

# Návrh hydraulického pohonu štípačky dřeva

Jan Strnad

---

Bakalářská práce  
2020



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2019/2020

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan Strnad**  
Osobní číslo: **T190096**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **Kombinovaná**  
Téma práce: **Návrh hydraulického pohonu štípačky dřeva**

### **Zásady pro vypracování**

1. Vypracujte literární řešení dané problematiky na základě doporučené literatury.
2. Zhodnoťte výhody a nevýhody hydraulických pohonů.
3. Navrhněte hydraulický pohon štípačky dřevěné kulatiny pro daný typ a rozměry dřevěné kulatiny.
4. Citujte použitou literaturu.

Forma zpracování bakalářské práce: **Tištěná/elektronická**

**Seznam doporučené literatury:**

1. Pivoňka, J. a kol.: TEKUTINOVÉ MECHANISMY: SNTL Praha, 1987.
2. Peňáz, V., Benža, D.: TEKUTINOVÉ MECHANISMY: VUT Brno, 1990.
3. Kopáček, J., Pavlok, B.: TEKUTINOVÉ MECHANISMY: VŠB-TU Ostrava, 2011.
4. Gandelová, L., Šlezingerová, J., Horáček, P.: NAUKA O DŘEVĚ: MZLU v Brně, 2002
5. Sivák, V. PROJEKTOVÁNÍ HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ: VŠB-TU Ostrava, 1990.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**  
Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2020**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **22. května 2020**

L.S.

---

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D.**  
děkan

---

**prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.**  
ředitel ústavu

## **PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

**Prohlašuji,**

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Výsledkem této bakalářské práce bude pro čtenáře množství obdržených znalostí, které zhodnotí při konstrukci vertikálního štípače dřeva nebo ke správnému výběru štípače při jeho koupi. V teoretické části budou sjednoceny znalosti ohledně rozdělení a použití štípacích strojů a jejich příslušenství. Taktéž si sjednotíme poznatky o hydraulických pohonech, které jsou nedílnou součástí dané problematiky.

V praktické části tyto znalosti využijeme k návrhu vhodného hydraulického pohonu pro dané pracovní podmínky. Bude se brát v potaz druh a velikost štípané dřeviny.

Zvolená vstupní velikost dřeva bude mít délku jeden metr, která je vhodná pro přepravu menším traktorem a maximální průměr čtyřicet centimetrů. Zaměříme se na měkké dřeviny, konkrétně dřevo smrkové. Naštípané dřevo v těchto velikostech bude určeno pro další zpracování na kotoučové pile a sušení.

Klíčová slova: Hydraulický pohon, Hydromotor, Hydraulický obvod

## **ABSTRACT**

The result of this bachelor's thesis will be for the reader the amount of knowledge received, which will be evaluated in the construction of a vertical wood splitter or the correct choice of splitter when buying it. The theoretical part will unify the knowledge about the division and use of splitting machines. We will also unify knowledge about hydraulic drives, which are an integral part of the issue.

In the practical part we will use this knowledge to design a suitable hydraulic drive for given working conditions. The type and size of the wood being cut will be taken into account.

The selected input size of wood will have a length of one meter, which is suitable for transport by a smaller tractor and a maximum diameter of forty centimeters. We will focus on soft woods, specifically spruce wood. Chopped wood in these sizes will be intended for further processing on a circular saw and drying.

Keywords: Hydraulic drive, Hydraulic motor, Hydraulic circuit

Rád bych poděkoval své rodině a svým blízkým za podporu při psaní této bakalářské práce a hlavně bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce doc. Ing. Martinu Vašinovi za vhodný odborný komentář a posouzení v průběhu vzniku této bakalářské práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Obsah

<b>I</b>	<b>TEORETICKÁ ČÁST .....</b>	<b>9</b>
<b>II</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>III</b>	<b>1. CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH ŠTÍPAČŮ .....</b>	<b>12</b>
<b>IV</b>	<b>2. VLASTNOSTI DŘEVA .....</b>	<b>16</b>
<b>V</b>	<b>3. HYDRAULICKÉ SYSTÉMY .....</b>	<b>17</b>
	<b>3.1. UZAVŘENÝ A OTEVŘENÝ HYDRAULICKÝ OBVOD .....</b>	<b>18</b>
	<b>3.2. HYDROSTATICKE PŘEVODNÍKY .....</b>	<b>19</b>
	3.2.1. HYDROGENERÁTOR .....	19
	3.2.2. HYDROMOTOR .....	21
	3.2.3. ROZDĚLENÍ HYDROGENERÁTORŮ A HYDROMOTORŮ DLE JEJICH KONSTRUKCE PRACOVNÍ ČÁSTI: .....	21
	<b>3.4. TLAKOVÉ KAPALINY .....</b>	<b>26</b>
	<b>3.5. ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH KAPALIN .....</b>	<b>27</b>
	3.5.1 VIZKOZITA (VAZKOST) KAPALIN .....	27
	3.5.2. STLAČITELNOST KAPALIN .....	28
	3.5.3. TEPLTNÍ ROZTAŽNOST KAPALIN .....	29
	3.5.4. ODOLNOST PROTI PĚNĚNÍ .....	29
	3.5.5. ODOLNOST PROTI TVOŘENÍ EMULZÍ .....	29
	3.5.6. BARVA OLEJE .....	29
	3.5.7. BOD TUHNUTÍ OLEJE .....	29
<b>VI</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>30</b>
<b>VII</b>	<b>4. DIMENZOVÁNÍ HYDRAULICKÝCH PRVKŮ .....</b>	<b>31</b>
	<b>4.1. PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR .....</b>	<b>31</b>
	<b>4.1.1 KONTROLA VYVÍJENÉHO TLAKU ZVOLENÉHO HYDROMOTORU .....</b>	<b>32</b>
	4.1.2 KONTROLA NA VZPĚR PÍSTNÍ TYČE .....	33
	4.1.3 ZVOLENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU .....	37
	4.1.4. TECHNICKÉ PODMÍNKY ZVOLENÉHO HYDROMOTORU .....	37
	<b>4.2 VOLBA A VÝPOČET HYDROGENERÁTORU .....</b>	<b>37</b>
	4.2.1 REÁLNY PRŮTOK A RYCHLOST POHYBU PÍSTNICE .....	40
	4.2.2. VÝPOČET PRACOVNÍHO ČASU HYDROMOTORU .....	41
	<b>4.3. PÁKOVÝ HYDRAULICKÝ ROZVÁDĚČ .....</b>	<b>41</b>
	<b>4.4 VOLBA NÁDRŽE HYDRAULICKÉ KAPALINY .....</b>	<b>43</b>
	<b>4.5. VOLBA HYDRAULICKÉHO OLEJE .....</b>	<b>43</b>
	<b>4.6. HYDRAULICKÉ VEDENÍ A VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT .....</b>	<b>44</b>

4.6.1. VÝPOČET SVĚTLOSTI VEDENÍ HYDRAULICKÉ KAPALINY TLAKOVÉHO POTRUBÍ .....	44
4.6.2. VÝPOČET SVĚTLOSTI ZPĚTNÉHO POTRUBÍ .....	45
4.6.3. VÝPOČET SVĚTLOSTI SACÍHO POTRUBÍ .....	45
4.6.4. VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT NA POTRUBÍ .....	45
<b>4.7. FILTRAČNÍ PRVKY .....</b>	<b>47</b>
<b>4.8. PŘÍMO ŘÍZENÝ POJISTNÝ VENTIL .....</b>	<b>48</b>
<b>4.9. VÝPOČET CELKOVÝCH ZTRÁT HYDRAULICKÉHO OBVODU.....</b>	<b>48</b>
<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>50</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>51</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>53</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>55</b>
<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>56</b>



# **TEORETICKÁ ČÁST**

## ÚVOD

Hydraulické mechanismy a systémy jsou hojně rozšířeny do mnoha odvětví průmyslu. Dnešní kvalita a přesnost výroby strojních součástí vede ke zvyšování účinnosti mechanismů. V minulosti často používané lanové převody postupem času nahradily bezpečnější a výkonnější hydraulické obvody a systémy.

Jejich nejčastější využití a hlavní výhody jsou tam, kde je zapotřebí dosáhnout vysokých momentů, přesné řízení rychlosti a velkého poměru výkonu k hmotnosti a rozměru zařízení. Vhodné jsou i pro použití v méně přístupných místech strojů a zařízení. Každý stroj nebo mechanismus má i méně výhodné stránky. Zde bychom mohli zmínit větší náročnost na konstrukci díky snižování vůlí a zvyšování účinnosti mechanismu, vyšší požadavky na čistotu kapaliny průběhu provozu nebo netěsnost systému a úniky minerálních olejů do okolí stroje.

V počátcích se s výhodou využívali například při hornických pracích a dolování. Dnešní využití v praxi hydraulických mechanismů je skutečně na každém místě a při běžném životě se s nimi dennodenně shledáváme. Například v automobilu je využití v brzdové soustavě nebo při tlakovém mazání motoru. Dokonce i moderní jízdní kola mohou být opatřeny hydraulickými brzdami, které se vyznačují větším brzdícím účinkem. Doslova nezbytným, v moderní době, je využití hydrauliky v nákladních vozech nebo bagrů a jeřábové techniky. Taktéž ve strojírenství, obrábění a konstrukci obráběcích strojů hraje hydraulika významnou roli.

Hydraulický (kapalinový) mechanismus můžeme popsat jako zařízení využívající převod mechanické energie na objemovou (tlakovou) energii a její opětovnou přeměnu zpět na mechanickou energii. Pro přenášení energie je využito kapaliny, která může být nositeli více druhů energie.

Historie hydraulických mechanismů sahá do konce osmnáctého století, když si v roce 1795 Joseph Bramah patentoval hydraulický lis. Byl založen na Pascalově zákoně, který se v hydromechanice a pneumatice používá dodnes.

Dále se v této bakalářské práci budu zabírat konkrétní aplikací hydraulického mechanismu, který bude sloužit k ovládání štípacího stroje na dřevo. Hydraulický prvek vnášející energii do systému bude zubové čerpadlo umístěné v uzavřeném hydraulickém obvodu. Pro transformaci objemové energie na mechanickou využijeme přímočarého hydromotoru a na jeho pístnici umístěný štípací trn.

Těžba dřevin probíhá od nepaměti a je jen na člověku, jak si tuto těžkou práci dokáže ulehčit. Jako dřevo takové se zpracovává více způsoby. V tomto díle se budeme zajímat o dřevo předem nařezané na metrovou délku s průměrem do třiceti pěti centimetrů, vhodné pro převoz malým traktorem. Bude určené pro schnutí a následné zpracování na kotoučové pile.

Často můžeme u rodinných domů narazit na vytápění pomocí krbových kamen. Je to jednoduché. Dřevo jako palivo je u nás poměrně dostupná a oblíbená surovina, která se v hojném počtu vyskytuje v našem okolí. Náklady na vytápění rodinných domů pomocí využití jiných možností, které mohou být například elektřinou nebo plynem, jsou poněkud cenově méně atraktivní nebo méně účinné. V nedávné době se instalují i tzn. tepelná čerpadla, která mají sice levný chod (po rozpočítání dle životnosti) ale vysokou prvotní investici.

Pokud bychom chtěli sáhnout po variantě s nízkou cenovkou, v tomhle případě přichází volba zpracování dřeva své pomocí. V našem případě štípání pomocí hydraulických štípaček. Pro náš případ jsem zvolil vertikální hydraulickou štípačku s třífázovým elektromotorem a otevřeným hydraulickým obvodem.



