



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE HYDRAULICKÉHO OBVODU PRO ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ

DESIGN OF HYDRAULIC CIRCUIT FOR LIFTING DEVICE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Antonín Tichý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Merenus

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Antonín Tichý
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Merenus
Akademický rok:	2015/16

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

Konstrukce hydraulického obvodu pro zvedací zařízení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem práce je navrhnutí a konstrukce hydraulického válce a hydraulického obvodu pro zdvihací zařízení tak, aby byla zaručena jeho plná funkčnost.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše v oblasti hydraulických prvků a obvodů
- návrh vybraného řešení
- vyhotovení hydraulického motoru a schéma hydraulického obvodu
- výkresová dokumentace vybraných dílců a sestav

Seznam literatury:

Vaďura, J. (1987): Hydraulické a pneumatické mechanismy. Skriptum FS VUT, Brno.

Pivoňka, J. (1987): Tekutinové mechanismy. SNTL, Praha.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukcí hydraulického motoru a následným zapojením tohoto motoru do obvodu. Úvodní část je věnována odborné rešerši v oblasti konstrukčních prvků, ze kterých se hydraulické obvody skládají. V následující praktické části je řešena samotná konstrukce hydraulického motoru podložena potřebnými výpočty. Na základě navrženého hydraulického válce bude navrženo jeho schematické zapojení do hydraulického obvodu. Součástí práce je také výkresová dokumentace, konkrétně výkres sestavy a výrobní výkresy pístu a víka válce.

ABSTRACT

The aim of this Bachelor's thesis is to purpose a hydraulic circuit as well as a construction of a hydraulic engine. In the first part, literature retrieval in field of hydraulic constructional components is presented. In the following practical part, the thesis presents the construction of the engine, based on corresponding calculations. On the basis of the designed hydraulic engine will be a schematic connection to the hydraulic circuit created. The thesis includes also a drawing documentation of a selected parts.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický motor, přímočarý hydromotor, hydraulický obvod, hydraulický válec.

KEYWORDS

Hydraulic piston, linear hydraulic motor, hydraulic circuit, hydraulic cylinder.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TICHÝ, A. *Konstrukce hydraulického obvodu pro zvedací zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 63 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Merenus.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu, které se mi dostávalo po celou dobu studia na VUT. Velké poděkování pak patří mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Ondřeji Merenusovi za profesionální přístup, odborné rady, konzultace a podnětné návrhy k práci.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

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

V Brně dne 24.5. 2016

.....

Tichý Antonín

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	TEKUTINOVÉ MECHANISMY	17
2.1	Pneumatické obvody	17
2.2	Hydraulické obvody	18
3	FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI KAPALIN	19
3.1	Pascalův zákon	19
3.2	Rovnice kontinuity	20
3.3	Bernoulliho rovnice	21
4	HYDROGENERÁTORY	23
4.1	Zubové hydrogenerátory	23
4.1.1	Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením	23
4.1.2	Zubové generátory s vnitřním ozubením	24
4.1.3	Lamelové hydrogenerátory	25
4.2	Pístové hydrogenerátory	26
4.2.1	Axiální pístové hydrogenerátory	26
4.2.2	Radiální pístový hydrogenerátor	27
4.2.3	Řadové pístové hydrogenerátory	27
5	ŘÍDÍCÍ PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ	29
5.1	Prvky pro řízení tlaku	29
5.1.1	Tlakové ventily	29
5.1.2	Redukční ventily	30
5.2	Prvky pro řízení průtoku	31
5.2.1	Řízení průtoku s konstantním odporem – clony, trysky	31
5.2.2	Řízení průtoku s proměnlivým odporem – škrťací ventily, děliče průtoku	31
5.2.3	Děliče průtoku	33
5.3	Prvky pro hrazení průtoku	33
5.3.1	Jednosměrné ventily a hydraulické zámky	33
5.3.2	Rozváděče	34
6	HYDROMOTORY	37
6.1	Lineární hydromotory	37
6.1.1	Jednočinné lineární hydromotory	37
6.1.2	Dvojčinné lineární hydromotory	37
6.1.3	Lineární hydromotory s oboustrannou pístnicí	38
6.1.4	Teleskopické hydromotory	39
6.1.5	Tlumení v koncových polohách zdvihu	39
6.1.6	Spojení vík a válců	40
6.2	Rotační a kyvné hydromotory	40
7	HYDRAULICKÉ OBVODY	41
7.1	Hydraulický obvod otevřený	41
7.2	Hydraulický obvod uzavřený	41
8	NÁVRH HYDRAULICKÉHO MOTORU	43
8.1	Zadané parametry	43
8.2	Pístní tyč	43
8.2.1	Dimenzování pístní tyče	44
8.2.2	Kontrola vzpěrné stability	44

8.3	Píst.....	46
8.3.1	Skutečné hodnoty	47
8.4	Válec.....	47
8.5	Technické parametry	48
8.6	Těsnění	49
8.6.1	Pístní těsnění	49
8.6.2	Vodící pásy.....	49
8.6.3	Pístnicové těsnění	51
8.6.4	Stírací kroužek.....	51
8.6.5	O-kroužky a opěrné kroužky	52
8.7	Tlumení v krajních polohách.....	52
8.8	Návrh hydraulického obvodu	52
9	ZÁVĚR	55
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	57
11	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	59
11.1	Seznam zkratk a symbolů	59
11.2	Seznam tabulek.....	61
11.3	Seznam obrázků.....	61
12	SEZNAM PŘÍLOH.....	63

1 ÚVOD

Tekutinové mechanismy se staly významnými a důležitými prostředky automatizace a modernizace strojů a zařízení téměř ve všech odvětvích průmyslu. Technická fyzika rozlišuje tekutinu buď jako kapalinu nebo jako plyn. Tato bakalářská práce se bude zabývat hydraulickými mechanismy, čili stroji a zařízeními pracujícími s tlakovou energií kapaliny.

Hydraulické mechanismy díky své výkonnosti, spolehlivosti a ekonomičnosti zcela změnily charakter a funkci strojů používaných ve strojním, stavebním, dopravním, ale i zemědělském průmyslu. Proto je v úvodní části práce poukázáno na nesporné výhody hydraulických mechanismů a užití tak mocné energie jakou je právě energie kapaliny. V této části jsou též zmíněny fyzikální vlastnosti kapalin, kterých se využívá v hydraulice. [5]

Část druhá se zabývá funkcí jednotlivých hydraulických prvků, ze kterých se hydraulický obvod skládá. Hydraulické elementy jsou klíčovými funkčními členy pro zajištění správné funkce hydraulických zařízení. Vstupním členem je hydrogenerátor, který nasává kapalinu z nádrže a dodává ji do systému. Kapalina se potrubím přes různé řídicí, bezpečnostní, a regulační prvky dopravuje až k hydromotoru. Cílem práce není rozebrat každý prvek do nejmenších detailů, ale pochopit princip funkce a správné zapojení do obvodu. Těchto skutečností bude dále využito v praktické části práce, při návrhu hydraulického válce a hydraulického obvodu.

Nedílnou součástí každého hydraulického obvodu je buď rotační nebo přímočarý hydromotor. Hydromotor je výstupním prvkem hydraulických mechanismů. Jeho funkce je převod tlakové energie kapaliny na energii mechanickou a můžeme říci, že je inverzní k funkci hydrogenerátoru. Závěrem práce bych se tedy rád věnoval vlastnímu návrhu konstrukce hydraulického válce. Součástí návrhu je samozřejmě pevnostní výpočet, kde budu dimenzovat pístní tyč s kontrolou na mez vzpěrné stability, minimální průměr pístu a v neposlední řadě potřebnou tloušťku válce. Všechny tyto výpočty budou vycházet ze zadaných parametrů. Aby byl návrh úplný, je značná část věnována typům těsnění, kterých se u hydromotorů využívá k utěsnění pracovních prostor. V samotném závěru praktické části je nastíněno funkční schéma zapojení hydraulického motoru do obvodu tak, aby byla zaručena jeho plná funkčnost.

Součástí praktické části je také výkresová dokumentace vybraných dílců, konkrétně pístu a víka válce, a také výkres sestavy. Výkresová dokumentace je přiložena v příloze této práce.

2 TEKUTINOVÉ MECHANISMY

Tekutinovým mechanismem rozumíme obvod, složený z několika konstrukčních prvků, který k přenosu energie využívá tekutinu. Energie tekutiny je přeměněna na jinou formu energie zpravidla na energii mechanickou (nejčastěji na přímočarý nebo rotační pohyb). Výhodou tekutinových mechanismů je přenos energie mezi generátorem a motorem na velké vzdálenosti. Tekutinové mechanismy můžeme dle použitého média dělit na hydraulické (nositel energie je kapalina) a pneumatické (využívá plyn). Hydraulické a pneumatické obvody jsou konstrukčně velice podobné a jsou sestaveny v podstatě z velmi podobných prvků. Rozdíly mezi oběma obvody zapříčiňuje stlačitelnost plynu, zatímco kapaliny jsou těžko stlačitelné a objem kapalin tak zůstává prakticky nezměněn. Široké využití tekutinových mechanismů najdeme v odvětví zemědělském, potravinářském, stavebním, strojním apod. [1]

2.1 Pneumatické obvody

Tekutinové mechanismy, které jako nositele energie využívají plyn (zpravidla stlačený vzduch), nazýváme pneumatickými mechanismy. U pneumatických zařízení jsou pracovní tlaky několikanásobně menší než u hydraulických zařízení. Generátorem pneumatického mechanismu je tzv. kompresor a výstupním zařízením je pneumatický motor. [2]

Výhody:

