



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

# HYDRAULICKÝ SYSTÉM REGULACE VODNÍ TURBÍNY

HYDRAULIC SYSTEM FOR WATER TURBINE CONTROL

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Koutecký

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

BRNO 2019



## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Vojtěch Koutecký**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.**  
Akademický rok: 2018/19

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 diplomové práce:

### Hydraulický systém regulace vodní turbíny

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem DP je návrh hydraulického systému, sloužícího k regulaci činnosti vodní turbíny, kdy musí být proveden návrh koncepce, základním dimenzováním hydraulických prvků následně vytvořeno hydraulické funkční schéma a vyřešeny nepřípustné havarijní stavy. Zadání DP je řešeno ve spolupráci se společností HYDAC, s. r. o. ve Žďáře nad Sázavou.

#### Cíle diplomové práce:

Současný stav vědy a techniky u řešené problematiky.

Analýza současného stavu řešené problematiky – systémový rozbor.

Rešerše hydraulických agregátů (HA) s důrazem na vhodné typy hydrogenerátorů (čerpadel).

Návrh variant a zdůvodnění výběru varianty konstrukčního řešení hydraulického systému.

Návrh funkčního schéma hydraulického obvodu k regulaci turbíny.

Komentář k funkčnímu schématu navrženého hydraulického obvodu.

Konstrukční návrh HA (návrh nádrže, hydraulického bloku se všemi potřebnými prvky).

Kontrolní a návrhový výpočet vybrané části HA.

Výkresová dokumentace sestavy a podsestav, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Analýza rizik nového HA.

Stručné ekonomické hodnocení nového HA.

Vyhodnocení nové konstrukce HA z hlediska dosažených technických parametrů a vlastností pro použití k předepsanému účelu.

Závěr a doporučení pro další rozvoj.

**Seznam doporučené literatury:**

NEPRAŽ, František a kol. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. První vydání. Brno: Bosch Rexroth, spol. s r. o., 2002. ISBN 90-214-2187-8.

MAREK, Jiří a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Třetí vydání. Praha: MM publishing, s. r. o. ISBN- 978-80-260-6780-1.

KOLÍBAL, Zdeněk. Roboty a robotizované výrobní technologie. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně - nakladatelství VUTIUM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **ABSTRAKT**

Cílem této diplomové práce je vytvoření hydraulického systému pro regulaci vodní turbíny. Součástí je základní dimenzování hydraulických prvků za účelem sestavení funkčního hydraulického schématu.

## **ABSTRACT**

The aim of this diploma thesis is to create a hydraulic system for water turbine control. The basic dimensioning of the hydraulic elements is included in order to build a functional hydraulic diagram.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Hydraulický agregát, hydraulický systém, francisova turbína, regulace turbíny, pístový akumulátor, akumulátorová stanice, hydrogenerátor.

## **KEYWORDS**

Hydraulic power unit, hydraulic system, francis turbine, turbine control, piston accumulator, accumulator station, hydraulic pump.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOUTECKÝ, V. *Hydraulický systém regulace vodní turbíny*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 95 s., Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za jeho cenné rady. Nemalé díky patří taktéž mým kolegům ve společnosti HYDAC s. r. o., za poskytnutí důležitých informací. Děkuji také rodině a přátelům za jejich podporu při studiu.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Radka Knoflíčka, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. 5. 2019

.....  
Bc. Vojtěch Koutecký



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>SOUČASNÝ STAV .....</b>	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>REGULACE VODNÍCH TURBÍN .....</b>	<b>19</b>
3.1	Účel regulace .....	19
3.2	Řídicí ústrojí přetlakových turbín zejména Francisových .....	19
<b>4</b>	<b>HYDRAULICKÉ AGREGÁTY A JEJICH ČERPADLA .....</b>	<b>21</b>
4.1	Přední výrobci hydraulických agregátů .....	21
4.1.1	Bosch rexroth.....	21
4.1.2	Hydac s.r.o. ....	22
4.1.3	Hydroma .....	23
4.1.4	Hydrocom, spol. s.r.o.....	24
4.2	Hydraulická čerpadla .....	25
4.3	Zubová čerpadla.....	25
4.3.1	Zubová čerpadla s vnějším ozubením .....	25
4.3.2	Zubová čerpadla s vnitřním ozubením .....	27
4.3.3	Čerpadla s ozubeným kruhem .....	28
4.3.4	Vřetenová šroubová čerpadla .....	29
4.4	Lamelová čerpadla .....	30
4.4.1	Lamelová čerpadla (jednozdvihová, regulovaná tlakem).....	30
4.4.2	Lamelová čerpadla (dvouzdvihová) .....	31
4.5	Pístová čerpadla .....	32
4.5.1	Radiální pístová čerpadla s vnitřním pohonem pístů.....	32
4.5.2	Radiální pístová čerpadla s vnějším pohonem pístů.....	33
4.5.3	Axiální pístová čerpadla se šikmým kotoučem .....	34
4.5.4	Axiální pístová čerpadla se šikmou osou .....	35
<b>5</b>	<b>VOLBA VHODNÉ VARIANTY ŘEŠENÍ.....</b>	<b>37</b>
5.1	Varianta A.....	37
5.2	Varianta B .....	38
5.3	Volba varianty.....	38
<b>6</b>	<b>CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU .....</b>	<b>39</b>
6.1	Vstupní parametry.....	39
6.2	Ověření přestavovacích časů regulace .....	40
6.2.1	Hydraulický pružný ráz .....	40
<b>7</b>	<b>NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU .....</b>	<b>43</b>
	Výpočet objemu hydromotorů .....	43
7.1	Návrh akumulátorové stanice .....	44
7.2	Návrh nádrže a záchytné vany .....	47
7.3	Návrh hydrogenerátoru .....	48
7.4	Návrh elektromotoru.....	49
7.5	Návrh filtrace .....	51
7.5.1	Tlakový filtr.....	51
7.5.2	Sekundární okruh filtrace .....	52
7.6	Návrh topení .....	54
7.7	Ruční pumpa.....	55

7.8	Výfuková klapka .....	55
7.9	Vzduchový filtr.....	56
7.10	Hladinoměr .....	56
7.11	Termostat.....	57
7.12	Aquasenzor .....	58
<b>8</b>	<b>HYDRAULICKÝ BLOK ČERPADEL A JEHO PRVKY .....</b>	<b>59</b>
8.1	Prvky bloku čerpadel.....	59
8.1.1	Pojistný ventil čerpadla .....	59
8.1.2	Pojistný ventil ruční pumpy .....	60
8.1.3	Zpětné ventily.....	60
8.1.4	Odlehčovací ventil.....	61
<b>9</b>	<b>DIMENZE ZBYLÝCH UZLŮ PŘED REALIZACÍ.....</b>	<b>63</b>
9.1	Blok synchronního ventilu .....	63
9.2	Blok rozváděcího kruhu .....	64
9.3	Rozvodný blok.....	64
<b>10</b>	<b>POPIS STROJE .....</b>	<b>65</b>
<b>11</b>	<b>ANALÝZA RIZIK NEÚPLNÉHO STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ .....</b>	<b>67</b>
11.1	Blokový diagram .....	67
11.2	Analýza významných nebezpečí .....	68
11.3	Přehled identifikovaných významných nebezpečí .....	69
11.4	Identifikace rizik.....	72
11.5	Odhad rizik .....	72
<b>12</b>	<b>EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NÁVRHU .....</b>	<b>77</b>
<b>13</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>79</b>
<b>14</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>81</b>
<b>15</b>	<b>SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ .....</b>	<b>85</b>
15.1	Seznam tabulek.....	85
15.2	Seznam obrázků.....	85
<b>16</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>87</b>

# 1 ÚVOD

Konstrukcí a výrobou hydraulických systémů pro regulaci turbín se na českém trhu zabývá hrstka firem. Ve většině případů se jedná o firmy, které produkují hydraulické systémy děle a mají tedy potřebné znalosti pro konstrukci a výrobu správně fungujícího systému tohoto charakteru.

Před provedením konstrukčního řešení a návrhu vhodné varianty, bylo důležité provést rešerši týkající se možností návrhu, především kvůli určení vhodné varianty řešení.

Praktická část diplomové práce se zabývá výpočty a dimenzování hydraulických prvků, s následným zpracováním několika výrobních výkresů.

V závěru práce proběhne ekonomické zhodnocení navržené varianty s ohledem na různé typy použitých konstrukčních materiálů a hydraulických prvků.





## 2 SOUČASNÝ STAV

Stále narůstající spotřeba elektrické energie a zároveň snaha o snížení dopadu na životního prostředí, nás nutí více přemýšlet o alternativních zdrojích elektrické energie. Mezi něž můžeme bez pochyby zařadit energii získanou z jednoho z nejdůležitějších prvků vyskytujícího se na naší planetě a to vody. Tekoucí voda může poskytnout energii jak polohovou (potenciální) tak pohybovou (kinetickou). [2]

Ve vodních elektrárnách proudící voda roztáčí turbíny, jejichž součástí je rotor generátoru a výslednou hodnotou této činnosti je elektrická energie, která je dále odvedena napěťovými soustavami do míst určených k její spotřebě. Tyto typy elektráren slouží jako vhodné zdroje elektrické energie, pro pokrytí kolísavých stavů v elektrické síti, a to z důvodu jejich krátkodobého a velice efektivního výkonového náběhu. [2]

Za nejrozšířenější typ vodních elektráren v České republice lze označit tzv. akumulární elektrárny. Charakteristickým znakem těchto vodních děl je jejich mohutná hráze, jež musí odolat tlaku zadržované vody. Tyto nádrže jsou současně využívány jakožto zdroje pitné vody, užitkové vody pro zemědělské využití či jako chladícího média. Takováto stavba, musí být zajisté opatřena různými bezpečnostními prvky, které jsou v pravidelných časových intervalech sledovány. Například spodní část hráze je opatřena výpustěmi s regulovatelnými klapkami, jež zároveň s přelivovými hranami slouží ke korekci výšky hladiny v nádrži. [2]

Samotná elektrárna může být umístěna různě, avšak vždy s ohledem na nejvyšší využitelnost energie z naakumulované vody. Jsou známy případy, kdy je elektrárna zakomponována do tělesa hráze, jindy zase umístěna s určitým výškovým rozdílem, vše je závislé na geografickém umístění daného objektu. [2]

Vhodné zvolení turbíny, jakožto hlavního reakčního členu celé vodní elektrárny, je vždy závislé na několika faktorech zejména pak na výšce spádu. Nejčastěji a nejdéle využívaným typem vodní turbíny je Francisova. Tato vycházela z Howdovy turbíny (1838), u níž bylo poprvé užito dostředivého průtoku u radiálního stroje. Dokonalejšího řešení využívá Finkova principu (1868) regulace, kde k regulaci průtoku turbínou dochází za pomoci rozváděcího kola s natáčecími lopatkami. [1]



## 3 REGULACE VODNÍCH TURBÍN

### 3.1 Účel regulace

Řízení provozu turbín je závislé na dvou okolnostech. Nejprve na hydrologických vlastnostech vodního díla a dále na okamžitém stavu poptávky po energii získané turbínou. Řízení provozních stavů vodního díla a jeho přizpůsobení se konkrétním hydrologickým podmínkám a požadavku na výrobu elektrické energie se realizuje pomocí regulace výkonu vodní turbíny. [1]

Pokud by turbína pracovala bez jakékoli regulace, došlo by při změně zatížení k jednomu z těchto dvou stavů. Prvním stavem by mohl být rapidní nárůst dodávaného výkonu a stavem druhým naopak výkon nedostatečný. Následně by došlo k navýšení nebo snížení provozních otáček turbíny až do takové míry, kdy by došlo k rovnovážnému stavu mezi výkonem dodaným turbínou a výkonem z turbíny odebraným. Takový stav je nežádoucí a je nutné udržovat otáčky turbíny v předepsaných mezích. Při potřebě změny výkonu musí dojít k regulačnímu zásahu. [1]

V průběhu regulace, jež je iniciován potřebou změny výkonu, nedochází k rapidním změnám měrné energie (spád) turbíny. Z toho plyne, že k regulaci výkonu bude použita změna průtoku  $Q$  turbínou. Změna průtoku se nejčastěji realizuje pomocí změny průtočných průřezů v turbíně. Variabilitnost průřezu je u moderních přetlakových turbín realizována pomocí regulačních, rozváděcích nebo oběžných lopatek. Jinou možností regulace může být i změna průtoku za pomoci regulační dýzy nebo klapky, která je umístěná před vstupem do oběžného kola. Další variantou k řízení průtoku může být použití tzv. regulačního segmentu na vstupní straně kapaliny do turbíny. [1]

Dle několika faktorů jako je typ, velikost a význam vodního díla můžeme regulaci rozdělit na ruční (mechanickou) či automatickou. [1]

### 3.2 Řídící ústrojí přetlakových turbín zejména Francisových

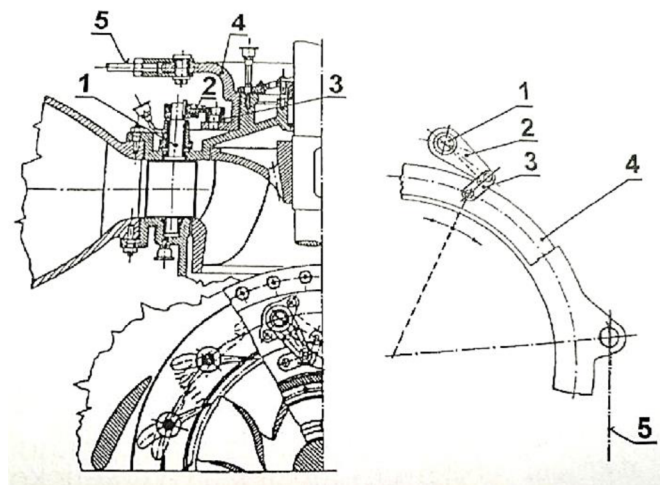
U Francisových turbín se k regulaci průtoku využívá rozváděcích lopatek, u nichž je možné měnit úhel natočení. U turbín Deriazových a Kaplanových se regulace průtoku provádí současným natáčením lopatek oběžného kola, a rozváděcího kola, kdy natočení lopatek oběžného kola reaguje na změnu úhlu nátoky vody, zapříčiněnou změnou polohy rozváděcích lopatek. [1]

K výše uvedeným změnám polohy jednotlivých lopatek u přetlakových turbín za provozu se používá regulačních mechanismů. Pro plynulé a automatické regulace vodních turbín je využíváno elektromechanického či hydraulickomechanického řízení. Pro vyšší výkony servomotoru regulačního mechanismu (nad 4kW) se využívá hydraulickomechanického řízení. U turbín s nižšími výkonnostními parametry se natáčení oběžných lopatek realizuje ručně, ve většině případů se tomu děje za klidového stavu turbíny, jedná se o tzv. sezónní regulaci průtoku dle aktuálního stavu přizpůsobeného aktuálním hydrologickým podmínkám. [1]

Pomocí rozváděcího kola je voda přivedena k oběžnému kolu, jedná se o tzv. rozváděč, jež je tvořen rozváděcími lopatkami. Rozváděče jsou většinou označovány dle směru průtoku vody

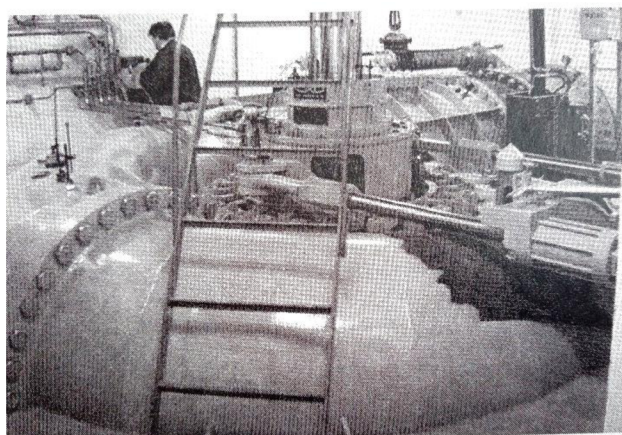
lopatkovým prostorem rozváděcího kola vůči ose hřídele turbíny a takto jsou přiřazovány jednotlivým typům turbín, pro něž jsou vhodné. [1]

U moderních typů turbín se k regulaci průtoku nejčastěji používá natáčivých rozváděcích lopatek, tzv. Finkova regulace. Tyto lopatky se natáčejí po celém obvodu rozváděcího kola. Rotační pohyb je realizován na čepch, které jsou ve dvou lopatkových kruzích (dolní a horní). V současné době se používá tzv. regulace vnější, která má prvky natáčecího mechanismu umístěné vně průtočného prostoru turbíny. Níže na Obrázku 1 je uveden tento způsob regulace na Francisově turbíně. Na čepu lopatky **1** je umístěna klika **2**, čepem otočně spojená s tahélkem **3**, jež je pomocí dalšího čepu otočně připojeno k regulačnímu kruhu **4**. Tento kruh se natáčí jedním nebo dvěma táhly **5**, otáčení kruhu může být taktéž realizováno pomocí přímočarých hydromotorů (viz Obrázek 2). [1]



Obrázek 1: Regulační mechanismus Francisovy turbíny

1 - čep lopatky, 2 - klika, 3 - tahélko, 4 - regulační kruh, 5 - přestavné táhlo [1]



Obrázek 2: Natáčení regulačního kruhu Francisovy turbíny [1]

## 4 HYDRAULICKÉ AGREGÁTY A JEJICH ČERPADLA

Agregáty obecně slouží jako zdroje tlakové kapaliny pro daný hydraulický obvod, pro něhož jsou konstruovány. Tyto agregáty obecně vzato můžeme rozdělit do dvou skupin. První skupinu tvoří agregáty, jež jsou konstruovány dle zákaznické specifikace (naš případ) a druhou skupinu agregátů tvoří tzv. univerzální, které většinou slouží pro pokrytí jednodušších aplikací. Mezi největší výhody univerzálních hydraulických agregátů beze sporu patří rychlost dodávky samotného stroje zákazníkovi a tím pádem i nižší cena. Odpadá zde nutnost detailního řešení daného konstrukčního celku jako u první skupiny agregátů.

### 4.1 Přední výrobci hydraulických agregátů

#### 4.1.1 Bosch Rexroth

Dceřiná společnost firmy Rexroth v Brně založená roku 1990 se kromě prodeje komponent pro hydrauliku zaměřuje taktéž na výrobu hydraulických agregátů (Obrázek 3). Konkrétní zákaznické projekty jsou řešeny od konstrukce až po samotnou dodávku včetně montáže hydraulického systému. Samozřejmostí je i seřízení stroje přímo u zákazníka. [3]

Koncepce a konstrukce agregátů vychází pokaždé z daných požadavků zákazníků a jsou uzpůsobeny pro danou aplikaci. [3]

Agregáty lze typizovat do jednotlivých sekcí:

- Agregáty malé
  - Hliníková nádrž do objemu 70 l
- Agregáty střední
  - Nádrž v rozsahu 70 až 400 l
- Agregáty velké
  - Nádrž nad 400 l
- Agregáty s nízkou hladinou hluku tzv. Silent
- Agregáty do výbušného prostředí [3]



Obrázek 3: Agregát firmy Bosch Rexroth

#### 4.1.2 Hydac s.r.o.

Jedná se o dceřinou společnost německé firmy HYDAC s.r.o. působící na českém trhu od roku 1996. Tato firma se na území ČR zaměřuje nejen na produkci pohonných hydraulických jednotek, ale také i na prodej jednotlivých hydraulických a elektrických komponent. [4]

Hydraulické agregáty jsou vyráběny s ohledem na splnění zákaznických požadavků, tudíž je velice obtížné kategorizovat tyto agregáty. Mezi jeden z nejdůležitějších faktorů ovlivňující konstrukci a výběr prvků pro správnou funkci agregátu je jeho lokace. Například jinak bude konstruován agregát pro výbušné prostředí a jinak pro prostředí s nízkou teplotou okolí.

Výroba hydraulických agregátů (viz Obrázek 4) v ČR probíhá v moderně vybavené výrobní hale v Plané nad Lužnicí. Při sestavování agregátů je velký důraz kladen nejen na kvalitu odvedené práce, ale především na čistotu montážního prostředí.

Po provedení všech montážních prací jsou agregáty 100% testovány, kde se provedou nezbytná měření a nastavení stroje. Takto odzkoušený agregát je expedován k zákazníkovi, kde je provedeno finální sestavení. Dle dohody firma Hydac provádí i uvedení do provozu přímo u zákazníka. Samozřejmostí je i provádění pravidelných servisních úkonů, dle specifikace výrobce.