Obr. 1: Vertikální štípač dřeva [2]

## 1. CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH ŠTÍPAČŮ

V aktuální nabídce hydraulických štípačů najdeme spoustu druhů a variant od hobby po profesionální dřevozpracovatelská zařízení. Profesionální štípačky se od těch hobby strojů liší převážně vyšším štípacím tlakem a z důvodu předpokládaného vyššího zpracovaného objemu dřeva taktéž nízko položenou základnou, u které odpadá zvedání těžkého materiálu do pracovního místa stroje. Se zvedáním materiálu nebo jeho před přípravou je spojen pojem automatizace, při kterém se snižuje náročnost lidské práce, a některé pracovní úkony si stroj vykonává sám.

Z původní myšlenky ulehčení práce strojem, který se ve svých počátcích hojně využíval u traktorů, jsme se postupným vývojem posunuli až ke štípacím strojům běžně dostupných pro domácí podmínky.

Principem štípání dřeva na hydraulickém štípači se rozumí vtlačení ocelového klínu do dřeva zvolené délky, kde klín upevněný na pístnici koná hlavní pohyb a vniká do dřeva. Jeho působením vzniká ve dřevě odpor proti vniknutí klínu a po překonání této meze dochází k rozdělení dřeva na dvě nebo více částí podle typu použitého štípacího klínu.

Každý hydraulický štípač se skládá z několika částí. Následující popis bude vztažen na nejběžněji používaný typ vertikální hydraulické štípačky (Obr. 1). Jeho základem je základový rám, na kterém bývá zpravidla umístěné veškeré vybavení. V dolní části základny je umístěná nádrž s hydraulickou kapalinou, nad kterou je uchycena a zajištěna universální štípací plotna. Její universálnost spočívá v možnosti úpravy výšky polohy plotny, která umožní štípání kratších kusů dřeva. Nejčastěji se můžeme setkat se třemi polohami. Běžně jsou stroje konstruovány s nízko položenou základnou a nádrž s hydraulickou kapalinou je umístěná za nosný rám stroje. Štípací stroje a jejich rámy jsou dostatečně tuhé a bytelné, avšak tyto vlastnosti se promítnou do celkové hmotnosti. Pro zlepšení mobility jsou vybaveny kolečky a přídržovacími madly. V zadní části je dále umístěný hydrogenerátor a elektromotor. Ve výšce pasu jsou umístěné ovládací a bezpečnostní prvky.

Štípací stroje můžeme rozřadit do následujících skupin podle:

Polohy štípaného dřeva:

- horizontální

-štípané dřevo je v horizontální poloze. Tyto stroje jsou často kompaktnější ale taky méně výkonné. Uplatnění najdou pro rozměrově menší štípaný materiál. Možnou nevýhodou může být zvedání polena do pracovní části stroje. Štípací tlak se pohybuje okolo 5-7 tun.



Obr. 2: Horizontální hobby štípačka dřeva Vari 5 ton super force [3]

- vertikální

-štípané dřevo je ve vertikální poloze. Stroje jsou v porovnání s horizontálními štípači výkonnější ale i těžší kvůli nezbytné tuhosti rámu. Vyznačují se vyšším štípacím tlakem, který se pohybuje okolo 8 až 23 tun a též možností štípaní většího průměru materiálu. Ten může dosahovat průměru až čtyřicet centimetrů.

Stupně automatizace:

- manuální
  - přísun dřeva do pracovní oblasti stroje je čistě manuální a rychlost závisí na fyzické zdatnosti obsluhy. Zde můžeme zařadit hojně rozšířené vertikální a horizontální štípače bez dopravníku a podavače kulatiny.
- poloautomatické
  - stroj je vybaven dopravníkem dřeva, avšak nakládku dřeva na dopravník zajišťuje obsluha stroje. Stroje jsou více sofistikovanější a ve své výbavě mají často motorovou pilu pro krácení dřeviny.



Obr. 3: Poloautomatický štípač Varimatic 300 [4]

- automatické
  - stroj je vybaven zásobníkem dřeva a pásovým dopravníkem pro dopravu surového dřeva do pracovního prostoru. Zásobník dřeva je umístěný většinou po levé straně stroje, na který se pomocí hydraulického ramene nákladního vozu kupí dlouhé klády dřeva. Základna zásobníku může být nakloněná a díky zemské gravitaci se dřevo posunuje k podávacímu pásu nebo hydraulicky ovládaná. Poté si stroj dřevo posunuje do své pracovní části,

kde si pomocí řetězové pily nařeže dřevo na délku nastavenou podle dorazu. Nařezané dřevo ihned spadne do štípacího prostoru, což dovoluje posun a řezání dalšího kusu dřeva. Díky tomu se razantně zkracují prostoje stroje. Takto připravené dřevo se protlačí skrze štípací trn a dalším pásovým dopravníkem dopravuje na odběrné místo. Tyto stroje jsou, co se týká pořizovací ceny nejnákladnější a jejich hlavní využití je firmách pro velkoobjemové zpracovávání palivového dřeva.



Obr. 4: Profesionální automatický štípač dřeva Hakki-Pilke 50 Pro [5]

Pohonné jednotky stroje:

- elektrické
  - méně výkonnější stroje bývají osazeny jednofázovým motorem, rozměrově větší štípačky pak třífázovým motorem.
- se spalovacím motorem
  - tyto stroje disponují vyšším štípacím tlakem a jejich využití je tam, kde není možnost připojení k elektrické síti.
- s připojením na vývodový hřídel traktoru
  - štípačka se zavěsí do třibodového systému traktoru a připojí se na vývodový hřídel, který má buď 540 nebo 820ot/min. Výhodou je dobrá mobilita.

## 2. VLASTNOSTI DŘEVA

Pro nás nejdůležitější vlastnost dřeviny, kterou budeme využívat při našem výpočtu, bude velikost míry odolnosti proti vniknutí klínu - štípání. Míra odolnosti je závislá na vlhkosti dané dřeviny a na rovině štípání, které jsou znázorněny v tabulce č. 1.

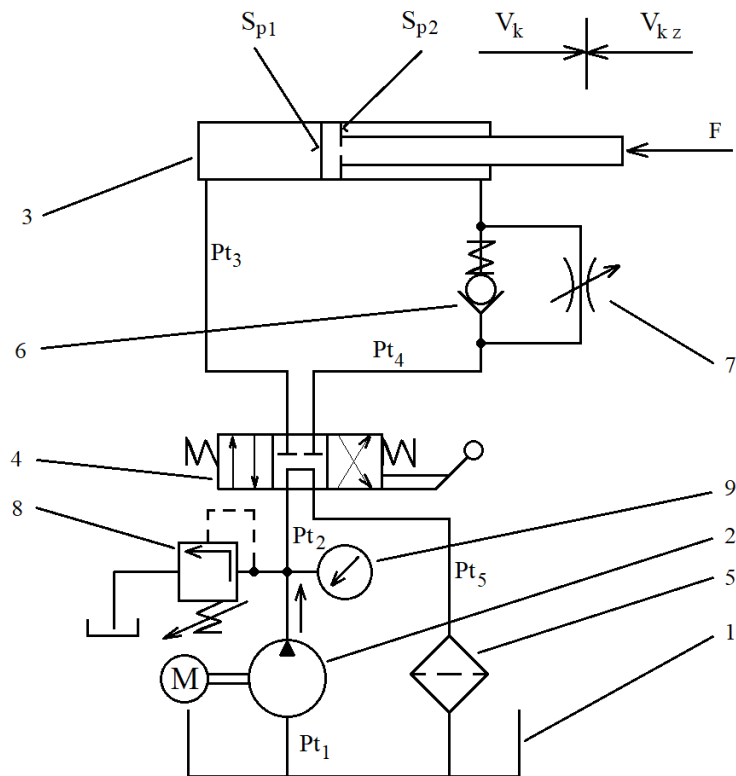
Druh dřeva	Odolnost proti štípání $R_w$ [MPa]			
	Radiální rovina		Tangenciální rovina	
Vlhkost	12% (suché)	>30% (mokrý)	12% (suché)	>30% (mokrý)
Modřín	0,26	0,16	0,26	0,16
Borovice	0,22	0,14	0,22	0,14
Smrk	0,18	0,11	0,18	0,11
Akát	0,40	0,25	0,53	0,32
Jasan	0,43	0,27	0,45	0,27
Dub	0,32	0,20	0,44	0,27
Buk	0,33	0,20	0,50	0,30
Habr	0,41	0,25	0,55	0,34
Topol	0,19	0,12	0,25	0,16

Tab. 1: Odolnost dřeva vůči štípání [8] [9]



### 3. HYDRAULICKÉ SYSTÉMY

Hydraulický systém je seskupení hydraulických prvků zajišťující požadovanou funkci.



Obr. 5: Základní schéma hydraulického obvodu [1]

1. Zásobník hydraulické kapaliny podle schématu s otevřeným hydraulickým obvodem má vícero využití. Díky většímu obsahu hydraulické kapaliny v nádrži není v systému z pravidla nutné využití chladiče, protože při běhu mechanismu je větší část kapaliny v zásobníku a lépe se chladí.
2. Hydrogenerátor poháněný elektromotorem sloužící jako vstupní prvek mechanické síly, který odebírá kapalinu z nádrže a potrubím a hadicemi ji dopravuje ke spotřebiči.
3. Hydromotor poháněn objemovou silou kapaliny sloužící jako výstupní prvek pro transformaci objemové síly na mechanickou. Zde se jedná o jednostranný píst.
4. Šoupátkový rozdělovač ručně ovládaný pákou mající tři polohy. První poloha zleva pohybuje pístem ve směru  $v_1$  a z pravé části pístu se kapalina vytlačuje zpět do nádrže. Střední poloha šoupátka je základní a zajištěna pomocí pružin umístěných

na obou stranách šoupátka. Kapalina protéká přes filtr zpět do nádrže a poloha pístu se nemění. Pravá poloha šoupátka reverzuje pohyb pístu zpět do výchozí polohy a kapalina z pravé části pístu se vrací zpět do nádrže.

5. Filtr pro kontinuální čištění kapaliny nezbytný pro bezproblémový chod a životnost hydraulických prvků.
6. Jednosměrný ventil umožňující průtok kapaliny v jednom směru. Ventil je zajištěn pružinou, která klade slabý odpor (v porovnání se škrťicím ventilem).
7. Škrťicí ventil sloužící k řízení rychlosti pohybu hydromotoru. Princip řízení rychlosti spočívá ve zmenšování průřezu kanálku, kudy proudí kapalina. Nevýhodou tohoto řešení je zvyšování vzniku tepla a ohřev kapaliny v místě omezování doprovázené další ztrátou energie přeměnou tlakové energie na teplo.
8. Pojistný ventil nastaven na tzv. pojistný tlak chrání obvod před poškozením díky nadměrnému tlaku. Při průtoku ventilem vznikají přeměnou tlakové energie na teplo tlakové ztráty a zvyšuje se teplota proudící kapaliny.
9. Tlakoměr indikující aktuální tlak kapaliny v obvodu.
  - $P_{t_1}$       sací potrubí
  - $P_{t_{2,3,4}}$     tlakové potrubí
  - $P_{t_5}$       zpětné (odpadní) potrubí

### 3.1. Uzavřený a otevřený hydraulický obvod

Otevřeným hydraulickým obvodem se rozumí obvod, kdy kapalina vykoná svou práci a vrací se zpět do nádrže. Nevýhodou se může zdát potřeba většího množství kapaliny a zvýšené tendence k pěnění. Velká volná plocha hladiny vede k vyššímu pohlcování vzduchu a je nutno využít účinného odvzdušňovacího zařízení. Výhoda otevřeného obvodu je pak díky větším objemům kapaliny v nádrži účinnější chlazení a sedavost nečistot na dno nádrže. Vhodné je využití filtrace pro spolehlivější chod hydraulických prvků. Uplatnění najdou u průmyslových zařízení, které jsou stabilně uloženy.