- jednoduchý rozvod energie
- čistota provozu
- nízké pracovní tlaky v obvodu
- plynulejší rozběh a brzdění
- vyšší rychlosti vykonávaných pohybů než u HD mechanismů
- tlakový vzduch může být vypouštěn do okolí a nemusí se vracet do generátoru
- vhodné i do prostředí s velkým výkyvem teplot, ale i do výbušného prostředí, či do míst, kde je nebezpečí vzniku požáru

Nevýhody:

- malá tuhost mechanismu
- menší výkon
- vysoké náklady na stlačený vzduch [2]

Tab 1) Parametry pneumatických obvodů [2]

Pracovní tlak	0,6 – 1,6 MPa
Přenosová vzdálenost	Stovky metrů
Pracovní médium	Plyn – zpravidla vzduch

2.2 Hydraulické obvody

Mezi hydraulické obvody patří každý tekutinový mechanismus složený z hydraulických prvků, který jako pracovní médium používá kapalinu (minerální oleje, nehořlavé kapaliny, voda). Díky vysokým pracovním tlakům se hydraulické mechanismy používají převážně tam, kde je zapotřebí velkých pracovních sil, přesné řízení rychlosti a velký poměr výkonu k hmotnosti. [2]

Využití hydraulických mechanismů nám přináší řadu výhod:

- jednoduchý přenos velkých sil či kroutících momentů při relativně malých rozměrech a nízkých hmotnostech hydraulických prvků
- snadný převod přímočarého pohybu na rotační a naopak
- možnost rozvodu energie na špatně přístupná a od sebe vzdálená místa
- jednoduchá údržba
- přijatelná pořizovací cena
- možnost častých změn smyslů pohybů – reverzace

K nevýhodám HD mechanismům patří:

- nežádoucí vznik a přenos tepla na jiné části strojů
- vyžaduje velmi přesnou výrobu hydraulických prvků, aby byla zaručena těsnost vzhledem k vysokým pracovním tlakům a objemovým ztrátám, které výrazně ovlivňují účinnost celého mechanismu
- při měnícím se zatížením nelze udržet konstantní rychlost či otáčky
- náchylnost na nečistoty - výrazně ovlivňuje životnost
- mohou vznikat kmity v HD obvodu či dokonce hydraulické rázy

Oblast použití hydraulických mechanismů:

- Strojírenství, stavebnictví, zemědělský průmysl, dopravní průmysl
- Výrobní stroje – obráběcí, hoblovací, vrtací, lisovací
- Mobilní stroje – pohony, pojezdy [2]

Tab 2) Parametry hydraulického obvodu [2]

Pracovní tlak	0 – 32 MPa
Přenosová vzdálenost	Desítky metrů
Pracovní médium	Kapalina

3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI KAPALIN

Při navrhování hydraulického obvodu je nutné respektovat některé základní fyzikální vlastnosti kapalin, ale také zákony známé z mechaniky tekutin. V oblasti hydraulických mechanismů je nejdůležitější Pascalův zákon, rovnice kontinuity a Bernoulliho rovnice. [3,4]

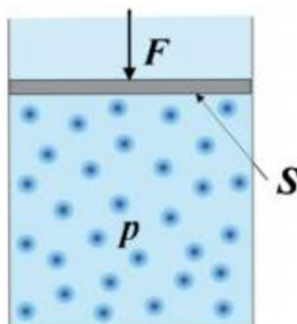
3.1 Pascalův zákon

Pascalův zákon nám popisuje, jak se bude chovat kapalina, pokud na ni bude působit vnější síla – viz obr. 1). Přesné znění Pascalova zákona říká:

“Působíme-li na kapalinu v uzavřené nádobě vnější silou F , pak tato síla vyvolá v kapalině tlak p , který je ve všech místech kapaliny stejný.” [4]

Výpočet tlaku je stanoven rovnicí:

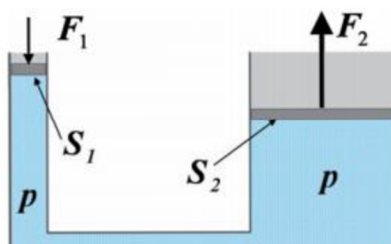
$$p = \frac{F}{S} [Pa] \quad (1)$$



Obr. 1) Tlak v kapalině způsobený vnější silou [4]

Pascalův zákon platí též ve spojených nádobách (obr. 2), a pro tlak v těchto nádobách platí následující vztah:

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} [Pa] \quad (2)$$



Obr. 2) Hydraulický přenos síly [4]

Vyjádřením síly F_2 na výstupu tohoto jednoduchého hydraulického systému dostaneme vztah:

$$F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1} [N] \quad (3)$$

3.2 Rovnice kontinuity

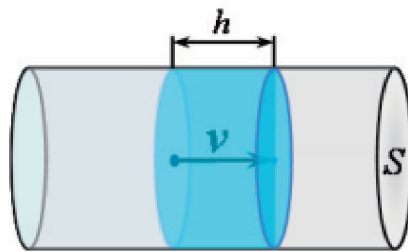
Rovnice kontinuity pojednává o tom, jaké množství kapaliny proteče daným průřezem za jednotku času. Množství kapaliny můžeme vyjádřit dvěma způsoby, buď to v jednotkách objemu, pak tedy mluvíme o objemovém průtoku značený Q_v , a nebo v hmotnostních jednotkách, pak se průtok nazývá průtokem hmotnostním Q_m . V praxi se obvykle používá objemový průtok. Jeho výpočet je ve vztahu: [1,3,4]

$$Q_v = S \cdot v \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

kde Q_v [m³ · s⁻¹] - průtok daným průřezem

S [m²] - velikost plochy průřezu

v [m · s⁻¹] - rychlost proudění kapaliny v potrubí

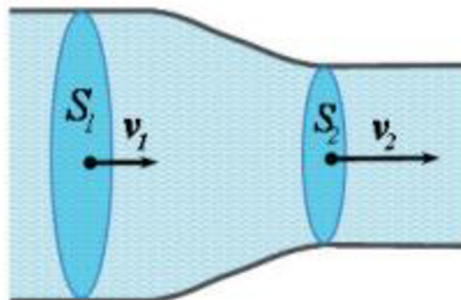


Obr. 3) Průtok kapaliny potrubím [4]

Při proudění hydraulické kapaliny hydraulickým obvodem dochází k častým změnám průřezu potrubí (obr. 4). Nicméně je zřejmé, že hydraulická kapalina nemůže v potrubí ani přibývat a ani se nemůže nikam ztrácet. Rovnice kontinuity nám vyjadřuje právě tuto skutečnost, a sice, že množství kapaliny protečené každým úsekem potrubí je stejné - viz rovnice.

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \text{konst.} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

Důsledek platnosti rovnice kontinuity je zřejmý z obr. 4) – jakmile se průřez potrubí zmenší, zvětší se rychlost proudění kapaliny a naopak. [3,4]



Obr. 4) Proudění kapaliny s proměnlivým průřezem

3.3 Bernoulliho rovnice

Energie obecně nemůže samovolně vznikat ani zanikat, energii nemůžeme zničit ani vyrobit ale pouze přeměňovat z jedné formy na druhou. Ve fyzice se tento zákon nazývá zákonem zachování energie. Bernoulliho rovnice vyjadřuje právě zákon zachování energie při proudění kapaliny v potrubí. [3]

Celková energie kapaliny se skládá z pěti základních druhů energie – potenciální, tlakové, deformační, kinetické a tepelné.

$$E = E_h + E_p + E_d + E_k + E_T [J] \quad (6)$$

Pro zjednodušení uvažujme, že proudění kapaliny bude probíhat beze ztrát – ideální proudění. To znamená, že za hydraulickou kapalinu budeme považovat kapalinu ideální, nestlačitelnou a tedy deformační energii E_d budeme zanedbávat. Podobně budeme zanedbávat i tepelnou energii E_T , která sice v hydraulických obvodech může i při malých teplotních změnách představovat poměrně velkou složku, nicméně se tato energie nevyužívá. Tepelná energie je v hydraulických mechanismech nežádoucí a její růst snižuje účinnost celého mechanismu. [3]

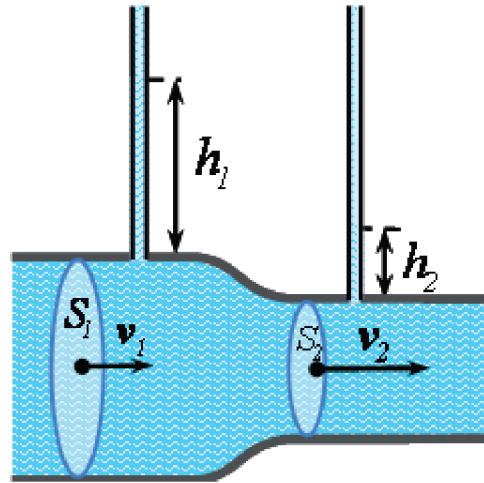
Ideální (dokonalá) kapalina:

- předpokládáme, že vnitřní síly mezi jednotlivými částicemi jsou větší než vnější síla, kterou kapalinu zatěžujeme, uvažujeme tedy, že kapalina je nestlačitelná
- dokonale tekutá, bez vnitřního tření
- spojitá, to co platí pro jednotlivé elementy kapaliny, platí pro celou kapalinu

Skutečná (reálná) kapalina: “Je to kapalina, která se dá mírně stlačit a má vnitřní tření.”

