mm} \quad (33)$$

Velikost průměru pístu tedy musí být minimálně  $43,3 \text{ mm}$ , aby hydraulický válec překonal sílu  $F$  a začal se pohybovat. Průměr je volen  $D_{pistu} = 50 \text{ mm}$ .

Síla působící na motor je závislá na tlaku kapaliny a na ploše, na kterou působí. Jeho rychlost je závislá na objemovém průtoku, který dodává hydraulické čerpadlo. Rychlost pístu je zvolena  $v = 14,7 \text{ mm/s}$ .

Objemový průtok hydraulického válce je vyjádřena vztahem (34) a po dosazení číselných hodnot vychází minimální objemový průtok:

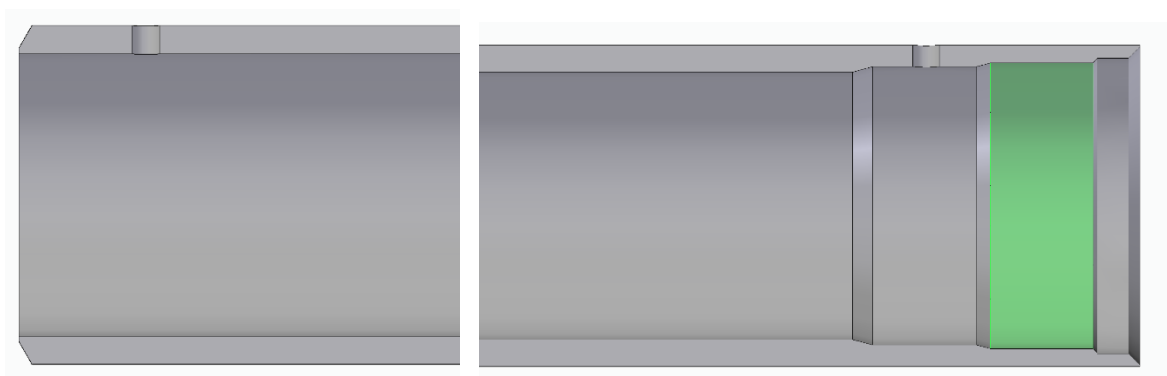
$$Q = S_1 \cdot v \quad (34)$$

$$Q = 1470,59 \cdot 14,7 = 21617,67 \text{ mm}^3/\text{s} = 1,3 \text{ l/min} \quad (35)$$

### 3.3 Konstrukční návrh přímočarého hydromotoru

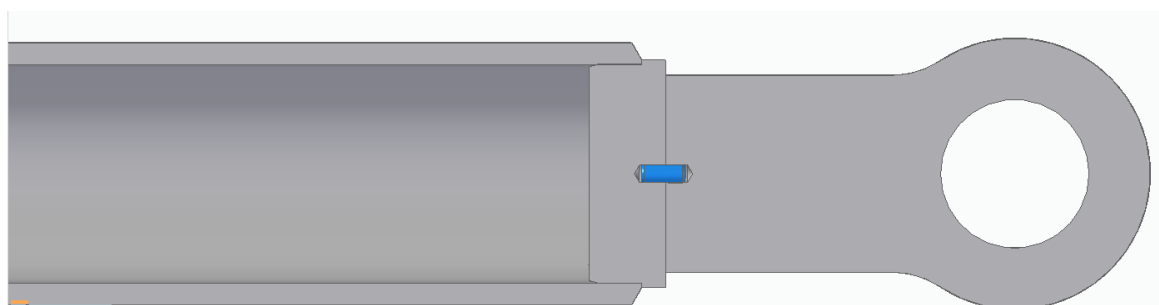
Jednočinný i dvoučinný přímočarý hydromotor bude detailně zkonstruován dle interních poznatků firmy Jihostroj Velešín. V této kapitole budou dále nastíněny parametry a konstrukční návrh dvoučinného hydromotoru. Pro jednočinný budou platit stejné principy a poznatky s ohledem na rozdílnou práci se zátěžnou a gravitační silou tohoto stroje.

Tloušťka válce přímočarého hydromotoru (obr. 20) je dle zkušeností z firmy Jihostroj  $t = 9,4 \text{ mm}$ . Pro zdvih  $300 \text{ mm}$  je nutné, aby délka válce odpovídala  $l = 413,5 \text{ mm}$ . Ve válci jsou vrtány dvě díry, které slouží jako vstup a výstup motoru.



obr. 20.: Válec přímočarého hydromotoru

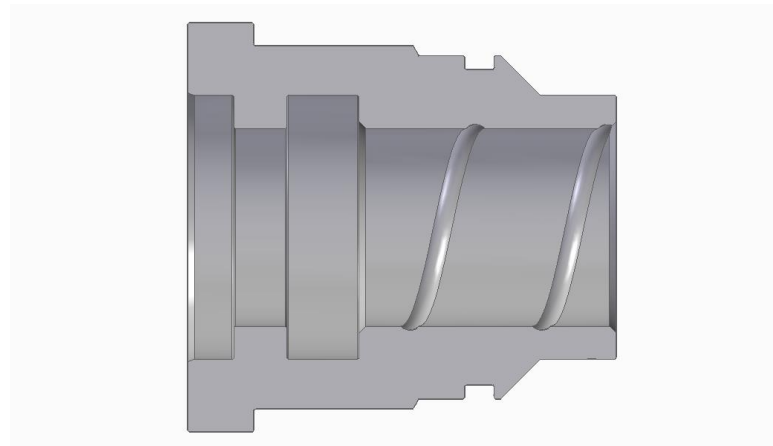
Na obrázku na levé straně válce je přivařeno dno válce, které je také koutovým svarem spojeno s okem (obr. 21) zajišťujícím rotační vazbu uchycení k pevné části automobilu, od které se nákladní plošina pohybuje. Uprostřed dna je také vyvrtána díra pro kolík, který zajišťuje polohu oka vůči dnu.



obr. 21.: Přivařené dno válce s okem přímočarého hydromotoru

Z druhé strany válce je vrtán závit (na obrázcích znázorněn zeleně) pro připojení ucpávky (obr. 22). Za závitem se nachází díra průměru  $52 \text{ mm}$ , na kterou doléhá těsnění mezi ucpávkou a válcem.

Ta na jedné straně disponuje osazením, které opřením o hranu válce vymezuje polohu, ve které je ucpávka zašroubována s válcem. Na druhé straně je připraven prostor pro vložení výše zmíněného těsnění. Vnitřní díra je určena pro průchod pístnice. Díra o průměru 40 mm je připravena pro manžetu 30x40x11, která zajišťuje těsnost jak při maximálním tlaku v hydromotoru, tak při pohybu pístnice.



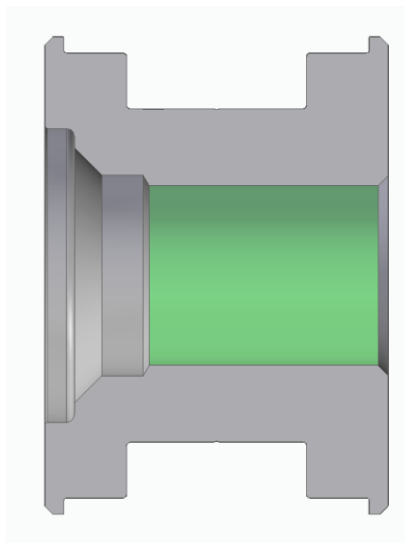
**obr. 22.: Ucpávka přímočarého hydromotoru**

Průměr pístnice (obr. 23) je 30 mm. Její jeden konec je přizpůsoben tak, aby bylo možné přivařit oko, které opět zajišťuje rotační pohyb a spojení s pohybující se plošinou. Na druhé straně je vytvořen závit, který slouží ke spojení s pístem, kde píst doléhá na osazení pístnice. Délka závitu je o 15 mm delší, než je délka pístu proto, aby bylo možné tlakovat pracovní kapalinu i v prostoru pod pístem.



**obr. 23.: Pístnice přímočarého hydromotoru**

Píst (obr. 24) obsahuje vnitřní závit, kterým je smontován s pístnicí. Na jeho vnějším průměru je vysoustružen prostor pro uložení těsnění, které opět musí zajišťovat těsnost jak při maximálním tlaku, tak při pohybu pístu s pístnicí.



obr. 24.: Píst přímočarého hydromotoru

### 3.4 Návrh hydrostatického zubového čerpadla

Při volbě zubového čerpadla vycházíme z objemového průtoku, který je spočítán ze zvolené rychlosti zdvihu hydraulického válce. Vztah (36) dává do rovnosti veličinu průtoku  $Q$ , otáčky čerpadla  $n$  a geometrický objem čerpadla  $V_g$ . V tomto vztahu je zohledněna i objemová účinnost čerpadla  $\eta_V = 0,9$ . Výkres sestavy je možné vidět v příloze [2].

Pro výpočet geometrického objemu čerpadla je nutné zvolit nominální hodnotu otáček, při kterých bude čerpadlo pracovat. Rozsah otáček lze určit z grafu závislosti průtoku a otáček (obr. 25), zvolené otáčky jsou  $n = 2400 \text{ ot/min}$ .

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{1000} \cdot \eta_V \quad (36)$$

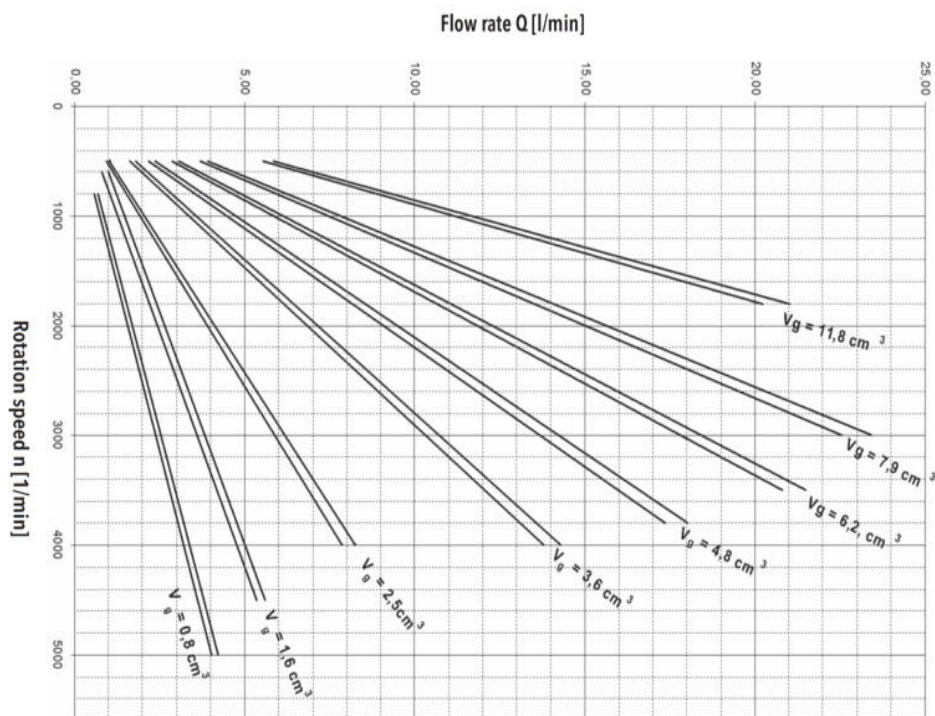
$$V_{gmin} = \frac{Q_{min} \cdot 1000}{n \cdot \eta_V} \quad (37)$$

$$V_{gmin} = \frac{1,3 \cdot 1000}{2400 \cdot 0,9} = 0,6 \text{ cm}^3 \quad (38)$$

$$V_{gmax} = \frac{Q_{max} \cdot 1000}{n \cdot \eta_V} \quad (39)$$

$$V_{gmax} = \frac{1,6 \cdot 1000}{2400 \cdot 0,9} = 0,74 \text{ cm}^3 \quad (40)$$

Z výsledků je zřejmé, že je nutné zvolit čerpadlo, které bude mít minimální geometrický objem  $V_{gmin} = 0,6 \text{ cm}^3$  a dokáže zajistit také geometrický objem  $V_{gmax} = 0,74 \text{ cm}^3$ .



obr. 25.: Graf závislosti průtoku a otáček, převzato z [8]

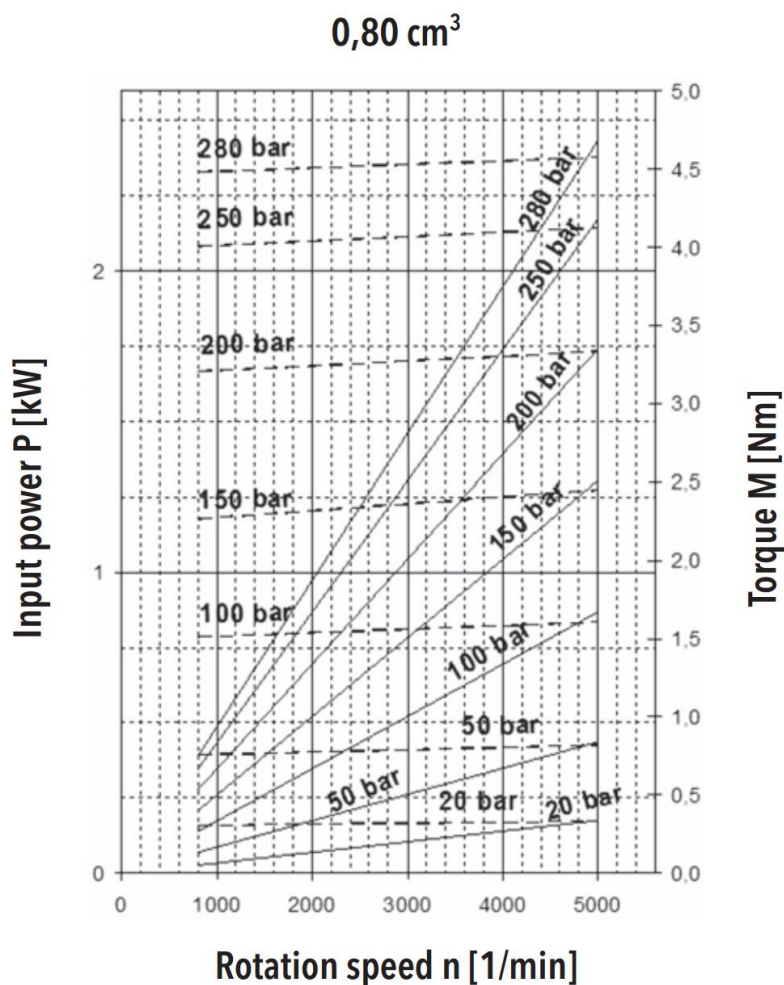
### 3.4.1 Výpočet vstupního kroutícího momentu

Kroutící moment  $M_k$  je přiváděn na zubové čerpadlo přes vstupní neboli hnací hřídel. Je závislý na tlaku  $p$ , který čerpadlo generuje a na geometrickém objemu čerpadla  $V_g$ . V následující rovnici je zohledněna i mechanická účinnost čerpadla  $\eta_m = 0,45$ .