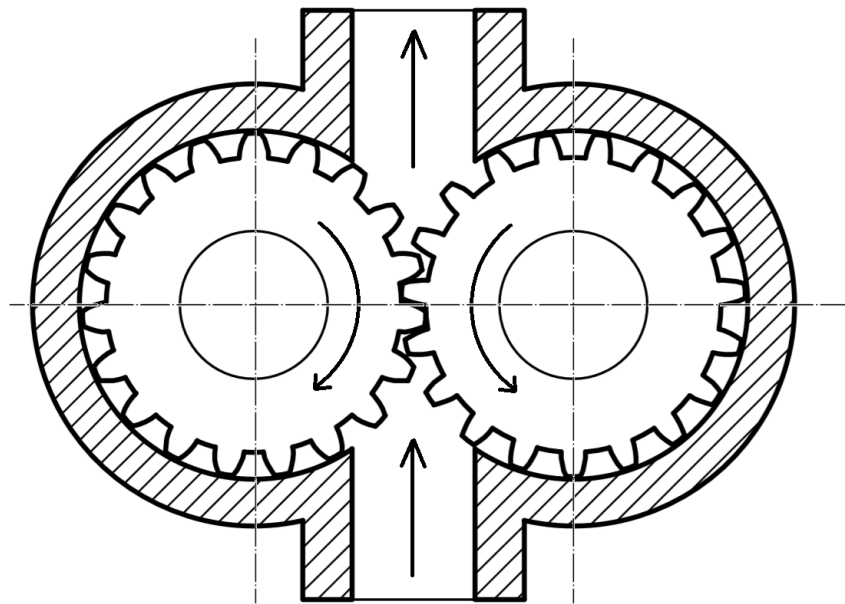
Uzavřený hydraulický obvod se vyznačuje oproti otevřeným obvodům nižším objemem kapaliny potřebného k chodu mechanismu. Kapalina se dokola přečerpává z jedné strany hydromotoru na druhou a je více ohřívána. Pokud vznikne v obvodu netěsnost a únik

kapaliny, je nutno ji doplnit. Abychom předešli vzniku vzduchových bublin, které zásadně ovlivňují chod a funkci mechanismu jsou v obvodu zapojeny ventily, kterými se přičerpává kapalina. Výhodné využití uzavřeného obvodu je v mobilních hydraulických zařízeních.

## 3.2. Hydrostatické převodníky

### 3.2.1. HYDROGENERÁTOR

V hydraulickém obvodu hydrogenerátor zaujímá pozici mechanismu, který do obvodu přivádí určité množství hydraulické kapaliny a vytváří tak objemový tlak. Tento tlak je dále rozváděn pomocí vysokotlakého potrubí a hadic.



Obr. 6: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

O pohon samotného převodníku se stará pohonná jednotka, kterou může být elektromotor nebo spalovací motor připojená hřídelí k danému hydrogenerátoru.

Jeden z hlavních kritérií pro volbu vhodného hydrogenerátoru budou pracovní otáčky a s ním spojený průtok kapaliny vztahený na jednu otáčku. [1] Ze vztahu

$$Q = Vn \quad (1)$$

zjistíme, že teoretický průtok kapaliny je přímo úměrný geometrickému objemu převodníku násobený počtem otáček za jednu minutu.

Úpravou výrazu dostaneme vztah pro výpočet počet otáček.

$$n = \frac{Q}{V} \quad (2)$$

Avšak tento výpočet průtoku je pouze teoretického charakteru a nejsou při výpočtu započítány průtokové ztráty. Skutečnost je taková, že každý převodník má průtokové ztráty, ztráty mechanicko-hydraulické, do kterých řadíme například ztráty mechanickým a kapalinovým třením, ztráty hydrodynamické a vířivé. Skutečný výstupní průtok  $Q_1$  je tedy menší než teoretický průtok  $Q$ ,  $\eta$  vyjadřuje průtokovou účinnost, a vypočítá se pomocí vztahu [1]:

$$Q_1 = Q\eta_Q \quad (3)$$

Ztráty hydraulicko-mechanické vyjádříme tlakovou účinností  $\eta_p$ , která je definovaná poměrem teoretického hnacího momentu  $M$  k momentu skutečnému.

$$\eta_p = \frac{M}{M_1} \quad (4)$$

Skutečný hnací moment hydrogenerátoru je zdán vztahem:

$$M_1 = \frac{10^6 V p}{2\pi\eta_p} \quad (5)$$

Celkovou účinnost vypočítáme součinem tlakové a průtokové účinnosti  $\eta$ , která je charakterizovaná poměrem výstupního výkonu  $P_1$  a vstupního příkonu  $P$ :

$$\eta = \eta_Q \eta_p = \frac{P_1}{P} \quad (6)$$

Výstupní výkon hydrogenerátoru je dán vztahem:

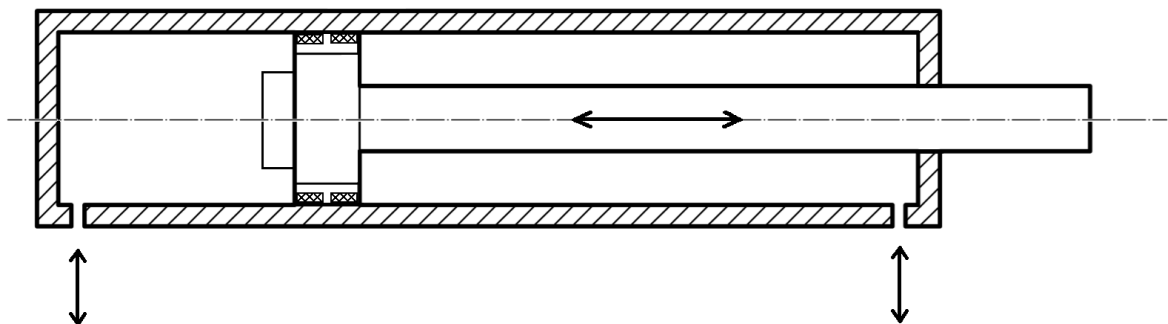
$$P_1 = 10^3 p Q_1 \quad (7)$$

Vstupní výkon (příkon) hydrogenerátoru je dán vztahem:

$$P = 2\pi M_1 n = \frac{10^6 p V n}{\eta_p} \quad (8)$$

### 3.2.2. HYDROMOTOR

Hydromotor je hydraulický prvek, který transformuje tlakovou sílu kapaliny na mechanickou sílu. Mechanickou silou se rozumí přímočarý pohyb, od kterého jsou odvozeny pístové hydromotory, dále může být transformace tlakové síly na rotační pohyb a pohyb kývavý. Svou konstrukcí se téměř neliší od hydrogenerátorů a podstatná část z nich jde bez úprav i jako hydrogenerátory použít.



Obr. 7: Hydromotor s diferenciálním pístem a tlumením na jedné straně

### 3.2.3. Rozdělení hydrogenerátorů a hydromotorů dle jejich konstrukce pracovní části:

V praxi se používají dva základní typy čerpadel. Čerpadla, která samotná dokáží nasávat kapalinu přímo z nádrže kapaliny a čerpadla, která zpravidla vyžadují určitý plnicí tlak, který se může pohybovat v rozmezí od 0,05 MPa až do 1,5MPa. [1]

Dále hydrogenerátory a hydromotory můžeme rozřadit do následujících základních skupin:

### 3.2.3.1. Zubové

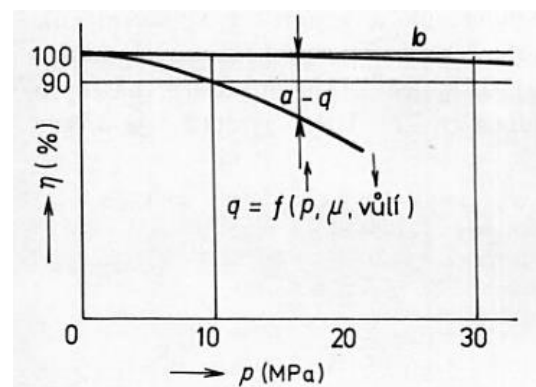
Nejčastěji využívaný druh hydraulického převodníku, který spadá do kategorie neregulovatelných hydrogenerátorů díky neměnnému geometrickému obsahu pracovní části, viz.: Obr. 6. Zubové převodníky nevyžadují žádný plnicí tlak a mohou být konstruovány s vnitřním ozubením nebo vnějším ozubením.

Výhodou zubových převodníků s vnitřním ozubením je pozvolnější plnění a vyprazdňování pracovní části převodníku, které vede k nižší pulzaci průtoku a hlučnosti.

Na celkový průběh oběhu kapaliny má velký vliv i geometrická konstrukce zubů převodníku. S výhodou nízké ekonomické nákladnosti výroby se používají přímé zuby s evolventním zaoblením.

Do pracovních tlaků o hodnotě 6,3 MPa lze použít jednoduchých konstrukcí bez vymezování vůlí. Výhoda použití převodníků s šikmými zuby je nízká pulzace a tišší chod avšak nevýhodou se stává vlivem šikmých zubů vznik axiálních sil, které se musí zachytit. Jeden ze způsobů zachycení vzniklých axiálních sil může být použití převodníků s šípovým ozubením, nicméně je tohle řešení málo využívané z důvodu vyšší náročnosti na výrobu. [6]

Křivka označená písmenem „a“ značí vliv provozního tlaku kapaliny vztažené k účinnosti převodníku. Vlivem vůlí mezi ozubeným kolem a statorom dochází k tlakovým ztrátám. Tomuto jevu lze předcházet úpravou konstrukce statoru, kdy při zvýšeném tlaku samočinně dochází ke zmenšení vůlí a účinnost se mění pozvolným tempem, které je v grafu označeno písmenem „b“. [7]



Obr. 8: Vliv objemového tlaku na velikost účinnosti zubového převodníku [7]

### 3.2.3.2. Pístové

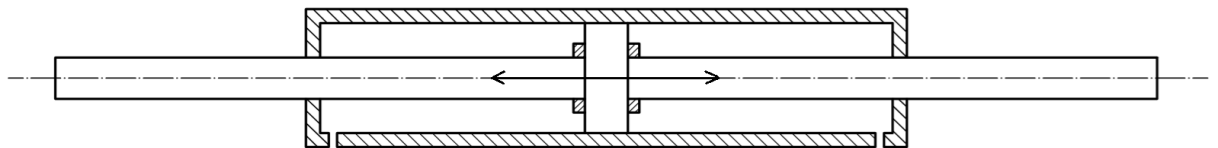
Dle prostorového uspořádání se pak dále dělí na rotační převodníky axiální, radiální a řadové.