- reálná kapalina podléhá vnějšímu zatížení a je tedy mírně stlačitelná
- u reálné kapaliny musíme též uvažovat vnitřní tření mezi jednotlivými elementárními částicemi[3,4]

V hydraulických obvodech je nositelem energie tlaková kapalina, bude nás tedy zajímat zejména energie tlaková E_p . Pohyb tlakové kapaliny, nám představuje další složka – energie kinetická (pohybová) E_k . Kapalina proudící v hydraulických zařízeních musí překonávat určité výškové rozdíly. Zástupcem těchto výškových rozdílů je potenciální (polohová) energie kapaliny E_h . Pokud porovnáme význam energie tlakové s energií danou změnou výšky, zjistíme, že energie polohová je vůči tlakové zanedbatelná. Proto budeme uvažovat se zjednodušeným tvarem Bernoulliho rovnice s prouděním kapaliny vodorovným potrubím – obr. 8. [3,4]



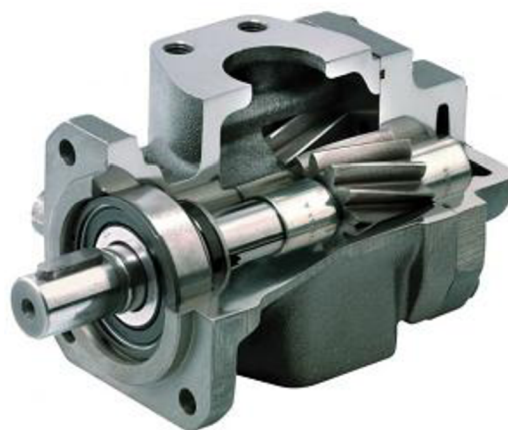
Obr. 5) Změna tlakové a kinetické energie ve vodorovném potrubí [4]

4 HYDROGENERÁTORY

Hydrogenerátor – čerpadlo – je vstupním zařízením hydraulického obvodu. Funkcí hydrogenerátoru je přeměna mechanické energie, nejčastěji rotačního pohybu elektromotoru, na kinetickou a tlakovou energii kapaliny. Kapalina z nádrže je do hydrogenerátoru přiváděna vstupním neboli sacím kanálem. Kapalina prochází pracovním prostorem a odchází výstupním kanálem dále do oběhu. Charakteristickou veličinou hydrogenerátorů je geometrický objem značený V_g , což je objem kapaliny, který proteče hydrogenerátorem za ideálních podmínek za jednu otáčku. [5,7,14]

4.1 Zubové hydrogenerátory

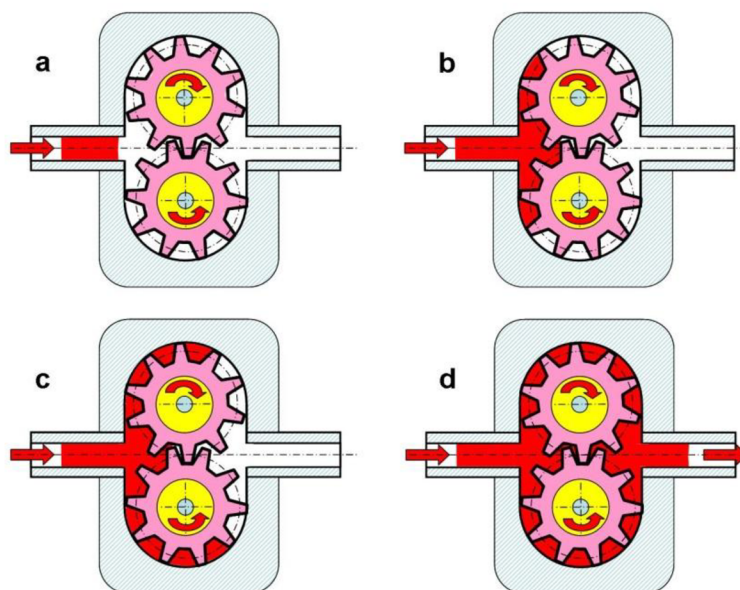
Zubové hydrogenerátory, díky své poměrně jednoduché konstrukci, spolehlivosti a výrobním nákladům patří v dnešní době k nejrozšířenějším generátorům používaným v hydraulických mechanismech. Ve většině případů se vyrábějí bez možnosti reverzace, s neměnným geometrickým objemem, nevyžadují plnění a v sacím kanále snesou i mírný podtlak. Nevýhodou je pulzující průtok a poměrně hlučný chod. Účinnosti se pohybují v rozmezí 50 – 80%. [5,7,14]



Obr. 6) Řez zubovým hydrogenerátorem [14]

4.1.1 Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením

Princip funkce zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením je zřejmý z obr. 7). Otáčející se spoluzabírající ozubená kola, z nichž jedno je hnané elektromotorem. Podtlak v sacím prostoru, který vzniká tím, jak zuby vycházejí ze záběru a dochází tím ke zvětšování volného objemu, nasává kapalinu do čerpadla. Kapalina je pak následně unášena v zubových mezerách po obvodu ozubených kol a dopravována až do výtlačného prostoru. Jakmile zuby ve výtlačném prostoru přicházejí do vzájemného záběru, kapalina je naopak stlačována na poměrně vysoký tlak a vytlačena do výtlačného potrubí. [14]

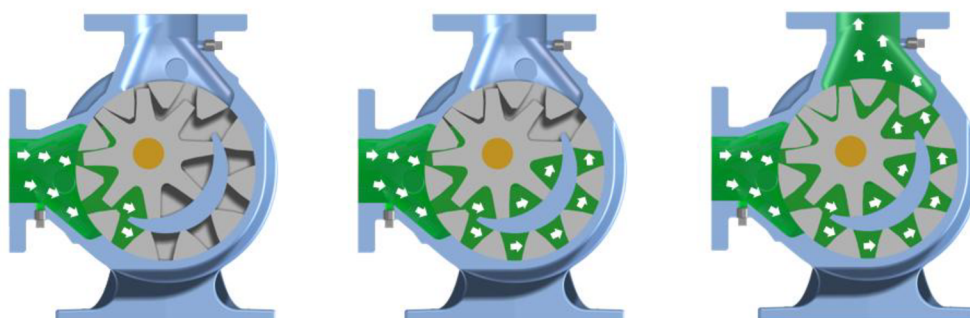


Obr. 7) Jednotlivé fáze činnosti zubového čerpadla s vnějším ozubením [15]

4.1.2 Zubové generátory s vnitřním ozubením

Zubová čerpadla s vnitřním ozubením jsou velmi univerzální pro všechny druhy kapalin a průtoky až do 6000l/min. Díky robustní konstrukci nejsou tak náročná na nečistoty v hydraulické kapalině a zároveň dobře snášejí rázové zatížení. Konstrukční řešení vnitřního ozubení je technologicky náročnější a tedy i cena je vyšší než u ozubení vnějšího. Poměrně vysoký výkon vůči malým hmotnostem je velikou výhodou.

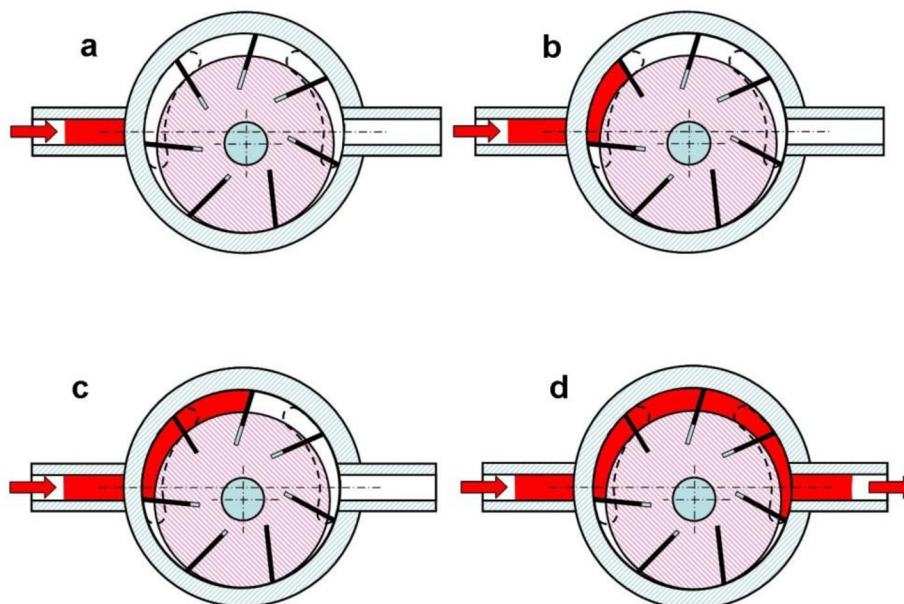
Funkce zubového čerpadla s vnitřním ozubením je prakticky stejná jako u čerpadel s ozubením vnějším. Konstrukce čerpadla s vnitřním ozubením využívá dvou do sebe zasazených ozubených kol. Ozubeného vnějšího kola (rotor), které je poháněné motorem a ozubeného kola vnitřního (pastorku), který je poháněn otáčejícím se rotorem. Excentrické uložení obou kol umožňuje zařadit do konstrukce tzv. půlměsíček, což je vložka oddělující sací a výtlačný prostor. Do výtlačného prostoru je pak střídavě přiváděno čerpané médium z rotoru a pastorku, které vyplňuje zubové mezery, jak je zřejmé z obr. 8). Díky této skutečnosti je zajištěn nepulsující tok čerpané kapaliny. [5,14,21]



Obr. 8) Princip hydrogenerátoru s vnitřním ozubením [21]

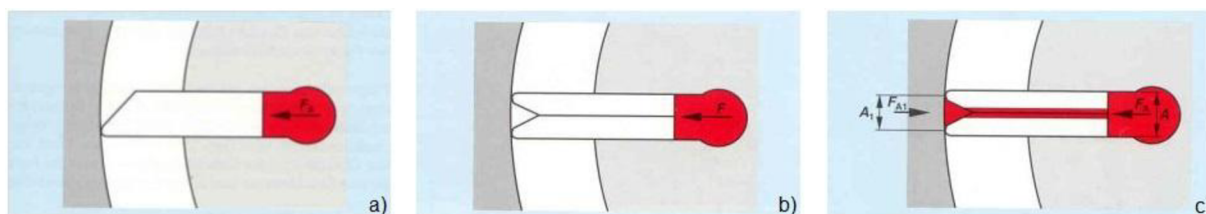
4.1.3 Lamelové hydrogenerátory

Lamelové čerpadla se svojí funkcí velice podobají zubovým čerpadlům. Konstrukce využívá excentricky uloženého rotoru, vzhledem ke středu dutiny čerpadla, který si můžeme představit jako buben, který je opatřen několika výsuvnými lamelami po jeho obvodu. Rotací rotoru pak dochází k samovolné úpravě délek lamel, které jsou přitlačovány na stěnu dutiny. Kapalina je unášena po obvodu, přehrazeným lamelami, které vytváří pracovní prostor, jehož objem se mění s otáčkami – viz obr. 9). Lamelové čerpadla se obvykle vyrábějí jako regulační. [5,7]