Za hodnotu  $V_g$  dosazujeme vypočítanou hodnotu  $V_{gmax}$  z rovnice (40) a tlak  $p$  volíme jako tlak  $p_2$ , tedy 204 bar. Dosazením těchto hodnot tedy dostáváme kroutící moment:

$$M_k = \frac{V_g \cdot p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad (41)$$

$$M_k = \frac{0,74 \cdot 1000 \cdot 20,4}{20 \cdot \pi \cdot 0,45} = 0,53 \text{ Nm} \quad (42)$$



obr. 26.: graf závislosti výkonu, kroutícího momentu a otáček, převzato z [8]

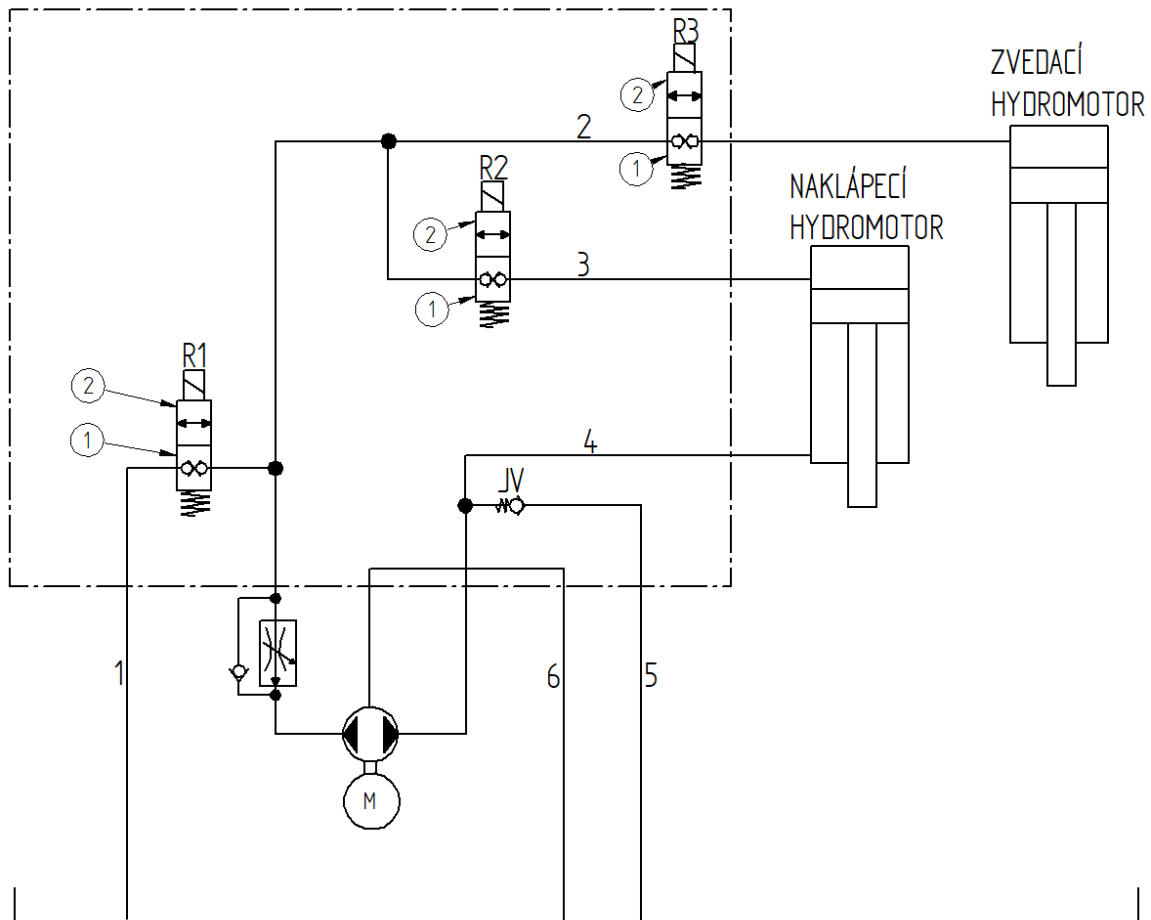
Z těchto vypočítaných parametrů je možné vybrat vhodné hydrostatické zubové čerpadlo z katalogu. Je možné použít grafy jako například obr. 26.

Z nabídky zubových čerpadel firmy Jihostroj je vhodné použít čerpadlo z řady P23 o objemu  $V_g = 0,855 \text{ cm}^3$ , s rozsahem otáček 800 až 5000  $ot/min$ , maximálním stálým tlakem 280 barů a maximálním průtokem do 3,92  $l/min$ .

Toto čerpadlo je nutné výrazně modifikovat, aby ho bylo možné použít do vytvářeného agregátu. Čerpadlo je použito s tělesem s axiálními kanály, které zapříčiňují výstup čerpadla víkem. Právě víko je vyměněno za součást, která obsahuje výstup z čerpadla a zároveň rozvod regulačních hydraulických komponent a ventilů.



### 3.4.2 Hydraulické schéma ventilového systému



obr. 27.: Hydraulické schéma ventilového systému

Pro správný návrh víka se soustavou hydraulických prvků je nutné nejprve správně navrhnout hydraulické schéma (obr. 1obr. 27). Jsou zde zobrazené tři hydraulické rozvaděče R1, R2 a R3 ovládané elektromagneticky, s možností nastavení dvou poloh. První poloha je označena číslem 1, ve které je průchod pracovní kapaliny uzavřen a neprochází v žádném směru. Druhá možná poloha je označena číslem 2, která umožňuje průchodu kapaliny v obou směrech.

Ve schématu je dále zobrazen jednosměrný ventil označený JV. Ten připouští průchod kapaliny pouze v jednom směru. V tomto případě a způsobu zapojení je možný průchod kapaliny pouze z nádrže do čerpadla. V opačném směru je průchod uzavřen dosednutím uzavíracího elementu, který je tlačěn kapalinou z neprůchodné strany, na sedlo ventilu.

Posledním ovládacím hydraulickým prvkem je ventil pro regulaci průtoku s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu a obtokovým jednosměrným ventilem. Ten slouží ke správné funkci jednočinného hydromotoru ve vypouštčím smyslu. Jeho obtokový jednosměrný ventil zajišťuje, že při tlakování tohoto hydromotoru není škrtícím ventilem kladen žádný odpor a pracovní kapalina prostupuje větví bez odporu. Při vypouštění hydromotoru je jednocestným ventilem větev bez odporu zablokována a kapalina musí prostupovat přes ventil škrtící. Díky tomu je možné průtok kapaliny usměrnit tak, že je regulována rychlost vypouštění válce. Tedy hydromotor není vypuštěn největší možnou rychlostí, ale sklápí se plynule přiměřenou rychlostí.

Pro zvedání plošiny (vysouvání jednočinného hydromotoru) je nutné uvést do polohy 1 rozvaděče R1 a R2 a rozvaděč R3 do polohy 2. Tyto polohy zajistí, že kapalina neprochází do větve 1 a 3 a vchází pouze do větve 2. Při zvedání pístu je zubové čerpadlo v chodu a nasává tekutinu z nádrže větví 5.

Pro sklápění pístu zvedacího hydromotoru musíme mít rozvaděče R1 a R3 v poloze 2 a v poloze 1 zůstává pouze píst. Za předpokladu takového zapojení a toho, že čerpadlo není v chodu bude kapalina odcházet větví 1 do nádrže vlivem tíhy a gravitace působící na kapalinu pod pístem. Díky ventilu pro regulaci průtoku píst klesá zvolenou a přijatelnou rychlostí.

Vysouvání pístu hydromotoru zapřičiňujícího naklápění plošiny je nutné nastavit rozvaděče R1 a R3 do polohy 1 a R2 do polohy 2. Čerpadlo je v chodu. Takto zapojený obvod zajistí plnění válce ze spodní strany pístu. Čerpadlo nasává kapalinu z nádrže větví 5 a zároveň odsává z vrchního prostoru válce (větev 4), čímž vytváří podtlak a napomáhá zvedání pístu.

Pro sklápění tohoto pístu je nutné nastavit rozvaděč R1 a R2 na polohu 2 a R3 na 1. v tomto módu je čerpadlo v reverzním chodu (ze sacího otvoru je otvor výtlačný a opačně). Čerpadlo nasává kapalinu přes větev 1 a vytlačuje ji do větve 4. Do větve 5 nevytláčuje kapalinu díky jednosměrnému ventilu (ve schématu značeném JV).

Větev 6 je drenážní odvod. Pro zubová čerpadla, která jsou jednosměrná, je drenáž vyvedena zpět do sání. U reverzních toto provedení není možné, proto je zbytková kapalina z výtlačku odvedena do nádrže.

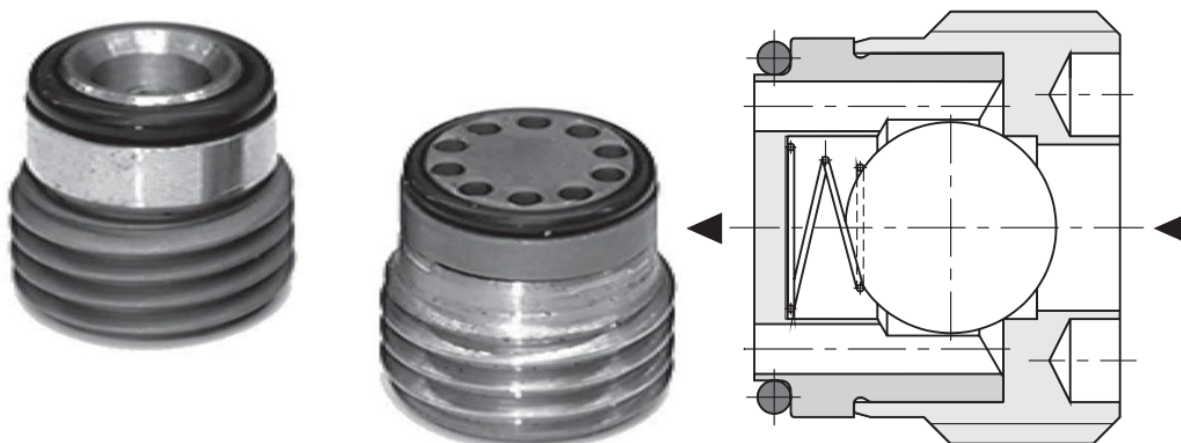
### ***Volba hydraulických komponent***

Z katalogu měničů a jednosměrných ventilů Agro Hytos je možné vybrat vestavěné nebo modulové provedení měničů. Je zde také možnost výběru různých provedení jednosměrných ventilů.

### ***Jednosměrný ventil***

Naprosto dostačujícím prvkem pro propouštění kapaliny při sání z nádrže je jednosměrný ventil (obr. 28) pro vestavbu do bloku, který zajišťuje volný průtok kapaliny v daném směru a v opačném je průchod uzavřen. Otvírací tlak ventilu je dán tuhostí pružiny. Při montáži je nutné zajistit ventil proti uvolnění vhodným lepidlem či tmelem.

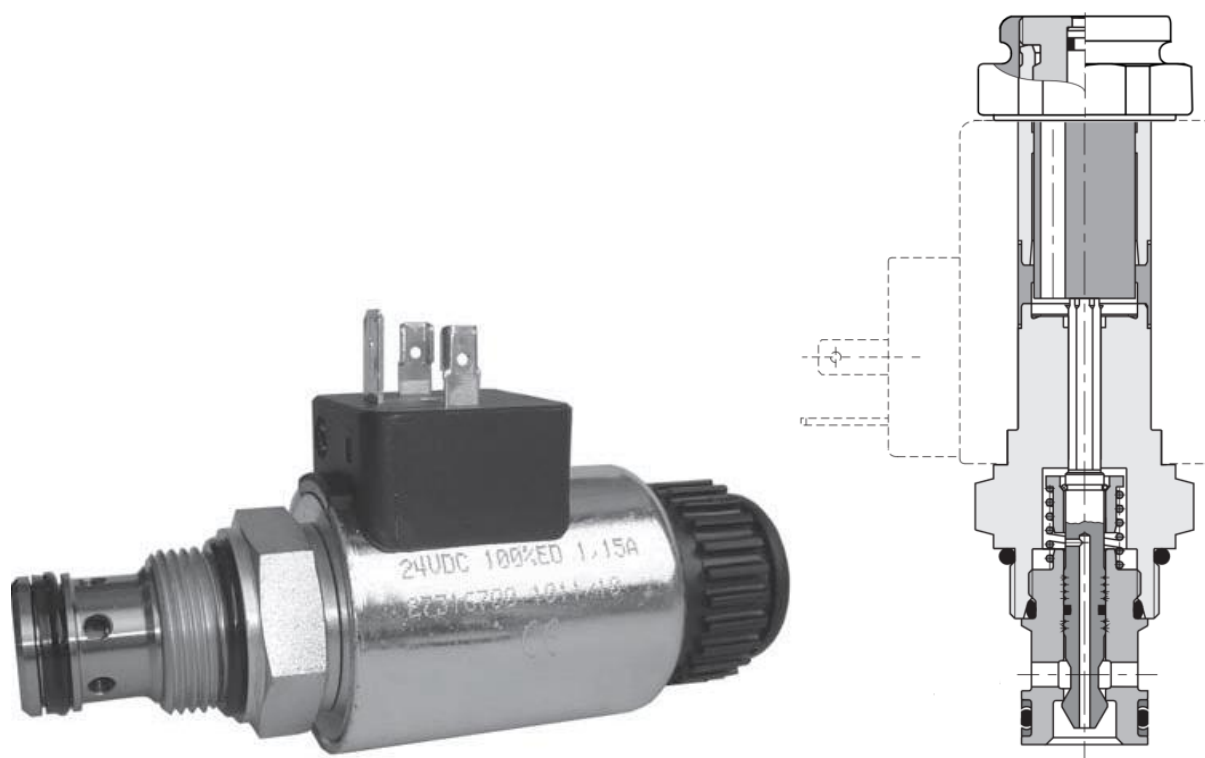
Maximální průtok vybraného ventilu od firmy Hytos je 20 l/min, maximální tlak 320 bar. Otvírací tlak je 0,25 bar, který vznikne podtlakem z větve 4 viz obr. 27.



obr. 28.: Jednosměrný ventil a jeho řez, převzato z [9]

### ***Hydraulické měniče***

Vhodným šoupátkovým měničem (obr. 29.: šoupátkový rozvaděč a jeho řezobr. 29) je dvoucestný obousměrný ventil s připojovacím závitem M22x1,5 od firmy Hytos, který je ovládaný elektromagnetem a přímo řízený. Jeho maximální průtok činí 25 l/min a maximální tlak 250 bar. Ventil je zinkován s ochranou proti korozi. Rozsah provozní teploty kapaliny je v rozmezí od -30 °C do +80 °C. Základní poloha měniče může být jak v uzavřeném, tak propustném směru.



obr. 29.: šoupátkový rozvaděč a jeho řez, převzato z [9]

### ***Jednosměrný škrťací ventil se stabilizací***

Škrťací ventil (obr. 30) je vybraný z katalogu firmy Hytos. Ventil je stavěn na maximální průtok až 22 l/min a maximální tlak 320 bar. Podstatná funkce tohoto ventilu je, že průtok tímto ventilem nezávisí na změně zátěžného tlaku. Je ho tedy vhodné použít při spouštění jednocestného přímočarého hydromotoru, kdy je nutné brzdit rychlost jeho spouštění, která je zajišťována gravitační silou.