Obrázek 4 Příklad agregátu firmy HYDAC [5]

### 4.1.3 Hydroma

Jedná se o úspěšnou českou firmu, sídlící ve městě Uherský Brod. Firma poskytuje inženýring, dodávky hydraulických systémů, komponentů a všestranných služeb v oblasti hydrauliky pro průmyslové aplikace. [6]

Obchodní zájmy firmy Hydroma se zaměřují na tradiční dodávky českým a slovenským výrobcům strojů a zařízení, které jsou určeny pro tuzemský či zahraniční trh. [6]

Firma se specializuje na výrobu různých hydraulických agregátů (viz Obrázek 5) s elektronickým ovládním a průmyslovými instalacemi, které vyhoví všem oborům průmyslu. Zárukou, pro dodržení technologických postupů při montáži (čistota montážního prostředí, jakost montáže aj.), je průběh všech prací v moderní montážní a servisní hale. [6]

Před předáním stroje zákazníkovi je samozřejmostí 100% testování výrobku, z kterého je výsledně zpracován protokol o zkouškách a tento předán zákazníkovi. Taktéž se firma specializuje na spouštění systémů a jejich nastavení přímo u zákazníka. Součástí je i zajištění garančního a mimo-garančního servisu stroje. [6]



Obrázek 5: Příklad agregátu firmy Hydroma [6]

#### 4.1.4 Hydrocom, spol. s.r.o.

Česká firma založená v roce 1993 se sídlem a výrobou v Brně. Firma se zabývá projektovou činností, konstrukcí a výrobou agregátů a celých systémů, dle zákaznické specifikace. Dále zajišťuje prodej jednotlivých hydraulických komponent. Mezi další oblasti zájmu se řadí výroba olejových nádrží jak pro stacionární aplikace, tak i pro mobilní aplikace. Zabývá se i renovačními pracemi a modernizací starších hydraulických systémů. [7]

Hydraulické pohony, jež firma navrhuje a vyrábí, dodává do různých odvětví průmyslu, nejčastěji však pro obráběcí a tvářecí stroje a taktéž pro mobilní techniku. Nedílnou součástí je i zajištění záručních a mimozáručních servisních úkonů. Na níže uvedeném obrázku (Obrázek 6) je vyobrazen agregát, sestavený dle zákaznické specifikace. [7]

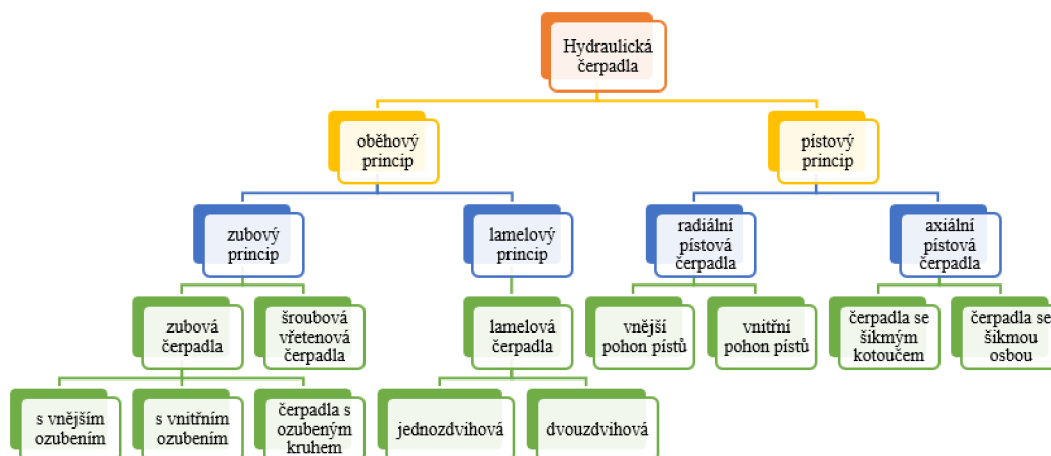


*Obrázek 6 Hydraulický agregát firmy HYDROCOM [8]*



## 4.2 Hydraulická čerpadla

V čerpadlech je kapalina vytlačována a energie tak převedena z elektromotoru či spalovacího motoru na energii hydraulickou. Čerpadla nasávají zdrojovou kapalinu z nádrže a skrze potrubní systém, řídicí a rozdělovací prvky ji vedou až k spotřebičům. Ty konají práci (převedení hydraulické energie na energii mechanickou). Čerpadla pracují na principu hydrostatickém, tzn., že v systému proudí kapalina s vysokým tlakem a relativně nízkým průtokem. Opačně se tomu děje např. u výše zmíněných turbín, kde kapalina má relativně nízký tlak, avšak vysoký objemový průtok. Dle jednotlivých konstrukcí se čerpadla dělí na rotující oběhová a oscilační pístová (rozdělení viz Obrázek 7). Některé typy těchto čerpadel, mohou pracovat i jako hydromotory (např. konstantní axiální pístové čerpadlo). [9]



Obrázek 7: Přehled hydraulických čerpadel [9]

## 4.3 Zubová čerpadla

### 4.3.1 Zubová čerpadla s vnějším ozubením

Horní ozubené kolo se otáčí ve směru šipky (viz Obrázek 8) a je v záběru se spodním ozubeným kolem. Olej je nasáván ze sacího prostoru (označen modrou barvou) dále je stlačen do mezizubní prostoty, a tak je posouván po stěně čerpadlového tělesa až k výtlačné části čerpadla, kde je vytlačen z mezizubní prostoty. Je vhodné v tělese zhotovit tzv. odlehčovací vrtání, která slouží pro odvedení tzv. „přiskřípnuté“ kapaliny. Ta vzniká z důvodu, že na tlakové straně při záběru ozubených kol je vtlačován zub do mezizubní prostoty. Vrtáním je olej směřován k mazání ložisek a dále odveden na vstupní stranu čerpadla. [9]

Čerpadla jsou vyráběna z rozdílných materiálů. Všechny provozní parametry, jako podtlak při sání, trvalý tlak, rozsah viskozit kapaliny, typ kapaliny aj. závisí vždy na výrobcí. [9]

Zubová čerpadla se v praxi používají jako samostatná jednotka, vícenásobná čerpadla a kombinace několika čerpadlových jednotek. V dřívějších dobách byla vyráběna i verze čerpadla, které obsahovalo 3 ozubená kola. Takové čerpadlo se používalo např. pro rozvod mazacích olejů u vodních elektráren. [9]

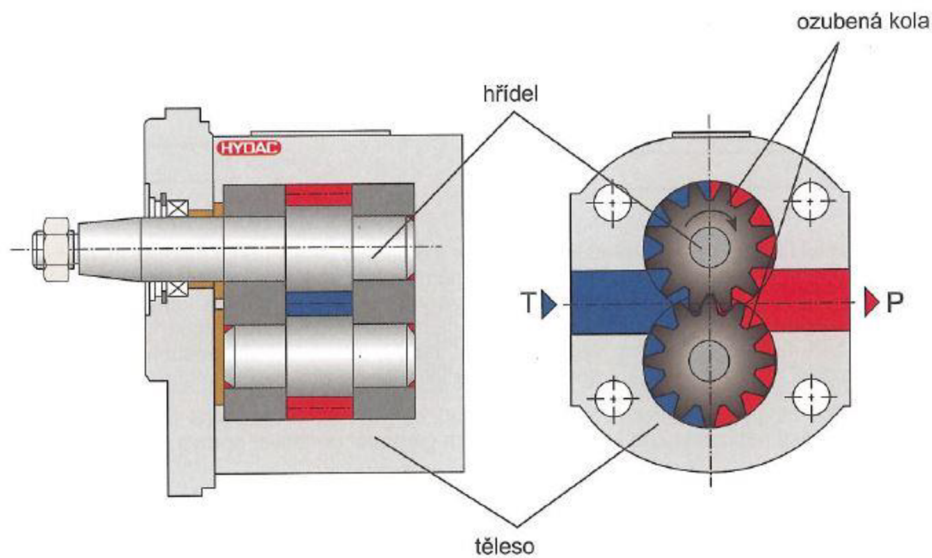
Zubová čerpadla jsou velice cenově příznivou variantou s vysokou provozní spolehlivostí, avšak s velmi nerovnoměrným chodem a vyšší hlučností. [9]

### Technické parametry

- tlak do 250 bar
- konstantní průtok
- možné využít i jako hydromotoru [9]

### Geometrický objem čerpadla

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \text{ [cm}^3\text{]} \quad (1)$$



Obrázek 8: Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [9]

### 4.3.2 Zubová čerpadla s vnitřním ozubením

Otáčením vnitřního ozubeného kola ve směru šipky (viz Obrázek 9) je současně unášeno i vnější ozubené kolo. Při tomto rotačním pohybu se zubové mezery uvolňují a jsou naplňovány kapalinou ze sací komory. [9]

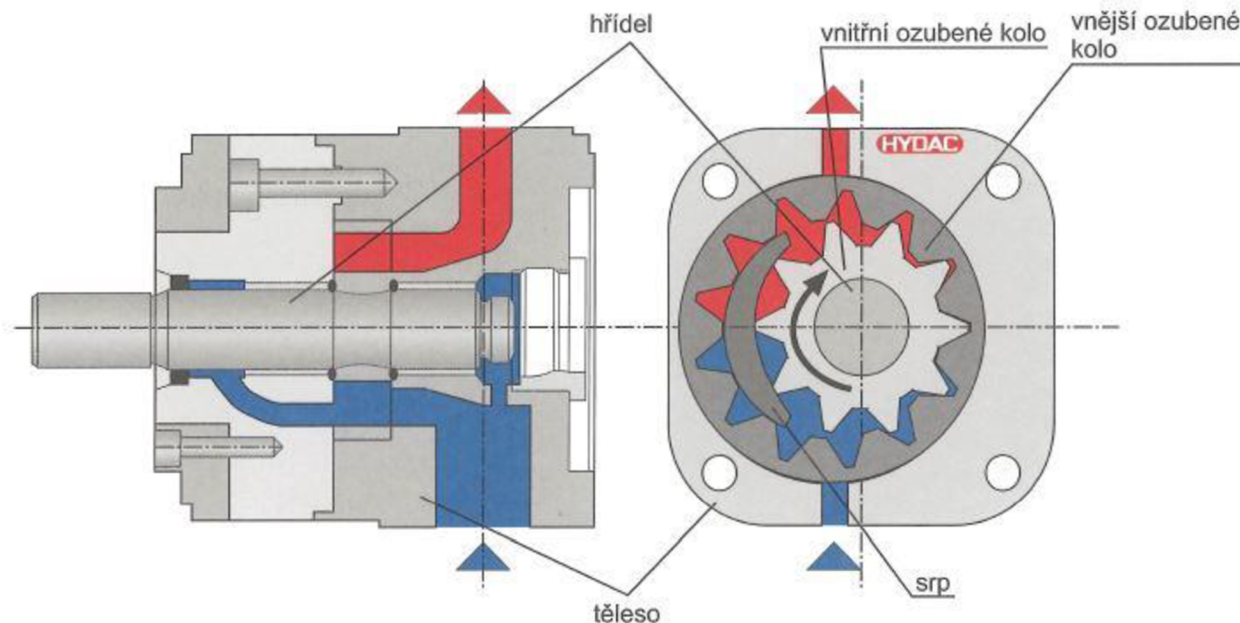
Čerpadla jsou k dostání i jako několikanásobná či jako kombinace čerpadel. Samozřejmostí je kategorizace těchto čerpadel, dle druhu provozu a místa aplikace. [9]

#### Technické parametry

- konstantní tlak
- tlak do 320 bar
- nižší hlučnost než u čerpadel s vnější ozubením
- možné využít jako hydromotor [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \text{ [cm}^3\text{]} \quad (2)$$



Obrázek 9: Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením [9]

### 4.3.3 Čerpadla s ozubeným kruhem

Čerpadla s ozubeným kruhem (viz Obrázek 10) pracují na stejném principu jako čerpadla s vnitřním ozubením, kdežto tento typ čerpadel má rozdílný počet zubů spolu zabírajících kol (kolo s vnitřním ozubením má o jeden zub více než kolo s vnějším ozubením). [9]

Čerpací efekt čerpadla se realizuje v utěsněných komorách spolu zabírajících kol, kdy kolo s vnitřním ozubením je uloženo ve středu tělesa a kolo s vnějším ozubením je uloženo excentricky. Kapalina je tak transportována ze sací na výtlačnou stranu. [9]

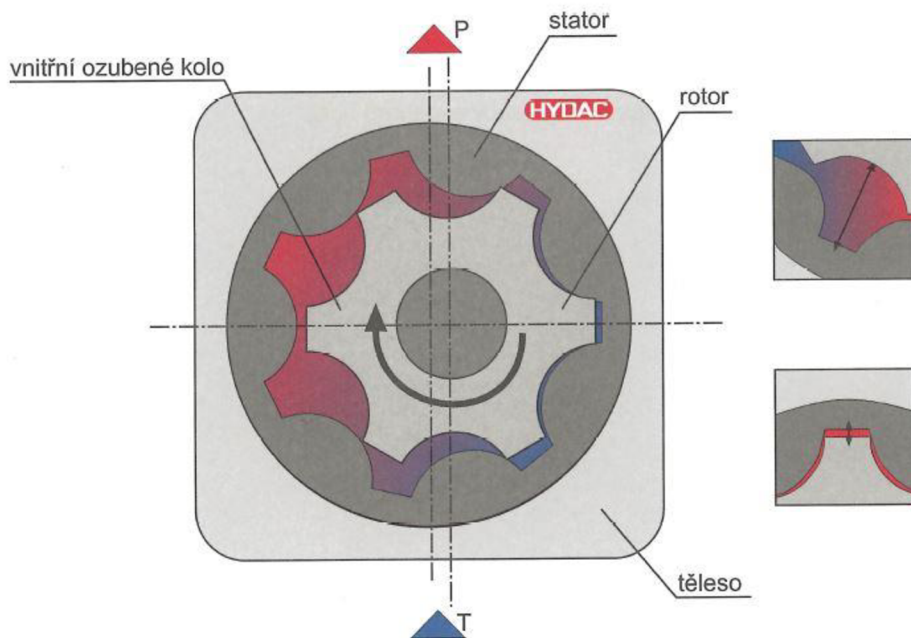
Lze využít pro dopravu mazacích olejů či jiných nízkotlakých zařízení jako filtrační nebo chladicí okruhy. [9]

#### Technické parametry

- konstantní průtok
- tlak do 100 bar
- lze užít i jako hydromotoru [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = z \cdot (A_{max} - A_{min}) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (3)$$

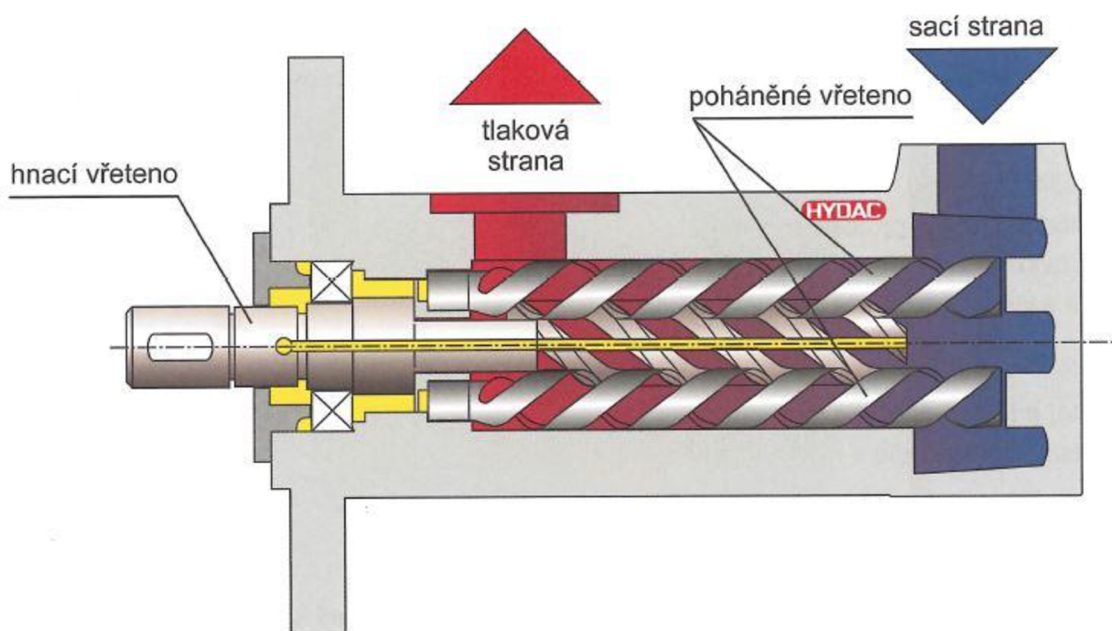


Obrázek 10: Čerpadlo s ozubeným kruhem [9]

#### 4.3.4 Vřetenová šroubová čerpadla

Otáčením hnacího vřetene jsou poháněna hnaná vřetena, rotací těchto tvarových spolu zabírajících prvků dochází k tvorbě komor, jež jsou ohraničené tělesem čerpadla a závitovým chodem vřetena. Takto kapalinou naplněné komory jsou dále posouvány ze sací strany čerpadla k výtlačné. Všechna rotační vřetena jsou uložena v ložiscích pouze na jedné straně čerpadla (viz Obrázek 11). [9]

Lze využít tam, kde vyžadujeme vysoký stupeň rovnoměrnosti chodu a trvalý bez-pulzační průtok. Nedílnou součástí na výše uvedeném má velmi dobrou vyvážitelnost rotačních součástí a také to že se kapalina uvnitř čerpadla nestlačuje. Tím je možno použít velmi vysokých otáček a dosáhnout tak vysokých průtoků při malých konstrukčních rozměrech čerpadla. Nejčastěji se využívá těchto šroubových čerpadel nikoli jako pohonných jednotek, ale jako senzoru pro měření průtoku média v systému. [9]



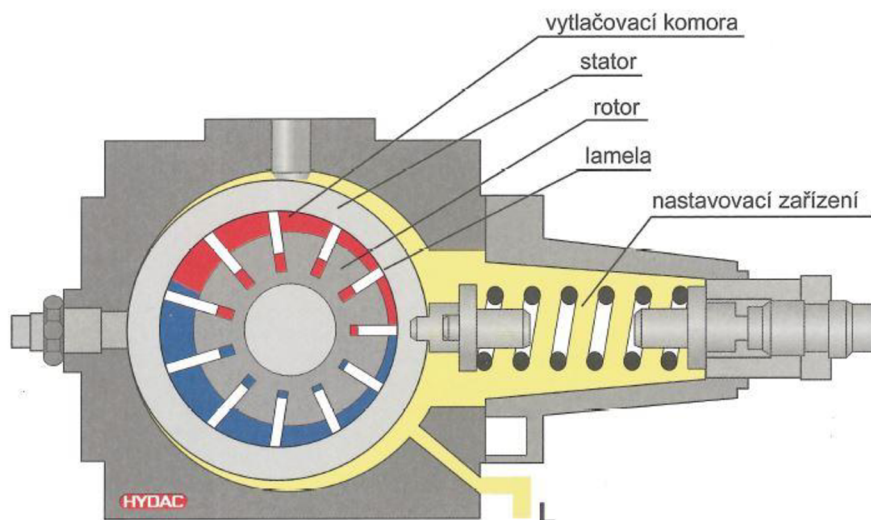
Obrázek 11: Šroubové vřetenové čerpadlo [9]

## 4.4 Lamelová čerpadla

### 4.4.1 Lamelová čerpadla (jednozdvihová, regulovaná tlakem)

Čerpadlo s variabilním rotorem, běžícím v kruhovém statoru, unáší lamely kluzně vedené v drážkách. Zdvih lamel je omezen statorom čerpadla. Objem vytlačovací komory je ohraničen rotorem, dvěma lamelami, vnitřní plochou kruhu rotoru a dvěma řídicími kotouči. Při otáčení rotoru dochází k plynulé změně objemu ve vytlačovacích komorách. Sníží-li se objem, dojde k vytlačování kapaliny z vytlačovacích komor, v opačném případě je kapalina nasávána. [9]

Jak je patrné z Obrázku 12, lze u těchto typů čerpadel regulovat geometrický objem dodávané kapaliny, nastavením excentricity statoru vůči rotou, taktéž lze nastavit i maximální tlak. Tlak v systému působí na vnitřní plochu statoru. Vzniká složka síly působící proti směru přitlačné síly pružiny. Vzroste-li tlak natolik, že překoná sílu pružiny, dojde ke snížení hodnoty excentricity statoru. Průtok kapaliny se nastaví takový, jež je vyžadován spotřebičem. V případě, že spotřebič již nespotebovává žádná průtok kapaliny, dojde k rovnovážnému stavu sil mezi pružinou a vnitřní stěnou statoru (nulová excentricita) a tím k redukci průtoku. [9]