Obr. 9) Lamelový hydrogenerátor [15]

Na lamely jsou kladeny požadavky malého tření a vysoké těsnosti mezi konci lamel a stěnami dutiny. Proto rozeznáváme základní druhy lamel – obr. 10. [5]



Obr. 10) Konstrukce lamel [5]

a) jednoduchá lamela, b) dvojitá lamela, c) lamela s tlakovým vyvážením

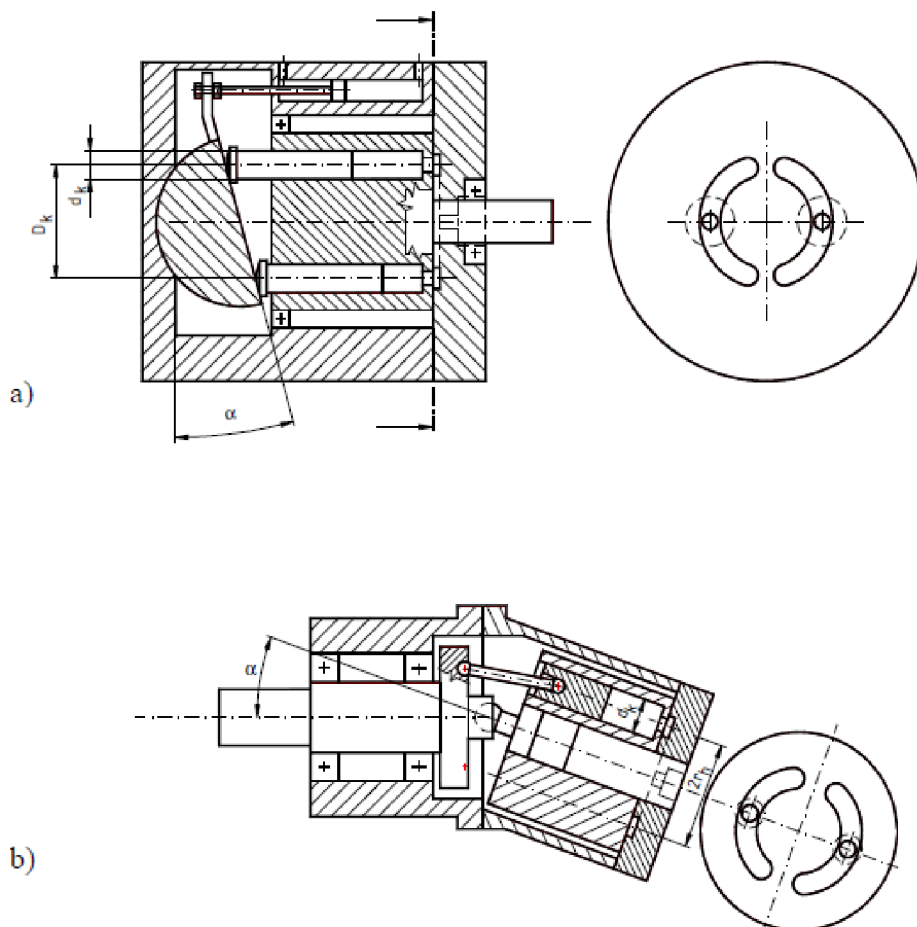
4.2 Pístové hydrogenerátory

Základním konstrukčním prvkem těchto hydrogenerátorů jsou písty, které vykonávají ve válcích přímočarý pohyb vratný. Válce jsou uspořádány buď to jednotlivě, nebo v tzv. blocích. Podle prostorového uspořádání pístů rozlišujeme hydrogenerátory:

- axiální
- radiální
- řadové

4.2.1 Axiální pístové hydrogenerátory

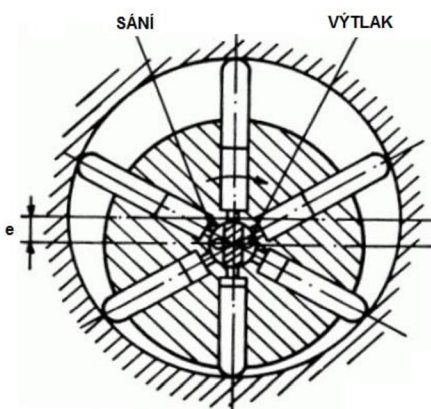
Axiální pístové hydrogenerátory mají písty rovnoběžné s osou rotace bloku válců a nakloněnou součástí je deska, nebo je deska kolmá k ose rotace a nakloněnou částí je samotný blok válců s písty. Úhel sklonu je vždy menší než 45° . Základní princip těchto hydrogenerátorů je zřejmý z obr. 11. Konstrukční řešení druhého typu nám zaručuje samonasávání nuceným pohybem pístů a lze jej uspořádat jako regulační i neregulační, na rozdíl od prvního typu s nakloněnou deskou, který je obvykle řešen pouze jako regulační a většinou potřebuje zabezpečit dodávání kapaliny do sání pomocným zdrojem. [2,5,7]



Obr. 11) Konstrukční řešení axiálních pístových čerpadel
a) s nakloněnou deskou; b) s nakloněným blokem válců [18]

4.2.2 Radiální pístový hydrogenerátor

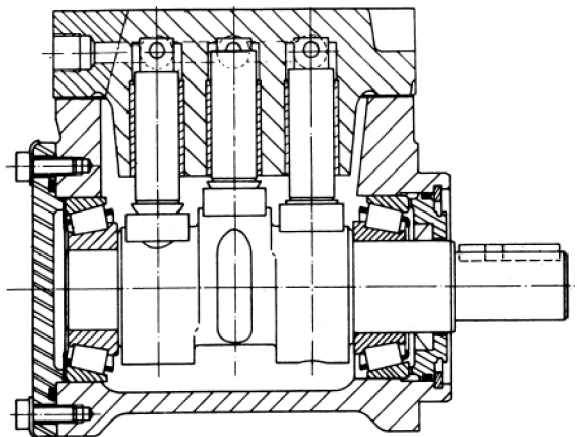
Typ těchto pístových hydrogenerátorů se vyznačuje kolmým a zároveň radiálním uspořádáním pístů k hnací hřídeli. Radiální pístové generátory se nejčastěji vyrábějí s rotujícím blokem válců, který je uložen otočně na pevném čepu, který je v místě vrtání válců zfrézován a rozděluje tak sací a výtlačný prostor. Vrtáním v čepu přivádíme do sacího prostoru kapalinu, která je nasávána do válců a od druhé poloviny otáčky je kapalina vytlačována do výtlačného prostoru a odchází opět přes vrtání v čepu. Styk pístů se statorem může být zajištěn například přitlačnými pružinami, tlakem kapaliny nebo vedením pístů ve statoru. U regulačních generátorů se mění geometrický objem změnou jeho excentricity jak je vidět na obr. 12). [5]



Obr. 12) Konstrukce radiálního pístového čerpadla [5]

4.2.3 Řadové pístové hydrogenerátory

Písty řadových hydrogenerátorů, které konají přímočarý pohyb vratný, jsou umístěny v řadě, v jedné rovině kolmé na osu hnacího hřídele. Provedení těchto generátorů může být složena z jednoho či více pístů. Řadové hydrogenerátory mohou pracovat s vysokými tlaky a vyznačují se vysokou účinností. Nejčastěji se s nimi můžeme setkat v průmyslových provozech např. hydraulické lisy. Příklad konstrukce řadového generátoru, který pohání písty vačkovou hřídelí je na obr. 13). [5]



Obr. 13) Řadový pístový hydrogenerátor [5]

5 ŘÍDÍCÍ PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

V každém pneumatickém a hydraulickém obvodu najdeme prvky pro řízení výstupních parametrů hydraulického obvodu. Podle funkce, kterou plní, rozeznáváme prvky:

- řízení tlaku
- řízení průtoku
- hrazení průtoku

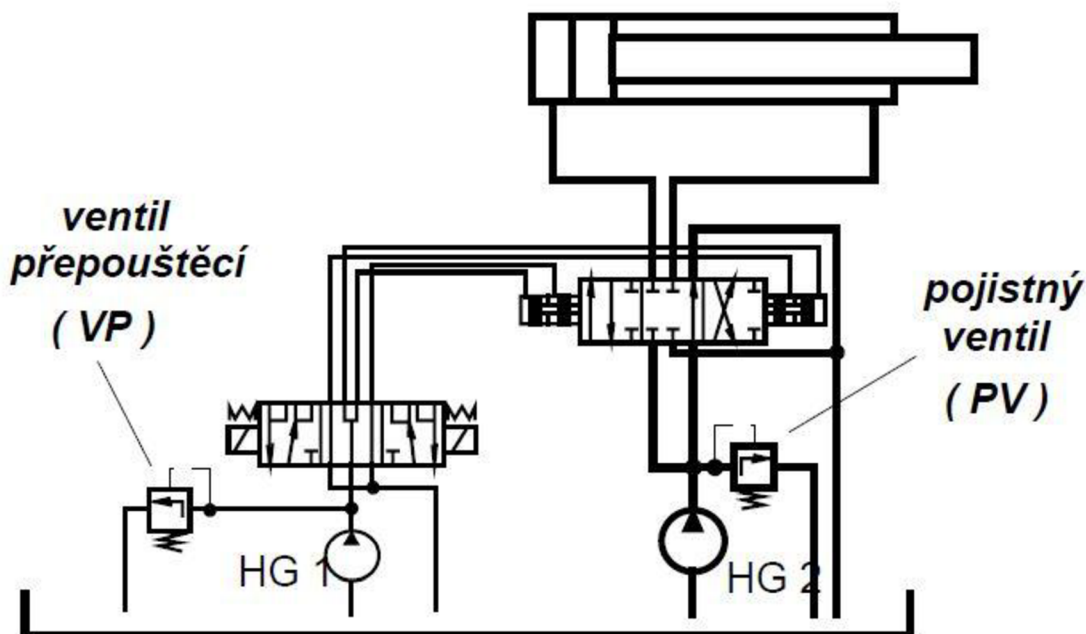
5.1 Prvky pro řízení tlaku

V hydraulických obvodech potřebujeme udržovat konstantní tlak, velmi často je zapotřebí tlak redukovat či připojovat a odpojovat sériově zapojené prvky. K těmto změnám zapojujeme do obvodů tzv. prvky pro řízení tlaku.