Tyto ventily jsou nabízeny v různých provedeních, modulovém nebo vestavěném. Je také možné ventil ovládat jednoduše pomocí otočných rukojetí nebo pouze pomocí klíče. V aplikaci tohoto agregátu bude nejvhodnějším řešením vestavěné provedení ventilu bez možnosti jednoduchého ručního ovládní, a to z důvodu znemožnění manipulace s nastavením nepovolanými osobami.













obr. 30.: škrťací ventil, převzato z [9]

### 3.4.3 Hnací hřídel a ozubená kola

Z katalogu firmy Jihostroj, čerpadel P23, je několik možností, jak konstrukčně poskládat čerpadlo, konkrétně části, které ovlivňují zástavbu agregátu ve spojení čerpadlo-spojka-motor. Těmi jsou příruba a hnací hřídel. Z důvodu maximální jednoduchosti spojky, tedy i její minimální ceny, je vhodné použít zakončení hnací hřídele označené K03 nebo K04 jak je vidět na obr. 31.







Hnací hřídel je v jednom kuse s ozubeným věncem a vytváří se dohromady z tyčového polotovaru oceli s přidavkem chromu, manganu nebo molibdenu. Po obrobení je ozubení následně ještě zakaleno.

Kolo hnané je v ozubeném soukolí v poměru 1:1 a jsou vyráběna stejným způsobem jako kolo hnací s tím rozdílem, že hřídel, na kterém je ozubení není prodloužen o spojovací část sloužící k napojení na další hnací nebo hnaný prvek v ose hřídele, ale délkové rozměry mimo ozubený věnec jsou navrženy pouze na hloubku kluzných ložisek, která zajišťují kluznou podporu při rotaci.

Code	Drive shaft design				
C02		Traper 1:8 Key 2,5x3,7	V02		Cylindric Key 3h9x3x22
C03		Traper 1:8 Key 2,4x5 Ø13	V03		Cylindric Key 3,2x3,2x19,4
C04		Traper 1:5 Key 2x2,6-D7	V04		Cylindric Key 3m6x14
K03		Cross coupling	V05		Cylindric Key 3h9x3x10
K04		Cross coupling	D01		Involute spline

obr. 31.: nabízené zakončení hnacích hřídelů z katalogu čerpadel P23, převzato z [8]

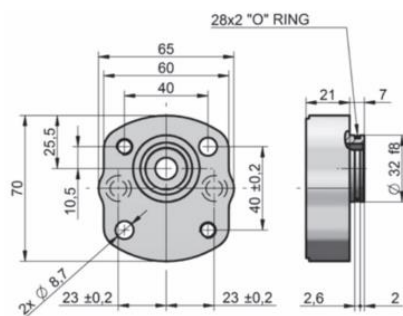
K těmto hřídelovým zakončením jsou možné pouze určité typy přírub (obr. 32). Z těch je možné vybrat vyhovující. Pro co nejmenší zástavbu je vhodné vybrat kombinaci hřídele K04 a příruby A06 (obr. 33).

		FLANGE DESIGN					
		R02	S01	A03	A04	A05	A06
DRIVE SHAFT	C02						
	C03	●		●	●		
	C04	●		●			
	K03			●		●	
	K04	○			●	●	●
	V02	○	●				
	V03		●				
	V04			●			
	V05	●					
	D01			●			

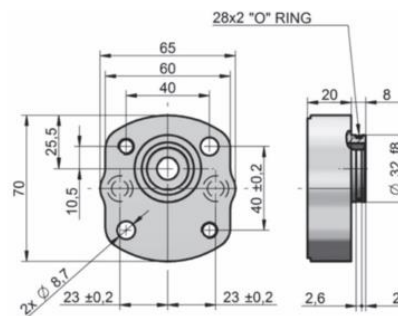
● - SUGGESTED    ○ - POSSIBLE

obr. 32.: kompatibilita hřídelů a přírub, , převzato z [8]

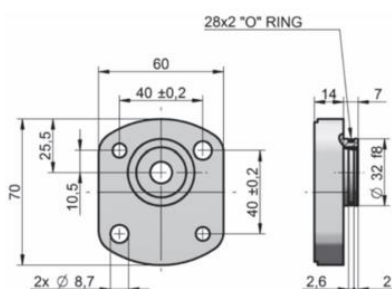
A03:



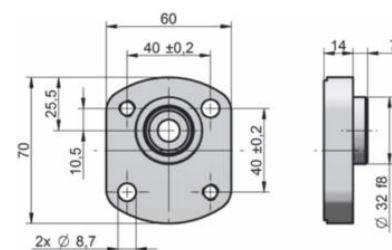
A04:



A05:



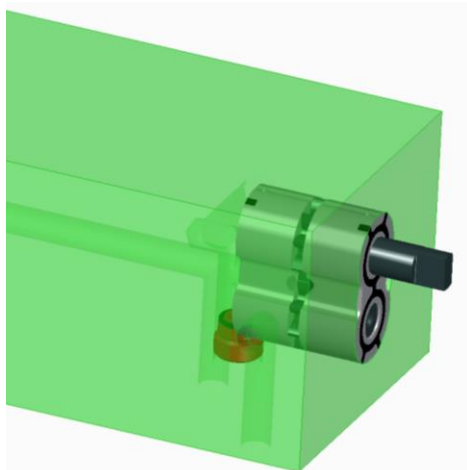
A06:



obr. 33.: příruby, převzato z [8]

### 3.4.4 Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvedem - první verze

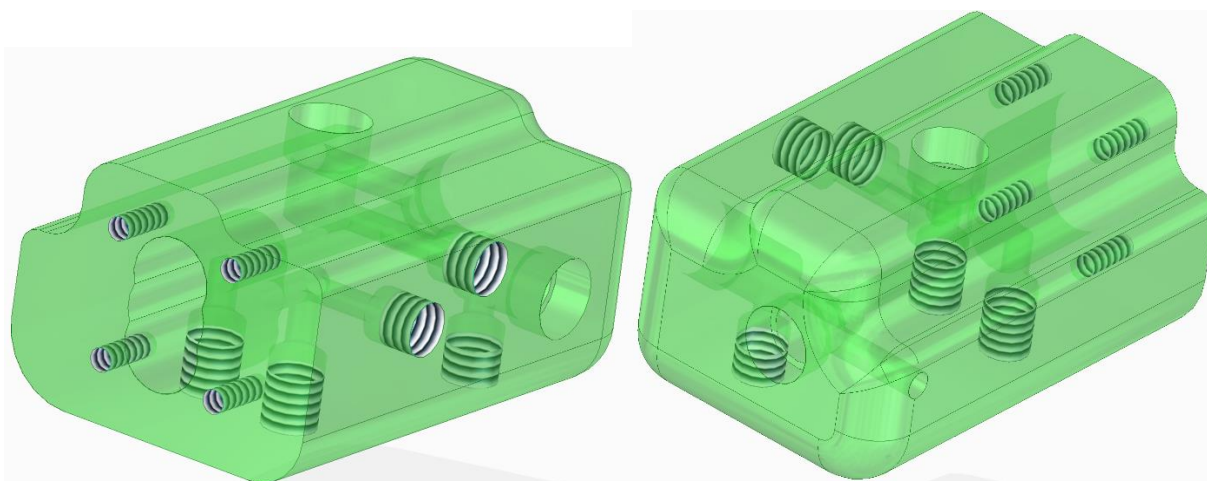
V prvním návrhu (obr. 34) čerpadla bude modifikováno víko, těleso a příruba. Těleso a víko jsou nahrazeny jednou částí, obrobkem, ve kterém jsou vytvořeny komory pro uložení přitlačných bloků s nalisovanými kluznými ložisky. Také jsou zde vytvořené axiální kanály, které usměrňují tok pracovní kapaliny rovnoběžně s osou hnacího a hnaného kola, směr toku tedy není jako běžně kolmý na tyto osy. Tato verze bude sloužit k vývojovým a zkušebním účelům. Materiál, z kterého je součást vyráběna je hliník s příměsí hořčíku, křemíku a mědi.



obr. 34.: hydraulické čerpadlo s rozvedem - první verze

### 3.4.5 Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvodem – druhá verze

Druhá verze (obr. 35) návrhu čerpadla společně s hydraulickým rozvodem je cílena pro sériovou výrobu, kde koncept zůstává stejný, jako v první verzi, ovšem nyní je nutné brát zřetel na kompaktnost celého agregátu. Cílem inovace celého agregátu je kompaktnost, proto je důležité pevné spojení přímočarého hydromotoru a jeho pohonu. Ideálním spojem s minimálními nároky na prostor je spojení pomocí svaru. Zde není potřeba žádných dalších komponent, jako například šroubů či prvků, ke kterému budou obě zařízení přišroubována.



obr. 35.: hydraulické čerpadlo s rozvodem - druhá verze

Z technologických důvodů není možné svařit ocelový válec s hliníkovým dílem, proto je v druhé verzi návrhu volen jako polotovár pro čerpadlo a rozvod kapaliny odlitek z oceli, který bude obroběn pouze na funkčních plochách.

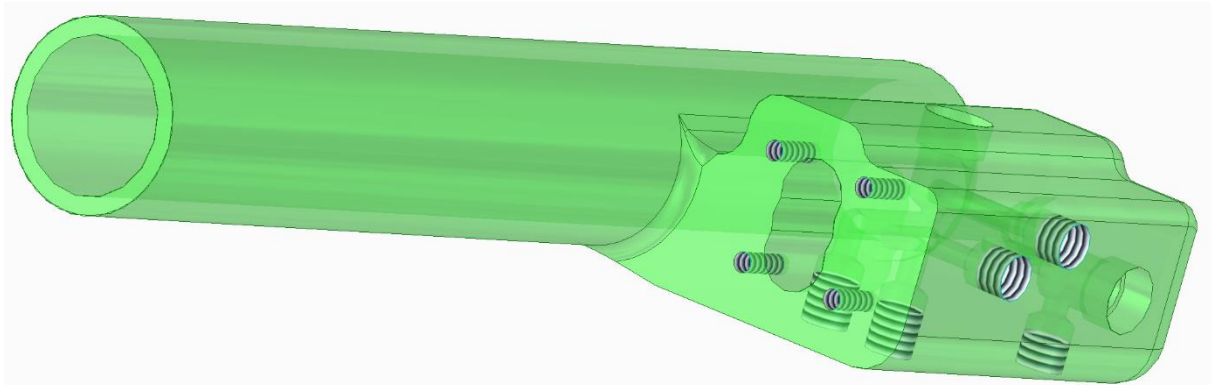
Jelikož je polotovár odlitkem, a je nutné následné svařování tohoto odlitku, je nutné zvolit materiál, který je vhodný pro obě tyto technologie. Takovou ocelí je například ocel 17 119 známá jako P91 s příměsí hlavně 9% chromu a 1% molibdenu. Tato ocel je určena k výrobě odlitků, ale také výkovků nebo plechů.

Nevýhodou odlitku je jeho hmotnost oproti hliníkové kostce. Na druhou stranu u odlitku je možné navrhnout polotovár, který bude přesně vyhovovat vrtání a dalším požadavkům. Na odlitku je tedy možné oproti hliníkové kostce ušetřit materiál již při návrhu jeho rozměrů a tvaru.



### 3.4.6 Návrh tělesa zubového čerpadla s hydraulickým rozvodem – třetí verze

Oceli, z kterých je možné odlévat a zároveň je možné je svařovat existují, avšak takový materiál sebou nese své nevýhody jako například vyšší cenu. Vhodným řešením tohoto problému může být jeden odlitek obou částí dohromady. Vznikne tedy součást tvořená tělesem čerpadla s hydraulickým rozvodem a válcem, který bude patřit k přímočarému hydromotoru.



obr. 36.: hydraulické čerpadlo s rozvodem - třetí verze

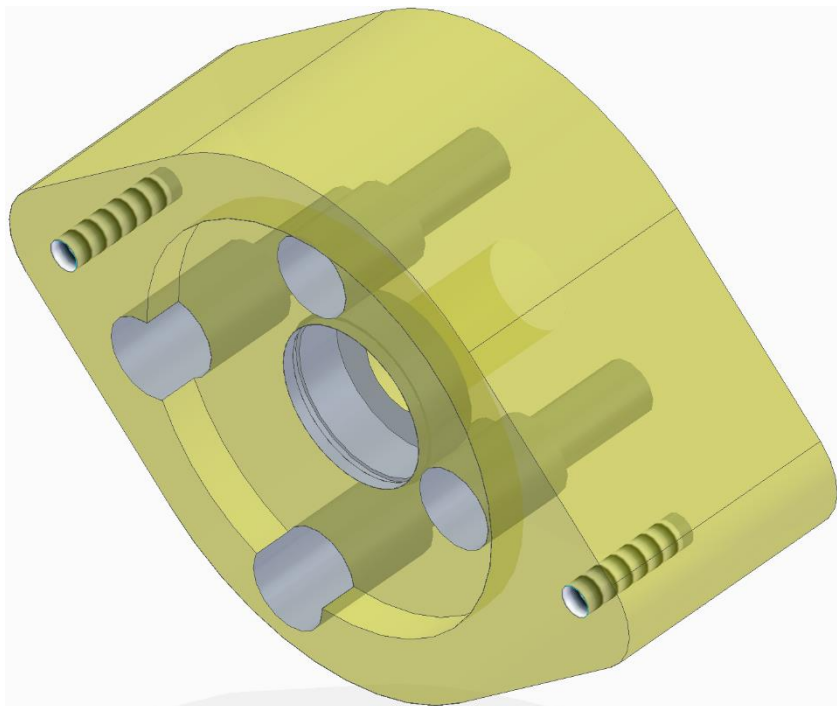
U této verze (obr. 36) návrhu vzniká problém vytvoření kanálu mezi tělesem a válcem. Do chvíle, kdy byly obě části vyráběny zvlášť, nebyl problém vrtat tento kanál do obou částí. Nyní je potřeba kanál vytvořit buď již v odlitku například metodou ztraceného jádra nebo vrtat kanál z druhé strany tělesa až skrz válec a stranu, ze které se vrtalo zacpat zátkou.