Obrázek 12: Lamelové čerpadlo jednozdvihové, regulovatelné [9]

### Technické parametry

- Konstantní a regulovatelný průtok
- Regulovatelný tlak do 125 bar
- Lze užít jako hydromotoru [9]

### Geometrický objem čerpadla

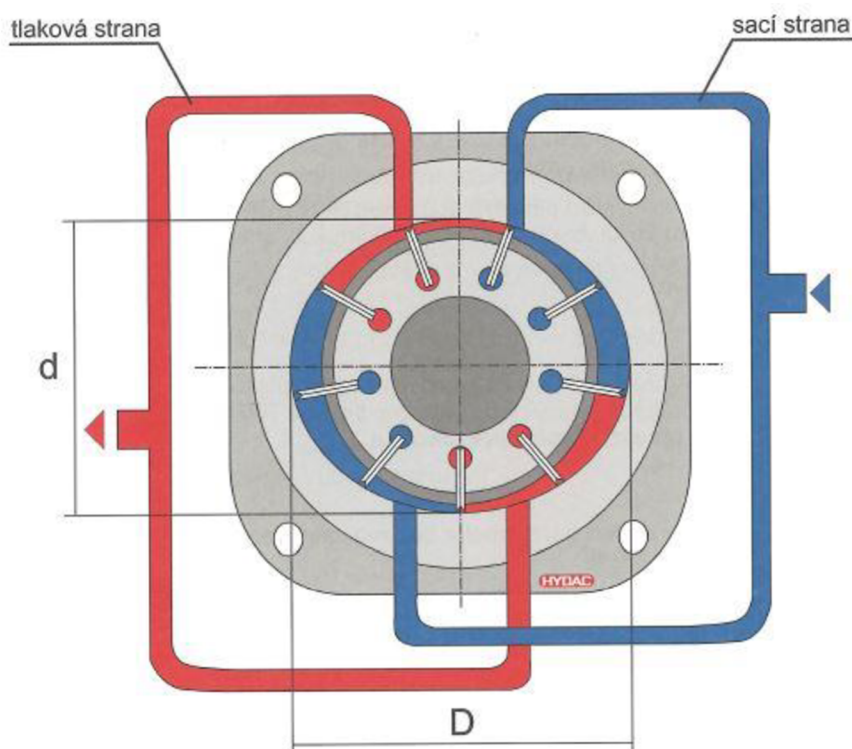
$$V = z \cdot \pi \cdot b \cdot e \cdot D \text{ [cm}^3\text{]} \quad (4)$$

#### 4.4.2 Lamelová čerpadla (dvouzdvihová)

Tento typ čerpadla se od předchozího liší pouze v konstrukci. V tomto případě je satorová část čerpadla s dvojitou excentricitou (viz Obrázek 13). Díky takto uzpůsobené vnitřní ploše satoru dochází k tomu, že každá lamela vykoná dva zdvihy během jedné otáčky. [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot k \cdot b = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2) \cdot b \quad [cm^3] \quad (5)$$



Obrázek 13: Dvouzdvihové lamelové čerpadlo [9]

## 4.5 Pístová čerpadla

### 4.5.1 Radiální pístová čerpadla s vnitřním pohonem pístů

Hnací excentrický hřídel je uložen v tělese čerpadla tak, že je neustále v kontaktu s kluznými patkami, jež jsou kloubově spojeny s akčními členy čerpadla (písty). Kluzné patky jsou přitlačovány díky tlačným pružinám, patrné z Obrázku 14. [9]

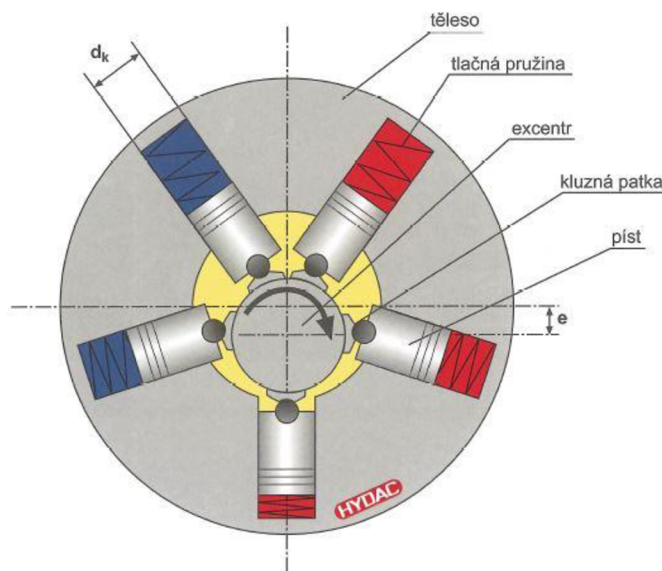
Čerpadla tohoto typu se vyrábějí v různých tlakových stupních, vždy je ale počet akčních členů (pístů) lichý. Propojení tlakových výstupů přes zpětné ventily může být provedeno různě, buď to potrubím na čerpadle, nejčastěji však vrtáním v tělese čerpadla. Při prvním spuštění je důležité čerpadlo odvzdušnit a zalít olejem. Správnou polohu, ve které může být čerpadlo montováno, udá výrobce. Nemožnost nasátí provozní kapaliny ve většině případů končí zničením čerpadla. [9]

Vzhledem k ventilovému řízení a nutným provozním vůlím, jsou tato čerpadla velmi citlivá na nečistoty. [9]

Lze užít všude tam, kde je nutné docílit vysokého provozního tlaku systému. Nejčastějšími aplikacemi, ve kterých je užito těchto pohonných jednotek, jsou například stroje na zpracování plastů, nebo jich je užíváno pro upínání u obráběcích strojů. Lze taktéž využít i jako hydromotoru. [9]

### Geometrický objem čerpadla

$$V = \left( \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot 2 \cdot e \cdot z \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6)$$



Obrázek 14: Radiální pístové čerpadlo s vnitřním pohonem pístů [9]



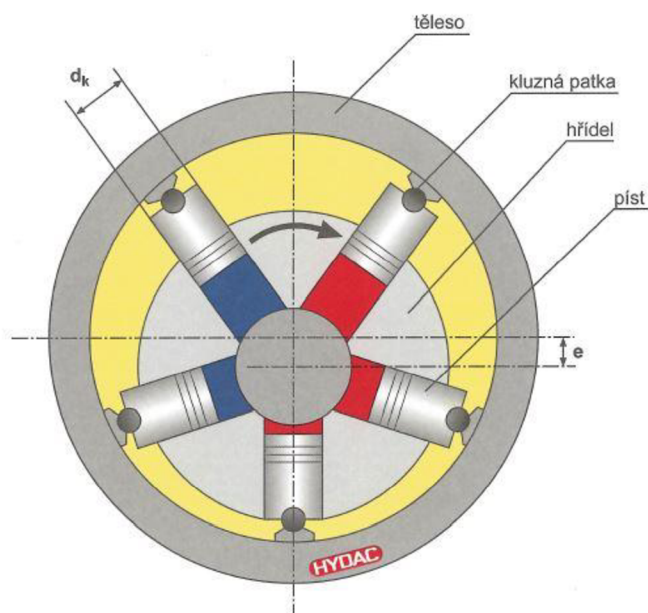
#### 4.5.2 Radiální pístová čerpadla s vnějším pohonem pístů

Písty jsou přes kloubové spoje připojeny ke kluzným patkám, které jsou v kontaktu s tělesem čerpadla (vnějším kruhem). Při otáčení excentrického hřídele dochází ke změnám v objemu ve válcových pouzdrech. Při snižujícím se objemu dochází ke kompresi kapaliny, v opačném případě je kapalina nasávána. [9]

Konstrukce těchto čerpadel (viz Obrázek 15) je obdobná čerpadlům popsaným v předchozí kapitole. Taktéž jejich použitelnost lze považovat za srovnatelnou. [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = \left( \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot 2 \cdot e \cdot z \quad [cm^3] \quad (7)$$



Obrázek 15: Radiální pístové čerpadlo s vnějším pohonem pístů [9]

### 4.5.3 Axiální pístová čerpadla se šikmým kotoučem

Buben s válcovými komorami je pevně spojen s hnací hřídelí. Do válcových komor jsou s patřičnou provozní vůlí vloženy písty, které jsou dále pomocí kloubových spojů spojeny s šikmou deskou (viz Obrázek 16), která slouží jako regulační člen čerpadla. Dle úhlu naklonění tohoto šikmého kotouče můžeme regulovat zdvih pístů a tím pádem i objem kapaliny, jež je čerpadlem vytlačena během jednoho pracovního cyklu. Průtok kapaliny tělesem je řízen pomocí řídicí desky, jež má v sobě rozváděcí drážky ve tvaru ledviny. [9]

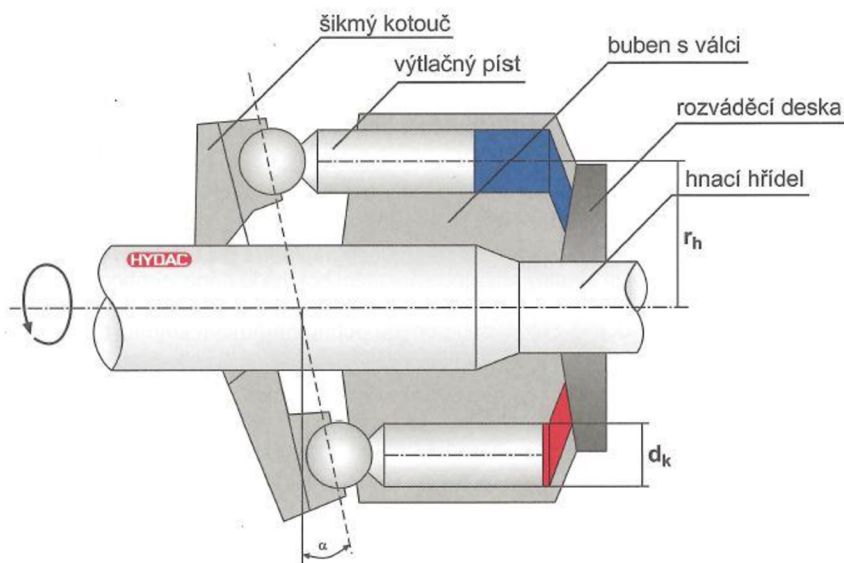
Čerpadla před samotným spuštěním musí být naplněna provozní kapalinou (zalita). Správnou polohu čerpadla udá výrobce v příslušném katalogovém listu. Jsou-li u těchto čerpadel hnací otáčky elektromotoru vyšší než  $1500 \text{ min}^{-1}$ , musejí být sání těchto čerpadel předplňována jinými pomocnými čerpadly. Lze využít i tzv. předepnutí nádrže, kdy je provozní kapalina v nádrži pod určitým tlakem. [9]

#### Technické parametry

- Regulovatelný průtok, tlak a výkon
- Velmi hlučný provoz
- Tlak do 400 bar
- Lze užít i jako hydromotoru [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = \left( \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot (2 \cdot r_h \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot z \quad [cm^3] \quad (8)$$



Obrázek 16: Axiální pístové čerpadlo se šikmým kruhem [9]

#### 4.5.4 Axiální pístová čerpadla se šikmou osou

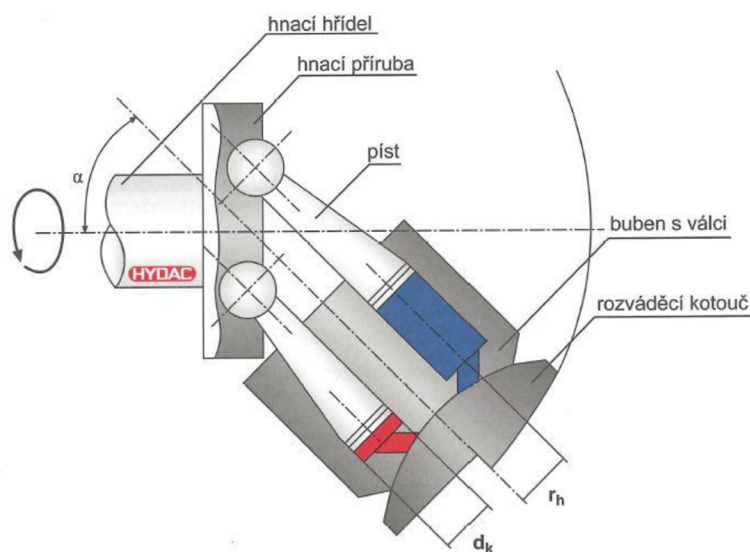
Buben s válcovými komorami je vůči hnacímu hřídeli nakloněn o určitý úhel (ve většině případů je úhel naklonění 25°). Samotný princip funkce čerpadla je obdobný jako u výše uvedeného. Existují dvě konstrukční varianty těchto čerpadel. První variantou jsou čerpadla konstantní (bez možnosti regulace náklonu) a druhou variantou čerpadla s regulací, kde je možné regulovat zdvih pístů (viz Obrázek 17). [9]

#### Technické parametry

- Tlak okolo 400 bar
- Regulovatelný tlak, výkon a průtok
- Lze užít i jako hydromotoru [9]

#### Geometrický objem čerpadla

$$V = \left( \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot (2 \cdot r_h \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot z \quad [cm^3] \quad (9)$$



Obrázek 17: Axiální pístové čerpadlo se šikmou osou [9]



## 5 VOLBA VHODNÉ VARIANTY ŘEŠENÍ

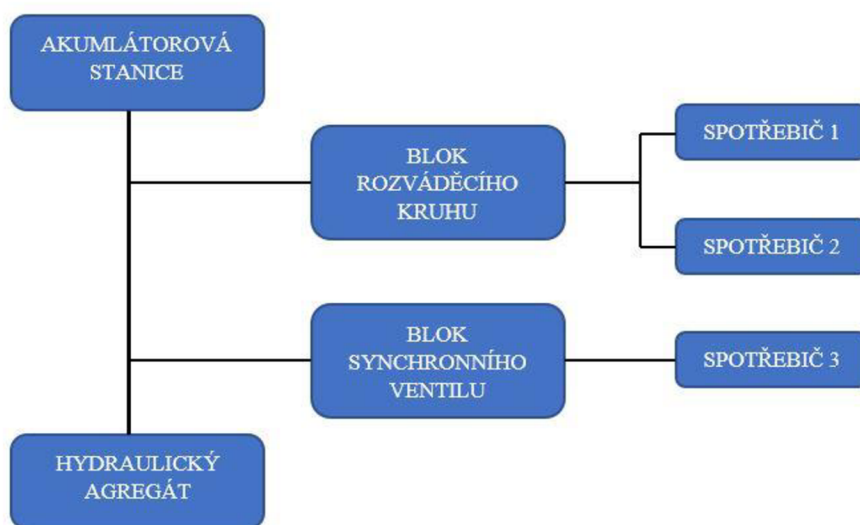
K regulaci Francisových turbín lze užít několik způsobů. Budou uvedeny dva, z nichž právě jeden bude vybrán jako nejvhodnější varianta pro danou aplikaci.

Obě navržené varianty budou k regulaci užívat hydraulického systému, avšak s rozdílem konstrukčního uspořádání spotřebičů.

### 5.1 Varianta A

Tato varianta je variantou dlouhodobě užívanou a tudíž osvědčenou. K regulaci turbíny je využívána kombinace rozváděcího kruhu a synchronního ventilu. Je-li potřeba náhle uzavřít přívod tlakové vody a odstavit tak turbínu z chodu, dojde k uzavření regulačního kruhu se současným otevřením synchronního ventilu. Díky této konstrukci je zabráněno vzniku hydraulického rázu.

Tento systém regulace se skládá se z hydraulického agregátu, akumulátorové stanice, hydraulického bloku pro regulaci rozváděcího kola a bloku pro regulaci synchronního ventilu. Logické uspořádání popisuje Obrázek 18 viz níže.

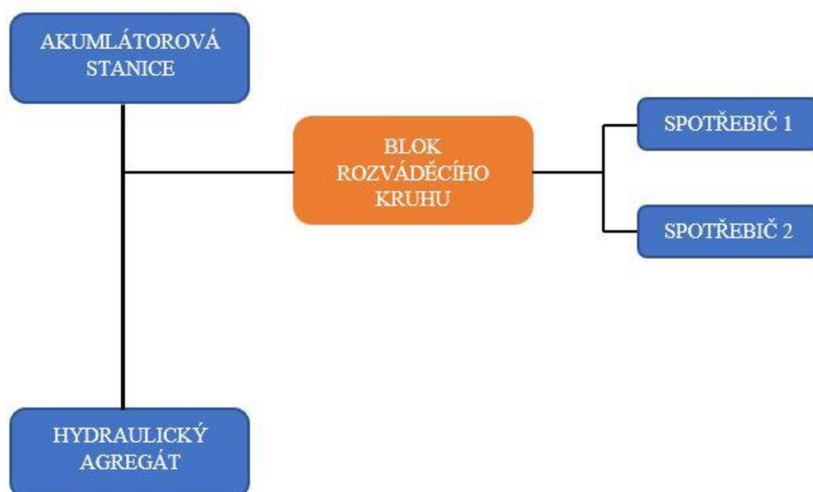


Obrázek 18 Schématické uspořádání varianty A

## 5.2 Varianta B

Jedná se o v dnešní době nejběžnější způsob určený k regulaci Francisových turbín. Koncepce je obdobně řešena jako výše uvedená varianta s tím rozdílem, že je odstraněn synchronní ventil (viz Obrázek 19). V důsledku toho, z hydraulického systému odpadne blok synchronního ventilu a všechny jeho hydraulické prvky.

K regulaci poslouží pouze okruh k řízení rozváděcího kruhu. Musí být však opatřen vhodnými hydraulickými prvky, které budou umožňovat jeho plynulou regulaci.



Obrázek 19 Schématické uspořádání varianty B

## 5.3 Volba varianty

Výběr vhodné varianty a její následné řešení je důležitým krokem k vytvoření smysluplného a provozuschopného celku. K výběru varianty nám poslouží vytvoření tabulky (viz Tabulka 1 níže), kde budou metodou + a – zaznamenány kritéria pro hodnocení dané varianty.

Tabulka 1 Porovnání variant

	VARIANTA A	VARIANTA B
Složitost výroby	-	+
Spolehlivost	-	+
Cena	-	+

Z výše uvedeného se jako nejvhodnější jeví varianta B. Avšak dle zadání musí být vyhotovena varianta A. A to z důvodu toho, že je požadováno sestavení hydraulického systému, který nahrazuje původní hydraulický systém a obsahuje právě výše zmíněný synchronní ventil. Hlavní části (jako turbína a synchronní ventil) budou generálně opraveny, nikoliv nahrazeny novými.

## 6 CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU

- Jištění systému pro pokrytí 2 pracovních cyklů (2 x 100 %)
- Přímočarý hydromotor pro regulaci synchronního ventilu
  - Doba otevření synchronního ventilu v intervalu 2 až 10 s
  - Doba zavření synchronního ventilu v intervalu 15 až 50 s
- Přímočaré hydromotory pro ovládání rozváděcího kruhu
  - Doba otevření rozváděcího kruhu 10 s
  - Doba zavření rozváděcího kruhu 5 s

### 6.1 Vstupní parametry

V níže uvedených tabulkách (Tabulka 2 a Tabulka 3) jsou uvedeny parametry přímočarých hydromotorů, kterých je užito jako akčních členů pro regulaci turbíny. Parametry slouží jako vstupní data pro výpočet ostatních parametrů, potřebných k sestavení pohonné jednotky regulace.

Tabulka 2 Parametry hydromotorů

	Hydromotor pro ovládání synchronního ventilu (sv)	Hydromotory pro natáčení rozváděcího kruhu (rv)
Průměr pístu $D_p$ [mm]	260	2x240
Průměr pístnice $d_p$ [mm]	125	2x125
Zdvih hydromotoru $z_h$ [mm]	210	2x242

Tabulka 3: Přestavné časy hydromotorů

	Hydromotor pro ovládání synchronního ventilu (sv)	Hydromotory pro natáčení rozváděcího kruhu (rk)
Rychlost otevření $t_o$ [s]	2 až 10	5
Rychlost zavření $t_z$ [s]	15 až 50	10

## 6.2 Ověření přestavovacích časů regulace

Ze zadaných parametrů je patrné, že k uzavření lopatek rozváděcího kruhu dojde za 5 s. Jedná se o poměrně rychlý proces, který by mohl zapříčinit vznik hydraulického rázu v přívodním potrubí a nevratně tak poškodit přiváděč, řídicí členy hydrogenerátoru a v nejhorším možném případě i celou vodní elektrárnu. Proto je důležité, nejprve početně ověřit tento zadaný údaj.