5.1.1 Tlakové ventily

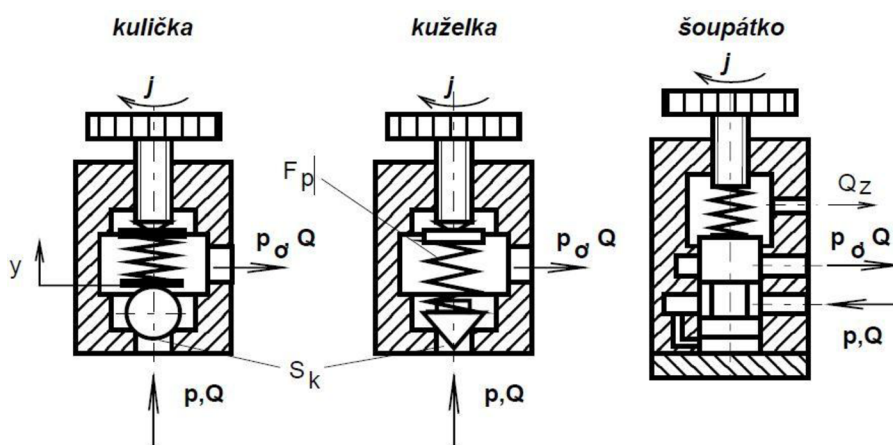
Konstrukce tlakových ventilů je prakticky shodná a jsou vzájemně lehko zaměnitelné. Každý z nich má ale v obvodu rozdílnou funkci. Zapojení každého z ventilů je schematicky znázorněno v obr. 14).

- **Pojistný ventil** – slouží k jistění obvodu proti přetížením náhlým zvýšením tlaku. Při normálním provozu není pojistný ventil v činnosti a musí být tedy dokonale těsný. K otevření pojistného ventilu dochází až při překročení přípustné meze.
- **Ventil přepouštěcí** – funkcí přepouštěcího ventilu je udržovat konstantní tlak v hydraulickém obvodu. Přepouštěcí ventil není nijak závislý na velikosti průtoku. [2,5]



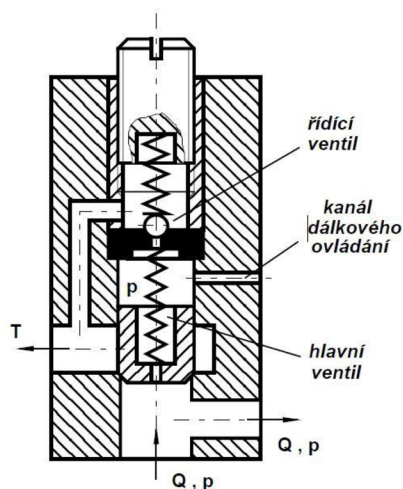
Obr. 14) Zapojení pojistného ventilu a ventilu přepouštěcího [5]

Jednostupňové tlakové ventily – nejčastěji se vyskytují v obvodech s nižšími tlaky a malými průtoky. Řídicí prvek nejčastěji kulička či kuželka je zpravidla ovládána přes pružinu – obr. 9.[5]



Obr. 15) Jednostupňové tlakové ventily [5]

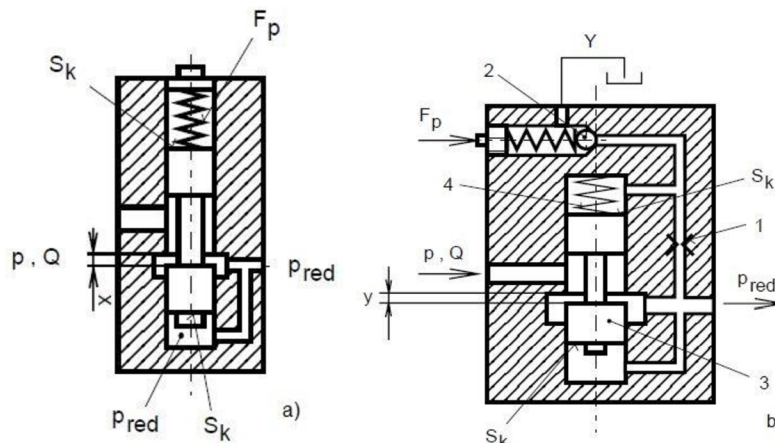
Dvoustupňové tlakové ventily – používají se v hydraulických obvodech s vyššími tlaky a průtoky. Řídicí prvek tlaku, nejčastěji kuželka je ovládána pomocným řídicím ventilem obr. 16). Je dosahováno mnohem menších rozměrů a hmotností pro stejné tlaky a průtoky než u jednostupňových tlakových ventilů. Může být ovládán na dálku. [5]



Obr. 16) Dvoustupňový tlakový ventil[5]

5.1.2 Redukční ventily

Redukční ventil zmenšuje (redukuje) hodnotu výstupního tlaku oproti vstupnímu a navíc udržuje výstupní tlak na konstantní hodnotě i při kolísání vstupního tlaku anebo při proměnlivé zátěži. Redukční ventil poznáme snadno tak, že je vždy zapojen sériově k jinému prvku. Konstrukčně rozeznáváme opět jednostupňové a dvoustupňové, které můžeme vidět na obr. 11. [2,5]



Obr. 17) Konstrukční provedení redukčních ventilů
 a) jednostupňový, b) dvoustupňový [5]

5.2 Prvky pro řízení průtoku

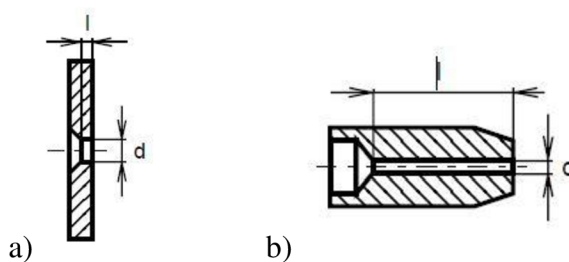
Prvky pro řízení průtoku pracují na bázi přeměny části energie tlakové, na energii tepelnou, což zapříčiňuje zvyšování teploty kapaliny v obvodu. Tyto prvky můžeme nazývat těž odpory. [5]

5.2.1 Řízení průtoku s konstantním odporem – clony, trysky

Clony a trysky používáme k řízení tlakového spádu na základních konstrukčních prvcích hydraulických prvků. Pomáhají nám udržovat konstantní průtok v paralelních větvích a využíváme jejich tlumících vlastností. Základním rozdílem mezi clonou a tryskou je délka škrťícího kanálu.

$$\text{Clony: } 0,2 < \frac{l}{d} < 2$$

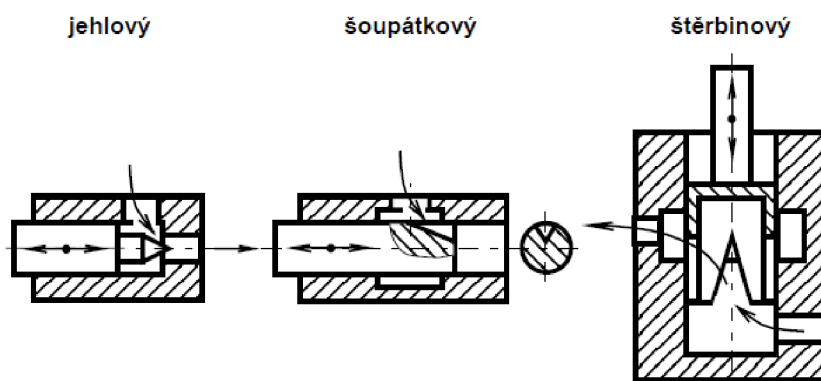
$$\text{Trysky: } \frac{l}{d} > 20$$



Obr. 18) Konstantní odpory – a) Clona; b) Tryska [5]

5.2.2 Řízení průtoku s proměnlivým odporem – škrťící ventily, děliče průtoku

Škrťící ventily – umožňují spojité řízení odporu proti protékající hydraulické kapalině. Konstrukce škrťících ventilů se může lišit použitým prvkem pro řízení průtoku. Na obr. 19) jsou zobrazeny možné konstrukce.