Pro účely této práce je finální verzí verze třetí, avšak pro výsledné aplikování této součásti v agregátu je nutné diskutovat technologická hlediska výroby jako například optimalizace odlitku. Výrobní výkres viz příloha [3].

### 3.4.7 Příruba a její upnutí

Tvar příruby (obr. 37) kopíruje tvar části motoru, který se stýká s přírubou. V přírubě jsou vrtány závity pro šrouby, které spojují motor s přírubou. Tyto šrouby jsou voleny šestihrannou hlavou a se závity M8,

V přírubě jsou dále vrtány díry, které pokračují závity. Tyto díry jsou určeny pro šrouby M8 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, které slouží ke spojení příruby a tělesa čerpadla. Materiál příruby je ze stejného materiálu jako těleso navrhnuté v odstavci 3.4.6.

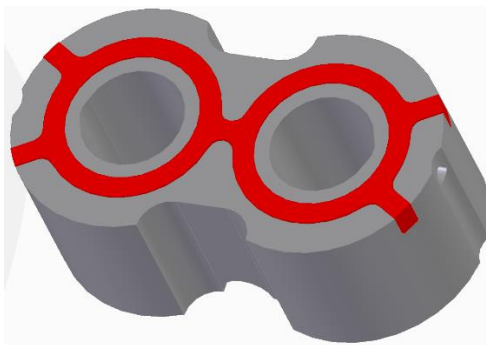

**obr. 37.: příruba**

### **3.4.8 ostatní komponenty zubového hydrogenerátoru**

Hlavními komponentami hydromotoru byla ozubená kola, těleso s hydraulickým rozvodem a příruba, avšak čerpadlo obsahuje ještě několik komponent, bez kterých by správný chod nebyl možný.

#### ***Objímky a kluzná ložiska***

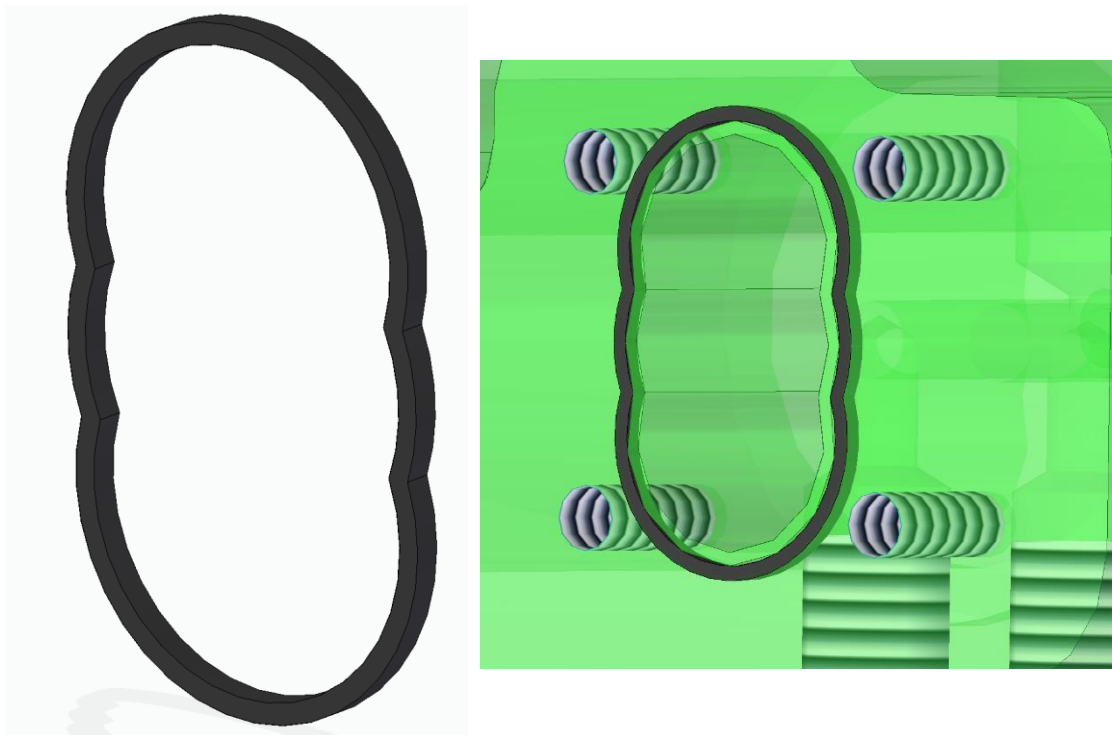
Objímky (obr. 38) v hydrostatickém zubovém čerpadle slouží ke dvěma účelům. Za prvé jsou v nich zalisovaná kluzná ložiska, která podporují hřídele a zároveň dodávají rotační volnost. Systém zubového generátoru je navrhnutý tak, že ložiska jsou promazávána přečerpávaným olejem. Kluzná ložiska jsou buďto z bronzového nebo hliníkového materiálu.


**obr. 38.: objímka s kluznými ložisky a těsněním**

Druhý jev, ke kterému objímky slouží, je přítlak na boky ozubených věnců. Tímto způsobem je zajištěno, že při přenosu neuniká tlak do stran a kapalina je soustředěna pouze do výtlačného kanálu čerpadla.

### ***Těsnění***

Aby z čerpadla neunikala kapalina do okolí je nutné utěsnit plochy, které na sebe dosedají, těmi jsou v případě tohoto konkrétního návrhu dvojice příruba, těleso. Těsnění (obr. 39) je zajištěno O-kroužkem, který se vytvaruje do vyfrézované drážky v tělese, která kopíruje komory pro objímky.



obr. 39.: vnější těsnění

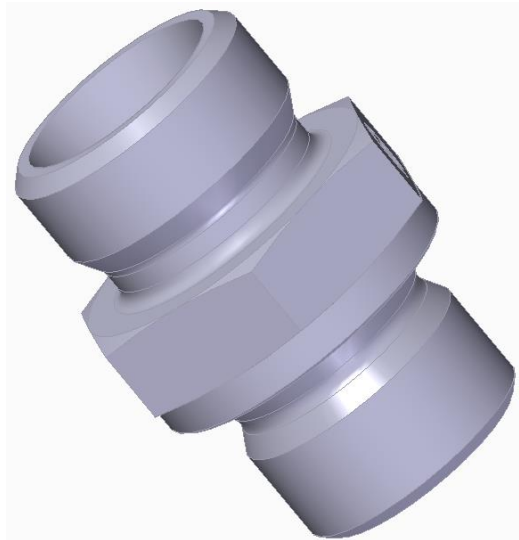
### ***Šroubení a hadice***

Pro správný návrh šroubení (obr. 40) je nejprve nutné určit minimální vnitřní průměr, kterým bude pracovní kapalina protékat. Metod pro návrh průměru je několik. Nejrigoróznější metodou je výpočet pomocí vzorce:

$$d = \sqrt{\frac{100 \cdot Q}{1,5 \cdot v \cdot \pi}} \quad (43)$$

kde  $Q$  je průtok čerpadla,  $v$  je rychlost proudění oleje a  $d$  je vnitřní průměr. Rychlost proudění kapaliny je určena empiricky  $6 \text{ m/s}$ , průtok je  $3,92 \text{ l/min}$ . Po dosazení průměr vychází:

$$d = \sqrt{\frac{100 \cdot 3,92}{1,5 \cdot 6 \cdot \pi}} = 3,72 \approx 4 \text{ mm} \quad (44)$$



obr. 40.: šroubení

Další metodou, jak určit vnitřní průměr potrubí je pomocí nomogramů. Ta posloužila k ověření výsledků z výpočtu. Další možnou ověřovací metodou mohou být hodnoty předepsané v tabulce pro určení vnitřního průměru potrubí.

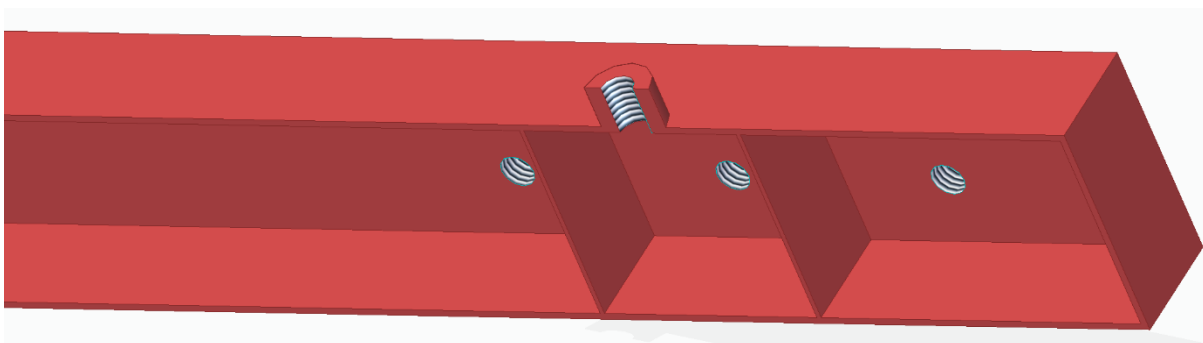
Šroubení je nakupovaným dílem. Vybrán je dílec, který nabízí na svých internetových stránkách firma Knomi. Vybrané šroubení je dimenzováno na tlak 400 barů s vnitřním průměrem 9 mm. Z jedné strany je trubkový závit G 3/8" a z druhé metrický M18x1,5. Šroubení bude použito stejné pro všechna připojení jak na rozvodné části, tak na nádrži.

### **Nádrž**

Agregát vytvářený v této práci je otevřeným okruhem. To znamená, že pracovní olej neproudí pouze mezi čerpadlem, motorem a zpět, ale cykluje přes nádrž (obr. 41), ze které je nasáván a do které je také vypouštěn. Slouží jako zásobárna oleje při možných únicích kapaliny a také jako prostor, kde se kapalina samovolně ochlazuje.


**obr. 41.: nádrž**

Nádrž je svařencem z plechů tloušťky 3 mm, délce 2000 mm a výšce 100 mm. Objem nádrže tedy činí přes 17,6 litru, což je hodnota více než dostačující. Do plechů jsou vrtány díry, na které jsou následně přivařeny trubky o průměru 30 mm a délky 25 mm, ve kterých jsou vytvořeny trubkové závity G 3/8 pro připojení hadic. Výjimkou je přivařená trubka shora, ve které je vytvořen závit M22x1,5, který souží k připojení zavzdušňovacího filtru.


**obr. 42.: nádrž s příčkami**

Dále jsou vevnitř nádrže navařeny příčky mezi jednotlivé díry pro připojení hadic, které zajišťují, že ohřátá kapalina z výtlačku nebude okamžitě nasávána vedlejší dírou, ale stihne se promísit se zbytkem oleje. Další vnitřní příčky (obr. 42) mohou být také navařeny kolmo na příčky základní, čím ještě více umožní promísení oleje.

### ***Filtrace***

Možností filtrace pracovní kapaliny je několik. Sací filtr, tlakový filtr, zpětný filtr nebo filtr s vlastním obvodem. Je nutné uvažovat, že filtr má své požadavky a omezení. Navrhovaný agregát je poháněn reverzním čerpadlem, které pracuje v obou směrech.

Z těchto důvodů není možné použít sací filtr, kterým může kapalina procházet pod tlakem maximálně několik barů. Tlakový filtr je sice možné použít pro pracovní tlaky v potrubí, avšak při obráceném chodu kapaliny, kdy by byl tento filtr na sání, přes něj není možné kapalinu protlačit. U zpětného, neboli odpadního, filtru je nutné, aby filtr měl velmi malý

odpor, stejně jako sací filtr, aby tlak nepoškodil funkčnost filtru. Zpětný filtr tedy také není možné použít.

Jedinou možností filtrace kapaliny je tedy filtr s vlastním obvodem. Pro toto řešení je nutný vlastní pohon a vlastní připojení. To znamená, že agregát nabyde o několik prvků, a to elektromotor, zubové čerpadlo, hadice a šroubení. Z konstrukčního hlediska je toto řešení nevyhovující. Cílem agregátu je nabyt menších rozměrů a nižší ceny. Řešení je tedy nevyhovující také z cenového hlediska.

V tuto chvíli je tedy nutné položit zásadní otázku, zda je v obvodu filtrace opravdu nutná a nezbytná. Po konzultaci této problematiky ve firmě Jihostroj a.s. nebude pracovní kapalina filtrována. Kapalina v celém hydraulickém obvodu nepřichází do kontaktu s vnějším okolím a je po celý pracovní cyklus uzavřena a chráněna od vnějších vlivů. V případě, že by zákazník na filtraci trval, budou k nádrži přivařeny trubky se závity a připojen filtr s vlastním obvodem.

### ***Vzduchový ventil a vzduchový filtr***

Nutným filtrem ovšem zůstává vzduchový filtr u vzduchového ventilu. Vlivem teplotních změn dochází k upouštění nebo nasávání vzduchu do nádrže. Vzduch musí projít přes filtrační vložku, která zabraňuje pronikání částic z okolí do oleje.

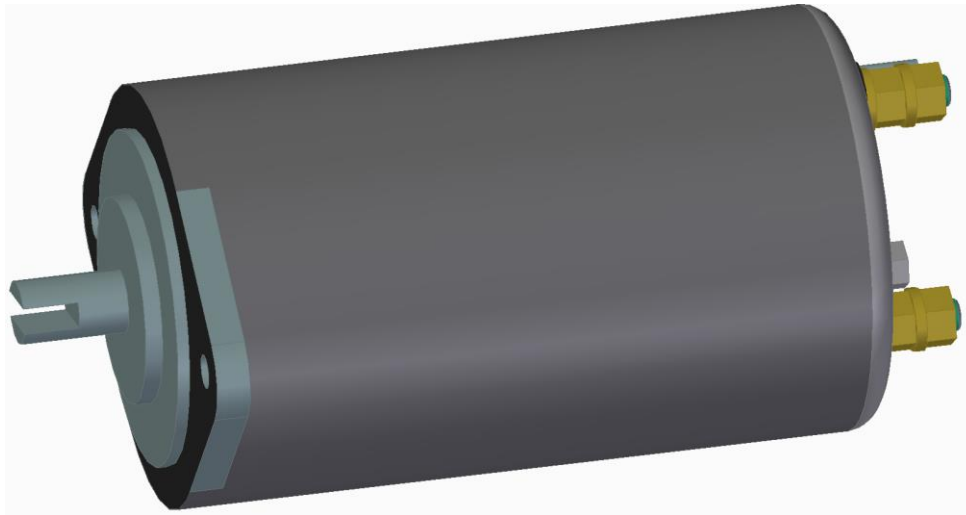
Zvolen je zavzdušňovací filtr firmy Hytos (obr. 43) s připojovacím závitem M22x1,5 s průtokem do 135 l/min, tedy s nejmenším nabízeným.



obr. 43.: zavzdušňovací filtr na nádrži

### 3.5 Návrh pohonu agregátu

V již zaběhlých řešeních agregátů zajišťujících pohyb sklápěcí plošiny je pohonem elektromotor (obr. 44). Z toho důvodu i agregát vytvářený v této práci bude poháněn elektromotorem. Po konzultaci ve firmě Jihostroj a.s. Velešín bude volen elektromotor (obr. 45) stejnosměrný a reverzní s napětím  $U = 24V$ .



obr. 44.: Motor Iskra s profézovaným hřídelem

Parametry nutné pro správnou volbu elektromotoru jsou kroutící moment  $M_k$ , výkon  $P$ , geometrický objem  $V_g$  a otáčky  $n$  zubového čerpadla. Kroutící moment  $M_k$  je vypočten v kapitole: Výpočet vstupního kroutícího momentu, otáčky jsou voleny v kapitole:

Návrh hydrostatického zubového čerpadla, za  $V_g$  dosazujeme opět maximální hodnoty  $V_{gmax}$  a výkon je dán vztahem:

$$P = \frac{V_g \cdot n \cdot p}{600 \cdot 1000 \cdot \eta_{celková}} \quad (45)$$

kde  $\eta_{celková} = 0,45$  je celková účinnost.