### 6.2.1 Hydraulický pružný ráz

Tento jev nastává v pružném vedení (potrubí) v důsledku neustáleného proudění stlačitelné kapaliny. Dochází k němu z důvodu změny rychlosti proudícího média. Tato změna je většinou generována uzavřením nebo otevřením řídicího členu. [10]

De facto se jedná o přeměnu kinetické energie na energii deformační. Rychlost šíření tlakových změn je u pružného systému konečná, tudíž se tlaková změna neprojeví v celém sloupci okamžitě. Šíří se však potrubím rovnoměrnou rychlostí zvuku. [10]

Aby bylo zabráněno vzniku úplného hydraulického rázu, musí být doba reflexe  $T_r$  menší než doba závěru  $T_s$  ( $T_s = 5$  s). K výpočtu doby reflexe ( $T_r$ ) je nutné znát teoretickou rychlost zvuku  $a_{th}$  v kapalině (rychlost šíření rázové vlny), skutečnou rychlost zvuku  $a$  (vždy nižší než teoretická) a součinitel pružnosti potrubí  $k$  (závisí na materiálu potrubí). Důležité je znát i dimenzi přívodního potrubí (průměr  $d$ , délka  $L$ , tloušťka  $s$ ). [10]

### Součinitel pružnosti potrubí

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot d}{E \cdot s}}} \quad [-] \quad (10)$$

$$k = 0,56 \quad [-]$$

$K = 2,3 \cdot 10^9$	Pa	modul objemové pružnosti kapaliny, dle [10]
$E = 2,1 \cdot 10^{11}$	Pa	modul pružnosti v tahu (tlaku) ocele, dle [10]
$d = 2$	m	průměr přívodního potrubí, dle zadání
$s = 0,01$	m	tloušťka přívodního potrubí, dle zadání

### Skutečná rychlost zvuku

$$a = k \cdot a_{th} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

$$a = 849,52 \quad [m \cdot s^{-1}]$$



$a_{th} = 1517$  [m·s<sup>-1</sup>] teoretická rychlost zvuku v kapalině, dle [10]

### Doba reflexe

$$T_r = \frac{2 \cdot L}{a} [s] \quad (12)$$

$$T_r = 2,71 [s]$$

$L = 1150$  [m] délka přiváděcího potrubí [dle zadání]

### Výsledek

$$T_r [s] < T_s [s]$$

$$T_r = 2,71 [s] < T_s = 5 [s]$$

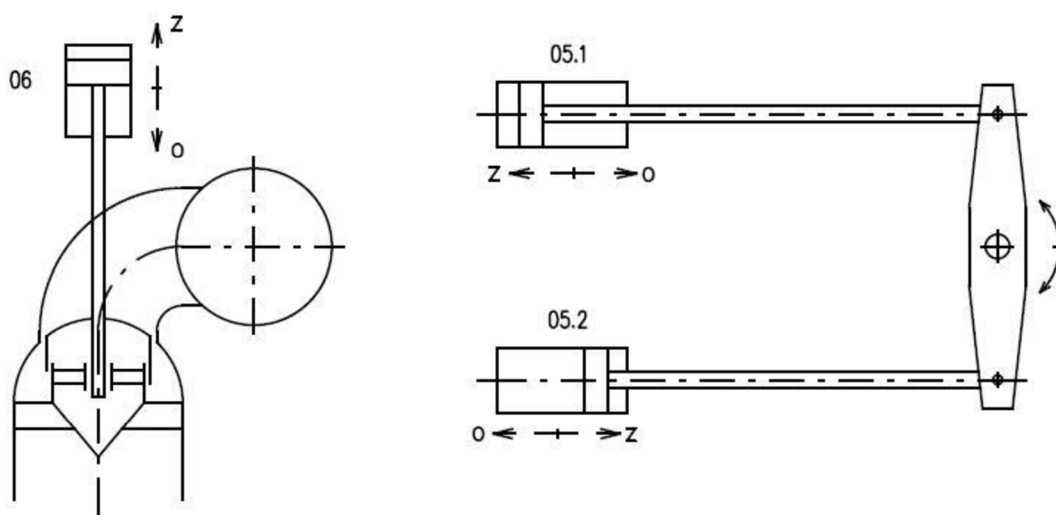
Z výše uvedeného je patrné, že nutná podmínka byla dodržena, lze tedy konstatovat, že zvolená rychlost zavírání  $T_s$  vyhovuje.



## 7 NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

Chceme-li dospět ke správnému řešení zadaného úkolu, je nezbytné mít k dispozici přesné a úplné zadání. V případě tohoto hydraulického systému budou vstupní parametry určeny z dimenze spotřebičů a jejich přestavovacích časů. Tyto časy jsou zvoleny tak, aby při příliš rychlém uzavření regulačních členů nedošlo k nebezpečnému hydraulickému rázu. Dále také z potřeby disponovat zdrojem tlakové kapaliny v případě výpadku elektrické energie (návrh akumulátorové stanice). K bližší představě o uspořádání spotřebičů v systému poslouží Obrázek 20.

Přímočarý hydromotor pos.5.1 a pos.5.2, slouží k natáčení rozváděcího kola Francisovy turbíny. Hydromotory jsou umístěny ve stejné poloze (viz Obrázek 20), v takovém případě se rotační pohyb rozváděcího kruhu realizuje tak, že pro jeho otevření je nutné tlakové médium přivést u hydromotoru (pos.5.1) na stranu pístu a u hydromotoru (pos.5.2) na stranu mezikruží. Přímočarý hydromotor pos.6 slouží k ovládání synchronního ventilu Francisovy turbíny.



Obrázek 20: Spotřebiče hydraulického systému

### Výpočet objemu hydromotorů

$$V_1 = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \cdot z_h [l] \quad (13)$$

$$V_2 = \pi \cdot \frac{(D_p^2 - d_p^2)}{4} \cdot z_h [l] \quad (14)$$

Tabulka 4: Objem hydromotorů

	Hydromotor pro ovládání synchronního ventilu (sv)	Hydromotory pro natáčení rozváděcího kruhu (rk)
Objem na straně pístu $V_p$ [l]	11,15	2x10,95
Objem na straně mezikruží $V_m$ [l]	8,56	2x7,98

Vzhledem k propojení hydromotorů, které ovládají regulační kruh je patrné, že objem kapaliny, který je potřebný k provedení otevíracího/zavíracího cyklu je roven součtu objemu na straně pístu a objemu na straně mezikruží. Tudíž se výsledná hodnota objemu pro otevření/zavření regulačního kruhu rovná 19,71 l.

### Výpočet průtoku kapaliny spotřebiči při regulaci

$$Q = \frac{V_{m,p} \cdot 60}{t_{o,z}} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (15)$$

$$Q = \frac{(V_m + V_p) \cdot 60}{t_{o,z}} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (16)$$

Tabulka 5: Průtoky kapaliny spotřebiči

	Hydromotor pro ovládání synchronního ventilu (sv)	Hydromotory pro natáčení rozváděcího kruhu (rk)
Průtok kapaliny při otevření [l·min <sup>-1</sup> ]	334,50	113,58
Průtok kapaliny při zavření [l·min <sup>-1</sup> ]	34,24	227,16

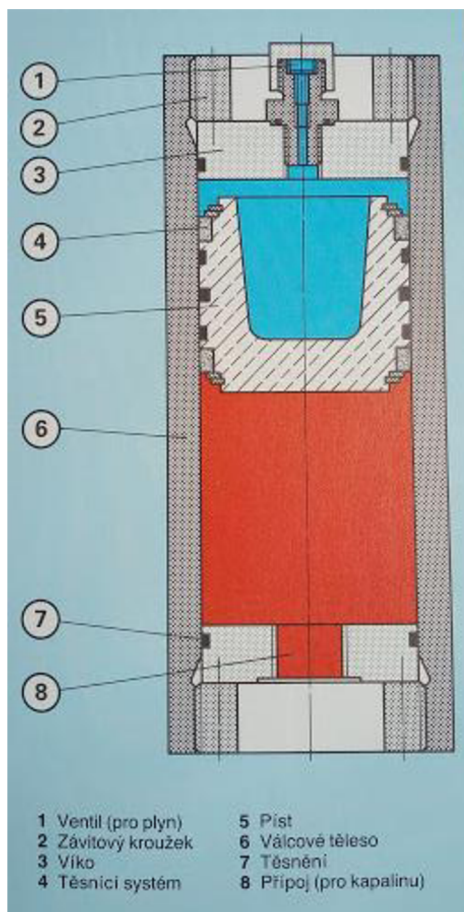
## 7.1 Návrh akumulátorové stanice

Akumulátory jsou tlakové nádoby, které díky své konstrukci umožňují uchování potenciální energie kapaliny. Akumulátor umožňuje takto přijatý objem kapaliny vydat, bez nutnosti použití další energie. Akumulátory dle konstrukčního uspořádání lze rozdělit na: závažové, pružinové nebo plynové (hydropneumatické). Nejčastěji v praxi používané akumulátory jsou právě hydro-pneumatické. [11]

Funkce hydro-pneumatického akumulátoru je založen na principu stlačování plynu. Pro tlaky, nižší než 10 bar, je možné využít stlačeného vzduchu. Pro vyšší tlaky je nutné využít inertního plynu (nejčastěji dusíku). [11]

Pokud do akumulátoru dodáváme kapalinu, dochází ke stlačování dusíku v opačném případě dusík expanduje. [11]

Akumulátorová stanice slouží jednak jako záložní zdroj tlakového oleje (v případě výpadku energie) a také pro pokrytí náhlých změn v systému. Bez použití akumulátorové stanice, by bylo nutné použití speciálních čerpadel, které by byly schopny dodat velké objemové množství kapaliny. Takový systém by byl velmi drahý a neekonomický. Z hlediska nutnosti pokrytí velkého objemového toku kapaliny, bude použito pístového akumulátoru. Pro představu o samotné konstrukci pístového akumulátoru poslouží Obrázek 21.



Obrázek 21: Pístový akumulátor [11]

K návrhu akumulátorové stanice je důležité výpočtem určit objem tohoto zařízení, která se určí z množství, jež musí tato stanice pokrýt v případě výpadku energie. K tomuto výpočtu využijeme znalost objemu spotřebičů, viz Tabulka 4. Dále k výpočtu bude využito stavové rovnice změny plynu. Jedná se o adiabatické vybití akumulátoru.

### Objem kapaliny potřebný pro jeden pracovní cyklus

$$V_{pc1} = V_{psv} + V_{msv} + 2 \cdot (V_{prk} + V_{mrk}) \quad [l] \quad (17)$$

$$V_{pc1} = 57,57 \quad [l]$$

## Objem kapaliny potřebný pro pokrytí dvou pracovních cyklů

$$\Delta V = 2 \cdot V_{pc1} \quad [l] \quad (18)$$

$$\Delta V = 115,14 \quad [l]$$

Z výše uvedeného bylo zvoleno  $\Delta V = 120 \text{ l}$

Dle potřeby disponovat s objemem 120l, byl zvolen pístový akumulátor s celkovým objemem  $V_{aku} = 180 \text{ l}$ . Jedná se o akumulátor firmy Hydac s typovým označením viz níže.

**SK210-180/2112U-210AAJ-AAG-35M [32]**

## Provozní parametry potřebné k návrhu pístového akumulátoru

Hodnoty, které popisují stav plynu nazýváme stavové veličiny. Mezi ně se řadí tlak, teplota a objem. Na velikost plnicího tlaku má významný vliv okolní teplota, při níž bude plněn akumulátor plynem.

- Min. provozní tlak  $p_1 = 100 \text{ bar}$
- Max. provozní tlak  $p_2 = 160 \text{ bar}$
- Užitečný objem  $\Delta V = 120 \text{ l}$
- Min. prac. teplota  $T_1 = 20 \text{ °C}$
- Max. prac. teplota  $T_2 = 40 \text{ °C}$

Adiabatický exponent  $n = \kappa = 1,53$  [11]

## Určení plnicího tlaku plynu

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1 \quad [bar] \quad (19)$$

$$p_0 = 90 \quad [bar]$$

## Výpočet plnicího objemu plynu $V_0$

$$V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{p_2}{p_0}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad [l] \quad (20)$$

$$V_0 = 593,16 \quad [l]$$

Pro dosažení takového objemu plynu, bude zapotřebí pístový akumulátor rozšířit o přídavné dusíkové lahve. Každá z těchto lahví disponuje objemem  $V_{N_2} = 75$  l. Výpočet nutného počtu přídavných dusíkových lahví viz níže.

### Určení množství přídavných dusíkových lahví

$$l_{N_2} = \frac{V_0 - V_{aku}}{75} \quad [ks] \quad (21)$$

$$l_{N_2} = 6 \quad [ks]$$

Akumulátorová stanice se tudíž bude sestávat z jednoho pístového akumulátoru o objemu  $V_{aku} = 180$  l a šesti kusů přídavných dusíkových lahví o celkovém objemu plynu 450 l. Celkový objem plynu bude tedy roven 630 l.

## 7.2 Návrh nádrže a záchytné vany

Nádrž agregátu je svařena z plechu a vhodně dimenzované tloušťce. Vnitřní část je konstrukčně rozdělena na dva prostory. První slouží pro sání čerpadel a nazýváme jej „čistou částí nádrže“. Do druhé jsou svedeny veškeré odpady a lekáže, jedná se o tzv. „špinavou část nádrže“.

### Výpočet objemu oleje v nádrži

Objem nádrže se v tomto případě určí ze známého objemu spotřebičů a taktéž z objemu oleje, kterým musí disponovat akumulátorová stanice v případě výpadku energie.

V praxi se nejčastěji pro určení objemu nádrže využívá pravidlo, které říká, že objem nádrže by měl být tři až pětinašobek objemu všech spotřebičů, jedná se o tzv. oběhové číslo. V našem případě bude k takto vypočtenému objemu nádrže přičten ještě objem oleje potřebný pro akumulátorovou stanici. [11]

$$V_{oleje} = 5 \cdot (V_{psv} + V_{msv} + 2 \cdot V_{prk} + 2 \cdot V_{mrk}) + V_{aku} \quad [l] \quad (22)$$

$$V_{oleje} = 407,85 [l]$$

Zvolený objem oleje je  $V_{oleje} = 400$  l.

### Výpočet absolutního objemu nádrže

Nádrž je vhodné konstruovat tak, aby v nádrži bylo potřebné množství objemu vzduchu. Praxe hovoří tak, že objem vzduchu v nádrži by měl být minimálně 10 % z objemu oleje, který se v nádrži nachází. V případě tohoto hydraulického systému bylo zvoleno 25 % a to z důvodu toho, že bude docházet k velkým provozním změnám objemu oleje za jednotku času.

$$V_{abs} = 1,25 \cdot V'_{oleje} \quad [l] \quad (23)$$

$$V_{abs} = 500 [l]$$

### **Záchytná vana**

Jelikož hydraulický agregát bude umístěn v místech, kde by mohlo dojít ke kontaminaci vodního toku, je zapotřebí tomuto zamezit. V takovém případě je součástí hydraulického agregátu záchytná vana, která by měla pokrýt 110 % objemu oleje. Tudíž objem záchytné vany bude roven objemu oleje v systému.

### **7.3 Návrh hydrogenerátoru**

Na vhodné zvolení typu hydrogenerátoru má vliv požadavek na bezpečnost a spolehlivost. Především z důvodu toho, že se jedná o aplikaci v energetickém odvětví. Proto bude agregát osazen dvěma čerpadly, pro případ poruchy právě běžícího čerpadla. V takovém případě dojde ke spuštění záložního čerpadla stejných parametrů, které dočasně pokryje tento poruchový stav až do doby odstávky celého systému a jeho následné opravě.

Z obecné znalosti čerpadel se jako nejlepší a cenově nejvýhodnější varianta jeví zubové čerpadlo s vnějším ozubením.

#### **Dalšími kritérii pro výběr čerpadla jsou:**

- užitný objem kapaliny
- čas nabití akumulátoru (nabití v časovém intervalu 6 až 10 min)

Bylo zvoleno zubové čerpadlo (viz Obrázek 22) firmy HYDAC s označením:

**PGE102-1400-RBR1N-3700 [12]**



*Obrázek 22: Zubové čerpadlo PGE 102 [12]*



### Parametry čerpadla

Geometrický objem	$V_g = 14 \text{ cm}^3$
Minimální otáčky	$n_{\min} = 750 \text{ min}^{-1}$
Maximální otáčky	$n_{\max} = 3500 \text{ min}^{-1}$
Jmenovité otáčky	$n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$
Tlak na výstupu	$p_2 = 220 \text{ bar}$
Tlak špičkový	$p_3 = 250 \text{ bar}$
Jmenovitý průtok (při $n_n$ )	$Q_n = 19,95 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální průtok (při $n_{\max}$ )	$Q_{\max} = 46,55 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
Hmotnost	$m_\zeta = 3,78 \text{ kg}$ [12]

Pokud bude čerpadlo hnané elektromotorem se jmenovitými otáčkami  $1500 \text{ min}^{-1}$ , bude jmenovitý průtok  $19,95 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Musíme ověřit podmínku, že čerpadlo bude schopné dodat objem  $\Delta V = 120 \text{ l}$  v časovém intervalu 6 až 10 min.

$$t_n = \frac{\Delta V}{Q_n} \quad [min] \quad (24)$$

$$t_n = 6,1 [min]$$

### 7.4 Návrh elektromotoru

Ke stanovení parametrů elektromotoru je nutné znát otáčky k pohonu čerpadla a provozní tlak systému. Jelikož elektromotor bude čtyř pólové konstrukce je možné otáčky stanovit ve výši  $n_{em} = 1460 \text{ min}^{-1}$ .

#### Výpočet skutečného průtoku čerpadlem

$$Q_{skut} = \frac{V_g \cdot n_{em}}{1000} \cdot \eta_v \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (25)$$

$$Q_{skut} = 19,4 [l \cdot \text{min}^{-1}]$$

$\eta_v = 0,95 [-]$       objemová účinnost čerpadla

## Výpočet kroutícího momentu motoru

$$M_k = \frac{V_g \cdot p_{sys}}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad [N \cdot m] \quad (26)$$

$$M_k = 41,9 [N \cdot m]$$

$p_{sys} = 160 \text{ bar}$

$\eta_m = 0,85 [-]$  mechanická účinnost čerpadla

## Určení celkové účinnosti

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_m \quad [-] \quad (27)$$

$$\eta_c = 0,81 [-]$$

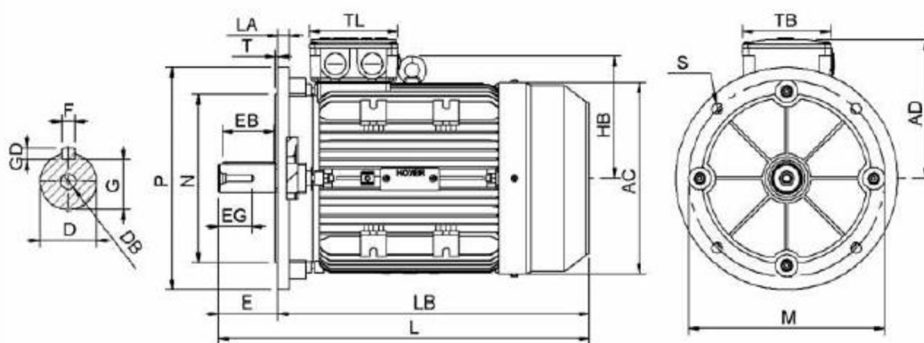
## Výpočet příkonu motoru

$$P_{em} = \frac{V_g \cdot p_{sys} \cdot n_{em}}{600 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad [kW] \quad (28)$$

$$P_{em} = 6,73 [kW]$$

Dle výše uvedených výpočtů byl zvolen elektromotor (viz Obrázek 23) firmy Hoyer motors, s nejbližším vyšším výkonem s označením:

**HMA3 132M-4 [13]**



Obrázek 23: Elektromotor firmy Hoyer motors HMA3-132M-4 [13]

Jedná se o přírubový motor, který bude s čerpadlem spojen pomocí hliníkového nosiče čerpadla. Pružný spoj mezi motorem a čerpadlem bude realizován pomocí spojky s pružným elementem, který snižuje dynamické silové účinky při rozběhu motoru a zvyšuje tak životnost čerpadla.

Tato sestava je dále spojena s tlumícím mezikružím, které snižuje hladinu hluku mezi pohonnou jednotkou a nádrží.