Přímý pístový hydromotor svojí konstrukcí spadá mezi základní a nejjednodušší hydromotory (spotřebiče). Hlavními částmi přímočarého motoru viz.: Obr. 7 je hydraulický válec vhodně dimenzovaný pro pracovní tlak kapaliny s povrchovou úpravou podle použité hydraulické kapaliny a často pro snížení tření je vnitřní povrch honován či lapován. Píst je vybaven těsněním a případně tlumením na jedné nebo obou stranách pro snížení rázů při dojezdu pístu na čelo válce. Pístnice je často povrchově kalena a opatřena povrchovou úpravou pro zmenšení tření a zvýšení odolnosti proti korozi. Jednočinný motor má dvě příruby, z nichž jedna je s otvorem pro pohyb pístnice, dvojčinné motory pak mají otvory na obou přírubách. [1]

- s jednostrannou pístnicí

-vratný pohyb pístu do výchozí polohy je zajištěn pružinou nebo u hydromotorů s diferenciálním pístem hydraulickou kapalinou (viz.: Obr. 7)

- s oboustrannou pístnicí

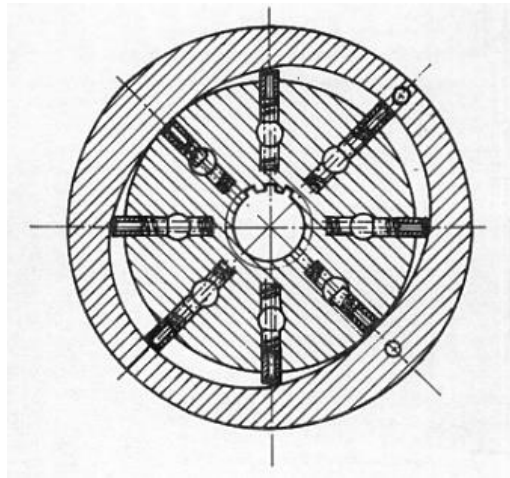


Obr. 9: Hydrostatický převodník s oboustrannou pístnicí a tlumením na obou stranách

- radiální pístové převodníky

Radiální pístové převodníky mají uspořádány písty kolmo k ose otáčení nebo nakloněné o více než  $45^\circ$ . Jejich výhodou je možnost práce při vysokých hodnotách tlaků. Převodníky s písty umístěnými v rotoru mají často možnosti měnit hodnotu excentricity uložení. Různé velikosti radiálních převodníků byly vhodné pro použití od malých geometrických objemů

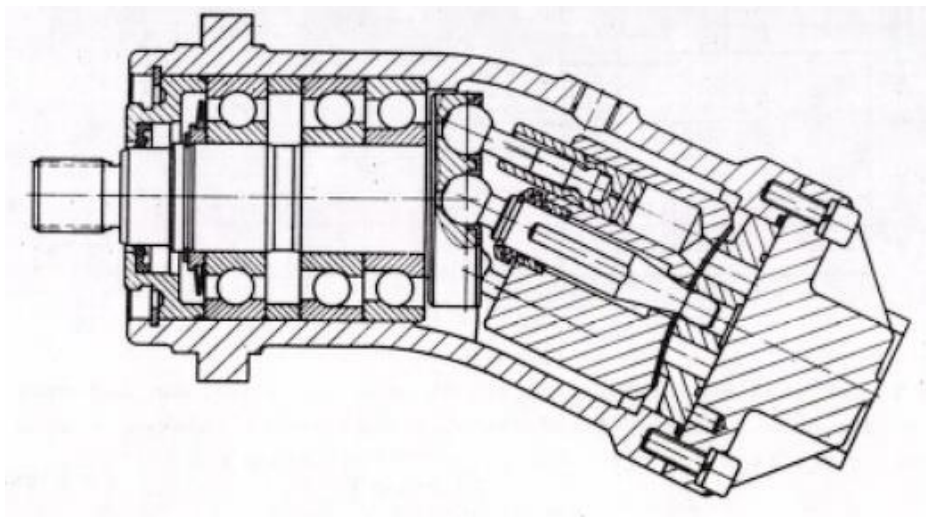
$10 \cdot 10^{-6} m^3$  až po tlaky pohybujících se v rozmezí 30 – 40 MPa nebo pro práci s velkými geometrickými objemy zejména do  $300 \cdot 10^{-6} m^3$  a maximálního tlaku 20 – 25 MPa.



Obr. 10: Radiální pístový převodník s písty uloženými v rotoru [7]

- axiální pístové převodníky s nakloněným blokem válců

K rozvodu kapaliny zde dochází šoupátkovým způsobem, kdy je pohyb šoupátky vyvolaný ojnicemi uložených v kulových kloubech. U tohoto převodníku dochází k přenosu kroutícího momentu a to buď pomocí ojnice, středového kardanového hřídele nebo záběrem kuželového soukolí.



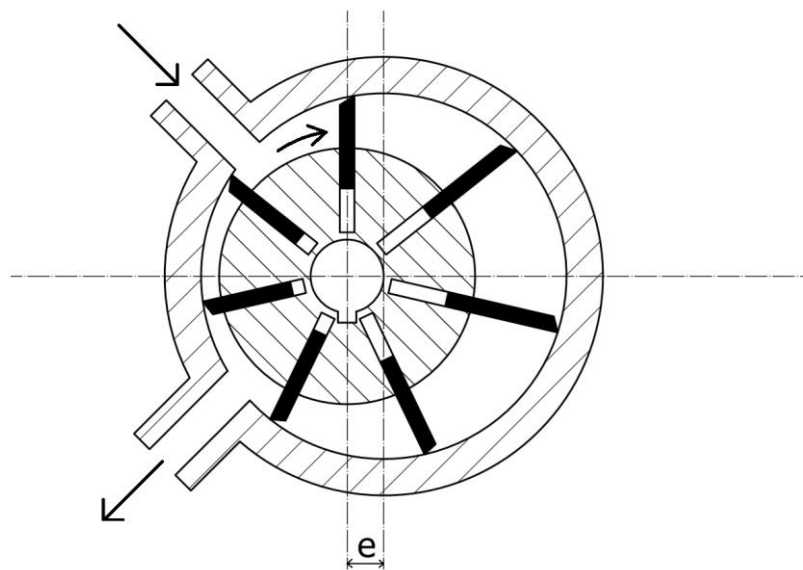
Obr. 11: Axiální pístový převodník s nakloněným blokem válců [6]



### 3.2.3.3. Lamelové

Pokud mají možnosti měnit polohu rotoru, řadíme je do tzv. regulovatelných převodníků. Regulace dosáhneme změnou excentricity rotoru vůči statoru.

Excentricky uložený válcový rotor převodníku vůči statoru, na kterém jsou umístěny lamely se schopností zasunovat se do rotoru, vytváří tak rozdílný geometrický obsah pracovní části při vstupu a výstupu kapaliny. Lamely jsou posuvně uloženy v rotoru a jsou tlakem pružin vysouvány.



Obr. 12: Lamelový hydrogenerátor, excentricky uložený

Lamelové převodníky excentrické uložené mají v praxi běžně používané provozní tlaky v rozmezí 10-16 MPa. Geometrická velikost objemů se pohybuje mezi  $10 - 150 \cdot 10^{-6} m^3$ . Souose uložený lamelový převodník (vyvážený) dosahuje, v praxi používaných tlaků 10-20 MPa a objemů od  $2,5 - 450 \cdot 10^{-6} m^3$ . [6]

### 3.2.3.4. Šroubové

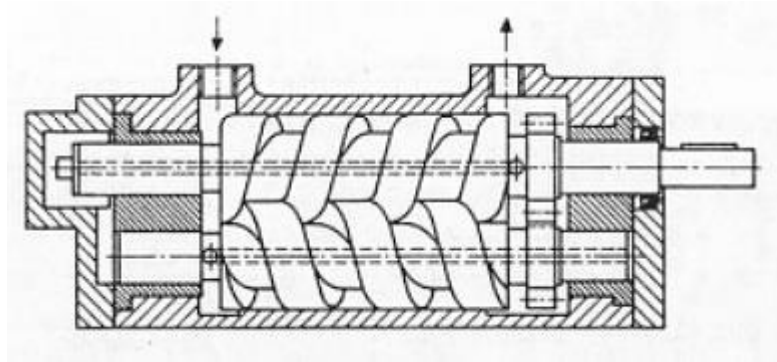
Šroubových převodníků se provádí v několika variantách. Nejjednodušší konstrukcí se vyznačují jedno-vřetenové generátory, které se využívají pro dopravu kapalin. V hydraulickém mechanismu najdou uplatnění dvou a tří vřetenové převodníky.

Přivedená kapalina do sacího otvoru se dostává do pohybu díky otáčejícím se vřetenům, která mají na své válcové ploše umístěné šroubovice o určitém stoupání. Typické provedení profilu šroubovice je ve tvaru obdélníkovém nebo lichoběžníkovém. Pro náročné podmínky se využívá profil cykloidní nebo evolventní. Průtok kapaliny je konstantní a bez pulzace. [6]

Těsnost šroubových převodníků se dá zvýšit počtem závitů, a proto se pro vyšší tlaky používá delších vřeten.

Z hlediska pracovních tlaků se dále dělí:

- nízkotlaké: pro tlaky 1,5-2 MPa
- středotlaké: 5-8 MPa
- vysokotlaké: 15-20 MPa



Obr. 13: Dvouvřetenový šroubový hydrogenerátor [6]

Vzhledem k velmi dobrým sacím schopnostem může být vstupní tlak až  $-0,05$  MPa. Dvouvřetenové převodníky do tlaků 10 MPa dosahují průtoku do  $67 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$ . Třívřetenové převodníky jsou vyráběny ve velice širokém spektru rozsahu průtoků od  $0,002 - 250 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$  při použití do 20 MPa. [6]

### 3.4. Tlakové kapaliny

Velikost tlakových ztrát, ekonomická náročnost, účinnost – na to vše má podstatný vliv hydraulická kapalina. Kapalina v hydraulickém obvodu má hned několik podstatných funkcí. Jednu z hlavních funkcí je přenášení objemového tlaku do míst, kde chceme vykonat

potřebný úkon. Další, avšak ve stejné míře podstatné úkoly plní kapalina současně při přenosu tlaku, kterými jsou například odvod tepla z jeho místa vzniku. Kapaliny, zejména různé hydraulické oleje plní funkci maziva pohyblivých částí a slouží jako nositele nečistot vzniklých při pohybu mechanismů.

Splnění požadavků na hydraulickou kapalinu chemického a fyzikálního charakteru vede k optimálnímu chodu zařízení a jeho delší životnosti. Taktéž volba kapaliny se velkou částí projeví v ekonomické stránce projektu. Nejlevnější hydraulickou kapalinou je voda, která ale nemusí být vždy vhodnou variantou, a tak si určité oblasti použití hydrauliky vyžadují speciální kapaliny doslova „na míru“. Hydraulická zařízení mohou pracovat například jak za nízkých teplot, tak třeba ve výbušném či hořlavém prostředí. Jejich složení a vlastnosti se mohou diametrálně odlišovat. [1]

Můžeme uvažovat, že oleje se s výhodou používají tam, kde je zapotřebí dlouhé životnosti, působení vysokých tlaků na olejový film a antikorozní ochrany. Naopak voda nebo jejich emulze se využívají tam, kde je zapotřebí velkých objemů kapaliny, zajištění chodu v nebezpečném prostředí či vhodná míra ekologické nezávadnosti.

### **3.5. Základní vlastnosti hydraulických kapalin**

#### **3.5.1 Viskozita (vazkost) kapalin**

Značí míru schopnosti přenášet tečná napětí a má zásadní vliv na velikost odporu částic kapaliny proti tečení.