Po dosažení veličin:

$$P = \frac{0,74 \cdot 2400 \cdot 20,4}{60 \cdot 1000 \cdot 0,45} = 1,34 \text{ kW} \quad (46)$$

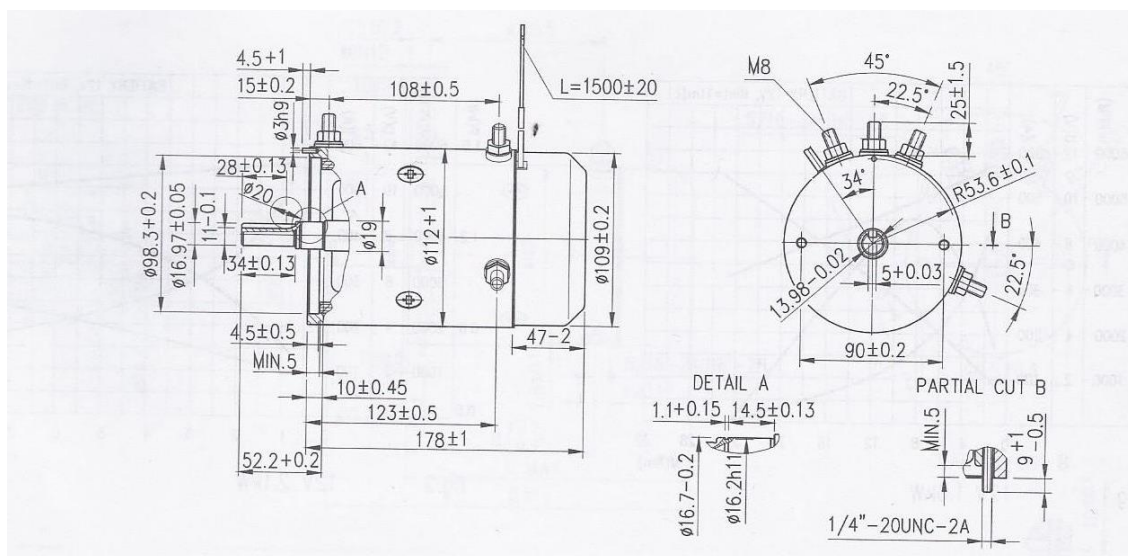
Minimální potřebný výkon elektromotoru je dán vztahem:

$$P_M' = \frac{P}{\eta_c} = \frac{1,34}{0,95} = 1,41 \text{ kW} \quad (47)$$

kde  $\eta_c$  je celkovou účinností spojení čerpadla s elektromotorem.

Minimální otáčky motoru jsou stejné jako otáčky zubového čerpadla, tedy  $n = 2400 \text{ ot/min}$ , protože tyto dvě zařízení jsou pevně spojeny spojkou přenášející kroutící moment. Kroutící moment elektromotoru bude také stejný jako kroutící moment na vstupu zubového čerpadla, tedy  $M_k = 0,53 \text{ Nm}$ .

Pro správnou funkci celého agregátu je nezbytné, aby zvolený motor umožňoval chod v obou směrech. Pohon je vybírán z katalogů firmy Iskra, zde jsou motory přímo určené pro pohon hydraulického agregátu. V případě sériové výroby bude motor poptán u firmy a vytvořen přímo na požadované hodnoty tak, aby nedocházelo k výraznějšímu úniku energie.



**obr. 45.: Vybraný motor Iskra**

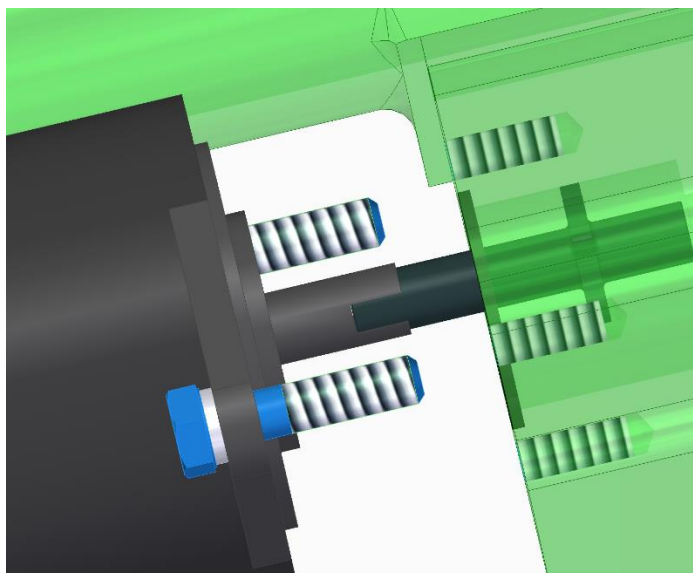
Vybraný motor (obr. 45) splňuje parametry napětí 24 V, rychlost otáček 2400 otáček/min. Výkon elektromotoru činí 2kW. Je také nutné brát v úvahu, v jakém časovém intervalu může motor pracovat, než dojde k jeho vypnutí z důvodu vysoké teploty a následnému chladnutí. U tohoto konkrétního typu zařízení jsou předepsány dvě minuty nepřetržité práce, než dosáhne maximální pracovní teploty. To je dostatečný čas pro celý proces manipulace s plošinou, který obvykle trvá zhruba půl minuty.

U elektromotoru je také možnost různých zakončení hřídelů. V kontextu se zakončením hřídele zubového čerpadla (z kapitoly 3.4.3 Hnací hřídel a ozubená kola) je vhodné použít plný hřídel bez dalších úprav, do kterého bude následně vyfrézována drážka, která bude kompatibilní s opačným tvarem na hnacím hřídeli zubového čerpadla.



### 3.6 Spojení elektromotoru a hydrogenerátoru

Důležité parametry pro volbu spojky či přímého spojení (obr. 46) jsou přenášeny kroutící moment, průměr hnací hřídele čerpadla a průměr výstupní hřídele elektromotoru.



obr. 46.: Spojení výstupního hřídele elektromotoru a hnacího kola hydrogenerátoru

Konkrétní řešení spojení je uvedeno v kapitole Návrh pohonu agregátu. Nyní je nutné ověřit, zda je takto navrhnuté spojení schopné přenést potřebný kroutící moment, tedy  $M_k = 0,53 Nm$ . Tato kontrola bude provedena v kapitole 3.8.

### 3.7 Protikorozní opatření

Jelikož bude agregát vystaven vysokému koroznímu prostředí při jízdě automobilu například po solené silnici, je nutné ho opatřit některými antikoroziními prvky. Ideálním a nejjednodušším řešením se jeví lakování.

#### 3.7.1 Experimentální ověření

Otázkou tedy je, jak velká vrstva a jaké barvy je potřeba nanést na agregát, aby bylo opatření adekvátní k vnějším podmínkám. Na tuto otázku je možné odpovědět experimentální zkouškou, která byla provedena ve firmě Jihostroj.

Zkouška proběhla na zubovém čerpadle, které je vyrobeno ze stejných materiálů, které jsou použity k výrobě agregátu, na který se bude lakování nanášet. Doba zkoušky činila 240 hodin. Zkoušení probíhalo na čtyřech vzorcích. Na každý z vzorků byla nanášena jiná vrstva barvy od 30  $\mu m$  do 107  $\mu m$  viz obr. 47.

Použitá antikorozi barva je DUPOX 2K PRIMER Pn Ca s odstínem RAL 9005. Barvy řady Dupox jsou určeny k povrchovým úpravám strojních součástí a obsahují epoxidové pryskyřice, které se kombinují s jinými pojivovými složkami. Tyto epoxidové nátěry velmi dobře odolávají agresivním prostředím, jak chemikáliím, vodě nebo abrazivním substancím.

Při zkoušení v solné lázni je postupováno dle normy ČSN ISO 9227. Jedná se o urychlenou korozní zkoušku. Vzorky jsou kontinuálně vystavovány v mlze chloridu sodného o koncentraci 5% hmotnosti při teplotě 35°C. Jedná se o vysokou solnou koncentraci, k porovnání mořská voda obsahuje 3,5% rozpuštěných solí, z čehož NaCl je zastoupeno 3% hmotnosti. Vzhledem k takové koncentraci, dobrému přístupu kyslíku, vlhkosti a zvýšené teplotě jde o extrémně agresivní prostředí.

Typické úbytky na uhlíkové oceli jsou kolem 5  $\mu\text{m}$  za 24 hodin. V přepočtu jde o 40  $\text{g}/\text{m}^2\text{24h}$ . Výhodou této zkoušky je jednoduchost, rychlost, dostupnost velkého množství referenčních dat a nízká cena.



obr. 47.: vlevo vzorek s nejvyšší a vpravo s nejnižší vrstvou barvy

Vyhodnocování výsledků je řízeno podle normy ČSN EN ISO 10289 – Hodnocení vzorků a výrobků podrobených korozním zkouškám. Výsledkem prohlídky povrchu jsou dva stupně hodnocení: stupeň ochrany  $R_p$  a stupeň změny vzhledu  $R_A$ . Pokud je vyhodnocován stupeň ochrany, je možné vynechat hodnocení změny vzhledu. Stupeň ochrany je vyjádřen jedním číslem, oproti tomu změna vzhledu může zahrnovat definici konkrétní vady a číslo vyjadřuje její intenzitu viz obr. 48.

**Tabulka 2 - Klasifikace typů znehodnocení povlaku**

A	Skvrny a/nebo změna barevného odstínu způsobené znehodnocením povlaku (jiné než ty, které jsou nepochybně způsobeny zplodinami koroze podkladového kovu)
B	Zmatnění se slabou nebo žádnou viditelnou korozí povlaku
C	Korozní zplodiny anodických povlaků
D	Korozní zplodiny katodických povlaků
E	Povrchové důlky (korozní důlky pravděpodobně nepronikají k podkladovému kovu)
F	Odlupování, odprýskávání
G	Vznik puchýřů
H	Vznik prasklin
I	Vznik krakeláže (sítě trhlinek)
J	Vějířky nebo vady hvězdicovitého tvaru

**obr. 48.: Klasifikace typů znehodnocení povlaku, převzato z [7]**

K vadám patří korozní krátery, koroze povlaku a mnohé další, avšak jsou také vady, které mohou být z korozního hlediska nepodstatné, ale ovlivňují vzhled, jako například změna barevného odstínu nebo zmatnění.

Během vyhodnocování na vzorku by mělo být stejnoměrné osvětlení bez odrazu slunečních paprsků nebo zastínění mraky a vzorek by měl být prohlížen z několika úhlů, aby byly všechny vady dobře viditelné. Ideální stav pro prohlídku vzorku je před očištěním. Pokud je povrch nutné omýt od solí a nánosů, které znemožňují prohlídku vad, je možné vzorek omýt slabým roztokem, který je vhodný pro daný povlak, ale nesmí dojít k mechanickému drhnutí povlaku. Zaznamenávané vady jsou ty, které jsou viditelné pouze prostým okem.

Stanovení stupně ochrany  $R_p$  je dán vztahem:

$$R_p = 3 (2 - \log_{10} A) \quad (48)$$

kde  $A$  je procentuální podíl celkové plochy vykazující korozi podkladového kovu.  $R_p$  je zaokrouhleno na nejbližší celé číslo viz obr. 49.

Tabulka 1 - Stupně ochrany ( $R_p$ ) a změny vzhledu ( $R_A$ )

Plocha vad $A$ (%)	Stupeň $R_p$ nebo $R_A$
Bez vad	10
$0 < A \leq 0,1$	9
$0,1 < A \leq 0,25$	8
$0,25 < A \leq 0,5$	7
$0,5 < A \leq 1,0$	6
$1,0 < A \leq 2,5$	5
$2,5 < A \leq 5,0$	4
$5,0 < A \leq 10$	3
$10 < A \leq 25$	2
$25 < A \leq 50$	1
$50 < A$	0

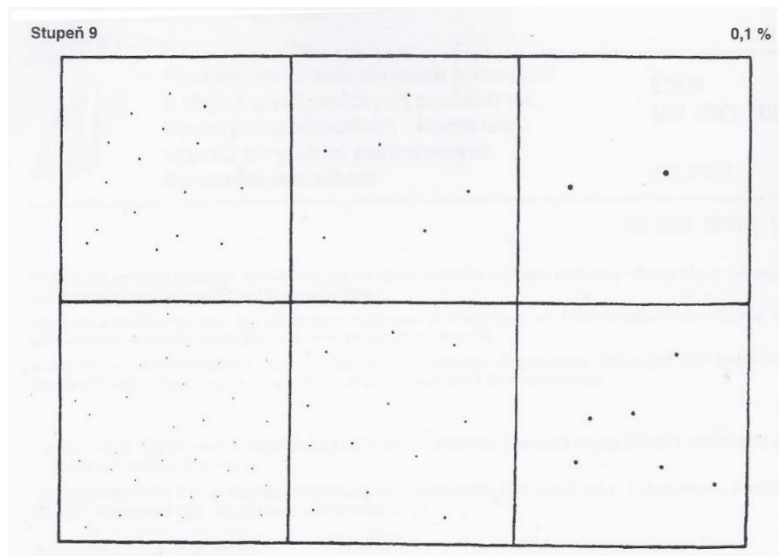
obr. 49.: Stupně ochrany a změny vzhledu, převzato z [7]

Stanovení stupně změny vzhledu je vyhodnoceno z typu vady písmenem daným obr. 48, tak plochou s příslušnou vadou vyhodnocenou stejným způsobem jako  $R_p$ .