### Základní parametry elektromotoru

Jmenovitý výkon	$P_{nel} = 7,5 \text{ kW}$
Vstupní napětí	$U_{el} = 400/690 \text{ V}$
Jmenovité otáčky	$n_{nel} = 1460 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý krouticí moment	$M_{kel} = 49 \text{ N}\cdot\text{m}$
Hmotnost	$m_{el} = 58 \text{ kg [13]}$

## 7.5 Návrh filtrace

### 7.5.1 Tlakový filtr

Správně zvolená filtrace z globálního hlediska velice ovlivňuje životnost celého hydraulického systému. Nečistoty mají vliv na životnost použitých prvků. Tyto nečistoty mohou vzniknout při provozu, či mohou být do systému zaneseny jinak, například výměnou provozní kapaliny. Ne vždy je totiž nová kapalina 100 % čistá a je nutné ji do olejové nádrže přečerpát pomocí externího filtračního zařízení.

V případě tohoto systému byl zvolen duplexní filtr firmy HYDAC. Tento typ filtru obsahuje dva filtrační elementy, z nichž je vždy právě jeden v provozu. Výhodou takového filtru je, že v případě nutnosti výměny filtračního elementu, není nutné odstavovat zařízení z provozu. Postačí pouze pomocí ruční páky uvést v činnost druhý okruh s čistou filtrační vložkou a provést výměnu zanešeného.

Indikace zanešení filtru je opticko-elektrická, tudíž je možné i pouhou optickou kontrolou určit stav zanešení filtrační vložky. Indikace zanešení funguje na principu tlakové difference, měřenou před a za filtrační vložkou. Pokud je vložka zanešená, výrazně se zvýší tlakový spád při průchodu média tímto prvkem, pokles tlaku je pak zaznamenán indikačním zařízením.

Důležitými parametry pro návrh filtru jsou tlak a průtok. Z hlediska čistoty je potřebné určit i filtrační schopnost. Pro tento případ bude využito filtru s filtrační schopností  $10 \mu\text{m}$ . Průtok filtrační vložkou bude v tomto případě předimenzován a to tak, že bude roven pětinasobku skutečného průtoku generovaného čerpadlem.



Obrázek 24: Duplexní filtr firmy HYDAC s označením FMND [14]

### Průtok filtrační vložkou

$$Q_f = 5 \cdot Q_{skut} \quad [l \cdot min^{-1}] \quad (29)$$

$$Q_f = 97 [l \cdot min^{-1}]$$

Dle výše uvedených parametrů a ze znalosti systémového tlaku, byl vybrán duplexní filtr firmy HYDAC (viz Obrázek 24) s označením:

**FMND BN/HC 100MDD 10 D 1.0/-L24-B7 [14]**

V tělese filtru je montován zpětný obtokový ventil (bypass), který umožní průtok tlakové kapaliny v případě zanešení filtrační vložky. Pokud by nebyl bypass součástí filtru, mohlo by dojít, kvůli neprůchodnosti oleje filtrační vložkou, k náhlému nárůstu tlaku do takové míry, kdy by byla proržena filtrační vložka a došlo by tak ke kontaminaci tlakové kapaliny.

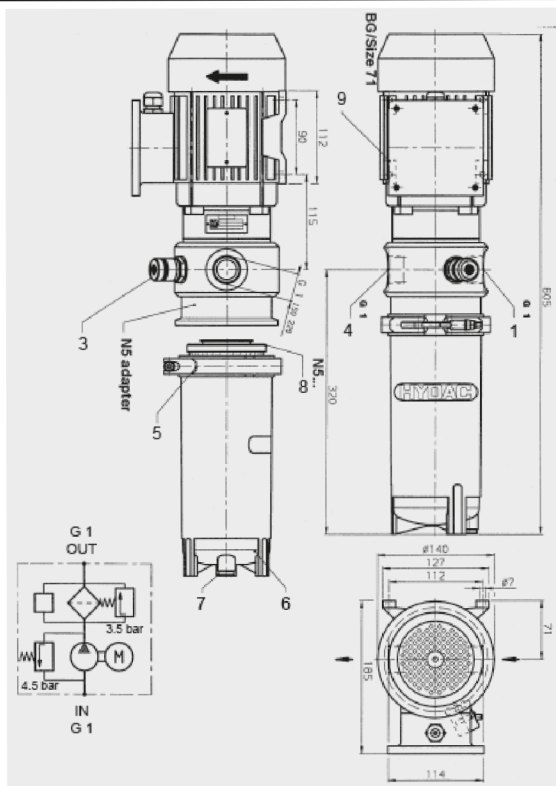
#### 7.5.2 Sekundární okruh filtrace

Sekundární okruh filtrace slouží jednak k udržení kvality a čistoty oleje v hydraulickém systému a zároveň tak prodlužuje jeho životnost, za druhé napomáhá cirkulaci oleje v nádrži a za třetí díky trojcestnému ventilu, vřazenému do sestavy sekundární filtrace, umožňuje plnění nádrže z externího zdroje. Důležitým požadavkem pro výběr sekundárního okruhu filtrace byl časový interval, ve kterém by mělo dojít ke kompletnímu přefiltrování objemu kapaliny v systému. Tento interval  $t_f = 30$  min. Objem kapaliny v systému je znám z kapitoly 5.2. ~

#### Určení průtoku čerpadla $Q_f$ sekundární filtrace

$$Q_f = \frac{V_{oleje}}{t_f} \quad [l \cdot min^{-1}] \quad (30)$$

$$Q_f = 13,3 [l \cdot min^{-1}]$$



Obrázek 25: Sekundární filtrace OLF 5/15

1. Sání, 3. Ukazatel znečištění, 4. Výtlak, 5. Kotvení, 6. Těleso filtru,  
7. Vypouštěcí otvor, 8. Filtrační vložka, 9. Elektromotor [15]

Z výše uvedeného výpočtu vyplývá, že objemový průtok čerpadlem sekundárního okruhu filtrace by měl být minimálně roven vypočtené hodnotě  $Q_f$ . Proto byla jako vhodná varianta vybrána sekundární filtrace od firmy Hydac s označením:

**OLF-5/15-S-370-N-N5DM002-D4 [15]**

Podobu filtrační jednotky přiblíží Obrázek 25. Jedná se o se soustavu čerpadla, hnacího elektromotoru, tělesa s filtrační vložkou a indikátoru znečištění.

### Parametry sekundární filtrační jednotky

Jmenovitý průtok	$Q_{nf} = 15 \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$
Maximální operační tlak	$p_{fmax} = 4,5 \text{ [bar]}$
Výkon elektromotoru	$P = 370 \text{ [W]}$
Vstupní napětí	$U_f = 400 \text{ [V]}$
Hmotnost zachycených nečistot (při $\Delta p = 2,5 \text{ bar}$ )	$m_n = 240 \text{ [g]}$
Hmotnost zařízení	$m_f = 12 \text{ [kg]}$ [15]

## 7.6 Návrh topení

V případě, kdy okolní teplota dosahuje nižších teplot, je nutné použít topných těles (viz Obrázek 26), která jsou montována přímo do nádrže hydraulického agregátu. Hydraulické čerpadlo se může rozběhnout při teplotě, která je vyšší nebo rovna 20 °C, vzhledem k tomu že agregát bude pracovat za podmínek, kdy nejnižší okolní teplota bude 5 °C, je nutné provozní kapalinu vhodně temperovat.

Při návrhu topných těles musí být ztrátový tepelný výkon  $Q_z$  vyzářený do okolí přes stěnu nádrže, nižší než výkon dodaný topným tělesem  $Q_t$ , při splnění této podmínky bude zajištěn ohřev provozní kapaliny.



Obrázek 26 Topné těleso firmy Backer elektro [16]

### Tepelný tok při přestupu tepla (ztrátový výkon)

$$Q_z = k \cdot S \cdot (t_{max} - t_{min}) \quad [W] \quad (31)$$

$$Q_z = 600 \quad [W]$$

Součinitel prostupu tepla	$k = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ [11]
Plocha obtékaného povrchu	$S = 4 \text{ m}^2$ [změřeno v 3D modelu]
Minimální teplota	$t_{min} = 5 \text{ °C}$
Maximální teplota	$t_{max} = 20 \text{ °C}$

Dle výše uvedeného výpočtů je patrné, že k temperování provozního média na teplotu 20 °C, bude zapotřebí topného tělesa s dodávaným výkonem vyšším než 600 W. S ohledem na nejčastěji používané typy topných těles, bylo jako nejvhodnější varianty vybráno topné těleso od výrobce Backer elektro s topným výkonem 500 W. K docílení požadovaného výkonu jsou v nádrži umístěna dvě topná tělesa níže uvedeného typového označení.

**440990150** [16]

## 7.7 Ruční pumpa

Ruční pumpy (viz Obrázek 27) naleznou využití tam, kde by bylo ekonomicky nevhodné využití jakéhokoliv typu hydrogenerátoru poháněného elektromotorem, a především jako zdroj tlakové energie za nepřítomnosti energie elektrické. Jsme schopni pomocí této ruční pumpy generovat podobné tlaky jako hydrogenerátory poháněné elektromotorem, avšak s rozdílným časem.



Obrázek 27 Ruční pumpa firmy Hydropa [17]

V tomto případě je ruční pumpa užito z důvodu disponovat záložním zdrojem (generátorem) pro možné natlakování systému v případě výpadku energie a nízkého nabití akumulátoru.

## 7.8 Výfuková klapka

Výfukovými klapkami (viz Obrázek 28) bývají osazovány agregáty, ve kterých dochází k rychlým změnám objemu kapaliny v nádrži. Pokud by nebyl výfuk vhodně dimenzován, mohlo by dojít k destrukci nádrže vzniklým přetlakem vzduchu. Proto je vhodné agregát osadit výfukovou klapkou, jež funguje na principu zpětného ventilu. Umožní prostupu tlakového vzduchu z vnitřního prostoru olejové nádrže.



Obrázek 28 Výfuková zpětná klapka firmy Gestra [18]

## 7.9 Vzduchový filtr

Jak bylo výše uvedeno, při provozu bude docházet k rychlým změnám objemu kapaliny v olejové nádrži. Je tedy nutností osadit agregát sacím vzduchovým filtrem (viz Obrázek 29), který opět zabrání vzniku možné destrukce, v tomto případě by destrukce mohla být způsobena podtlakem.

Agregáty, které jsou umístovány v blízkosti vodních děl, musejí být konstruovány s ohledem na vyšší vzdušnou vlhkost. Proto i sací vzduchový filtr, musí být takové konstrukce, aby při své funkci zabraňoval kontaktu vlhkého vzduchu s tlakovým médiem. Proto byl vybrán takový typ filtru s hygroskopickou látkou (silikagel), pohlcující vzdušnou vlhkost.



Obrázek 29 Vzduchový filtr BDE firmy HYDAC [19]

Indikace znečištění takového filtru je pouze vizuální. Při vyšším nasycení hygroskopické látky vzdušnou vlhkostí, dochází ke změně její barvy.

## 7.10 Hladinoměř

Tento hydraulický prvek slouží k detekování správného množství pracovní náplně v nádrži hydraulického agregátu. Bez jeho použití by totiž mohlo v systému lehce dojít k tomu, že by se objem kapaliny snížil natolik, že by mohlo dojít například k nasátí vzduchu čerpadlem s následkem zavzdušnění systému. Dále by minimální hladina měla být umístěna tak, aby v případě použití topných těles, byla vždy topná tělesa celá zanořena v pracovním médiu. Pokud by se tak nestalo, mohlo by dojít ke vznícení oleje v olejové nádrži.



Obrázek 30 Hladinoměři firmy HYDAC [20]





Obrázek 31 Elektronický hladinoměr ENS firmy HYDAC [21]

V případě tohoto systému je použito redundantního detekování stavu hladiny. První varianta je čistě vizuální (viz Obrázek 30) a druhá elektronická (viz Obrázek 31). Obou variant je zde užito opět z důvodu zvýšení bezpečnosti a možnosti odečtu množství pracovního média v nádrži i v případě výpadku elektrické energie. V takovém případě musíme uvažovat, že nebude možné stav hladiny odečítat elektronicky.

### 7.11 Termostat

Pro zjištění správné teploty pracovního média poslouží vřazení termostatu (viz Obrázek 32) do systému. Pomocí něhož je detekována teplota provozního média před spuštěním agregátu a zároveň i během jeho chodu. Díky tomuto prvku, může opět dojít k bezpečnějšímu provozu celého agregátu, kdy termostat generuje výstupní signál, jež je dále odeslán do řídicího systému.



Obrázek 32 Termostat TH 140 firmy Aparator Metra [22]

## 7.12 Aquasenzor

Pro správnou kondici provozního média je vhodné detekovat přítomnost vody, která výrazně snižuje životnost všech hydraulických prvků. Je-li voda obsažena (rozpuštěna) v provozním médiu, snižuje se tak schopnost mazání a také odvodu tepla. Tam kde je v systému přítomen nižší tlak (sání čerpadel) může dojít k expanzi bublin vodní páry s následkem kavitace.



Obrázek 33 Aquasenzor AS 1000 firmy HYDAC [23]

Dle lokalizace tohoto hydraulického systému je proto nezbytně nutné mít přehled o stavu kvality provozního média, toho je docíleno vřazením aquasenzoru (viz Obrázek 33) do systému.

## 8 HYDRAULICKÝ BLOK ČERPADEL A JEHO PRVKY

Vzhledem k potřebě připojit k systému paralelně dvě čerpadla a jednu ruční pumpu, bylo jako nejrozumnější variantu uvažováno použití hydraulického bloku, který bude osazen pojistnými ventily (k regulaci tlaku), jedním sedlovým ventilem pro odlehčení motoru při jeho spuštění (doje ke zkratování okruhu přímo do nádrže) a zpětnými ventily, které zabrání zpětnému průtoku média do prostoru hydraulického generátoru a jeho možnému poškození. Taktéž byly vhodně na bloku umístěny měřící body (manometrické přípojky) pro možnosti připojení měřících zařízení.

Pro hydraulický blok bylo použito ocelového materiálu, ten nejlépe snáší vyšší tlaky a občasné rázy, taktéž se oproti často používaným hliníkovým nebo litinovým blokům nejlépe obrábí.

### 8.1 Prvky bloku čerpadel

#### 8.1.1 Pojistný ventil čerpadla

Tento prvek v systému slouží jako ochrana proti přetížení vyšším než požadovaným tlakem. Pojistný ventil (Obrázek 34) by měl být umístěn vždy v těsné blízkosti čerpadla, aby byly ochráněny všechny prvky v systému nacházející se za tímto pojistným ventilem.



Obrázek 34 Pojistný ventil DB12120A firmy HYDAC [24]

Jeho dimenze závisí vždy na dvou parametrech, průtoku a tlakové odolnosti. V případě toho agregátu byl pojistný ventil nastaven na tlak 160 bar (maximální tlak v systému) a je nutné ab tímto ventilem proteklo množství, které je rovno minimálně dvojnásobku maximálního průtoku dodaného čerpadlem (dvojnásobek je z důvodu jistého naddimenzování). Pro pojištění čerpadel byl vybrán pojistný ventil s níže uvedeným označením:

**DB12120A-01X-250V [24]**

### 8.1.2 Pojistný ventil ruční pumpy

Tento typ ventilu je zvolen řádově nižší, a to především z důvodu toho, že průtok tímto prvkem díky dodávce ruční pumpou nebude tak výrazný. Tlakové nastavení je opět provedeno na hodnotu 160 bar. Na níže uvedeném obrázku (Obrázek 35) jsou uvedeny možné konstrukční varianty pojistného ventilu DB4E. Odlišnosti v konstrukci nabízí široké spektrum v nastavování požadovaných výstupních hodnot pojistného tlaku.

V případě tohoto řešeného bloku, bylo použito pojistného ventilu s níže uvedeným typovým označením.

#### DB4E-01X-250V [25]

Jedná se o pojistný ventil, jehož nastavení je možné provést díky šroubu s vnitřním šestihranem. Po nastavení na požadovanou hodnotu je šroub aretován pojistnou maticí (kontra matice) a takto zakápnut barvou. Barva se na nastavovací mechanismus nanáší z důvodu toho, aby bylo možné vizuální kontrolou ihned odhalit, zda v případě poruchy nedošlo k přenastavení hodnoty pojistného tlaku.



Obrázek 35 Pojistné ventily DB4E firmy HYDAC [25]

### 8.1.3 Zpětné ventily

Zpětné ventily se dimenzují obdobně jako výše uvedené prvky. Důležité je správně zvolit velikost tohoto prvku a to tak, aby umožnil průtok daného množství kapaliny a byl tlakově únosný.

Ventil se skládá z ventilového tělesa, uzavíracího členu a tlačné pružiny. Pokud je třeba aby ventil byl průtočný, je nutné přestavit uzavírací člen, k tomu je zapotřebí překročit sílu pružiny. Ve většině katalogů je síla pružiny analogicky převedena na hodnotu tlaku s jednotkou bar.

V případě tohoto bloku byly použity zpětné ventily (VIZ Obrázek 36) typového označení které je uvedeno níže.

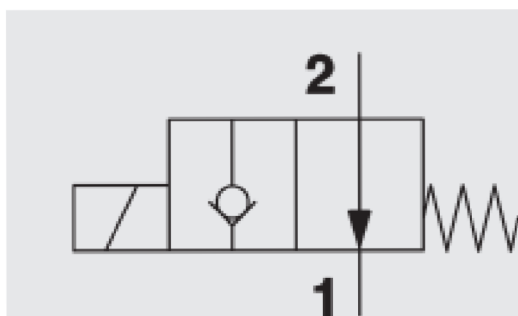
## RV10A-01-C-N-05 [26]



Obrázek 36 Zpětný ventil RV10A firmy HYDAC [26]

### 8.1.4 Odlehčovací ventil

Jako odlehčovacího ventilu je v tomto případě užito 2/2 cestného sedlového ventilu, který má tu funkci, že v případě rozběhu motoru zkratuje vzniklý tlak rovnou do odpadu nádrže, tím dojde k plynulejšímu rozběhu elektromotoru. Po ustálení proudového rázu při startu motoru, dojde k přestavění ventilu do jeho druhé polohy, ve které zabraňuje výše uvedenému zkratování tlakového média. Vnitřní logika ventilu je patrná ze základní schématické značky (viz Obrázek 37) uvedené níže.



Obrázek 37 Schématická značka ventilu WSM 10120Y firmy HYDAC [27]



## 9 DIMENZE ZBYLÝCH UZLŮ PŘED REALIZACÍ

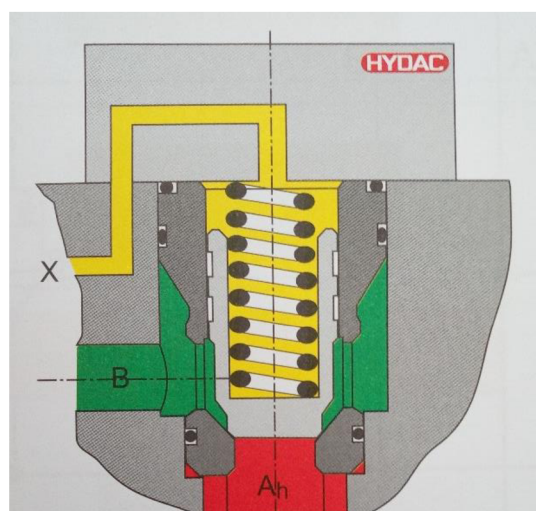
Před realizací je dále nutné vhodně dimenzovat zbylé uzly, tím jsou myšleny jednotlivé hydraulické bloky, osazené potřebnými hydraulickými prvky, jež budou správně plnit daný účel.

Jak již bylo v kapitole 8 zmíněno, dimenzování hydraulických prvků je vždy realizováno s přihlédnutím na dva výběrové parametry. Z nichž první je průtok a druhý maximální přípustný tlak. S použitím těchto výběrových pravidel byly vhodně dimenzovány zbylé hydraulické prvky

### 9.1 Blok synchronního ventilu

Hydraulický blok (v hydraulickém schématu posice 301), sloužící k ovládání synchronního ventilu, je stejně jako blok čerpadel (viz kapitola 8) zhotoven z ocelového polotovaru. V tomto uzlu jsou vhodně zvoleny hydraulické prvky, které umožňují v prvním případě rychlé otevření synchronního ventilu a v případě druhém jeho pozvolnou regulaci.