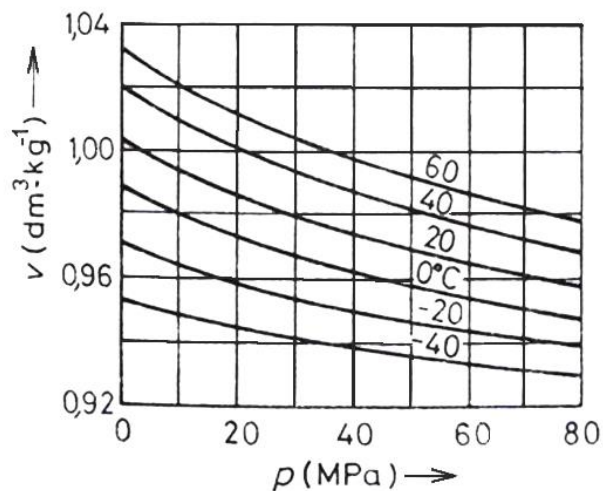
Viskozita se mění s teplotou kapaliny, kdy při zvýšené teplotě může dojít ke ztrátě mazacích účinků dané kapaliny a k zadření či jiné poruše části mechanismu. Nepříznivé účinky má též nízká teplota, kdy může dojít ke zpomalení pohybů či vytvoření nadměrného podtlaku v sacím ústrojí a vzniku kavitace v pracovní části převodníku. [1]

- Viskozitní index ( $I_v$ )

Čím vyšší je viskozitní index, tím méně se mění viskozita kapaliny při změně pracovních podmínek, např. při změně teploty.

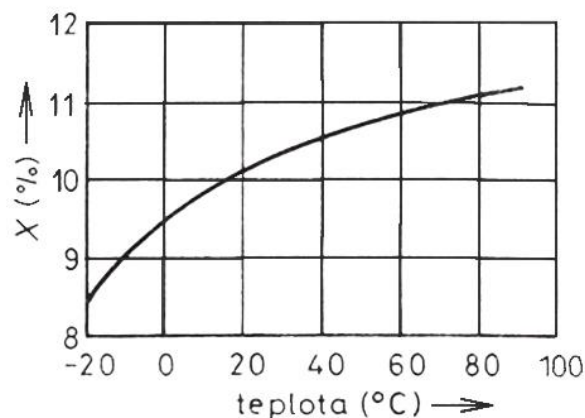
### 3.5.2. Stlačitelnost kapalin

Tato fyzikální vlastnost je obzvlášť důležitá v soustavách pracujících pod vysokým tlakem, kde je zapotřebí zajistit tuhost a přesnost pohybů. Standartní minerální olej má stlačitelnost přibližně 0,5% svého objemu. Ke zmenšení objemu o celkové hodnotě 5,2% objemu minerálního oleje dojde při tlaku asi 100MPa. Stlačitelnost silikonových kapalin o stejné viskozitě je asi o 50% větší než u minerálních olejů. S rostoucí teplotou roste i stlačitelnost olejů, u nízko viskozitních více než u olejů vysoko viskozitních. [1]



Obr. 14: Stlačitelnost lehkého minerálního oleje při různých teplotách [1]

Většina kapalin má vlastnost vázat na sebe vzduch. Běžný hydraulický olej má obsah rozpuštěného vzduchu za normálních podmínek 8-9% a se zvyšujícím tlakem se obsah vzduchu zvětšuje a naopak s rostoucí teplotou klesá. Rozpuštěný vzduch a změny jeho obsahu nemají větší vliv na celkovou stlačitelnost hydraulického oleje. [1]



Obr. 15: Objem vzduchu rozpuštěného v hydraulickém oleji při 0,1 MPa a 25 °C [1]

### 3.5.3. Teplotní roztažnost kapalin

Teplotní součinitel objemové roztažnosti pro oleje činí asi 0,08% na každý jednotlivý stupeň teploty kapaliny. Velké teplotní změny v hydraulickém oběhu nejsou za normálních pracovních podmínek příliš značné a náhlé, nebere se tudíž k této vlastnosti příliš zřetel. U velmi přesných hydraulických zařízení, kde je kapalina uzavřena, by hydraulický okruh byl vybaven tlakovými ventily a bylo by třeba počítat s roztažností jednotlivých kovových částí. Jelikož je tepelná roztažnost kovů v porovnání s kapalinami značně nižší, můžeme tuto skutečnost ve výpočtech zpravidla zanedbat. [1]

### 3.5.4. Odolnost proti pění

Zvláště u vysokotlakých zařízení je obsah rozpuštěného vzduchu v hydraulické kapalině vyšší a v místech s poklesem tlaku dochází k uvolňování rozpuštěného vzduchu ve formě bublin. Ty mají nežádoucí vliv na funkci zařízení a na trvanlivost hydraulické kapaliny. Vzduch obsažený v bublině se snáze ohřeje na vysokou teplotu a poté dochází k častější degradaci kapaliny. Míra pění lze do jisté míry potlačit vhodnými aditivami. Častou příčinou nadměrné míry pění bývá nevhodná konstrukce zejména sacího ústrojí, kde dochází k vyššímu strhávání vzduchu. [1]

### 3.5.5. Odolnost proti tvoření emulzí

Tzv. deemulgační číslo udávané u olejů nám značí jakousi rychlost nebo schopnost oddělování vody, vzduchu či nečistoty obsažené v kapalině dle jednotlivých norem. U nevhodně zvolené emulze může nastat situace, kdy se začnou tvořit stálé emulze a následně bude ovlivněna správnost funkce prvků nebo celých hydraulických mechanismů. [1]

### 3.5.6. Barva oleje

Barva oleje není mírou jakosti, ale slouží k rychlé identifikaci obsahu nečistot v hydraulické kapalině nebo proběhlých chemických změn. [1]

### 3.5.7. Bod tuhnutí oleje

Bodem tuhnutí oleje značíme stav kapaliny, kdy v nádobě předepsaných rozměrů za daných podmínek a působení vlastní tíhy kapalina již neteče. [1]

## **PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4. DIMENZOVÁNÍ HYDRAULICKÝCH PRVKŮ

Hydraulická štípačka bude určena pro štípání dřeva smrkového, kde budeme uvažovat nejnáročnější podmínky pro štípání. Dle uvedené Tab. 1 zjistíme, že každá z uvedených dřevin klade nejvyšší odpor proti štípání v rovině tangenciální a stavu suchém a i když právě smrkové dřevo má hodnoty odporu v rovinách tangenciální a radiální stejné, budeme z principu uvažovat rovinu tangenciální. Rozměry štípaného dřeva budou průměr 0,4m a délka 1,1 metru.

### 4.1. Přímočarý hydromotor

Z úvahy při štípání metru, maximálně však 1,1 metru dlouhého polena by ideální zdvih pístu mohl být 750mm a vniknutí klínu do této části štípaného dřeva by mohlo být plně dostačující pro rozštípnutí polena.

Spočteme plochu štípané kulatiny, kterou využijeme při výpočtu potřebné síly k rozštípnutí dřeviny [9].

$$S_{\xi} = d_{\xi} \cdot l_{\xi} \quad (9)$$

kde:

$l_{\xi}$  [m] délka štípaného materiálu

$d_{\xi}$  [m] průměr štípaného materiálu

$$R_w = \frac{F_{\xi}}{S_{\xi}} \quad (10)$$

Z rovnice (10) si vyjádříme sílu  $F_{max}$  jako potřebnou sílu pro rozštípnutí kulatiny.

$$F_{\xi} = R_w \cdot d_{\xi} \cdot l_{\xi} = 0,18 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot 1,1 = 79,2\text{kN} \quad (11)$$

Štípací sílu volím 80kN, která bude naším podmínkám vyhovovat.

Z následujícího výpočtu zjistíme minimální průměr pístu hydromotoru:

$$p_{max} = \frac{F_{\xi}}{S_{p1 min}} \quad (12)$$

$$p_{max} = \frac{4 \cdot F_{\xi}}{\pi \cdot D_{min p}^2}$$

$$D_{min p} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\xi}}{\pi \cdot p_{max}}} \quad (13)$$

$$D_{min p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80000}{\pi \cdot 20}} = 71,365mm$$

kde:

$F_{\xi}$	[N]	vypočtená potřebná síla ke štípání
$S_{p1 min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální činná plocha pod pístem
$D_{min p}$	[mm]	minimální průměr pístu
$p_{max}$	[MPa]	maximální tlak hydraulického válce

Dle aktuální nabídky výrobců jsem vybral přímočarý hydromotor, který vyhovuje minimálnímu průměru pístu, a zvolil jsem nejbližší možnou variantu, co se týká parametru zdvihu, která činí 720mm. K této délce se pak přičte délka ukončení pístní tyče, která bude sloužit k ukotvení štípacího klínu a dle výrobce má 100mm. Průměr hydraulického válce je 100mm. Pístní tyč bude zhotovena z materiálu dle normy ČSN 15 142 (norma W.Nr 1.7225). [10]

#### 4.1.1 Kontrola vyvíjeného tlaku zvoleného hydromotoru

Z rovnice (14) vypočteme, jakou maximální sílu vyvine zvolený hydromotor při jeho pracovních podmínkách uvedených dle Tab. 2, [12].

$$F_{HM} = p_{HM} \cdot S_{p1} \quad (14)$$



$$F_{HM} = 20 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}$$

$$F_{HM} = 157,0796 \text{ kN}$$

kde:

$F_{HM}$	[N]	maximální vyvinutá síla hydromotoru
$p_{HM}$	[Pa]	maximální tlak zvoleného hydromotoru
$S_{p1}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha pístu

Výpočet potřebného tlaku v systému:

$$P = \frac{F}{S_{p1}} \quad (15)$$

$$p_t = \frac{80\,000}{7,85398 \cdot 10^{-3}}$$

$$p_t = 10185918,48 \text{ Pa} \doteq 10,2 \text{ MPa}$$

kde:

$p_t$	[Pa]	potřebný tlak v systému
$F_{\xi}$	[N]	vypočtená potřebná síla ke štípání

Z výpočtu potřebného tlaku v soustavě jsme zjistili, že bude potřeba do hydraulického obvodu zakomponovat regulační ventil, který nám sníží tlak soustavy na 10,2MPa.

#### 4.1.2 Kontrola na vzpěr pístní tyče

Materiál pístní tyče má dle [10] modul pružnosti v tahu  $E=200\text{kPa}$  a mez kluzu  $539\text{MPa}$ . V našem případě se jedná o první případ namáhání prutu dle Eulera, který je znázorněn na Obr. 16.



Obr. 16: První případ vzpěru dle Eulera [11]

Mezní štíhlostní poměr:

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha \cdot E}{R_e}} \quad (16)$$

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 200000}{539}} = 42,791$$

kde:

$\alpha$	[-]	hodnota dle způsobu uložení prutu – Eulerův první případ vzpěru
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$\lambda_m$	[-]	mezní štíhlostní poměr

Kvadratický moment průřezové plochy tyče:

$$J_x = J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (17)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 55^4}{64} = 449180,2543 \text{ mm}^4$$

kde:

$D$	[mm]	průměr pístní tyče
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezové plochy tyče – pístu

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} \quad (18)$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{pt}}} \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{l_c}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_{pt}}}} = \frac{820}{\sqrt{\frac{449180,2543}{2375,829}}} = 59,636$$

kde:

$\lambda$	[-]	štíhlostní poměr
$l_{red}$	[mm]	redukovaná délka tyče dle uložení
$l_c$	[mm]	celková délka tyče namáhaná na vzpěr
$i$	[mm]	poloměr setrvačnosti
$S_{pt}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu pístní tyče

Průřez písní tyče:

$$S_{pt} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (20)$$

$$S_{pt} = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} = 2375,829 \text{mm}^2$$

$$l_c = l_1 + l_2 = 720 + 100 = 820 \text{mm} \quad (21)$$

kde:

$l_1$  [mm] délka písní tyče

$l_2$  [mm] délka ukončení písní tyče

Štíhlostní poměr je vyšší než mezní štíhlostní poměr a tudíž bude písní tyč namáhána v pružné oblasti deformací.

$$\lambda_m < \lambda$$

Kontrolu provedeme dle Eulera [11]:

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{4 \cdot l^2} \quad (22)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 449180,2543}{4 \cdot 820^2}$$

$$F_{krit} = 329657,30 \text{N}$$

kde:

$F_{krit}$  [N] kritická síla

Kdybychom na písní tyči dosáhly namáhající velikosti síly  $F_{krit}$ , došlo by ke ztrátě stability a tyč by se nám zdeformovala.