Obr. 19) Konstrukční provedení škrťicích ventilů[5]

Jehlové a štěrbinové škrťicí ventily

Toto vyhotovení je velmi laciné a řadíme je do tzv. viskozitně nezávislé ventily, neboť dráha, kterou musí kapalina ventilem urazit, je velmi malá.[5]

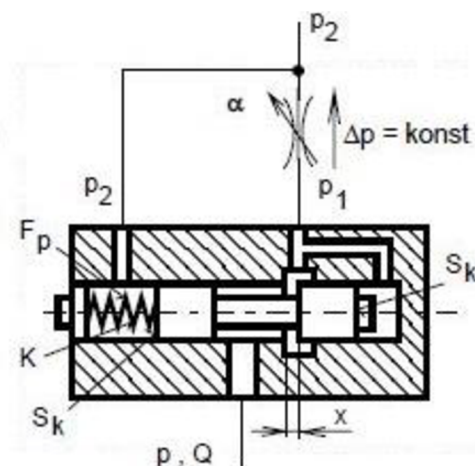
Šoupátkové škrťicí ventily

Tyto ventily spadají do skupiny ventilů, které mají dlouhou stykovou plochu s kapalinou, a proto o nich mluvíme jako o viskozitně závislých [5]

Dvoucestný škrťicí ventil se stabilizací

Stabilizace tlakového spádu může být dosažena přidáním do obvodu dvoucestného škrťicího ventilu se stabilizací (obr. 20), který vzniká zapojením škrťicího ventilu a jedноступňového redukčního ventilu do série. Tato funkce se nazývá též dvoucestnou tlakovou váhou (DTV). Díky DTV je průtok téměř nezávislý na vstupním tlaku p_1 a výstupním tlaku p_2 .

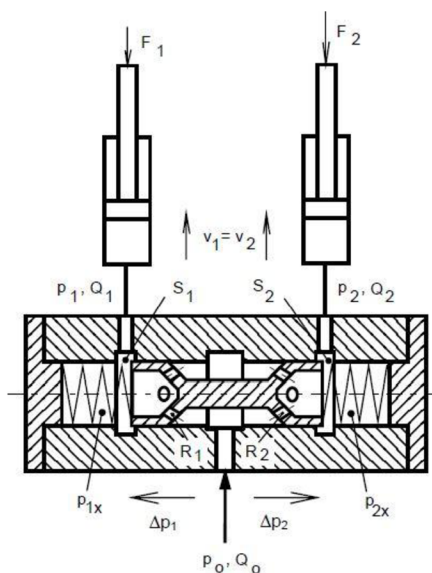
Princip vychází ze silové rovnováhy. Stoupne-li tlak p_2 , například zvýšením zátěže, pak je silová rovnováha porušena a zpětná vazba z výstupu do prostoru nad šoupátkem začne přesouvat šoupátko směrem doprava. Tím se zvětší průtočný průřez, klesne odpor proti pohybu kapaliny a tím se zvýší vstupní tlak p_1 . Po krátké chvíli se silová rovnováha obnoví a průtok kapaliny škrťicím ventilem se nemění.[5]



Obr. 20) Dvoucestný škrťicí ventil se stabilizací [5]

5.2.3 Děliče průtoku

Pokud požadujeme v hydraulickém obvodu synchronizaci dvou a více přímočarých hydromotorů používáme děliče průtoku. Přesnost dělení průtoku závisí na velikosti průtoku, způsobu zatěžování a na rozdílu v zátěži. Na obr. 21) je schematicky znázorněn dělič průtoku pro dva přímočaré motory. [5]



Obr. 21) Konstrukce děliče průtoku [5]

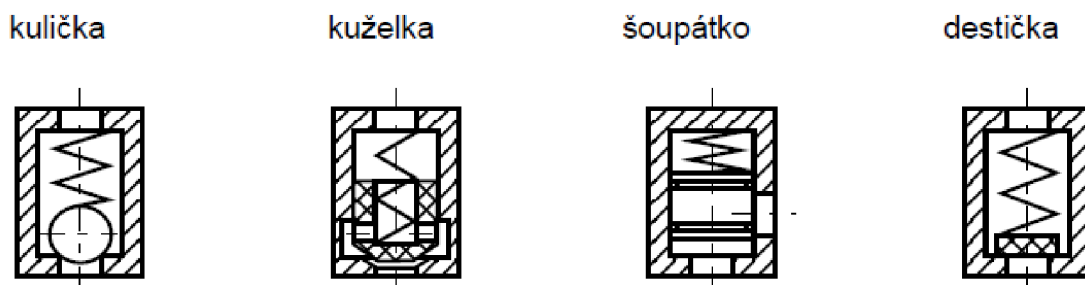
5.3 Prvky pro hrazení průtoku

Nezbytnou součástí hydraulických obvodů jsou také prvky pro hrazení průtoku, které nám umožňují hradit nebo měnit směr proudění kapaliny v obvodu.

5.3.1 Jednosměrné ventily a hydraulické zámky

Jednosměrný ventil

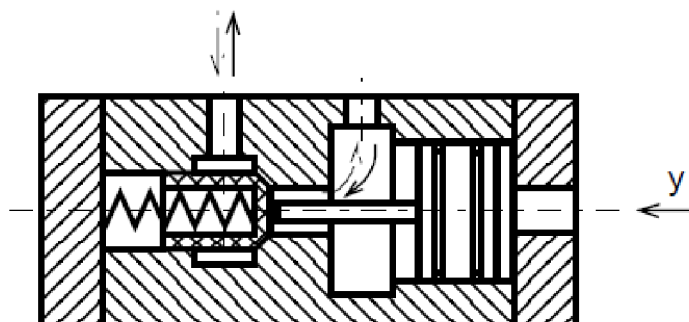
Jednosměrný ventil je konstrukčně jednoduché zařízení, které umožňuje průtok kapaliny pouze jedním směrem. Požadavky na jednosměrné ventily je minimální tlakové ztráty při průchodu ventilu v propustném směru a dokonalá těsnost směru nepropustném. Přítlačným tělískem jak je ukázáno na obr. 22) bývá nejčastěji kulička, kuželka nebo šoupátko či destička. [2,5]



Obr. 22) Rozdělení jednosměrných ventilů dle přítlačného tělíska [5]

Řízený jednosměrný ventil

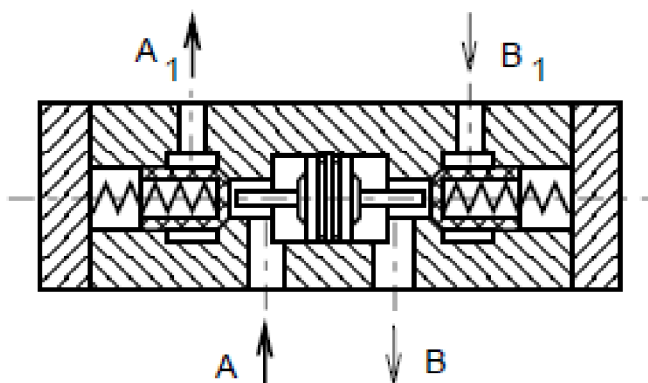
Jednosměrný ventil může být také v provedení s vnějším řízením (obr. 17). Zvýšením tlaku ve směru y je kuželka vytláčena z uzavřené polohy a ventil se tak stává propustným v obou směrech.[2,5]



Obr. 23) Řízený jednosměrný ventil[5]

Hydraulický zámek

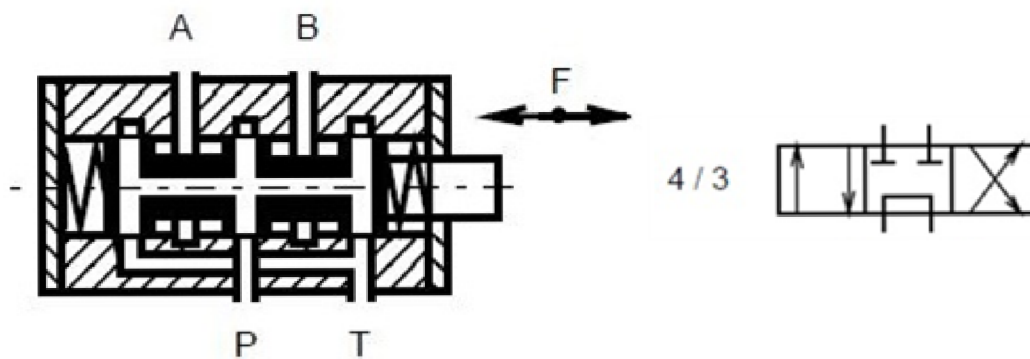
Hydraulický zámek je jednoduchý prvek, který se používá k fixaci přímočarých hydromotorů v určité poloze. Konstrukce hydraulického zámku popsaná na obr. 24) vznikla spojením dvou řízených jednosměrných ventilů, kde jsou jako těsnící prvky použity kuželky. Pokud přivedeme kapalinu do prostoru A , kapalina nadzvedne kuželku a proudí do prostoru A_1 . Současně ale přesune také plovoucí píst doprava, čímž umožní odtok kapalinu z prostoru B_1 do prostoru B . Pokud přivedeme kapalinu do prostoru B , funkce hydraulického zámku je přesně opačná. [2,5]



Obr. 24) Princip funkce hydraulického zámku [5]

5.3.2 Rozváděče

Použití rozváděčů je velice výhodné, neboť jeden konstrukční prvek nám umožňuje řízení i více hydraulických motorů či měnit směr toku kapaliny v obvodu. Nejpoužívanějšími rozváděči jsou šoupátkové. Mohou být řešeny jako dvupolohové či vícepolohové a podle počtu funkčních kanálů dvoucestné nebo vícecestné. Na obr. 25) si ukážeme princip čtyřcestného rozváděče se třemi polohami (4/3). Ovládání může být řešeno ručně, magneticky, elektromagneticky, pneumaticky, ale i hydraulicky. [2,5]



Obr. 25) Čtyřcestný třípolohový rozváděč a jeho schematická značka. [5]