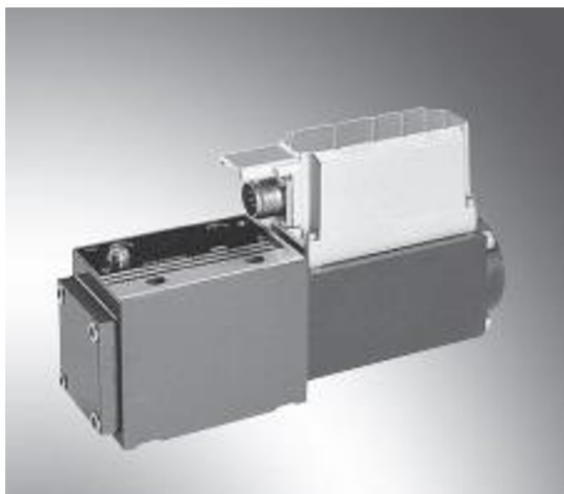
Proto lze pro první případ (otevření synchronního ventilu), kdy je potřebné dodat velké objemové množství kapaliny, použít 2-cestného vestavného logického ventilu (posice 325, 330 a 335), který díky svojí konstrukci umožňuje ovládání velkých průtoků. Ventil, se skládá z víka a vestavného ventilu s pružinou, jež udržuje ventil v sedle (viz Obrázek 38). [9]



Obrázek 38 Řez logickým ventilem [9]

Druhou funkcí, jak bylo výše uvedeno, je zajištění plynulé regulace synchronního ventilu. Toho je docíleno použitím 4/4-cestného proporcionálního ventilu (v hydraulickém schématu posice 320) v kombinaci s regulovatelnou škrťací mezideskou (posice 315) a řízenými zpětnými ventily (pos 310).

Díky proporcionálnímu ventilu (viz Obrázek 39), lze docílit komplexních řídicích procesů s možností programování chodu spotřebiče (zrychlení, pojezd a brzdění). Výchozí pohyb je poté proporcionální k vstupnímu elektrickému signálu. [9]



Obrázek 39 Proporcionální ventil 4WRPEH 10 firmy Bosch Rexroth [28]

## 9.2 Blok rozváděcího kruhu

Hydraulický blok rozváděcího kruhu (v hydraulickém schématu posice 401) je obdobné konstrukce jako výše uvedený, pouze s tím rozdílem, že parametry prvků jsou o řád vyšší, to především z důvodu toho, aby bylo dodrženo základní pravidlo pro dimenzování těchto prvků (viz druhý odstavec v kapitole 9).

Funkce uzlu, jak stejná jako uzel pro ovládání synchronního ventilu, s tím rozdílem, že v tomto případě je nutné provést rychlé uzavření rozváděcího kruhu, tudíž je větev osazena logickými ventily (posice 420, 425 a 430). Další funkcí je opět pozvolná regulace, která je realizována kombinací proporcionálního ventilu (posice 410), škrťacích ventilů (posice 435) a řízenými zpětnými ventily (posice 440).

## 9.3 Rozvodný blok

Tento hydraulický blok (v hydraulickém schématu posice 551) slouží pro rozvod tlakového média mezi agregátem, akumulátorovou stanicí a jednotlivými uzly hydraulického systému. Dále je blok opatřen vhodně zvolenými měřicími body, které jsou pomocí pružného hadicového spoje přímo spojeny s měřicími prvky systému.

Pro případné odpojení všech uzlů systému od zdroje tlaku, je každá větev opatřena kulovým ventilem (posice 555 a 560), který je montován přímo na blok. Opět jsou kulové ventily vhodně navrženy, dle průtokové charakteristiky a dle maximálního přípustného tlaku. Na bloku je umístěn jeden rezervní přípoj (ve schématu označen P4), pro možné připojení se k tlakovému médiu.



## 10 POPIS STROJE

Hydraulický regulační systém (viz výkres HPU-FRANCIS-T-19-HC) se skládá ze samostatně stojícího hydraulického agregátu a taktéž samostatně stojící akumulátorové stanice (viz příloha této práce). Hydraulický agregát a akumulátorová stanice jsou po ukotvení na předem požadovaná místo propojena potrubními systémy a dále spojena se spotřebiči. Poté je agregát naplněn provozní kapalinou předepsaného charakteru a množství. Agregát je osazen dvojicí čerpadel (posice 210), jež jsou poháněna elektromotory (posice 215), dále jednou ruční pumpou (posice 295) pro případ nouze, kdy by bylo zapotřebí natlakování akumulátorové stanice v případě výpadku energie a jejího nedostatečného natlakování. Stav hladiny oleje je možné kontrolovat jak vizuálně (posice 271), tak elektronicky (posice 270 a 275). Čistota provozního média v systému je docílena pomocí tlakového filtru (posice 240) na výstupu z čerpadel, který je osazen opticko-elektrickým indikátorem zanešení. Dalším prvkem udržujícím čistotu provozního média v systému je sekundární filtrace (posice 250). Díky umístěným kulovým ventilům na těleso nádrže, je možné do systému připojit i externí filtraci (posice 280). Vypustit obsah nádrže je možné kulovým ventilem (posice 280), umístěným na spodní straně nádrže. V případě, kdy se okolní teploty pohybují pod doporučenou provozní teplotou oleje, je potřebné spustit topná tělesa (posice 265) a provozní médium temperovat na stanovenou teplotu, k zajištění cirkulace ohřívaného pracovního média v celém svém objemu nám poslouží již výše zmíněná sekundární filtrace. Teplota provozního média je indikována pomocí tyčového termostatu (posice 290), montovaného do nádrže agregátu. Dále je pomocí aquasenzoru (posice 285) detekována přítomnost vody v provozním médiu. Vniknutí možné vzdušné vlhkosti je zabráněno díky vhodně zvolenému sacímu vzduchovému filtru (posice 245) obsahujícího hygroskopickou látku (silikagel). Na nádrži je též umístěna výfuková klapka (posice 246), která odvádí přetlakový vzduch z vnitřního prostoru nádrže a zabraňuje tak možnému vzniku deformace či destrukce. Z důvodu potřeby disponovat tlakovým médiem i v případě výpadku energie a dále kvůli pokrytí krátkodobých objemových změn v systému, je celý systém doplněn o akumulátorovou stanici. Ta se skládá z pístového akumulátoru (posice 10) s přidavnými zásobníky plynu (posice 8).



# 11 ANALÝZA RIZIK NEÚPLNÉHO STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ

## Definice neúplného strojního zařízení dle 2006/42/ES článek 2, písmeno g)

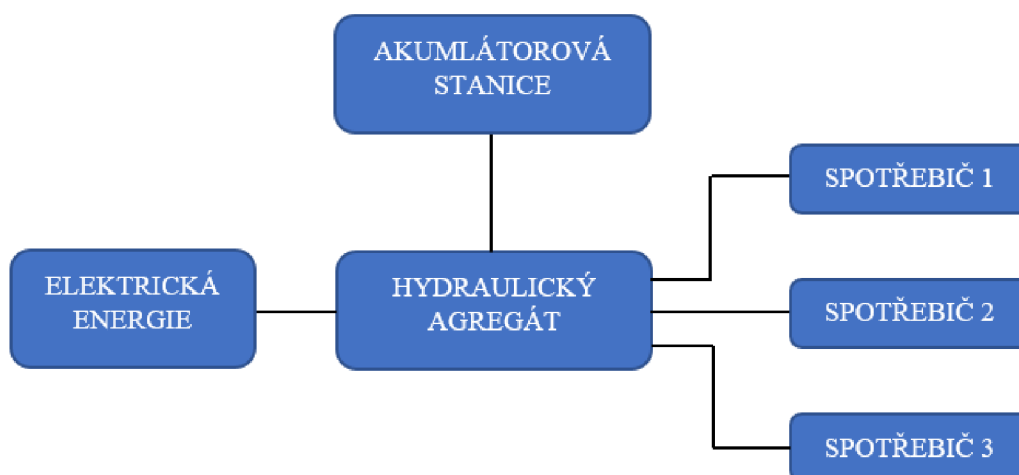
„neúplným strojním zařízením“ soubor, který je téměř strojním zařízením, ale který sám o sobě nemůže plnit určitou funkci. Neúplným strojním zařízením je poháněcí systém. Neúplné strojní zařízení je určeno pouze k zabudování do jiného strojního zařízení nebo jiného neúplného strojního zařízení či zařízení nebo ke smontování s nimi, čímž se vytvoří strojní zařízení, na něž se vztahuje tato směrnice; [29]

Pro analýzu rizik bude použito normy EN ISO 12 100: 100. Díky zpracování této analýzy, bude možné určit bezpečnost dodávaného neúplného strojního zařízení během celého životního cyklu a vhodně navrhnout opatření, jež budou mít za následek snížení vzniku těchto rizik.

Tato analýza bude zpracována pouze pro samotný hydraulický agregát (bez akumulátorové stanice), jedná se totiž o dvě samostatně stojící zařízení, jež jsou až koncovým dodavatelem propojena v jeden celek.

### 11.1 Blokový diagram

K výčtu jednotlivých rizik objevujících se v analyzovaném systému poslouží blokový diagram (viz Obrázek 24). Vstupními parametry systému mohou být: elektrická energie nebo ruční pumpa, která je součástí hydraulického agregátu. Výstupy jsou vhodně konstrukčně zakončeny tak, aby bylo možné se na ně připojit potrubními rozvody (metodou svařování) a propojit tak systém se spotřebiči.



Obrázek 40 Blokový diagram

## 11.2 Analýza významných nebezpečí

V níže uvedené tabulce (Tabulka 6) jsou uvedeny možné zdroje rizik, která mohou nastat během celého životního cyklu zařízení. Bylo použito normy ČSN EN ISO 12100: 2011 [30]

Tabulka 6 Analýza významných nebezpečí

ANALÝZA VÝZNAMNÝCH NEBEZPEČÍ v průběhu životního cyklu stroje				Typ stroje: Hydraulický agregát
Poř. Číslo	Fáze životního cyklu stroje	Typ nebezpečí (dle ČSN EN ISO 12100: 2011)		Popis nebezpečné události
		Stručný popis	Id. číslo	
<b>1</b>	<b>Doprava</b>			
1.1	Balení, nakládání, přeprava, vykládání a rozbalování	Stlačení, poškození kůže nebo zraku, ztráta stability	1.1-1 6.1-2 7.1-1	Při transportu stroje může dojít k úrazu vyvolanému stlačením, poškozením zraku nebo kůže a ztrátě stability.
<b>2</b>	<b>Montáž</b>			
2.1	Montáž stroje včetně lakování některých komponent	Stlačení, poškození kůže nebo zraku, ztráta stability	1.1-2 1.1-3 6.1-1 6.1-2 7.1-1	Při montážních úkonech může dojít k pádu některých břemen, taktéž možná inhalace či potřísnění se nátěrem.
<b>3</b>	<b>Seřizování (tlakové a funkční zkoušky)</b>			
3.1	Transport do zkušební stanice	Stlačení	1.1-1	Při provádění transportních úkonů se strojem hrozí stlačení, poranění v nejhorším případě smrt.
3.2	Zapojení do elektrické sítě	Zasažení nebo smrt elektrickým proudem,	2.1-1 2.1-2 2.2-1 2.2-2	Při zapojování stroje ke zdroji elektrické energie může dojít k zasažení elektrickým proudem, v nejhorším případě s následkem smrti.
3.3	Nastavení parametrů hydraulických prvků	Popálení, stlačení, vystříknutí, vymrštění atd.	1.2-1 1.3-1 3.1-1 3.1-2 3.1-3 4.1-1 4.2-1 5.1-1 6.1-2 6.2-1 6.2-2 7.1-1	Při seřizování hydraulických prvků může dojít k poranění končetin stlačením či popálením. Dále může dojít k zasažení kůže nebo očí provozní kapalinou.

4 Provoz				
4.1	Jedná se o cyklus, který zahrnuje veškeré činnosti, jež mohou nastat při provozu zařízení	Vymrštění, vystříknutí, zasažení elektrickým proudem atd.	1.2-2 1.3-2 2.1-3 2.2-3 3.1-3 4.1-1 4.2-1 5.1-1 6.1-2 6.2-1 6.2-2 7.1-1	Při provozu stroje může dojít k významným nebezpečím, přesná specifikace možných nebezpečí viz Přehled identifikovaných závažných nebezpečí.

### 11.3 Přehled identifikovaných významných nebezpečí

U hydraulického agregátu byla provedena identifikace významných nebezpečí, pro která je nezbytně nutná navrhnout preventivní opatření ke snížení rizika a zvýšení tak bezpečnosti stroje během jeho životního cyklu. Takto vzniklá nebezpečí byla uspořádána do seznamu (viz Tabulka 7).

Tato identifikovaná významná nebezpečí byla shrnuta a vytvořena tabulka (viz Tabulka 8). Zde jsou přesněji uvedeny jednotlivé články normy ČSN EN ISO 12100: 2011.

Tabulka 7 Přehled identifikovaných závažných nebezpečí

PŘEHLED IDENTIFIKOVANÝCH ZÁVAŽNÝCH NEBEZPEČÍ	
<b>1</b>	<b>Mechanická nebezpečí</b>
<b>1.1</b>	<b>Stlačení</b>
1.1-1	Nebezpečí stlačení při nakládání, balení, přepravě, vykládání a rozbalování stroje
1.1-2	Nebezpečí stlačení při montáži/demontáži
1.1-3	Nebezpečí stlačení při instalaci stroje (práce s jeřábem aj.)
1.1-4	Nebezpečí stlačení při čištění a údržbě
<b>1.2</b>	<b>Vymrštění</b>
1.2-1	Nebezpečí vymrštění potrubního rozvodu při seřizování
1.2-2	Nebezpečí vymrštění potrubního rozvodu při provozu
<b>1.3</b>	<b>Vystříknutí</b>
1.3-1	Nebezpečí úniku provozní kapaliny při seřizování
1.3-2	Nebezpečí úniku provozní kapaliny při provozu
1.3-3	Nebezpečí úniku provozní kapaliny při čištění a údržbě
1.3-4	Nebezpečí úniku provozní kapaliny při demontáži
<b>2</b>	<b>Elektrická nebezpečí</b>
<b>2.1</b>	<b>Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem</b>

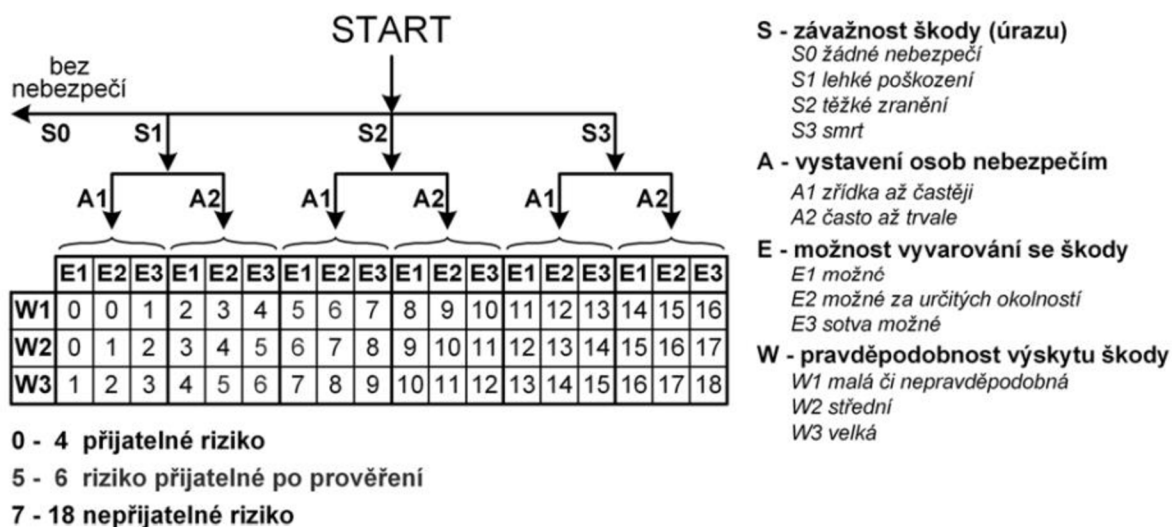
2.1-1	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při seřizování
2.1-2	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při zapojení ke zdroji elektrické energie
2.1-3	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při provozu
2.1-4	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při čištění a údržbě
2.1-5	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při odpojení od zdroje elektrické energie
<b>2.2</b>	<b>Nebezpečí zasažení elektrickým proudem</b>
2.2-1	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem při seřizování
2.2-2	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem při zapojení ke zdroji elektrické energie
2.2-3	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem při provozu
2.2-4	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem při čištění a údržbě
2.2-5	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem při odpojení od zdroje elektrické energie
<b>3</b>	<b>Tepelná nebezpečí</b>
<b>3.1</b>	<b>Nebezpečí popálení</b>
3.1-1	Nebezpečí popálení při dotyku s částí motoru
3.1-2	Nebezpečí popálení při dotyku s hydraulickými prvky, v nichž je mařená tlaková energie převedená na teplo
3.1-3	Nebezpečí popálení při kontaktu s topnými tělesy
<b>4</b>	<b>Nebezpečí vytvářené hlukem</b>
<b>4.1</b>	<b>Nepohodlí</b>
4.1-1	Nebezpečí nepohodlí při provozu stroje
<b>4.2</b>	<b>Hučení v uších</b>
4.2-1	Nebezpečí hučení v uších při provozu stroje
<b>5</b>	<b>Nebezpečí vytvářené vibracemi</b>
<b>5.1</b>	<b>Nebezpečí vibrací</b>
5.1-1	Nebezpečí vibrací při provozu stroje
<b>6</b>	<b>Nebezpečí vytvářené materiály a látkami</b>
<b>6.1</b>	<b>Nebezpečí zasažení či vdechnutí škodlivých látek (plynů, prachu, kouřů aj.)</b>
6.1-1	Nebezpečí poškození kůže, zraku či dýchacích cest při lakování
6.1-2	Nebezpečí poškození zraku či kůže při úniku provozní kapaliny
<b>6.2</b>	<b>Nebezpečí vzniku požáru</b>
6.2-1	Nebezpečí vzniku požáru od nesprávně provedené elektroinstalace
6.2-2	Nebezpečí vznícení provozního média při nízké hladině provozní kapaliny
<b>7</b>	<b>Ergonomická nebezpečí</b>
<b>7.1</b>	<b>Nebezpečí uklouznutí, zakopnutí a pádu</b>
7.1-1	Nebezpečí úrazu při ztrátě rovnováhy

Tabulka 8 Seznam závažných nebezpečí

SEZNAM ZÁVAŽNÝCH NEBEZPEČÍ			Typ stroje: Hydraulický agregát
Číslo nebezpečí	Nebezpečí	ČSN EN ISO 12100:2011	Nebezpečné situace při:
<b>1 Mechanická nebezpečí</b>			
1.1	Stlačení	6.2.3 a)	Nakládání, rozbalování, sestavování, seřizování, provozu, čištění a údržbě, demontáži, balení a odvozu
1.2	Vymrštění	6.2.2.2	Seřizování, provozu, čištění a údržbě
1.3	Vystříknutí	6.3.3	Seřizování, provozu, čištění a údržbě
<b>2 Elektrická nebezpečí</b>			
2.1	Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem	6.2.9	Montáži, uvádění do provozu, demontáži
2.2	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem	6.2.9	Montáži, uvádění do provozu, demontáži
<b>3 Tepelná nebezpečí</b>			
3.1	Nebezpečí popálení	6.2.4 b)	Uvádění do provozu, demontáži, seřizování, provozu, čištění a údržbě
<b>4 Nebezpečí vytvářené hlukem</b>			
4.1	Nepohodlí	6.2.2.2	Seřizování a provozu
4.2	Hučení v uších	6.2.2.2	Seřizování a provozu
<b>5 Nebezpečí vytvářené vibracemi</b>			
5.1	Vibrace	6.2.2.2	Seřizování a provozu
<b>6 Nebezpečí vytvářené materiály a látkami</b>			
6.1	Zasažení či vdechnutí škodlivých látek (plynů, prachu, kouřů aj.)	6.2.2.2 6.3.3.2.1	Montáži, uvádění do provozu, demontáži, seřizování, provozu, čištění a údržbě
6.2	Vznik požáru	6.2.4	Montáži, uvádění do provozu, seřizování a provozu
<b>7 Ergonomická nebezpečí</b>			
7.1	Uklouznutí, zakopnutí a pád	6.3.2.1 b)	Uvádění do provozu, demontáži, seřizování, provozu, čištění a údržbě

## 11.4 Identifikace rizik

K odhadu rizik bude použito níže uvedeného grafu (viz Obrázek)



Obrázek 41 Graf pro odhad rizik [31]

## 11.5 Odhad rizik

Odhad velikosti rizik je zpracován a vyhodnocen pomocí formuláře pro odhad rizik. Vzhledem k počtu identifikovaných rizik (31) je potřebné, vypracovat formuláře pro odhad rizika pro všechny nebezpečí uvedená v „Seznamu identifikovaných závažných nebezpečí.“

Pro názorné zobrazení zpracování formuláře pro odhad rizik, byla ze seznamu vybrána 2 nebezpečí a ty do těchto formulářů zpracovávána.