Předběžná bezpečnost písní tyče na vzpěr:

$$k_p = \frac{F_{krit}}{F} \quad (23)$$

$$k_p = \frac{329657,30}{80\,000}$$

$$k_p = 4,12$$

kde:

$k_p$  [-] koeficient předběžné bezpečnosti

### 4.1.3 Zvolení přímočarého hydromotoru

Pro oceli je udáván bezpečnostní koeficient  $k = 2,5 - 4$  [11]. Vypočtený koeficient předběžné bezpečnosti pístní tyče na vzpěr, má hodnotu 4,12 a zvolený hydromotor tedy těmto podmínkám vyhovuje.

### 4.1.4. Technické podmínky zvoleného hydromotoru

Parametry a vhodné podmínky provozu zvoleného hydromotoru zobrazuje Tab. 2.

Byl zvolen přímočarý dvojčinný hydromotor série ZH1 [12].

Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	min. 40 $\mu\text{m}$ , doporučeno 25 $\mu\text{m}$
Teplotní rozsah kapaliny	kapaliny $-20^\circ\text{C} \div +80^\circ\text{C}$ okolí $-20^\circ\text{C} \div +70^\circ\text{C}$
Maximální tlak	20 MPa
Pracovní rychlost	$0,5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tab. 2: Technické podmínky zvoleného hydromotoru [12]

## 4.2 Volba a výpočet hydrogenerátoru

Průtok kapaliny je jedním z hlavních faktorů ovlivňujících rychlost pohybu štípacího klínu a tudíž i efektivnost práce. Budu volit předběžnou rychlost klínu  $v_k$  při štípání na  $0,04\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Nejprve rovnicí (24) stanovíme potřebný teoretický průtok  $Q_t$

hydrogenerátoru součinem obsahu plochy pístu  $S_{p1}$  a zvolenou rychlostí klínu  $v_k$ . Posléze podle potřebného tlaku  $p_t$  v hydraulickém obvodu seřízený na hodnotu 10,2MPa regulačním ventilem vypočítáme výkon elektromotoru.

$$Q_t = S_{p1} \cdot v_k \quad (24)$$

$$Q_t = 7,85398 \cdot 10^{-3} \cdot 0,04$$

$$Q_t = 3,141592 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 18,85 dm^3 \cdot min^{-1}$$

$$P = Q_t \cdot p_t \quad (25)$$

$$P = 3,141592 \cdot 10^{-4} \cdot 10,2 \cdot 10^6$$

$$P = 3204W$$

Volím třífázový elektromotor o výkonu 4kw s typovým označením MS 112 M-4 a 1430ot/min.



Obr. 17: Třífázový elektromotor MS 112 M-4 [13]

Zjistíme minimální potřebný geometrický průtok za pomoci elektromotoru MS 112 M-4 a stanovíme tak hodnotu průtoku pro volbu hydrogenerátoru.

$$V_g = \frac{Q_t}{\frac{n_e}{60}} \quad (26)$$

$$V_g = \frac{3,141592 \cdot 10^{-4}}{\frac{1430}{60}}$$

$$V_g = 1,318 \cdot 10^{-5} m^3 = 13,18 cm^3$$

kde:

$V_g$	$[m^3]$	požadovaný geometrický objem hydrogenerátoru
$n_e$	$[ot \cdot min^{-1}]$	otáčky elektromotoru
$P$	$[W]$	výkon

Hydrogenerátor volím od výrobce ARGO-HYTOS s typovým označením GP2-16 R-RECJ-SGEGD-N a jeho pracovní podmínky jsou uvedeny v Tab. 3.



Obr. 18: Zubové čerpadlo GP2-16 R-RECJ-SGEGD-N [14]

Jmenovitý geometrický objem	Geometrický průtok při jmenovitých otáčkách	Otáčky			Maximální tlak
		Min	Jmenovité	Max	
$[cm^3]$	$[cm^3]$	$[ot \cdot min^{-1}]$			$[MPa]$
16,1	24,15	500	1500	3200	26

Tab. 3: Parametry zubového čerpadla GP2-16 R-RECJ-SGEGD-N [14]

#### 4.2.1 Reálný průtok a rychlost pohybu pístnice

Abychom dostali skutečné výsledky, je nutno do výpočtu zahrnout průtokové ztráty, čili účinnosti hydraulických součástí. Dle výrobce volím střední hodnotu udávané účinnosti  $\eta = 95\%$  a dle rovnice (27) vypočítáme skutečnou hodnotu průtoku  $Q_{skut}$ .

$$Q_{skut} = V_{g1} \cdot n \cdot \eta_Q \quad (27)$$

kde:

$V_{g1}$   $[m^3]$  geometrický objem zvoleného hydrogenerátoru

$$Q_{skut} = 16,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1430}{60} \cdot 0,95 = 3,645 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 21,87 dm^3 \cdot min^{-1}$$

Skutečnou rychlost vysouvání štípacího klínu vypočítáme podílem skutečného průtoku a obsahem plochy pístu:

$$v_{k\ skut} = \frac{Q_{skut}}{S_{p1}} \quad (28)$$

$$v_{k\ v\ skut} = \frac{3,645 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} = 0,0464 m \cdot s^{-1}$$

Obdobným způsobem se vypočítá rychlost zasouvání pístnice, když budeme dělit obsahem plochy pístu, od které odečteme plochu pístní tyče:



$$v_{k z skut} = \frac{Q_{skut}}{S_{p2}} \quad (29)$$

$$v_{k z skut} = \frac{3,645 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot \left( \frac{0,1^2}{4} - \frac{0,055^2}{4} \right)} = 0,0665 m \cdot s^{-1}$$

#### 4.2.2. Výpočet pracovního času hydromotoru

Pro výpočet času vysouvání pístnice je potřeba uvažovat délku pístnice, která činí  $l_1 = 0,72m$  při zanedbání síly pístu. Následujícím vztahem vypočítáme čas vysunování pístnice:

$$t_{vp} = \frac{l_1}{v_{k v skut}} \quad (30)$$

$$t_{vp} = \frac{0,72}{0,0464} = 15,51s$$

Vztah pro výpočet času zasouvání pístnice je uveden v rovnici (31):

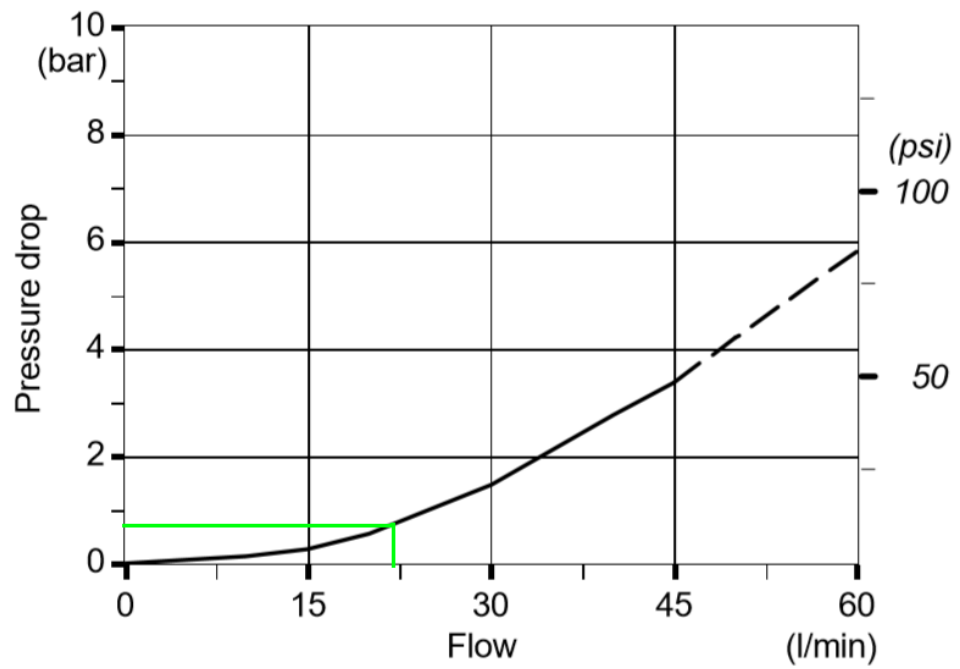
$$t_{zp} = \frac{l_1}{v_{k z skut}} \quad (31)$$

$$t_{zp} = \frac{0,72}{0,0665} = 10,82s$$

#### 4.3. Pákový hydraulický rozváděč

Směr vykonávaného pohybu hydromotoru závisí na poloze rozváděče a jeho zapojení do systému.

Zvolil jsem třípolohový dvojčinný rozváděč s označením SD4 od výrobce Walvoil. Ovládací páka v pozici 1 a 2 bude mít při průtoku rozváděčem tlakovou ztrátu  $\Delta p_r$ , která je znázorněna na Obr. 19 a při průtoku  $21,87l/min$  má hodnotu přibližně  $0,8bar = 0,08MPa$ .

Obr. 19: Úbytek tlaku  $\Delta p_r$  rozváděče [15]

Obr. 20: Dvojčinný rozváděč Walvoil SD4 [15]

#### 4.4 Volba nádrže hydraulické kapaliny

Velikost objemu nádrže hydraulické kapaliny se odvíjí nejvíce od maximálního průtoku hydrogenerátorů připojených k nádrži, počtem a velikostí připojených přímočarých hydromotorů. Nejideálnější je mít nádrž co největších rozměrů z důvodů tepelného odvodu, usazování nečistot a odvzdušňování. To však není z konstrukčního hlediska ideální a tak se rozměry omezují požadavky na cenu a hmotnost zařízení.

V praxi se běžně u mobilních hydraulických zařízení používají násobky v rozmezí 1,5 až 4 minutového průtoku. Výsledné použití bude u mobilního štípacího stroje, s ohledem na celkovou hmotnost štípacího stroje volím násobek 1,5 minutového průtoku hydrogenerátoru. Takový vypočtený objem je pouze užitečný objem kapaliny, tj. objem, který pojme kapalina a je nutné připočíst 15-20% velikosti nádrže, aby bylo zajištěno dýchání kapaliny a kompenzace objemu v důsledku objemové roztažnosti oleje [1][6].

$$V_n = Q_{skut} \cdot 1,5 \quad (32)$$

$$V_n = 21,87 \cdot 1,5 = 33l = 0,033m^3$$

Užitečný objem nádrže kapaliny  $V_n$  volím na 33 litrů.

$$V_n = (Q_{skut} \cdot 1,5) \cdot 1,15 \quad (33)$$

$$V_{n.skut} = V_n \cdot 1,15 = 38l = 0,038m^3$$

Skučný objem nádrže na hydraulickou kapalinu činí 38l.

#### 4.5. Volba hydraulického oleje

Výrobce hydrogenerátoru specifikoval nejvhodnější oleje pro použití v systému [14].

Dle aktuální nabídky volím hydraulickou kapalinu VALVOLINE HLP 46, který splňuje požadavky výrobce. Jeho vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 4. Tato hydraulická kapalina navíc obsahuje přísady mající příznivý vliv na vznik koroze, oxidace a míru opotřebení.