Z porovnání zkoušených vzorků s vizuálními podklady nejlépe vyhovuje vzorek s vrstvou 107  $\mu\text{m}$  povlaku, který odpovídá porovnávacímu obrázku viz obr. 50, tedy s podílem korozní plochy do 0,1 %. K určení  $R_p$  dosadíme do rovnice (61), tedy:

$$R_p = 3 (2 - \log_{10} 0,1) = 9 \quad (49)$$

Daný vzorek nevykazuje změnu odstínu nebo jiné faktory uvedené v obr. 48. Můžeme tedy prohlásit, že vzorek je celkově vyhodnocen jako vzorek se stupněm korozní ochrany 9.



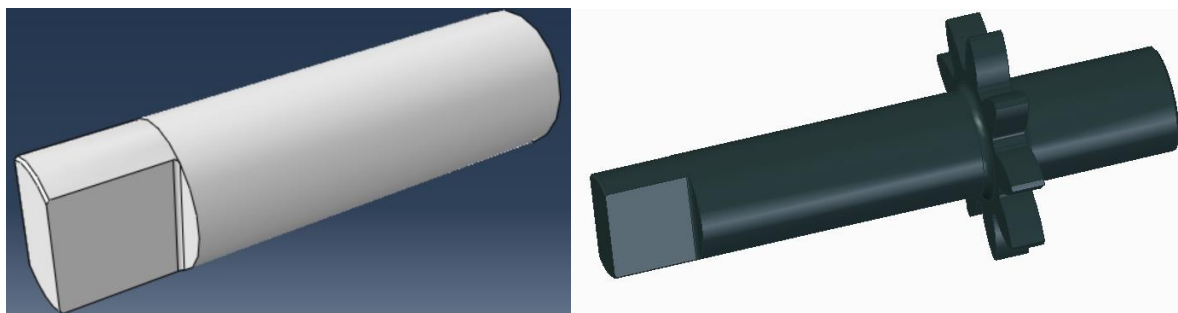
obr. 50.: Porovnávací obrazec, převzato z [7]

Z výsledků lze usoudit, že vhodnou vrstvou, která bude pokrývat agregát, kromě komponent jako jsou například závity pro připojení hadic nebo vzduchový ventil na nádrži, je do vysoce korozního prostředí vrstva 107  $\mu\text{m}$ . Povlakování elektromotoru a šroubení musí být konzultováno s výrobcem.

### 3.8 Pevnostní ověření nosového spojení hřídele motoru a čerpadla

Spojení výstupní hřídele elektromotoru s hnacím kolem zubového čerpadla je zprostředkováno beze spojky, pouze prostřednictvím nosového spojení. Vhodnou metodou pro kontrolu tohoto spojení je metoda konečných prvků. Výpočet proběhl v programu Abaqus.

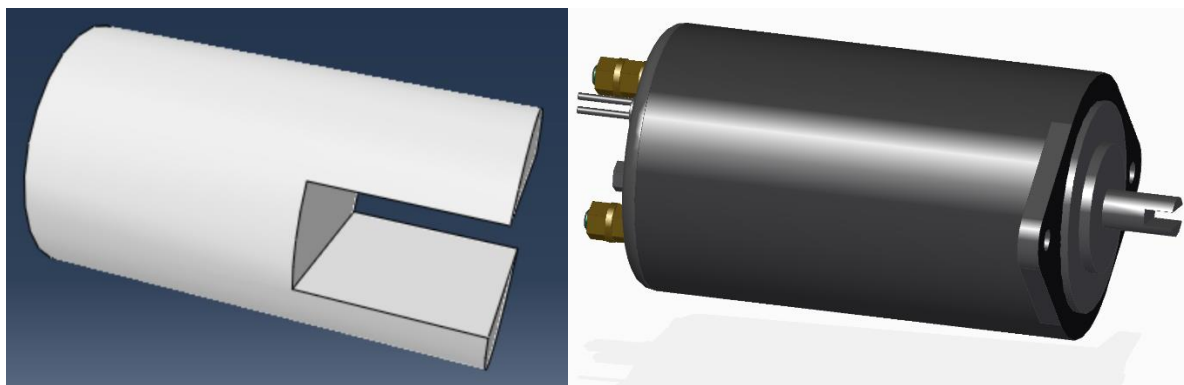
Pro výpočet nebylo nutné použít model celého elektromotoru nebo celého hřídele s ozubeným věncem. Součásti jsou zjednodušeny tak, aby vyhovovali výpočtu a zachycovali požadované výsledky a nespotřebovali mnoho operační paměti a nebyli výpočetně zbytečně náročné.



obr. 51.: zjednodušený hřídel s ozubením

Na hřídeli s ozubením (obr. 51) je uvažován tok kroutícího momentu od spojovacího nosu po ozubený věnec, kde moment z hřídele odchází. Pro výpočet proto stačí, aby hřídel určená pro výpočet, byla eliminována o ozubení a délku za ozubením. Vazby na konci hřídele musí být patřičně definovány tak, aby nahrazovali odcházející kroutící moment.

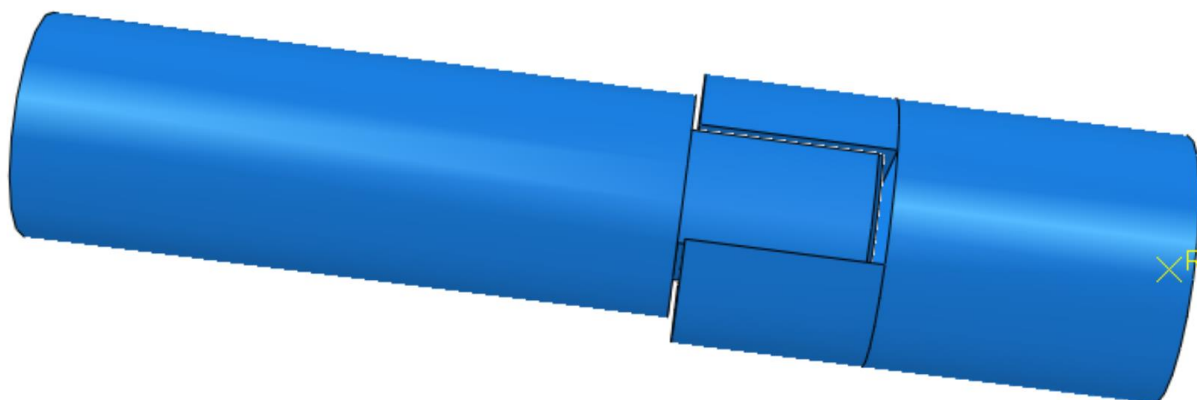
Jelikož je prověřovaný spoj (obr. 53) na konci hřídele, není nutné ani u hřídele elektromotoru rozkreslovat celou délku s osazením. Prvek je tedy zjednodušen pouze na spojovací konec, jak je možné pozorovat na obr. 52.


**obr. 52.: zjednodušený hřídel elektromotoru**

3D modely jsou do programu Abaqus vygenerovány jako step prvky. Následně jsou modely modelovány jako homogenní, elastické a izotropní. Modul pružnosti je volen  $E = 210000\text{MPa}$  a Poissonovo číslo  $\nu = 0,3$ . Úloha je řešena jako statická.

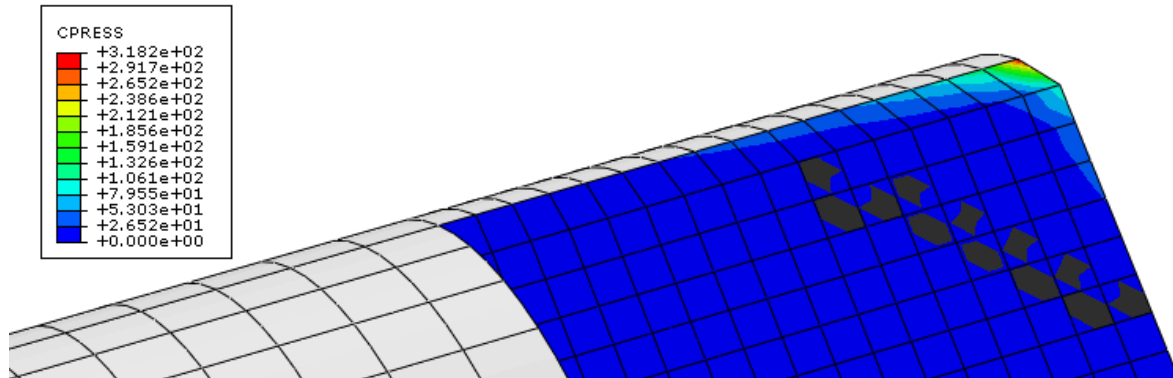
Interakce spoje je zajištěna pomocí funkcí Face to Face, Coaxial a Parallel Face. Spoj je na jednom konci pevně vetknut pomocí volby Create Boundary Condition a na druhé straně bude kroutící moment zaveden v řídicím uzlu, který je definován na čelní ploše 3D modelu.

Síťování modelu je rozděleno na dvě oblasti. Oblasti, které nejsou profrézované a nezajišťují přímý kontakt je nastavena globální velikost elementů 1 mm s hexagonální metodou síťování. Profrézované oblasti mají poloviční velikost elementů.

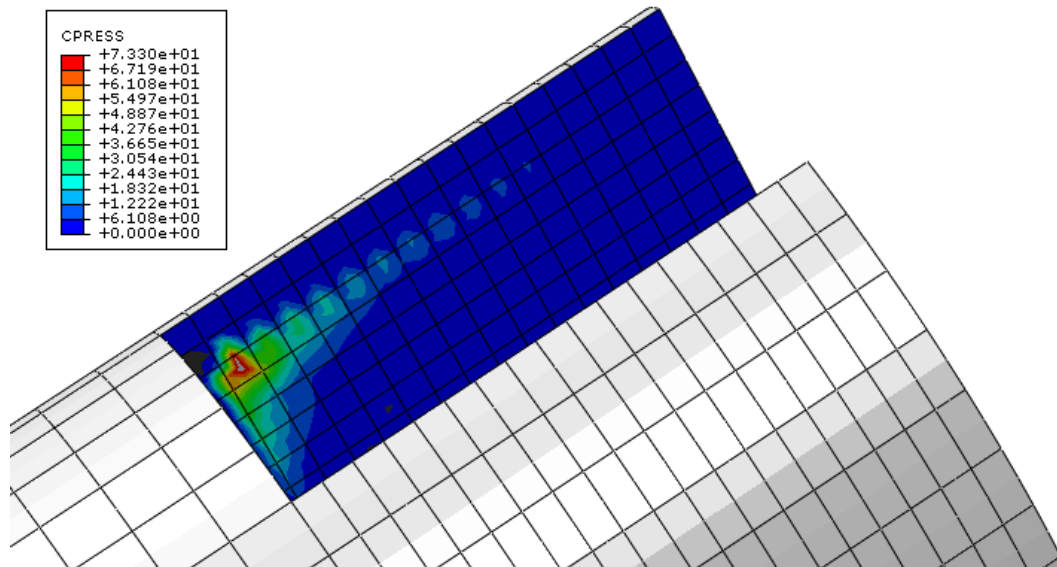

**obr. 53.: spojení hřídelů v Abaqusu**

Konstrukčně jsou možné dvě situace utěsnění čerpadla hřídelovým těsněním. První možností je nalisovat těsnění do příruby tak, aby vyčnívající část hřídele byla od oleje separována. V tom případě by nosové spojení namáhané na krut bylo spojem suchým a tření

by v kontaktních plochách disponovalo třecím koeficientem  $f = 0,4$ . Výpočet takovéto situace je zobrazen na obr. 54 a obr. 55.



obr. 54.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje  $f = 0,4$



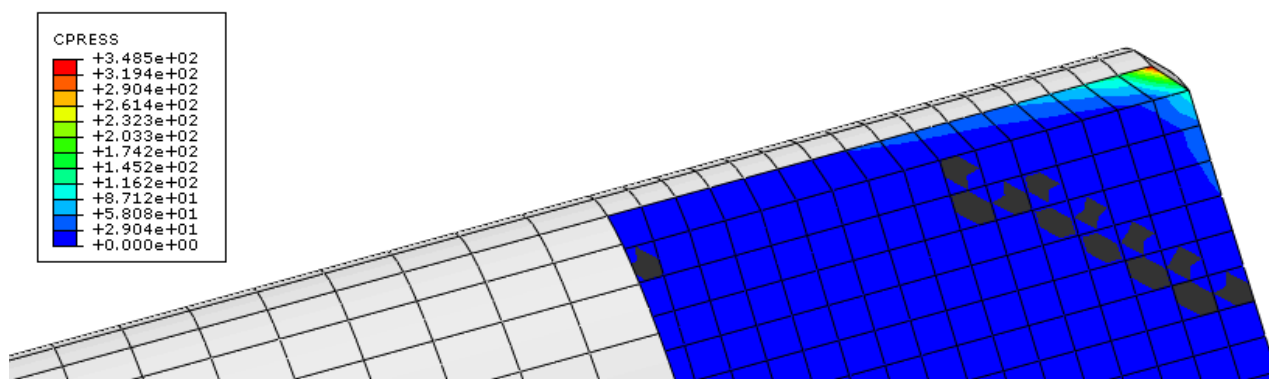
obr. 55.: Tlakové rozložení na hřídeli motoru s koeficientem tření spoje  $f = 0,4$

Z barevných map rozložení tlaků na součástech je možné vyčíst, že k největšímu opření namáhaných součástí dochází v místě opření hrany hřídele s ozubením do vyfrézované plochy hřídele motoru.

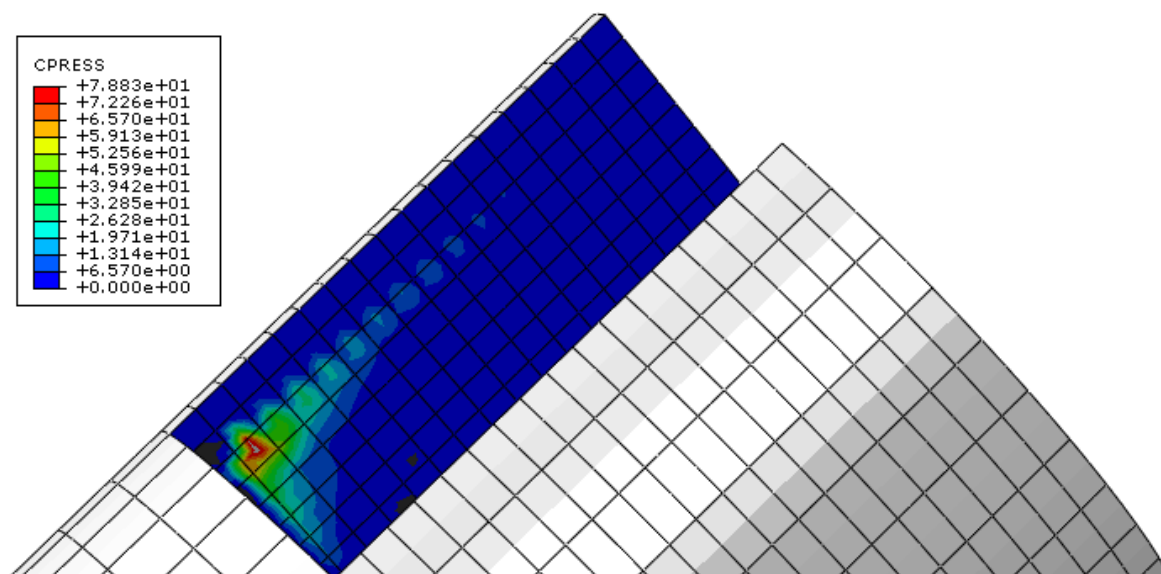
Z číselných výsledků v situaci, kdy je spoj suchý, vychází maximální tlak na hřídel elektromotoru  $p = 73,3$  MPa. Na hřídeli s ozubením, je tento tlak vyšší, a to  $p = 318,2$  MPa.