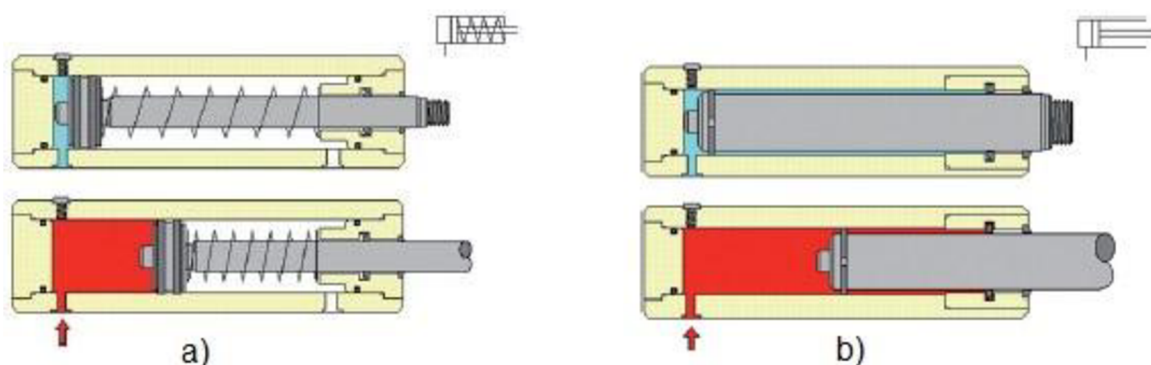
6 HYDROMOTORY

6.1 Lineární hydromotory

Výstupním zařízením hydraulických obvodů jsou hydromotory, nejčastěji lineární. Pístní tyč je vyrobena z konstrukčních ocelí s vysokou pevností, povrch je pak broušen, chromován a přeleštěn. Pístní tyče kontrolujeme na mez vzpěrné stability. Válec je vyroben z bezešvé trubky, vnitřní povrch je nejčastěji kuličkován či válečkován. Čela válce mohou být na válec našroubována nebo navařena. Hydraulické motory nám umožňují vyvinout poměrně velké pracovní síly při malých rozměrech. Pracovní tlak kapaliny dosahuje maximálně 40 až 50 MPa při rychlostech zdvihu do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [2,4,5,21]

6.1.1 Jednočinné lineární hydromotory

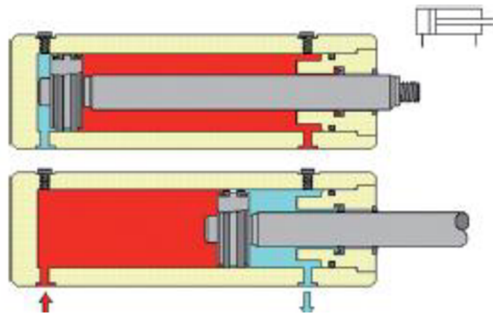
Jednočinné hydromotory se vyznačují tím, že přívod kapaliny je pouze na jednu stranu pístu, silové účinky působí tedy pouze ve směru zdvihu. Pohyb vratný je zajištěn pružinou vestavěnou ve válci motoru, podobně jak je zobrazeno na obr. 26 a). Obdobnou konstrukcí je hydromotor s plunžrem obr. 26 b) kde je pohyb vratný zajištěn působením vnějšího zatížení. Provedení s plunžrem vyžaduje pouze těsnění v místě výstupu pístnice z válce. [4,10]



Obr. 26) Konstrukce jednočinných lineárních hydromotorů
 a) s pružinou, b) s plunžrem [4]

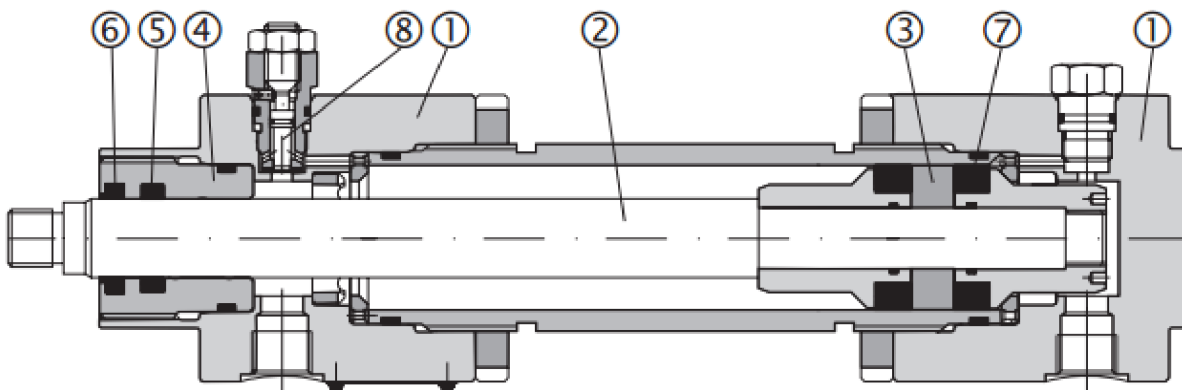
6.1.2 Dvojčinné lineární hydromotory

Dvojčinné lineární motory mohou být konstruovány s jednostrannou nebo oboustrannou pístnicí. Tyto motory vyvíjejí silové působení v obou směrech pomocí tlakové kapaliny, která je přiváděna pod píst nebo nad píst. Z obr. 20 je zřejmé, že pracovní prostor pod pístem je větší než nad pístem, tudíž u motorů s jednostrannou pístnicí dostáváme rozdílné síly a rychlosti při pohybu pístu. Při vysouvání pístnice je dosahováno menší rychlosti, ale větší pracovní síly, při zasouvání je síla naopak menší, ale rychlost větší. [4,10]



Obr. 27) Dvojčinný lineární motor bez tlumení v koncových polohách[4]

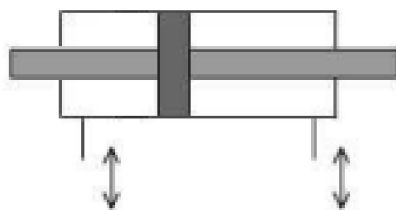
Na obr. 28) je zobrazena nejčastěji používaná konstrukce lineárních motorů v hydraulických obvodech. Jedná se o tzv. diferenciální píst se šroubovanými přírubami (1) a jednostrannou pístnicí (2). Píst je veden pomocí bronzového kroužku (3) a vedení pístnice je zajištěno taktéž bronzovým pouzdrem (4). Velmi důležitá je také těsnost mezi pístnicí a vnějším prostředím, kterou zajišťuje těsnící manžeta (5) a stírací kroužek (6), ale také těsnost mezi oběma pracovními prostory – dvojice těsnících manžet (7). Při vysokých rychlostech zdvihu nebo v případě velkých zatížení je nutné konstrukční provedení s nastavitelným tlumením v koncových polohách (8). [12]



Obr. 28) Konstrukce dvojčinného lineárního hydromotoru s jednostrannou pístnicí [17]

6.1.3 Lineární hydromotory s oboustrannou pístnicí

Jinou konstrukcí může být motor s oboustrannou pístnicí, funkce je zřejmá z obr. 30). Pístnice je průchozí skrz celý válec a může tak vyvozovat pracovní síly na obou stranách. U těchto lineárních hydromotorů je dosaženo stejně velké činné plochy z obou stran pístu, tudíž i dosahované rychlosti a vyvinuté síly se rovnají. Může být řešen tak, že válec je akčním členem a koná pracovní pohyb, přičemž pístnice je pevně ukotvena. [2,5,10]



Obr. 29) Přímočárý hydromotor s oboustrannou pístnicí [17]

6.1.4 Teleskopické hydromotory

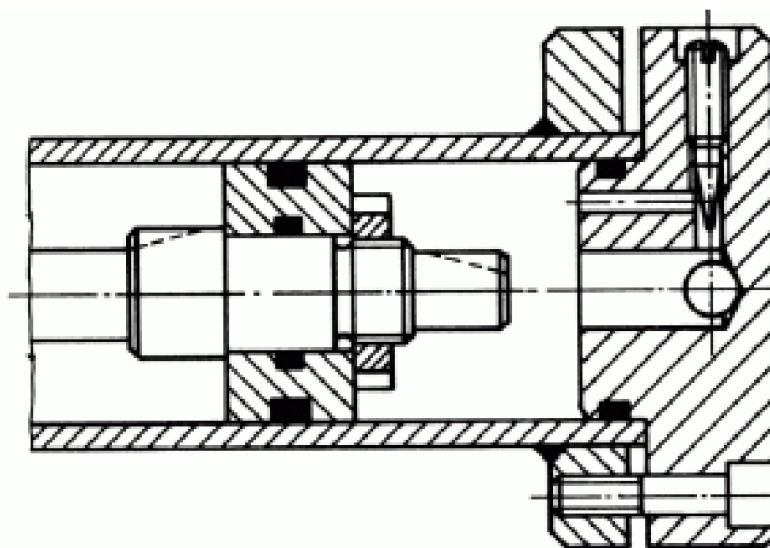
Teleskopické hydromotory jsou typickým představitelem víceúrovňových hydromotorů. Tyto hydromotory se používají jednak ke zvýšení zdvihu, jednak ke zvýšení výsledné síly na pístnici. Vysouvání jednotlivých částí nastává postupně, tím pádem vznikají při vysouvání skokové změny tlaku a rychlostí. Teleskopické hydromotory mohou být též jednočinné i dvočinné. Konstrukce teleskopického hydromotoru je znázorněna na obr. 29).[2,10,11]



Obr. 30) Teleskopický hydromotor ke sklápění korby nákladních automobilů [12]