Kinematická viskozita $\nu_{kv}$ při 40°C	$46\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Viskozitní index $I_v$	97
Bod vzplanutí	227°C
Bod tuhnutí	-30°C
Hustota kapaliny při 15,6°C	$\rho = 878\text{kg} \cdot \text{m}^3$

Tab. 4: Vlastnosti hydraulického oleje VALVOLINE HLP 46 [16]

## 4.6. Hydraulické vedení a výpočet tlakových ztrát

U zařízení, které má nepohyblivé prvky, můžeme volit kovové vedení hydraulické kapaliny. Nejprve si zvolíme rychlost proudění kapaliny v potrubí, které je závislé na velikosti tlaku v systému.

Náš tlak systému je stanoven na 10,2MPa a dle literatury [1] volím průtokovou rychlost v tlakovém potrubí na  $v_{pr} = 5,5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Pro výpočet je požadován průřez vedení  $S_v$ , který získáme podílem skutečného průtoku  $Q_{skut}$  zvolenou průtokovou rychlostí  $v_{pr}$ .

### 4.6.1. Výpočet světlosti vedení hydraulické kapaliny tlakového potrubí

$$S_v = \frac{Q_{skut}}{v} \quad (34)$$

$$S_v = \frac{3,141592 \cdot 10^{-4}}{5,5} = 5,71198 \cdot 10^{-5}\text{m}^2$$

Vnitřní průměr vedení:

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{S_v} \quad (35)$$

$$d_v = 1,13 \cdot \sqrt{5,71198 \cdot 10^{-5}} = 8,5403 \cdot 10^{-3}\text{m}$$

$$d = 8,54\text{mm}$$

kde:

$d_v$  [mm] vnitřní průměr vedení

Velikost vnitřního průměru tlakového potrubí ( $Pt_2, Pt_3, Pt_4$ ) volím dle normalizovaných velikostí na  $d_v = 10mm$ . Jejich délky jsem zvolil na 1,5m.

#### 4.6.2. Výpočet světlosti zpětného potrubí $Pt_5$

Pro nízkotlaké zpětné vedení z důvodu nižší hlučnosti volím průtokovou rychlost na  $v_{pr} = 2m \cdot s^{-1}$ .

$$d_v = 1,13 \cdot \sqrt{S_v} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{3,141592 \cdot 10^{-4}}{2}} = 0,01416m$$

$$d_v = 14,16mm$$

Velikost vnitřního průměru zpětného vedení ( $Pt_5$ ) volím dle normalizovaných velikostí na  $d_v = 16mm$  a délku zpětného vedení jsem zvolil 1m.

#### 4.6.3. Výpočet světlosti sacího potrubí $Pt_1$

V sacím vedení by průtoková rychlost neměla přesáhnout hodnotu  $0,6m \cdot s^{-1}$ , aby nedocházelo k nadměrné hlučnosti a podtlaku. Příliš vysoký podtlak v sacím ústrojí vede k nedostatečnému plnění hydrogenerátoru a může dojít až ke kavitaci. Pro sací ústrojí volím průtokovou rychlost  $v_{pr} = 0,4m \cdot s^{-1}$  [1].

$$d_v = 1,13 \cdot \sqrt{S_v} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{3,141592 \cdot 10^{-4}}{0,4}} = 0,03167m$$

$$d_v = 31,67mm$$

Velikost vnitřního průměru sacího vedení ( $Pt_1$ ) volím dle normalizovaných velikostí na  $d_v = 34mm$  a vhodnou délku potrubí o rozměru 0,6m.

#### 4.6.4. Výpočet tlakových ztrát na potrubí $Pt_1$

Rovnicí vypočítáme skutečnou rychlost proudění kapaliny na potrubí  $Pt_1$ .

$$v_{skut Pt1} = \frac{Q_{g skut}}{S_{Pt1}} \quad (36)$$

$$v_{skut Pt1} = \frac{Q_{g skut}}{\frac{\pi \cdot d_{Pt1}^2}{4}} = \frac{3,645 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}} = 1,813 m \cdot s^{-1}$$

Na úbytek tlaku  $\Delta p$  při proudění kapaliny v kruhovém průřezu má vliv několik faktorů. Součinitel hydraulického tření  $\lambda$  závisí obecně od voleného průměru potrubí a jeho vnitřní drsnosti povrchu, rychlosti či viskozitě hydraulické kapaliny [1].

Nejprve výpočtem zjistíme, o jaký typ proudění se v našem případě jedná. Laminární proudění má hodnotu  $Re < 2000$ .

$$Re = \frac{v_{Pt1 skut} \cdot d_{Pt1}}{v_{kv}} \quad (37)$$

$$Re = \frac{1,813 \cdot 0,016}{46 \cdot 10^{-6}} = 630,608$$

$$Re < 2000 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

kde:

$v_{kv}$   $[mm^2 \cdot s^{-1}]$  kinematická viskozita  $v$  kapaliny při 40°C

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (38)$$

$$\lambda = \frac{64}{630,608} = 0,101$$

Výsledná ztráta, která se projeví úbytkem tlaku hydraulické kapaliny  $\Delta p$  pak vypočítáme následujícím vztahem:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot v_{Pt1 skut}^2}{d \cdot 2} \cdot \rho \quad (39)$$

$$\Delta p = 0,101 \cdot \frac{0,6 \cdot 1,813^2}{0,016 \cdot 2} \cdot 878 = 5465,28 Pa$$

Číslo potrubí	$d_v$ [m]	$l$ [m]	$Q$ [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]	$Re$ [-]	$\lambda$ [-]	$v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	$\Delta p$ [Pa]
Pt1	0,016	0,6	$3,645 \cdot 10^{-4}$	630,608	0,101	1,813	5465,28
Pt2	0,01	1,5	$3,645 \cdot 10^{-4}$	1008,913	0,063	4,641	89355,12
Pt3	0,01	1,5	$3,645 \cdot 10^{-4}$	1008,913	0,063	4,641	89355,12
Pt4	0,01	1,5	$2,541 \cdot 10^{-4}$	703,260	0,091	3,235	62711,29
Pt5	0,034	1	$2,541 \cdot 10^{-4}$	206,217	0,310	0,279	311,570

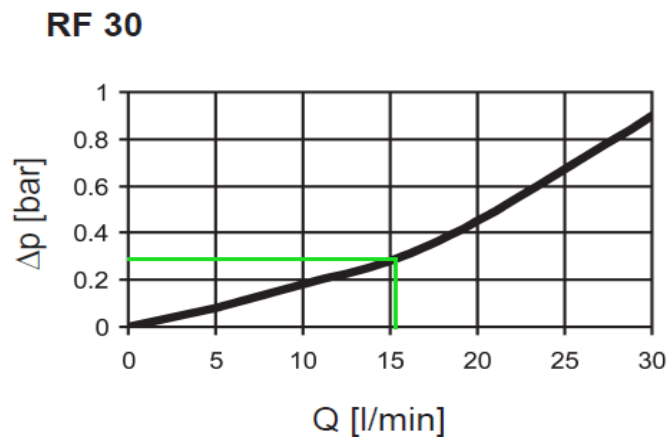
Tab. 5: Ostatní vypočtené hodnoty tlakových ztrát

#### 4.7. Filtrační prvky

Filtrace hydraulické kapaliny je úzce spjata s životností a bezproblémovou funkčností celého hydraulického systému. S narůstajícím tlakem hydraulické soustavy se zároveň zvyšují požadavky na kvalitu a čistotu hydraulické kapaliny, které mají vliv na průtokovou účinnost a mohou zvýšit velikost třecích sil pístů až stonásobně [6].

V našem případě, kdy nebude štípací stroj nasazen v nepřetržitém provozu, odpadá použití filtračních zařízení, která umožňují výměnu filtru za provozu stroje.

Filtr jsem volil dle skutečného průtoku hydraulické kapaliny hadicí Pt5  $Q_{h3 skut} = 15,25 l \cdot min^{-1}$ . Zvolil jsem filtr RF30 [18] od výrobce HYDAC, který je určen pro filtraci kapaliny o maximálním průtoku  $30 l/min$ . Úbytek tlaku za našich podmínek je dle Obr. 21 přibližně  $\Delta p_f = 0,3 bar = 0,03 MPa$ .

Obr. 21: Úbytek tlaku  $\Delta p$  filtru kapaliny [18]

#### 4.8. Přímý řízený pojistný ventil

Ventil bude v hydraulickém systému plnit funkci bezpečnostní a dojde-li k překročení nastaveného limitu tlaku kapaliny  $12\text{MPa}$ , sám se otevře a bezpečně propustí hydraulickou kapalinu zpět do nádrže. Ochrání tím tak ostatní součásti, které by se mohly vyšším tlakem poškodit.

Zvolil jsem přímo řízený ventil, který se pomocí šroubu nastaví na specifický tlak. Jeho rozmezí je  $10\text{--}35\text{MPa}$  a je určen pro maximální průtok  $30\text{l}/\text{min}$ . Výrobce ventilu je Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. a nese označení VS-30-CC-35.



Obr. 22: Přímý řízený pojistný ventil [17]

#### 4.9. Výpočet celkových ztrát hydraulického obvodu

Výsledný pracovní tlak hydrogenerátoru bude roven součtu požadavku tlaku hydromotoru a všech tlakových ztrát v hydraulickém obvodu.

Snížení tlakových ztrát můžeme docílit vhodnější konstrukcí vedení hydraulické kapaliny, tj. zvětšení průměrů trubek a snížení ohybů či počtu škrťacích míst [1]. Jednotlivé ztráty jsou uvedeny v Tab. 6.



	[MPa]
$p_t$	10,186
$\Delta p_{H1}$	0,00547
$\Delta p_{H2}$	0,0894
$\Delta p_{H3}$	0,0894
$\Delta p_{H4}$	0,0627
$\Delta p_{H5}$	0,000311
$\Delta p_r$	0,08
$\Delta p_f$	0,03

Tab. 6: Výčet všech tlakových ztrát

Součtem dílčích tlakových ztrát  $\Delta p$  dostaneme celkový tlak, na který musí být nastaven pojistný ventil, aby hydraulický mechanismus pracoval podle našich stanovených podmínek.

$$p_{celk} = \sum_p^n (p_t + \Delta p_p) \quad (40)$$

$$p_{celk} = (p_t + \Delta p_{H1} + \Delta p_{H2} + \Delta p_{H3} + \Delta p_{H4} + \Delta p_{H5} + \Delta p_r + \Delta p_f)$$

$$p_{celk} = 10,55 MPa$$

Z výsledku je patrné, že minimální nastavený tlak na pojistném ventilu bude  $p_v = 10,55 MPa$  ale v rámci tolerancí nastavíme pojistný tlak na  $p_v = 12 MPa$ .

## ZÁVĚR

Řešenou problematikou této bakalářské práce byl v praktické části rozbor nejpoužívanějších štípacích strojů od hobby použití po profesionální stroje s vysokou produktivitou. Vzápětí se vysvětlily základní prvky hydraulického systému a provedlo se rozdělení hydromotorů a hydrogenerátorů. Vysvětlili jsme základní pojmy a vlastnosti hydraulických kapalin

Praktická část obsahuje postup návrhu hydraulického obvodu a funkčních částí pro bezproblémovou funkci štípacího stroje při daných podmínkách. Ve výpočtovém postupu byl brán ohled na vstupní parametry dřeviny. V této práci se jedná o zpracování smrkového dřeva o délce 1m a maximálnímu průměru 0,4m. Výpočet a kontrola stability prutu byla vypočítána dle Eulerova prvního případu vzpěru. Byl navržen elektromotor typu MS 112 M-4 o výkonu 4kw a hydrogenerátor výrobce ARGO-HYTOS. Následoval návrh pákového dvojčinného rozváděče výrobce Walvoil, který je konstruován přímo pro štípače dřeva. Zvolením vhodného potrubí a výpočtem světlostí trubek jsme mohli posléze dopočítat tlakové ztráty ve vedení hydraulické kapaliny.