Druhou možností je nalisovat hřídelové těsnění do příruby tak, aby bylo v kontaktu s hřídelem elektromotoru. Tedy celý nosový spoj by byl v kontaktu s olejem z čerpadla a docházelo by tedy k mazání tohoto spoje, čímž by kleslo tření mezi kontaktními plochami na uvažovanou hodnotu tření, a to  $f = 0,1$ .

Mapa rozložení tlaků na kontaktních plochách je opět patrná na obr. 56 a obr. 57.



obr. 56.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje  $f=0,1$

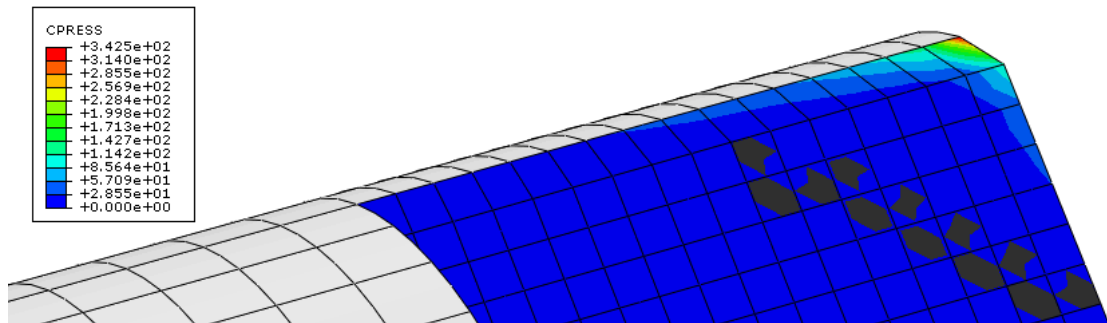


obr. 57.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje  $f=0,1$

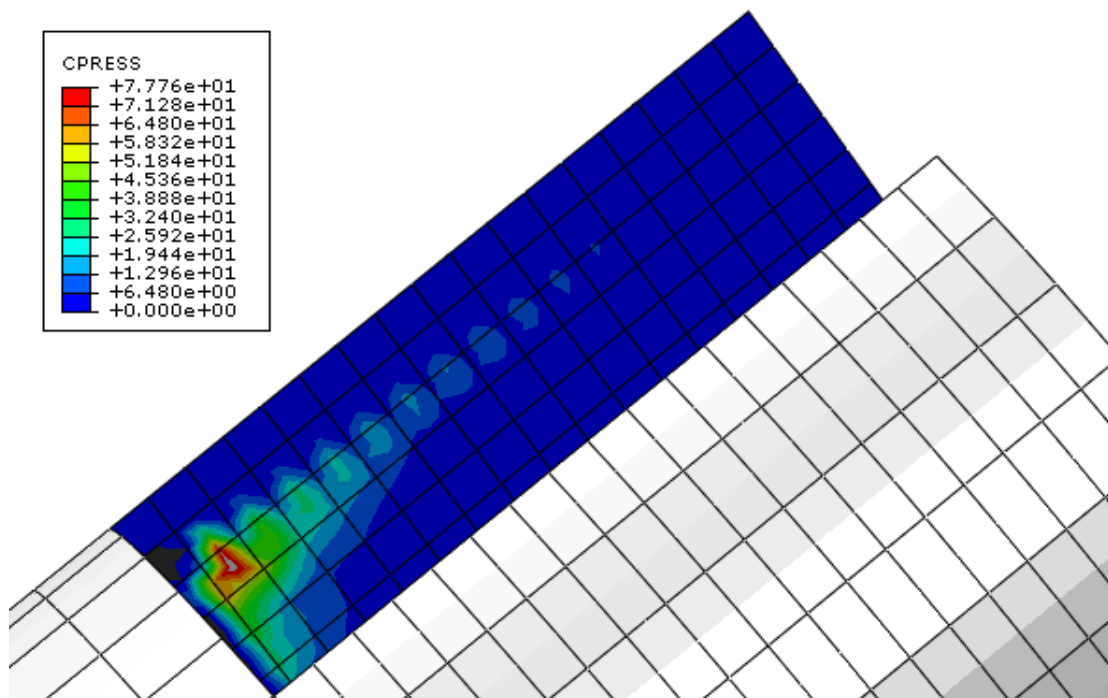
Z číselných výsledků v situaci, kdy je spoj mazán, vychází maximální tlak na hřídel elektromotoru  $p = 78,83$  MPa. Na hřídeli s ozubením je tento tlak nižší, a to  $p = 348,5$ MPa.



Pokud bychom uvažovali koeficient tření  $f=0,15$ , výsledky by vypadali obdobně, viz obr. 58 a obr. 59.



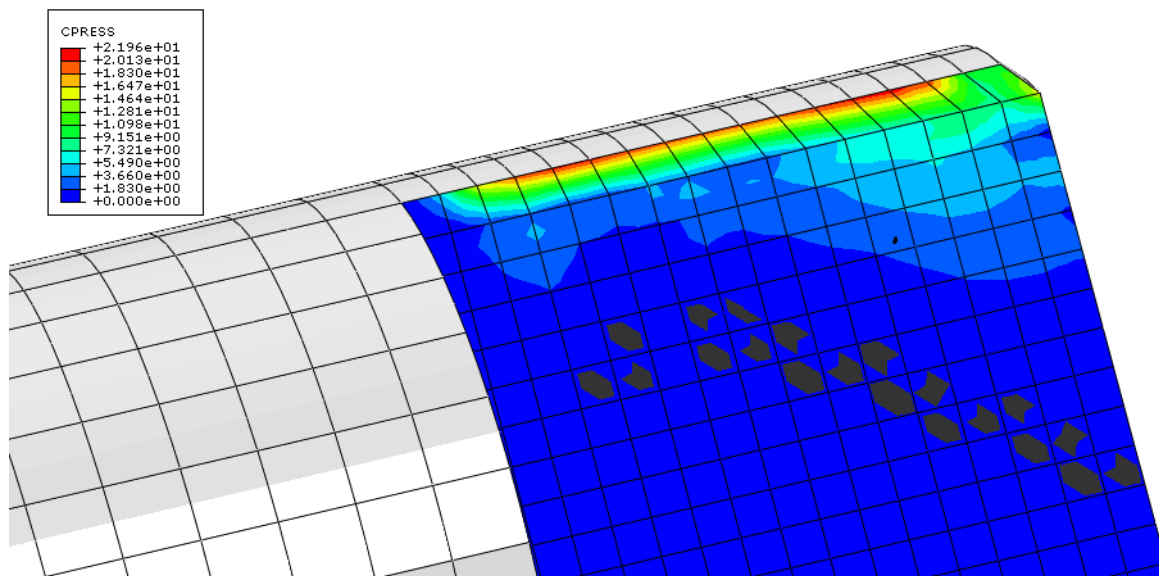
obr. 58.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje  $f=0,15$



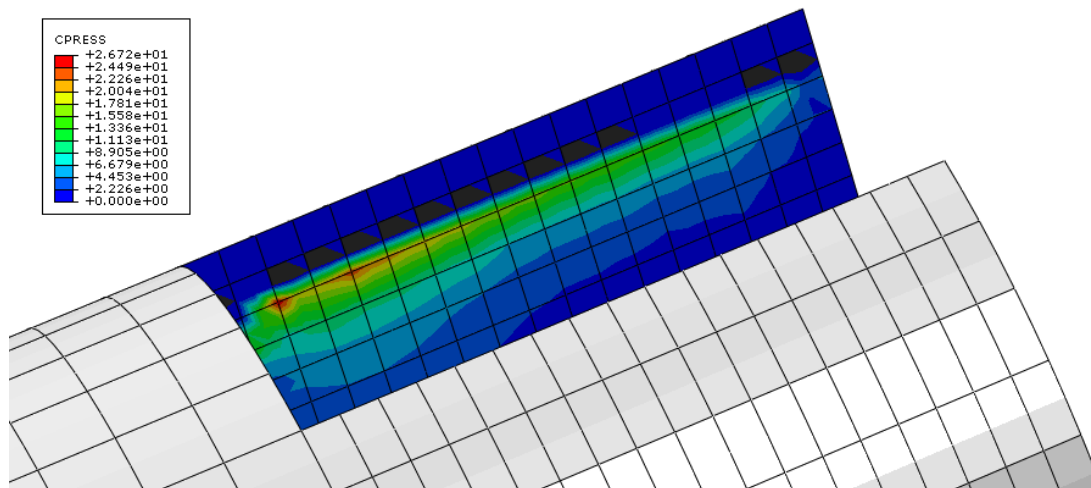
obr. 59.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje  $f=0,15$

Z číselných výsledků v situaci, kdy je spoj mazán, vychází maximální tlak na hřídel elektromotoru  $p = 77,76$  MPa. Na hřídeli s ozubením je tento tlak nižší, a to  $p = 34,25$  MPa.

V případě, že by bylo možné za určitých podmínek předpokládat nulový třecí koeficient, výsledky by odpovídali obr. 60 a obr. 61.



obr. 60.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s nulovým koeficientem tření



obr. 61.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s nulovým koeficientem tření spoje

Číselné výsledky tlaku by byly pro hřídel motoru  $p = 21,96$  MPa a pro hřídel s ozubením  $p = 26,72$  MPa.



**obr. 62.: Opotřebení na ozubeném hřídeli po zkouškách**

Výsledné otlacení je jasně viditelné na vzorcích, které podléhali dlouhodobé zkoušce, která činila dva miliony cyklů při zatížení kroutícím momentem  $M_k=20$  Nm v případě drážky u hřídele elektromotoru a deset tisíc cyklů při stejném kroutícím momentu na hřídeli. Výsledky jsou viditelné na obr. 62 a obr. 63.



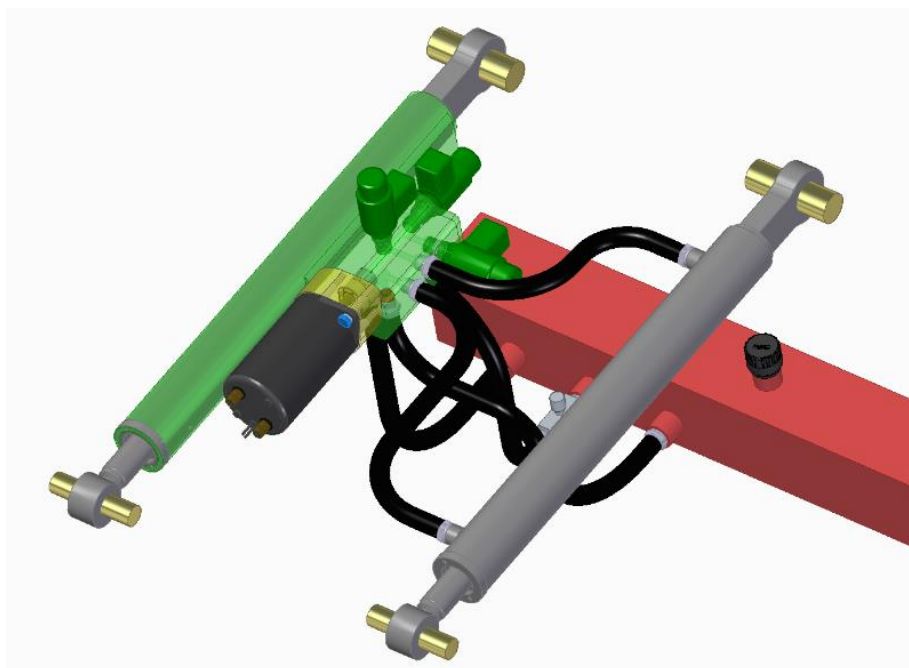
**obr. 63.: Opotřebení na hřídeli motoru po zkouškách**

Z výsledných výpočtů je zřejmé, že spoj pro přenos kroutícího momentu je naprosto vyhovující. Díky dlouhodobým zkouškám při několikanásobně vyšším zatížení, je možné garantovat minimálně stejnou životnost tohoto spoje jako životnost zbylého agregátu.

Z výpočtů v programu Abaqus by bylo možné učinit závěr, že s nižším koeficientem tření lehce roste maximální špičkový tlak. Avšak koeficient tření je snižován olejem, který v reálném provozu funguje jako tlumící pružina mezi kontaktními plochami. Tudíž, i přes bodově narůstající tlak, je díky oleji sníženo opotřebení obou ploch, protože jsou eliminovány například vibrace v kontaktu při chodu stroje. Tento jev byl odpozorován empirickými zkouškami ve firmě Jihostroj, kde se také došlo k závěru, že vlivem mazání tohoto spoje je opotřebení i několikanásobně menší.

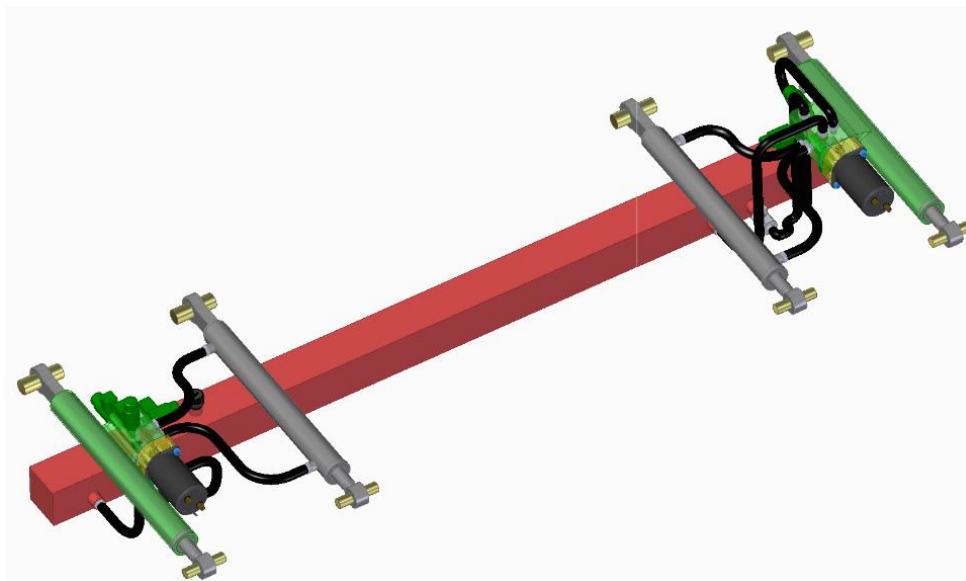
### 3.9 Agregát jako celek

Agregát je možné vidět na obr. 64. Hlavním původním požadavkem bylo zvýšení kompaktnosti, které bylo docíleno spojením hydrostatického zubového čerpadla s válcem jednočinného přímočarého hydromotoru. Tím byly také eliminovány některé hydraulické hadice a jejich šroubení. U čerpadla došlo také ke spojení těla, víka a rozvodu v jednu část, na kterou je dále připojena příruba s elektromotorem.