VUT v Brně, FSI ÚVSSR		FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Č. 1 Vypracoval: Bc. Vojtěch Koutecký		Stroj: Hydraulický agregát	
Číslo nebezpečí	Identifikační číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:			
		1. Mechanická nebezpečí			
1.1	1	<b>Nebezpečí stlačení při nakládání, balení, přepravě, vykládání a rozbalování</b>			
Životní etapa stroje:	Doprava	Nebezpečný prostor:	prostor v okolí stroje a prostor obsluhy		
Ohrožené osoby:	Operátor výroby, dopravce, dělník externí montáže	Provozní stav stroje:	mimo provoz		
Popis nebezpečné události:	Nebezpečí stlačení vzniklé možným pádem stroje při manipulaci se strojem z důvodu dopravy				
Počáteční riziko	Závažnost možné škody na zdraví:	S3 smrt		Velikost rizika <b>15</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 často až trvale			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 možné			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W2 střední			
<b>KROK 1</b>		<b>Opatření zabudovaná v konstrukci</b>			
Popis opatření:	Na agregátu jsou vhodně dimenzována místa pro uchycení háků lan, které slouží k přepravě stroje a zabraňují tak pádu břemene				
Snížené riziko po opatření	Závažnost možné škody na zdraví:	S3 smrt		Velikost rizika <b>11</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 možné			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá			
<b>KROK 2</b>		<b>Bezpečnostní ochranná opatření</b>			
Popis opatření:	Použití ochranných bezpečnostních prostředků jako je helma a pracovní obuv				
Snížené riziko po opatření	Závažnost možné škody na zdraví:	S2 těžké zranění		Velikost rizika <b>5</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 možné			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá			

<b>KROK 3</b>		<b>Informace pro používání</b>	
Popis opatření:	Školení osob obsluhujících jeřáb, dodržování všech bezpečnostních zásad při manipulaci s břemeny a přítomnost transportního schématu		
<b>Snížené riziko po opatření</b>	Závažnost možné škody na zdraví:	S1 lehké poškození	Velikost rizika <b>0</b>
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji	
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 možné za určitých okolností	
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá	
<b>VALIDACE</b>	<b>Opatření jsou dostatečná</b>		

Díky výše uvedenému formuláři a vhodně zvoleným opatřením lze konstatovat, že velikost rizika byla snížena na minimální hodnotu. Největší vliv na snížení rizika má proškolený personál, mající k dispozici transportní dokumentaci, ve které je mimo hmotnosti břemene též uvedeno, která místa na stroji jsou speciálně konstrukčně upravena a slouží k možnosti transportu stroje.

<b>VUT v Brně, FSI ÚVSSR</b>	<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Č. 2</b> Vypracoval: <b>Bc. Vojtěch Koutecký</b>		Stroj: Hydraulický agregát	
Číslo nebezpečí	Identifikační číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100: 2. Elektrická nebezpečí		
<b>2.1</b>	<b>1</b>	<b>Nebezpečí smrti po zasažení elektrickým proudem při seřizování</b>		
Životní etapa stroje:	Seřizování	Nebezpečný prostor:	prostor v okolí stroje a prostor obsluhy	
Ohrožené osoby:	Operátor výroby, obsluha stroje	Provozní stav stroje:	za provozu	
Popis nebezpečné události:	Nebezpečí dotyku osob s živými částmi při seřizování stroje.			
<b>Počáteční riziko</b>	Závažnost možné škody na zdraví:	S3 smrt	Velikost rizika <b>14</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 často až trvale		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 možné		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malé či nepravděpodobné		
<b>KROK 1</b>	<b>Opatření zabudovaná v konstrukci</b>			
Popis opatření:	Živé části jsou opatřeny bezpečnostními kryty, zabraňujícími možnému dotyku s těmito živými částmi.			

Snížené riziko po opatření	Závažnost možné škody na zdraví:	S3 smrt	Velikost rizika <b>11</b>
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji	
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 možné	
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá	
<b>KROK 2</b>	<b>Bezpečnostní ochranná opatření</b>		
Popis opatření:	Při seřizování je operátor vybaven vhodným nářadím a postupuje tak, aby předešel možnému kontaktu s živými částmi.		
Snížené riziko po opatření	Závažnost možné škody na zdraví:	S2 těžké zranění	Velikost rizika <b>6</b>
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji	
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 možné za určitých podmínek	
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá	
<b>KROK 3</b>	<b>Informace pro používání</b>		
Popis opatření:	Dokonalé seznámení osob, provádějící seřizovací úkony, s manuálem stroje. Dále školení bezpečnosti a ochrany při práci (BOZP), taktéž potřebná kvalifikace. Opatření stroje výstražnou nálepkou upozorňující na možný úraz elektrickým proudem.		
Snížené riziko po opatření	Závažnost možné škody na zdraví:	S1 lehké poškození	Velikost rizika <b>0</b>
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1 zřídka až častěji	
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 možné za určitých okolností	
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 malá	
<b>VALIDACE</b>	<b>Opatření jsou dostatečná</b>		

Z formuláře uvedeného výše vyplývá, že v první fázi odhadu rizika se hodnota pohybovala v mezích, kdy riziko není přijatelné. Proto došlo v následujícím kroku ke snížení rizika použitím krytování, avšak opět po zavedení tohoto opatření bylo riziko sníženo do takové míry, kdy opět spadá do kategorie nepřijatelného rizika. Bylo tedy nutné v dalším kroku riziko eliminovat a to tak, že při práci na stroji v průběhu seřizování, bude operátor (nebo obsluha) používat vždy předepsaných pokynů, a zvláště tomu uzpůsobenému nářadí. Toto vedlo ke snížení rizika na přijatelnou mez, avšak s nutností prověření. Proto ve třetím kroku bylo riziko eliminováno na minimální hodnotu do stavu, kdy lze konstatovat, že riziko je přijatelné. Toto riziko bylo eliminováno pomocí informací, se kterými musí být každá obsluha pracující na elektrických částech stroje řádně seznámena.



## 12 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NÁVRHU

Starší hydraulické systémy pracovaly při nižších provozních tlacích (cca 50 až 80 bar), to vedlo k nutnosti dimenzovat hydraulický systém robustněji. Proto veškeré hydraulické prvky v systému byly minimálně o řád vyšší než u současného vysokotlakého systému, to mělo za následek vyšší kapacitu olejové nádrže, která musela pokrýt spotřebu generovanou spotřebiči na výstupu. U současného řešení má absolutní objem nádrže 500 l, což je v porovnání s dřívějším systémem o polovinu menší, z toho je patrné že novou variantou řešení došlo i k finanční úspoře v množství potřebné provozní kapaliny.

V novém systému je k pohonu použito nejběžnějšího typu hydrogenerátoru, kterým je zubové čerpadlo s vnějším ozubením. Z ekonomického hlediska se jedná o nejméně finančně náročnou variantu. Bylo by možné využít i jiného typu čerpadla, ku příkladu axiálního pístového hydrogenerátoru s možností regulace. Tato varianta by zaručila možnost pružnější regulace, avšak by celý systém prodražila až desetinásobně. Je nutné také brát v potaz, že v systému je třeba pokrýt velké objemové průtoky, čehož nejsme schopni použitím běžných typů čerpadel docílit. Proto je systém doplněn o akumulátorovou stanici, která je schopna pokrýt tyto objemové průtoky a odstraňuje tak nutné použití vysokokapacitních čerpadel. Vzhledem k potřebě mít systém osazen dvojicí čerpadel, by byl nárůst ceny oproti použití standardních zubových čerpadel dvacetinásobný.

K nemalé úspoře došlo díky použití běžné oceli pro svařence nádrže a akumulátorové stanice. V dnešní době používané nátěrové systémy se svými vlastnostmi plnohodnotně blíží vlastnostem nerezového materiálu. Úspora při použití běžného ocelového materiálu vůči nerezovému je až 3,5násobná.

Závěrem lze konstatovat, že rozhodující vliv na výslednou cenu řešeného problému mají nejen použité konstrukční materiály ale především vhodně navržené prvky hydraulického systému.



## 13 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je sestrojení hydraulického systému pro regulaci vodní turbíny. Rešeršní část práce byla využita k výběru vhodné varianty, která byla následně zpracována.

V teoretické části práci jsou rozebráni výrobci hydraulických agregátů, objevující se na českém trhu. Jedná se o nejznámější producenty hydraulických agregátů, sestrojených dle zákaznické specifikace, ale i o producenty sériově vyráběných agregátů.

Praktická část se věnuje dimenzováním hydraulických prvků systému, které jsou podloženy výpočty. Pro správnou funkci hydraulického systému je nutné prvky vhodně naddimenzovat, a to především z důvodu toho, aby v průběhu jeho činnosti nedošlo k nechtěným poruchám, protože tyto poruchy by měly za následek odstavení turbíny z chodu a tím nemožnost výroby elektrické energie.

U části hydraulického systému (hydraulický agregát) je zpracována analýza bezpečnostních rizik a na vzorových příkladech provedeno nápravné opatření, které vedlo k úplné eliminaci rizika.

V závěru práce bylo provedeno ekonomické zhodnocení, které hodnotí navrženou variantu jako nejvhodnější. Závěrem lze tedy konstatovat, že došlo ke splnění hlavního cíle diplomové práce, což je sestrojení hydraulického regulačního systému.





## 14 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje, část vodní turbíny*. Praha: České vysoké učení technické, 2013, 145 s. ISBN 978-80-01-05283-9.
- [2] ENERGYWEB.CZ. *Energie zadarmo* [online]. Tábor, 2019 [cit. 2019-03-10]. Dostupné také z: [www.energyweb.cz](http://www.energyweb.cz).
- [3] BOSCH REXROTH.COM. *O společnosti Bosch Rexroth, spol. s r. o.* [online]. 2014-2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/spolecnost/o-spolecnosti-bosch-rexroth-v-cesku/about-bosch-rexroth-czech-1>.
- [4] HYDAC.COM *Historie* [online]. 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/firma/historie.html>.
- [5] HYDAC.SK *Stacionárne hydraulické zariadenia* [online]. Martin, 2017 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: [http://www.hydac.sk/referencie\\_stacionarne\\_hydraulicke\\_zariadenia.htm](http://www.hydac.sk/referencie_stacionarne_hydraulicke_zariadenia.htm).
- [6] HYDROMA.CZ. *Brožury Hydroma: Hydraulické agregáty* [online]. 2016 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: [https://www.hydroma.cz/userfiles/Brozura\\_agr.pdf](https://www.hydroma.cz/userfiles/Brozura_agr.pdf).
- [7] HYDROCOM.CZ. *HYDROCOM Hydraulické systémy: O firmě* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.hydrocom.cz/o-firme>.
- [8] HYDROCOM.CZ. *HYDROCOM Hydraulické systémy: Hydraulické agregáty* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.hydrocom.cz/hydraulicke-agregaty>.
- [9] HYDAC International GmbH. *HYDAC TRAINING CENTER: Hydraulika – základy a komponenty*. Saar: HYDAC Service GmbH, 2013, 402 s. ISBN neuvedeno.
- [10] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2002, 238 s. ISBN 80-214-2037-5.
- [11] KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení: Příručka hydrauliky: Svazek 3*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1988, 362 s. ISBN 3-8023-02664.
- [12] HYDAC.COM. *External Gear Pump Preferences for Open Loop Hydraulic Systems – E 2.910.0/02.14* [online]. 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: [https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=pge102&tx\\_solr%5BsL%5D=52&tx\\_solr%5Bfilter%5D%5B0%5D=downloads%253Aprospects](https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=pge102&tx_solr%5BsL%5D=52&tx_solr%5Bfilter%5D%5B0%5D=downloads%253Aprospects).
- [13] HOYERMOTORS.COM. *IE3 Electric Motor: 7,50 kW – 4P – Frame 132 – B5* [online]. 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://hoyermotors.com/products/motors/hoyer-ie3-electric-motors/5541321209/>.
- [14] HYDAC.COM. *Péče o kapaliny: Filtry do vedení -FMND* [online]. 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/pece-o-kapaliny/filtry-pro-hydrauliku-a-mazaci-oleje/kompletni-filtry/filtry-do-vedeni/fmnd/show/Download/index.html>.
- [15] HYDAC.COM. [online]. *OLF5 Offline Filter – EN 7.920.10/10.18* [online] 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné také z: [https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=olf5&id=25003013&L=52&tx\\_solr%5BsL%5D=52](https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=olf5&id=25003013&L=52&tx_solr%5BsL%5D=52).

- [16] BACKER-ELEKTO.CZ. *Ohřev různých olejů* [online]. Hlinsko, 2002-2018 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <http://www.backer-elektro.cz/produkty/ohrev-ruznych-oleju>.
- [17] HYDROPA.DE. *Data sheet hand pumps/hand pump unit* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydropa.de/6-2-download>.
- [18] GESTRA.COM. *DISCO non-return valves RK 41 and RK 44* [online]. 2018 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.gestra.com/products/valves/a2-check-valves/for-sanitation-and-heating/non-return-valves-rk-41-and-rk-44.html>.
- [19] HYDAC.COM. *Péče o kapaliny: Odvětrávací filtr BDE Breather Dryer* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/pece-o-kapaliny/filtry-pro-hydrauliku-a-mazaci-oleje/kompletni-filtry/odvetravaci-filtr/bde/show/Download/index.html>.
- [20] HYDAC.COM. *FSA/FSK/TS Fluid Level Gauge/Fluid Level Sensor/Temperature Switch – 5.050.17/04.17* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: [https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=fsa+fsk&id=25003013&L=52&tx\\_solr%5BsL%5D=52](https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=fsa+fsk&id=25003013&L=52&tx_solr%5BsL%5D=52).
- [21] HYDAC.COM. *Sensorika: Spínače hladiny elektronické: ENS 3000* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/sensorika/hladinove-senzory/spinace-hladiny-elektronicke/ens-3000.html>.
- [22] APATOR METRA. *Termostaty řady TH 140: Návod k montáži a obsluze* [online]. 2018 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://metra-su.cz/cs/stahnout/39199dab-2db7-11e8-9b01-44951fdcf432>.
- [23] HYDAC.COM. *Senzorika: Senzory znečištění: AS 1000* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/sensorika/senzory-znecisteni/as-1000/show/Download/index.html>.
- [24] HYDAC.COM. *Ventily: Pojistné ventily přímo řízené Sedlo: DB12120A* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/ventily/tlakove-ventily/pojistne-ventily-primo-rizene-sedlo/db12120a.html>.
- [25] HYDAC.COM. *DB4E Pressure Relief Valve – E 5.161.15/10.16* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: [https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=DB4E-01&id=25003013&L=52&tx\\_solr%5BsL%5D=52](https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=DB4E-01&id=25003013&L=52&tx_solr%5BsL%5D=52).
- [26] HYDAC.COM. *Ventily: Zpětné ventily: RV10A* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/ventily/hradici-ventily/zpetne-ventily/rv10a.html>.
- [27] HYDAC.COM. *WSM10120Y-01 2/2 Solenoid Directional Valve – E. 5.947.1.2/09.13* [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: [https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=WSM+10120Y+&id=25003013&L=52&tx\\_solr%5BsL%5D=52](https://www.hydac.com/cz-cs/nc/hledat.html?q=WSM+10120Y+&id=25003013&L=52&tx_solr%5BsL%5D=52).
- [28] BOSCH REXROTH.COM. *4/4 Regel-Wegeventile, direkt gesteuert, mit elektrischer Wegrückführung und integrierter Elektronik (OBE)* [online]. 2014-2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné také z: [https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=enGB&publication=NET&filterMediatype=1584&search\\_query=29037&search\\_action=submit&edition\\_enum=re29037](https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=enGB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=29037&search_action=submit&edition_enum=re29037).
- [29] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2006/42/ES: *o strojních zařízeních a o změně směrnice 95/16/ES*. In: Štrasburk: Evropský parlament a Rada, 2006, ročník 2006. Dostupné také z: <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32006L0042&ri>.

- [30] ČSN EN ISO 12100 *Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posouzení rizika a snižování rizika*. Praha: Český normalizační institut, 2011. Dostupné z: <https://csnonline.unmz.cz/vyhledavani.aspx>.
- [31] BLECHA, Petr. *Management technických rizik u výrobních strojů: teze habilitační práce*. Brno: VUTIUM, 2010. 32 s. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. ISBN 978-80-214-4062-3.
- [32] HYDAC.COM. *Hydraulické akumulátory: Pístové akumulátory: Hydraulic Piston Accumulators: EN 3.301.18/06.18* [online]. 2019 [cit. 2019-05-20]. Dostupné také z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyroby/hydraulicke-akumulatory/pistove-akumulatory/standardnivysokotlake-pistove-akumul/show/Download/index.html>.



## 15 SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ

### 15.1 Seznam tabulek

Tabulka 1 Porovnání variant .....	38
Tabulka 2 Parametry hydromotorů.....	39
Tabulka 3: Přestavné časy hydromotorů .....	39
Tabulka 4: Objem hydromotorů .....	44
Tabulka 5: Průtoky kapaliny spotřebiči.....	44
Tabulka 6 Analýza významných nebezpečí .....	68
Tabulka 7 Přehled identifikovaných závažných nebezpečí.....	69
Tabulka 8 Seznam závažných nebezpečí .....	71

### 15.2 Seznam obrázků

Obrázek 1: Regulační mechanismus Francisovy turbíny .....	20
Obrázek 2: Natáčení regulačního kruhu Francisovy turbíny [1].....	20
Obrázek 3: Agregát firmy Bosch Rexroth.....	21
Obrázek 4 Příklad agregátu firmy HYDAC [5] .....	22
Obrázek 5: Příklad agregátu firmy Hydroma [6] .....	23
Obrázek 6 Hydraulický agregát firmy HYDROCOM [8].....	24
Obrázek 7: Přehled hydraulických čerpadel [9] .....	25
Obrázek 8: Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [9].....	26
Obrázek 9: Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením [9].....	27
Obrázek 10: Čerpadlo s ozubeným kruhem [9].....	28
Obrázek 11: Šroubové vřetenové čerpadlo [9].....	29
Obrázek 12: Lamelové čerpadlo jednozdvihové, regulovatelné [9].....	30
Obrázek 13: Dvouzdvihové lamelové čerpadlo [9].....	31
Obrázek 14: Radiální pístové čerpadlo s vnitřním pohonem pístů [9].....	32
Obrázek 15: Radiální pístové čerpadlo s vnějším pohonem pístů [9].....	33
Obrázek 16: Axiální pístové čerpadlo se šikmým kruhem [9].....	34
Obrázek 17: Axiální pístové čerpadlo se šikmou osou [9].....	35
Obrázek 18 Schématické uspořádání varianty A.....	37
Obrázek 19 Schématické uspořádání varianty B.....	38
Obrázek 20: Spotřebiče hydraulického systému .....	43
Obrázek 21: Pístový akumulátor [11].....	45
Obrázek 22: Zubové čerpadlo PGE 102 [12] .....	48
Obrázek 23: Elektromotor firmy Hoyer motors HMA3-132M-4 [13].....	50
Obrázek 24: Duplexní filtr firmy HYDAC s označením FMND [14] .....	51
Obrázek 25: Sekundární filtrace OLF 5/15 .....	53
Obrázek 26 Topné těleso firmy Backer elektro [16] .....	54
Obrázek 27 Ruční pumpa firmy Hydropa [17].....	55
Obrázek 28 Výfuková zpětná klapka firmy Gestra [18] .....	55
Obrázek 29 Vzduchový filtr BDE firmy HYDAC [19] .....	56
Obrázek 30 Hladinoměry firmy HYDAC [20].....	56

Obrázek 31 Elektronický hladinoměr ENS firmy HYDAC [21] .....	57
Obrázek 32 Termostat TH 140 firmy Apator Metra [22] .....	57
Obrázek 33 Aquasenzor AS 1000 firmy HYDAC [23] .....	58
Obrázek 34 Pojistný ventil DB12120A firmy HYDAC [24].....	59
Obrázek 35 Pojistné ventily DB4E firmy HYDAC [25] .....	60
Obrázek 36 Zpětný ventil RV10A firmy HYDAC [26].....	61
Obrázek 37 Schématická značka ventilu WSM 10120Y firmy HYDAC [27] .....	61
Obrázek 38 Řez logickým ventilem [9] .....	63
Obrázek 39 Proporcionální ventil 4WRPEH 10 firmy Bosch Rexroth [28] .....	64
Obrázek 40 Blokový diagram .....	67
Obrázek 41 Graf pro odhad rizik [31].....	72