V závěru práce byly sečteny všechny tlakové ztráty v hydraulickém systému, díky níž mohla být vypočtena hodnota tlaku na pojistném ventilu.

Celková práce se týkala rozdělení základních částí hydraulických systémů, které spolu tvoří jeden funkční celek. Bylo úspěšně navrženo hydraulické zařízení na ulehčení a zrychlení lidské práce při zpracování dřeva.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] PIVOŇKA, Josef, 1987. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 623 s.
- [2] *NAMIR* [online], [cit. 2020-03-25].  
Dostupné z:  
<https://www.namir.cz/stipac-na-drevo-woodstar-lv-80-zdarma-klin-4805.html>
- [3] *VARI* [online], [cit. 2020-03-25].  
Dostupné z:  
<https://www.vari.cz/produkty/stipace-dreva/stipacka-na-drevo-vari-5-ton-super-force/cp:41801/>
- [4] *VARI* [online], [cit. 2020-03-25].  
Dostupné z:  
<https://www.vari.cz/produkty/stipace-dreva/stipaci-linka-poloautomat-varimatic-300/cp:41507/>
- [5] *HAKKI PILKE* [online], [cit. 2020-03-25].  
Dostupné z:  
<https://hakkipilke.fi/en/content/hakki-pilke-50-pro>
- [6] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA, 1990. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Mezinárodní organizace novinářů. ISBN 80-214-0082-X.
- [7] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA, 1992. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL. ISBN 80-03-00665-1.
- [8] PECINA, Pavel a Josef PECINA, 2006. *Materiály a technologie - dřevo*. Brno: Masarykova univerzita. ISBN 80-210-4013-0.
- [9] GANDELOVÁ, Libuše, Jarmila ŠLEZINGEROVÁ a Petr HORÁČEK, 2002. *Nauka o dřevě*. 2. vyd. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně. ISBN 80-7157-577-1.
- [10] *T-PROM* [online], [cit. 2020-05-10].  
Dostupné z:  
<http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [11] SHIGLEY, Joseph E. et al., 2010. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 3, 1159 s.. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] *Hydraulics katalog* [online], [cit. 2020-05-10].  
Dostupné z:  
<https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh1.pdf>

[13] Elektromotor *MS 112 M-4* [online], [cit. 2020-05-10].

Dostupné z:

[http://elektromotory-mtm.cz/produkt/trifazove\\_elektromotory/1400otmin-1/trojfazovy-elektromotor-4kw-ms-112-m-4/](http://elektromotory-mtm.cz/produkt/trifazove_elektromotory/1400otmin-1/trojfazovy-elektromotor-4kw-ms-112-m-4/)

[14] Zubové čerpadlo [online], [cit. 2020-05-10].

Dostupné z:

[https://www.ehydraulika.cz/fotky30579/fotov/30579\\_330\\_30579\\_329\\_30579\\_328\\_30579\\_327\\_\\_ps\\_326Datasheet\\_GP2\\_ha8002\\_EN.pdf](https://www.ehydraulika.cz/fotky30579/fotov/30579_330_30579_329_30579_328_30579_327__ps_326Datasheet_GP2_ha8002_EN.pdf)

[15] Rozváděč [online]. [cit. 2020-05-12].

Dostupné z:

[http://www.walvoil.com/allegati/catalogo/DAC002\\_ENG.pdf](http://www.walvoil.com/allegati/catalogo/DAC002_ENG.pdf)

[16] Hydraulická kapalina [online], [cit. 2020-05-11].

Dostupné z:

<https://www.filters.gr/wp-content/uploads/2019/07/HLP-46.pdf>

[17] Pojistný ventil [online], [cit. 2020-05-11].

Dostupné z:

<https://www.hydroma.cz/files/product/4/11/8049/data/006-VS-30-CC.pdf>

[18] *Hydraulický filtr kapaliny* [online]. [cit. 2020-05-12].

Dostupné z:

<https://www.hydac.com/cz-cs/vyroby/pece-o-kapaliny/filtry-pro-hydrauliku-a-mazaci-oleje/kompletni-filtry/zpetne-filtry-pro-montaz-na-nadrz/rf.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$d_{\S}$	[ <i>m</i> ]	Průměr štípaného materiálu
$D_p$	[ <i>m</i> ]	Průměr pístní tyče
$D_{\min p}$	[ <i>m</i> ]	Minimální průměr pístu
$E$	[ <i>Pa</i> ]	Modul pružnosti v tahu
$F_{\S}$	[ <i>N</i> ]	Síla potřebná pro rozštípnutí dřeva
$F_{HM}$	[ <i>N</i> ]	Síla vyvinutá hydromotorem
$F_{krit}$	[ <i>N</i> ]	Kritická síla
$i$	[ <i>mm</i> ]	Poloměr setrvačnosti
$I_v$	[–]	Viskozitní index
$J$	[ <i>mm</i> <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$k_p$	[–]	Koeficient předběžné bezpečnosti
$l_1$	[ <i>m</i> ]	Délka pístní tyče
$l_2$	[ <i>m</i> ]	Délka zakončení pístní tyče
$l_{red}$	[ <i>m</i> ]	Redukovaná délka pístní tyče
$l_c$	[ <i>m</i> ]	Celková délka pístní tyče
$l_{\S}$	[ <i>m</i> ]	Délka štípaného materiálu
$n_e$	[ <i>s</i> <sup>-1</sup> ]	Počet otáček elektromotoru
$P_1$	[ <i>W</i> ]	Výstupní výkon
$P$	[ <i>W</i> ]	Vstupní výkon
$Pt_{1,2,3,4,5}$	[–]	Potrubí pro vedení hydraulické kapaliny
$p_{max}$	[ <i>Pa</i> ]	Maximální tlak hydraulického válce
$p_t$	[ <i>Pa</i> ]	Potřebný tlak v hydraulickém systému
$p_v$	[ <i>Pa</i> ]	Tlak na pojistném ventilu
$p_{HM}$	[ <i>Pa</i> ]	Maximální tlak zvoleného hydromotoru
$Q$	[ <i>m</i> <sup>3</sup> · <i>s</i> <sup>-1</sup> ]	Průtok kapaliny
$Q_t$	[ <i>m</i> <sup>3</sup> · <i>s</i> <sup>-1</sup> ]	Teoretický průtok kapaliny
$Q_{skut}$	[ <i>m</i> <sup>3</sup> · <i>s</i> <sup>-1</sup> ]	Skutečný průtok kapaliny
$R_e$	[ <i>MPa</i> ]	Mez kluzu
$Re$	[–]	Reynoldsovo číslo

$R_w$	[MPa]	Odolnost dřeva proti štípání
$S_{p1}$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah plochy pístu
$S_{p2}$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah plochy mezikruží pístu
$S_{p1\ min}$	[m <sup>2</sup> ]	Minimální činná plocha pod místem
$S_{pt}$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah plochy průřezu pístní tyče
$S_v$	[m <sup>2</sup> ]	Obsah plochy průřezu vedení kapaliny
$t_{vp}$	[s]	Doba vysouvání pístnice
$t_{zp}$	[s]	Doba zasouvání pístnice
$V_g$	[m <sup>3</sup> ]	Požadovaný geometrický objem hydrogenerátoru
$V_{g1}$	[m <sup>3</sup> ]	Geometrický objem zvoleného hydrogenerátoru
$v_k$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost posuvu štípacího klínu
$v_{k\ skut}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Skutečná rychlost posuvu štípacího klínu
$v_{kv}$	[mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Kinematická viskozita
$v_n$	[m <sup>3</sup> ]	Užitečný objem nádrže na hydraulickou kapalinu
$v_{n\ skut}$	[m <sup>3</sup> ]	Skutečný objem nádrže na hydraulickou kapalinu
$v_{pr}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Průtoková rychlost hydraulické kapaliny
$\eta_Q$	[%]	Průtoková účinnost
$\eta_P$	[%]	Hydraulicko-mechanické ztráty
$M$	[N · mm]	Teoretický hnací moment
$M_1$	[N · mm]	Skutečný hnací moment
$\alpha$	[-]	Koeficient dle způsobu uložení prutu
$\lambda$	[-]	Štíhlostní poměr
$\lambda_m$	[-]	Mezní štíhlostní poměr
$\pi$	[-]	Konstanta, Ludolfovo číslo
$\rho$	[kg · m <sup>3</sup> ]	Hustota kapaliny
$\Delta p$	[Pa]	Úbytek tlaku kapaliny
$\Delta p_r$	[Pa]	Úbytek tlaku kapaliny v rozváděči
$\Delta p_f$	[Pa]	Úbytek tlaku kapaliny při průtoku filtrem

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1: Vertikální štípač dřeva [2] .....	11
Obr. 2: Horizontální hobby štípačka dřeva Vari 5 ton super force [3].....	13
Obr. 3: Poloautomatický štípač Varimatic 300 [4] .....	14
Obr. 4: Profesionální automatický štípač dřeva Hakki-Pilke 50 Pro [5] .....	15
Obr. 5: Základní schéma hydraulického obvodu [1] .....	17
Obr. 6: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením .....	19
Obr. 7: Hydromotor s diferenciálním pístem a tlumením na jedné straně.....	21
Obr. 8: Vliv objemového tlaku na velikost účinnosti zubového převodníku [7].....	22
Obr. 9: Hydrostatický převodník s oboustrannou pístnicí a tlumením na obou stranách ...	23
Obr. 10: Radiální pístový převodník s písty uloženými v rotoru [7].....	24
Obr. 11: Axiální pístový převodník s nakloněným blokem válců [6] .....	24
Obr. 12: Lamelový hydrogenerátor, excentricky uložený .....	25
Obr. 13: Dvouvrетенový šroubový hydrogenerátor [6] .....	26
Obr. 14: Stlačitelnost lehkého minerálního oleje při různých teplotách [1].....	28
Obr. 15: Objem vzduchu rozpuštěného v hydraulickém oleji při 0,1 MPa a 25°C [1].....	28
Obr. 16: První případ vzpěru dle Eulera [11] .....	34
Obr. 17: Třífázový elektromotor MS 112 M-4 [13] .....	38
Obr. 18: Zubové čerpadlo GP2-16 R-RECJ-SGEGD-N [14].....	39
Obr. 19: Úbytek tlaku $\Delta p_r$ rozváděče [15].....	42
Obr. 20: Dvojitý rozváděč Walvoil SD4 [15] .....	42
Obr. 21: Úbytek tlaku $\Delta p$ filtru kapaliny [18] .....	47
Obr. 22: Přímý řízený pojistný ventil [17].....	48

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1: Odolnost dřeva vůči štípání [8] [9].....	16
Tab. 2: Technické podmínky zvoleného hydromotoru [12] .....	37
Tab. 3: Parametry zubového čerpadla GP2-16 R-RECJ-SGEGD-N [14] .....	40
Tab. 4: Vlastnosti hydraulického oleje VALVOLINE HLP 46 [16].....	44
Tab. 5: Ostatní vypočtené hodnoty tlakových ztrát .....	47
Tab. 6: Výčet všech tlakových ztrát.....	49