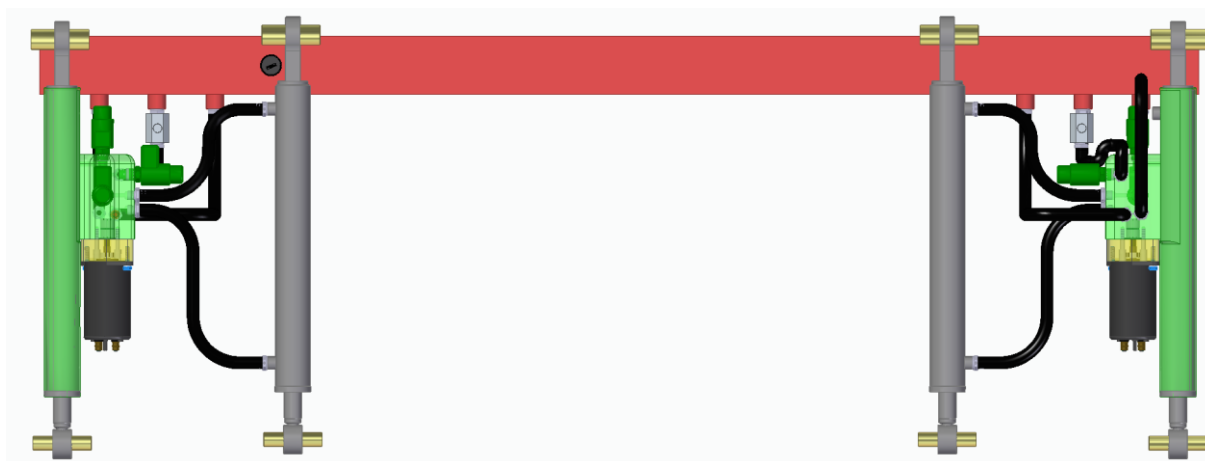
obr. 64.: agregát

Druhý přímočarý hydromotor je k čerpadlu, respektive k hydraulickému rozvodu připojen hydraulickými hadicemi. Vzdálenost od zbytku agregátu, tedy také celkovou šířku agregátu, je možné uzpůsobit potřebným zástavbovým rozměrům plošiny a ostatním navazujícím komponentám automobilu. Šířka se tedy může pohybovat od zhruba 350 mm.



obr. 65.: Pohled na celý agregát

Agregát je nutné umístit na obě strany plošiny, která je přibližně stejně široká jako nádrž, zobrazená na obr. 65 červeně, která je umístěna podélně po celé šířce nákladního automobilu. Druhý agregát musí být upevněn vzhůru nohama, aby byla zachována stejná vzdálenost od středu plošiny na obě strany pro oba páry válců a síly byly tedy vyvážené a symetrické.



obr. 66.: Půdorys celého agregátu

Celková šířka obou agregátů dohromady i s nádrží činí přibližně 2 metry (obr. 66) a může být upravována podle potřeb a zástavbových rozměrů automobilu. Při těchto rozměrech je objem nádrže necelých 17 litrů, což je více než dostačující množství pracovní kapaliny, zkrácení šířky nádrže tedy nečiní komplikace. Sestavu je také možné vidět v příloze [1].

## 4 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit hydraulický agregát, který bude zajišťovat pohyb sklopné plošiny nákladních automobilů. Od stávajících konstrukčních řešení by se měl odlišovat svou kompaktností a vynecháním některých, v novém řešení již nepotřebných, komponent.

Agregáty jsou tvořené z několika hlavních částí, hydraulického čerpadla, hydromotorů a elektromotoru. Další části jsou například nádrž nebo hydraulické hadice spojující jednotlivé části. Ve stávajících řešeních jsou zmíněné hlavní části propojeny separovaně pomocí hadic. V této práci bylo vytvořeno řešení, které spojuje některé z těchto částí v jeden celek.

Jako generátor tlaku je hydrostatické zubové čerpadlo, vybrané z používaných řad čerpadel firmy Jihostroj. Toto čerpadlo je dále modifikováno tak, že těleso a víko čerpadla jsou jednou součástí a jsou zde také vrtány hydraulické cesty pro rozvod pracovní kapaliny do jednotlivých hydromotorů při požadovaných módech chodu agregátu.

K výstupnímu hřídeli čerpadla je připojen elektromotor, který je pevně spojen s přírubou čerpadla. Elektromotor tedy již není nutné dále uchycovat k rámu.

Obvykle je přímočarý hydromotor spojen s čerpadlem pomocí hydraulických hadic. V tomto agregátu je využita skutečnost, že první hydromotor, zajišťující pohyb plošiny vzhůru, je jednočinný plunžr a jeho válec je navrhnut vcelku v jednom díle s tělem zubového čerpadla. Díky tomu je pracovní kapalina čerpána přímo pod píst hydromotoru a není zde zapotřebí použít spojovací šroubení a hydraulickou hadici. Také je tím zmenšen zástavbový prostor. Jelikož je tedy čerpadlo pevně spojeno s hydromotorem, nemusí být čerpadlo dále uchycováno k rámu, protože uchycení tohoto celku je pomocí otočných čepů na koncích hydromotoru.

Druhý hydromotor, zajišťující naklápění plošiny, je dvoučinný a jeho natočení je jiné vůči hydromotoru zajišťujícímu pohyb vzhůru. Proto je tedy nutné, aby byl tento hydromotor připojen ke zbytku volně, pomocí hadic, aby mohl vykonávat rozdílnou rotaci vůči zbytku.

Nádrž na pracovní kapalinu není možné zakomponovat tak, aby byla pevnou součástí čerpadla a jednočinného přímočarého hydromotoru nebo dvoučinného hydromotoru.

Výstupy z nádrže, na které je napojeno sání hydrogenerátoru, musí být vždy pod hladinou, aby bylo možné nasávání za všech situací. V případě, že by nádrž byla v jednom celku s přímočarým hydromotorem, docházelo by k jejímu natáčení při práci hydromotoru do poloh odlišných svým natočením až o 180°. V takové situaci by se kapalina přelévala a koncentrovala na jedné nebo druhé straně nádrže a docházelo by k situacím, kdy by zubové čerpadlo mělo sát kapalinu, ale poloha nádrže s přelitou kapalinou by umožňovala pouze nasávání vzduchu. Nádrž bude tedy umístěna zvlášť, po celé šířce nákladního automobilu. Šířka automobilu je dominantním rozměrem nádrže, proto zbylé dva mohou být oproti tomu znatelně menší při zachování dostatečného objemu.

Celkovou zástavbu, a hlavně šířku celého agregátu, je možné přizpůsobovat rozměrům rámu nákladního automobilu. Rozměry volené v této práci jsou rozměry, které odpovídají obecným parametrům.

## Zdroje

- [1] ŠKROPÁN, CSC., Doc. Ing. Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Brno, 2004. Skriptum. VUT v Brně
- [2] SEDLÁČEK, Jiří. *Přímočarý hydromotor*. Brno, 2012. Bakalářská práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [3] NOVÁK, Bc. Jiří. *Návrh uložení hydraulického válce zkušebního zařízení kulových kloubů*. Brno, 2009. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [4] SVOBODA, Bc. Lubomír. *Návrh výroby věnce hydraulického válce*. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Oskar Zemčík, Ph.D.
- [5] HRBÁČEK, Bc. Jakub. *Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno, 2011. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.
- [6] ČSN EN ISO 9227. *Korozní zkoušky v umělých atmosférách - Zkoušky solnou mlhou*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [7] ČSN EN ISO 10289. *Metody korozních zkoušek kovových a jiných anorganických povlaků na kovových podkladech - Hodnocení vzorků a výrobků podrobených korozním zkouškám*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2001.
- [8] *Www.jihostroj.com* [online]. Velešín: Jihostroj Velešín, 2017 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <http://www.jihostroj.com/>
- [9] *Www.argo-hytos.com* [online]. [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz.html>
- [10] *Mechanika2.fs.cvut.cz* [online]. Praha: ČVUT [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: [http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb\\_new/Cv\\_main.html](http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb_new/Cv_main.html)
- [11] *Www.knomi.cz* [online]. Praha: Knomi, 2017 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <http://www.knomi.cz/>
- [12] *Www.oleje.cz* [online]. Brno: Ekolube, 2019 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Hydraulicke-kapaliny>
- [13] *Www.cumidirect.com* [online]. Indie: CUMI [cit. 2019-06-15]. Dostupné z: <https://cumidirect.com/>



## Seznam obrázků

obr. 1.: Hydraulicky poháněná sklopná plošina, převzato z [13] .....	2
obr. 2.: Hydrostatické zubové čerpadlo, převzato z [8] .....	3
obr. 3.: Rozpad HZČ, převzato z [8] .....	4
obr. 4.: Hydraulický válec, převzato a upraveno z [4] .....	6
obr. 5.: Jednocestný ventil s kuželkou, převzato z [1] .....	7
obr. 6.: Hydraulický zámek, převzato z [1] .....	7
obr. 7.: Uzavírací ventil, převzato z [1] .....	8
obr. 8.: Typy rozvaděčů, převzato z [1] .....	8
obr. 9.: Typy škrtecích ventilů, převzato z [1] .....	8
obr. 10.: Pojistný ventil, převzato z [1] .....	9
obr. 11.: Schéma zapojení filtrace, převzato z [1] .....	9
obr. 12.: Příklad sacího filtru z katalogu firmy Hytos, převzato z [9] .....	10
obr. 13.: Řez tlakovým filtrem, převzato z [1] .....	11
obr. 14.: Příklad zpětného filtru z katalogu firmy Hytos, převzato z [9] .....	12
obr. 15.: zavzdušňovací filtr, převzato z [9] .....	13
obr. 16.: Skica zachycující prvotní ideu .....	15
obr. 17 určení koeficientu uložení $\alpha$ , převzato z [5] .....	17
obr. 18 Schéma přímočarého hydromotoru, převzato z [1] .....	18
obr. 19 Schéma přímočarého hydromotoru, převzato a upraveno z [1] .....	20
obr. 20.: Válec přímočarého hydromotoru .....	22
obr. 21.: Přivažené dno válce s okem přímočarého hydromotoru .....	22
obr. 22.: Ucpávka přímočarého hydromotoru .....	23
obr. 23.: Pístnice přímočarého hydromotoru .....	23
obr. 24.: Píst přímočarého hydromotoru .....	24
obr. 25.: Graf závislosti průtoku a otáček, převzato z [8] .....	25
obr. 26.: graf závislosti výkonu, kroutícího momentu a otáčkách, převzato z [8] .....	26
obr. 27.: Hydraulické schéma ventilového systému .....	27
obr. 28.: Jednosměrný ventil a jeho řez, převzato z [9] .....	29
obr. 29.: šoupátkový rozvaděč a jeho řez, převzato z [9] .....	30
obr. 30.: škrtecí ventil, převzato z [9] .....	31

obr. 31.: nabízené zakončení hnacích hřídelů z katalogu čerpadel P23, převzato z [8] .....	32
obr. 32.: kompatibilita hřídelů a přírub, , převzato z [8] .....	32
obr. 33.: příruby, převzato z [8].....	33
obr. 34.: hydraulické čerpadlo s rozvodem - první verze.....	33
obr. 35.: hydraulické čerpadlo s rozvodem - druhá verze .....	34
obr. 36.: hydraulické čerpadlo s rozvodem - třetí verze .....	35
obr. 37.: příruba .....	36
obr. 38.: objímka s kluznými ložisky a těsněním .....	36
obr. 39.: vnější těsnění .....	37
obr. 40.: šroubení .....	38
obr. 41.: nádrž .....	39
obr. 42.: nádrž s příčkami .....	39
obr. 43.: zavzdušňovací filtr na nádrži.....	40
obr. 44.: Motor Iskra s profrézovaným hřídelem.....	41
obr. 45.: Vybraný motor Iskra .....	42
obr. 46.: Spojení výstupního hřídele elektromotoru a hnacího kola hydrogenerátoru .....	43
obr. 47.: vlevo vzorek s nejvyšší a vpravo s nejnižší vrstvou barvy.....	44
obr. 48.: Klasifikace typů znehodnocení povlaku, převzato z [7].....	45
obr. 49.: Stupně ochrany a změny vzhledu, převzato z [7] .....	46
obr. 50.: Porovnávací obrazec, převzato z [7].....	46
obr. 51.: zjednodušený hřídel s ozubením .....	47
obr. 52.: zjednodušený hřídel elektromotoru.....	48
obr. 53.: spojení hřídelů v Abaqusu .....	48
obr. 54.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje $f=0,4$ .....	49
obr. 55.: Tlakové rozložení na hřídeli motoru s koeficientem tření spoje $f=0,4$ .....	49
obr. 56.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje $f=0,1$ .....	50
obr. 57.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje $f=0,1$ .....	50
obr. 58.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje $f=0,15$ .....	51
obr. 59.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s koeficientem tření spoje $f=0,15$ .....	51
obr. 60.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s nulovým koeficientem tření.....	52
obr. 61.: Tlakové rozložení na ozubeném hřídeli s nulovým koeficientem tření spoje .....	52



---

obr. 62.: Opotřebení na ozubeném hřídeli po zkouškách.....	53
obr. 63.: Opotřebení na hřídeli motoru po zkouškách.....	53
obr. 64.: agregát .....	54
obr. 65.: Pohled na celý agregát.....	55
obr. 66.: Půdorys celého agregátu .....	55

## Seznam příloh

- [1] 0-00-1 – HYDRAULICKÁ JEDNOTKA PRO OVLÁDÁNÍ SKLOPNÉ PLOŠINY
- [2] 0-00-2 - HYDRAULICKÁ JEDNOTKA PRO OVLÁDÁNÍ SKLOPNÉ PLOŠINY
- [3] 0-00-3 - TĚLESO