## 16 SEZNAM PŘÍLOH

- PŘÍLOHA 1 Hydraulický agregát pohled 1  
PŘÍLOHA 2 Hydraulický agregát pohled 2  
PŘÍLOHA 3 Hydraulický agregát pohled 3  
PŘÍLOHA 4 Řez hydraulickým agregátem  
PŘÍLOHA 5 Akumulátorová stanice pohled 1  
PŘÍLOHA 6 Akumulátorová stanice pohled 2  
PŘÍLOHA 7 Akumulátorová stanice pohled 3

### SEZNAM VÝKRESŮ

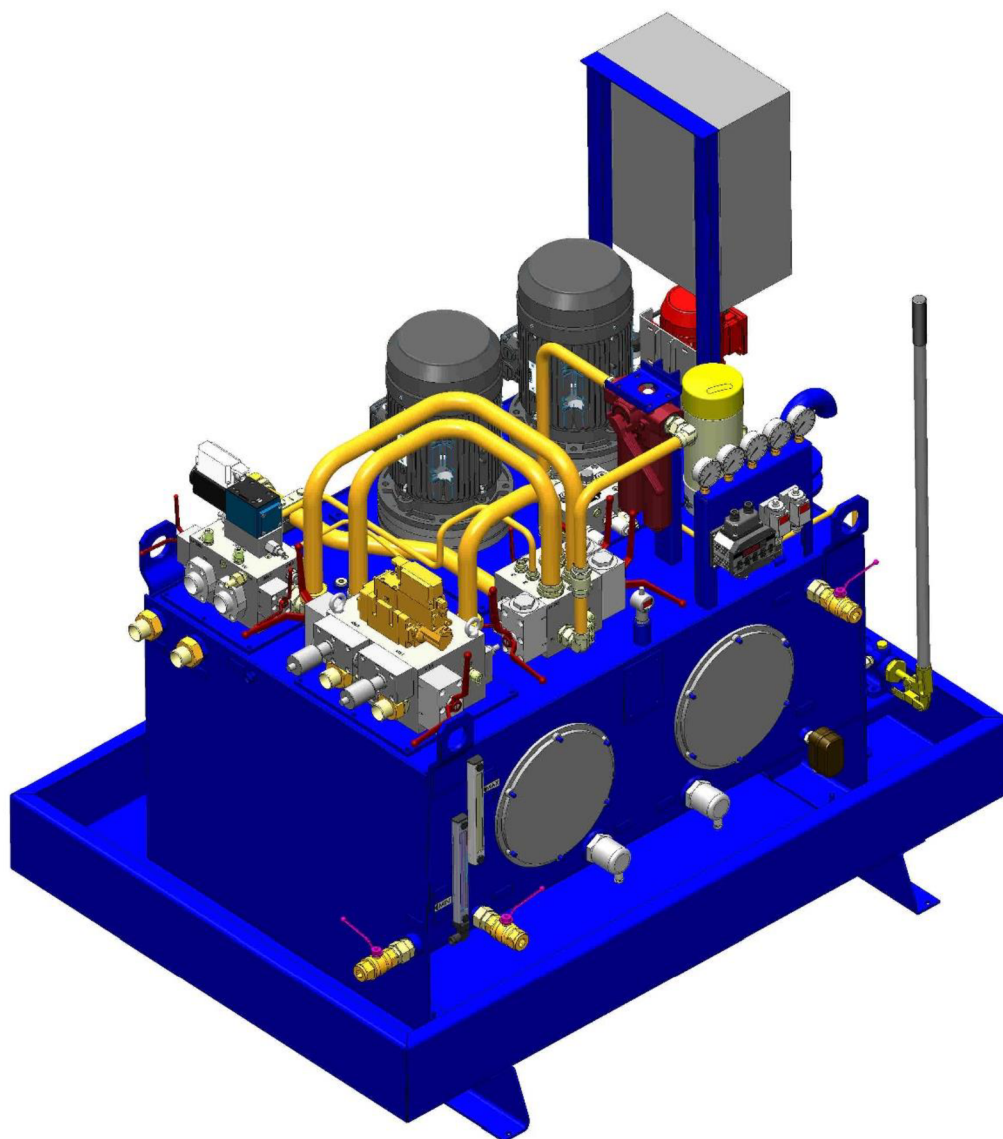
HPU-FRANCIS-T-19-HC 4718447	Hydraulické schéma Kusovník hlavních hydraulických prvků
HPU-FRANCIS-A-19-00	Sestavný výkres akumulátorové stanice
HPU-FRANCIS-T-19-00	Sestavný výkres hydraulického agregátu
HPU-FRANCIS-T-19-01	Konzola filtrace
HPU-FRANCIS-T-19-02	Výztuha konzoly
HPU-FRANCIS-T-19-03	Konzola ruční pumpy
HPU-FRANCIS-T-19-04	Plech filtru
HPU-FRANCIS-T-19-05	Vedení konzoly filtrace



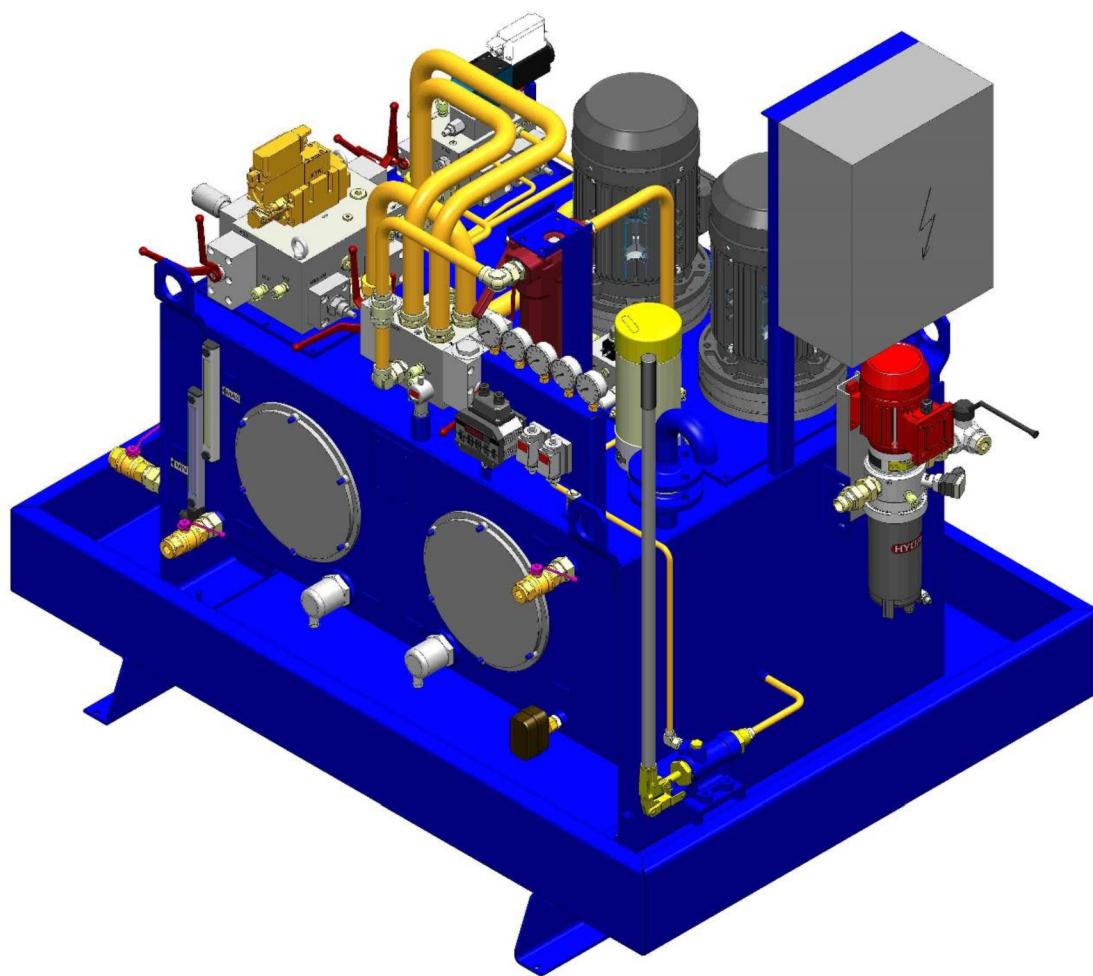


# PŘÍLOHY

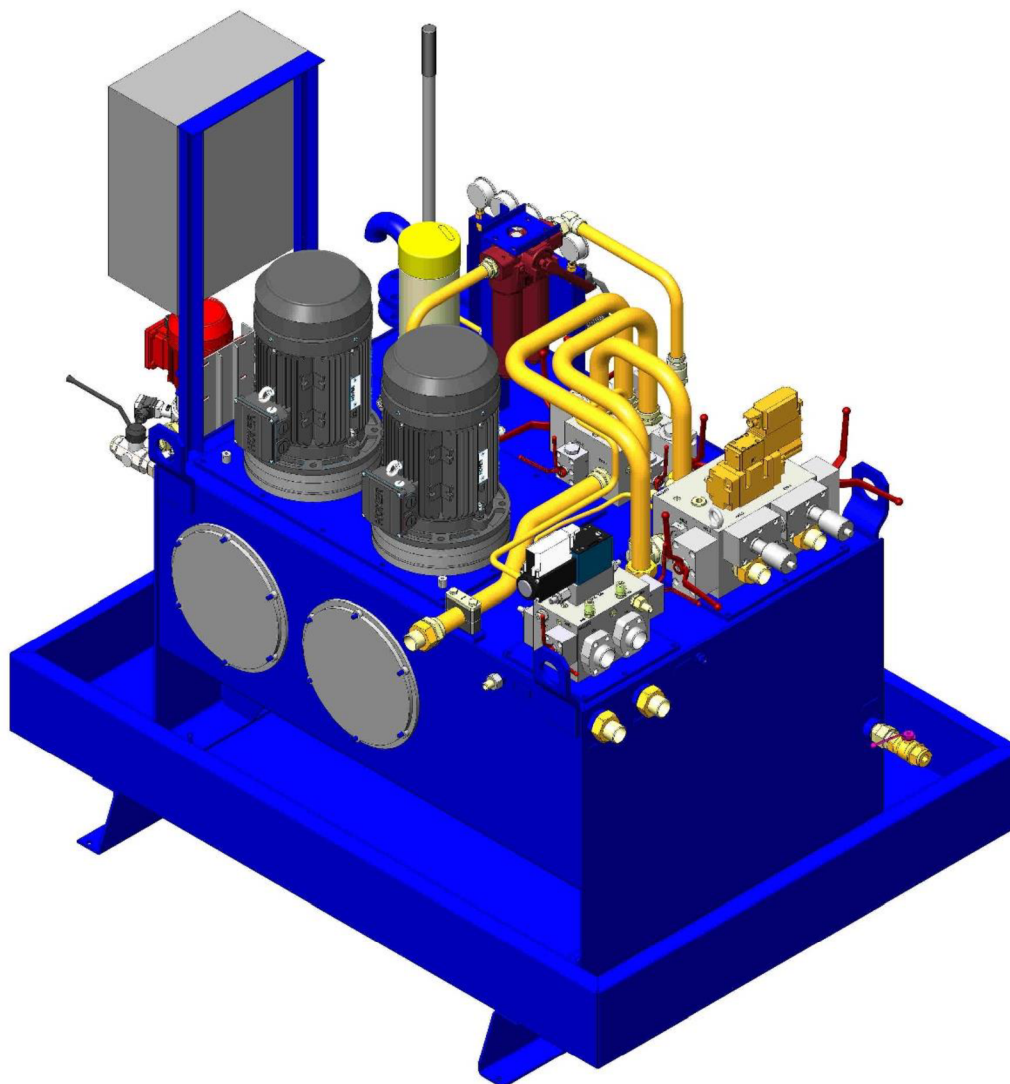
## PŘÍLOHA 1 - Hydraulický agregát pohled 1



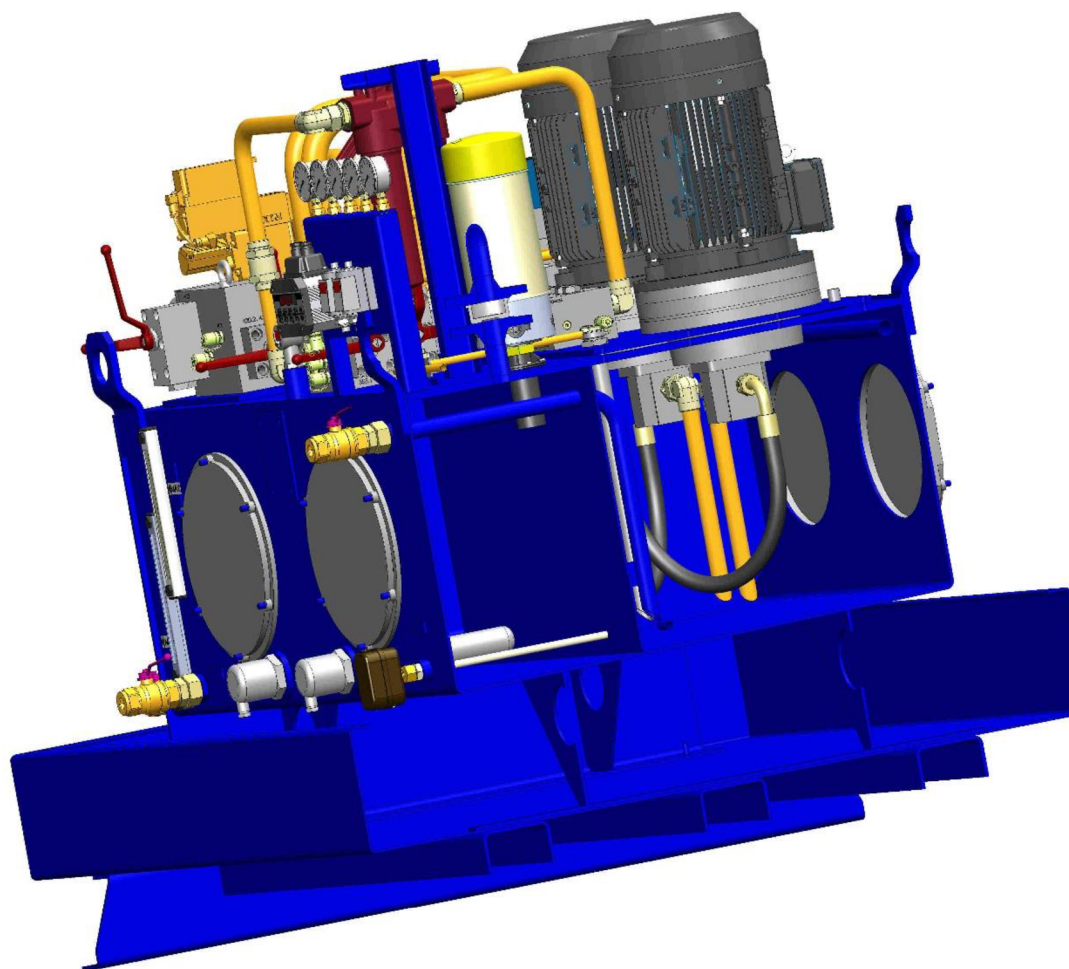
PŘÍLOHA 2 - Hydraulický agregát pohled 2



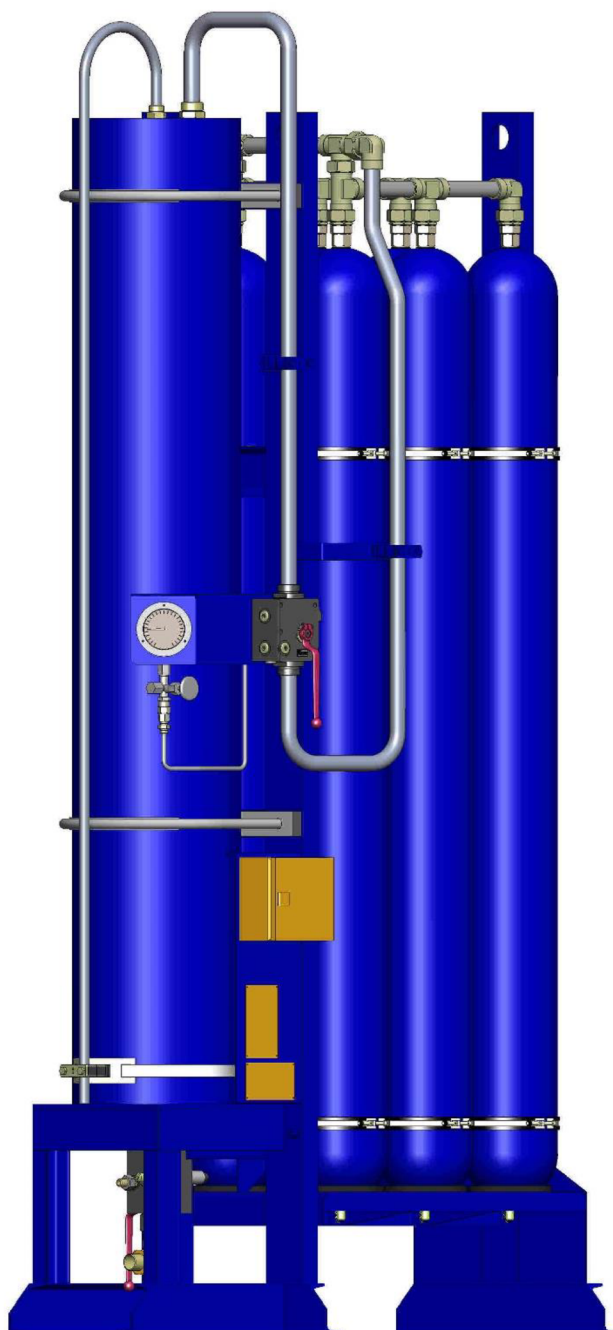
PŘÍLOHA 3 - Hydraulický agregát pohled 3



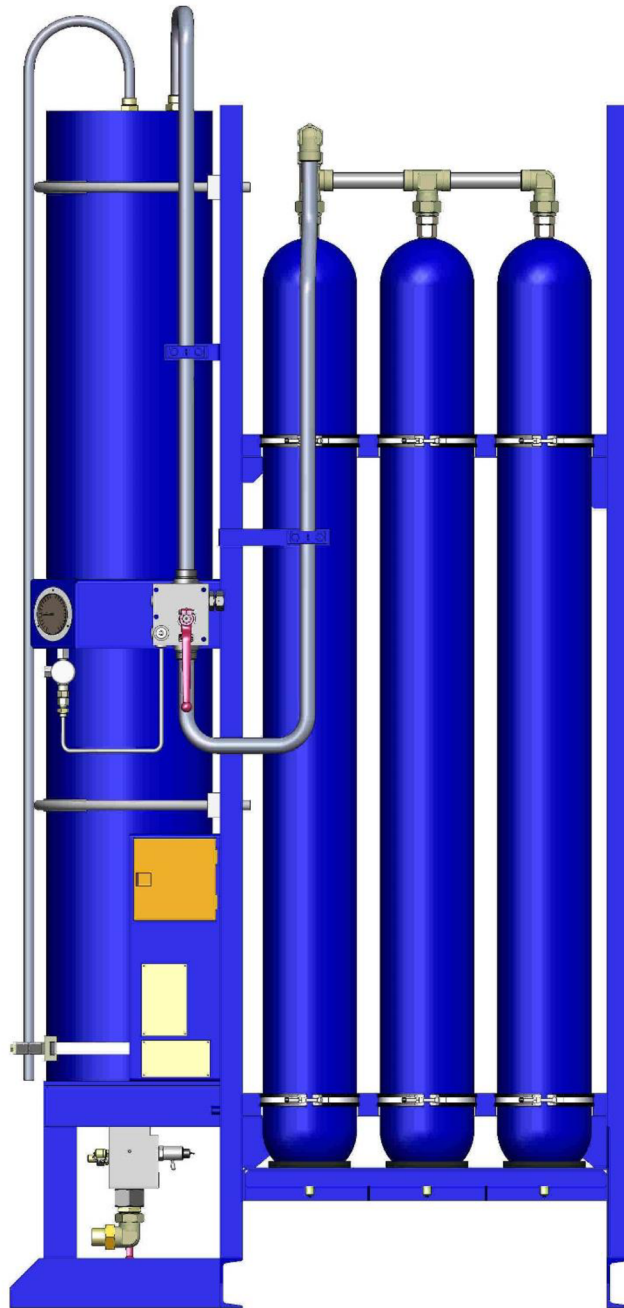
PŘÍLOHA 4 – Řez hydraulickým agregátem



PŘÍLOHA 5 – Akumulátorová stanice pohled 1



PŘÍLOHA 6 – Akumulátorová stanice pohled 2



PŘÍLOHA 7 – Akumulátorová stanice pohled 3