6.1.5 Tlumení v koncových polohách zdvihu

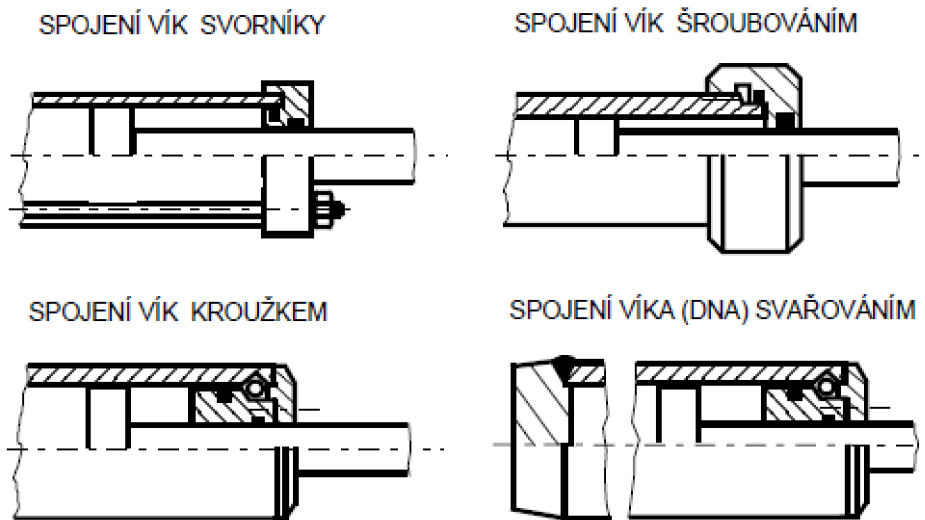
Pokud není konstrukce pístu řešena s tlumením v koncových polohách, naráží píst při plném zdvihu na víka válce. Při nízkých rychlostech nejsou nárazy nijak velké a není nutné volit tlumení. Náraz pístu na dna válce je zvláště nebezpečné při vyšších rychlostech pístu. Mohlo by tak dojít k výraznému snížení životnosti nebo dokonce ke zničení válce. Při vyšších rychlostech pohybu $v > 0,1m \cdot s^{-1}$ je nutné píst před dosednutím zpomalit. Tlumení může být jednostranné nebo oboustranné. Princip tlumení spočívá v maření kinetické energie a zpomalování pístu při zasouvání nastavce nebo osazení pístu či pístnice do prostoru se shodným průměrem, odkud je řízen únik tekutiny. Častým řešením může být tlumení vestavením škrtkového a jednosměrného ventilu do víka válce. Průtok kapaliny při zpětném pohybu zajišťuje plnicí kanálek a právě jednosměrný ventil – viz obr. 31) [2,11]



Obr. 31) Možná konstrukce tlumení v koncových polohách [5]

6.1.6 Spojení vík a válců

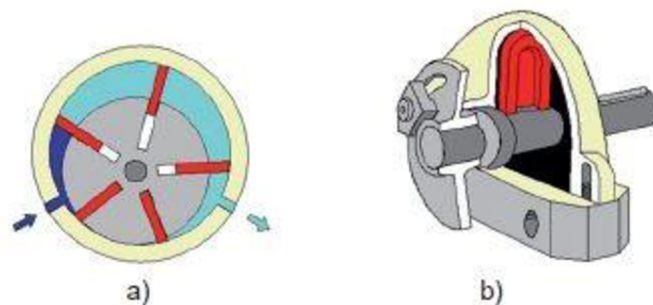
Víka s válci mohou být spojena několika způsoby, které jsou naznačeny na obr. 32). Víka mohou být k válci přivařeny nebo spojena přírubami, našroubováním vík na válce či přišroubováním vík na přírubu k uchycení válce. Způsoby připevnění vík k válcům je závislé především na provozních tlacích. [11]



Obr. 32) Možné řešení spojení vík k válci [5]

6.2 Rotační a kyvné hydromotory

Stejně jako u lineárních hydromotorů dochází k přeměně tlakové energie na mechanickou s tím rozdílem, že tyto motory vykonávají pohyb rotační. Rotační motory (obr. 22 a) fungují v mnoha ohledech podobně jako příslušné hydrogenerátory. Jejich konstrukce může být různá a můžeme říct, že princip jejich činnosti je inverzní k činnosti hydrogenerátorů. Pokud rotační pohyb probíhá na úhlu menším než 360° , mluvíme o tzv. motorech s kyvným pohybem – obr. 22 b).[4]



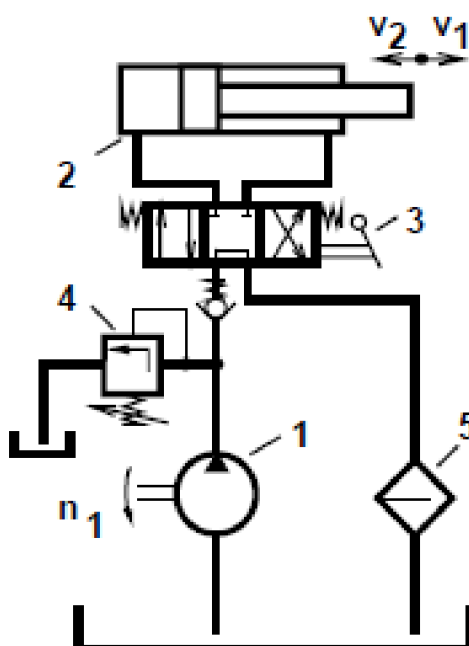
Obr. 22 – a) Rotační hydromotor; b) Kyvný hydromotor [4]

7 HYDRAULICKÉ OBVODY

Hydraulické obvody můžeme dělit podle toku tlakové kapaliny na obvody otevřené a uzavřené. [6]

7.1 Hydraulický obvod otevřený

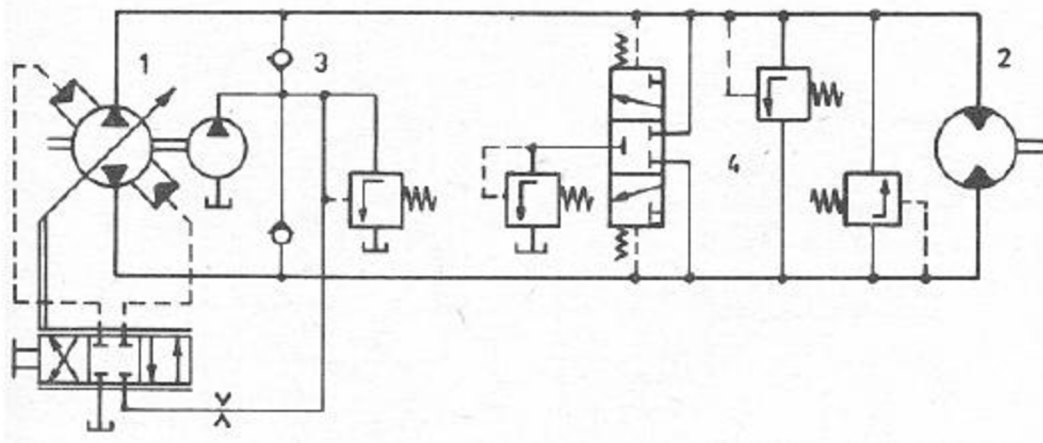
Otevřený hydraulický systém je charakteristický tím, že nádrž je sériově vestavěna mezi hydrogenerátor a hydromotor. Kapalina je nasávána hydrogenerátorem z nádrže, potrubím prochází přes příslušné hydraulické prvky až do hydromotoru. Po vykonání práce se kapalina vrací zpět do zásobní nádrže, odkud je hydrogenerátorem opět nasávána do oběhu. Funkční schéma zapojení je zobrazeno na obr. 33). [5,6]



Obr. 33) Schéma zapojení otevřeného obvodu s přímočarým hydromotorem [5]
 (1 – hydrogenerátor; 2 – hydromotor, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil, 5 – filtr)

7.2 Hydraulický obvod uzavřený

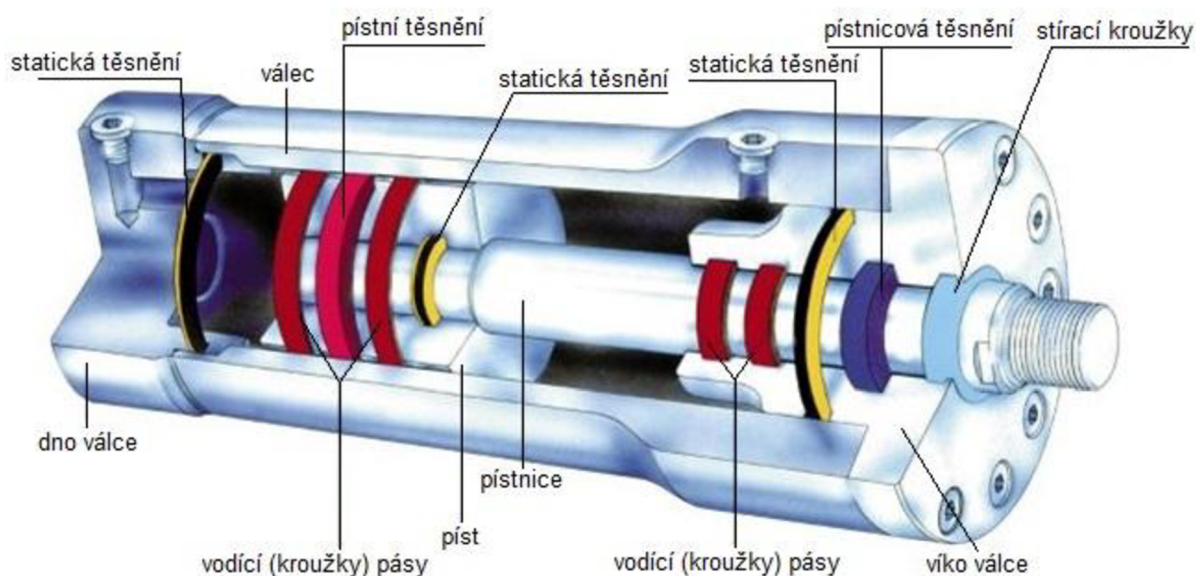
U uzavřených obvodů se velmi často používají regulační hydrogenerátory schopné reverzního chodu, které umožňují změnu směru pohybu motorů. Kapalina se po předání energie v hydromotoru vrací opět do generátoru, přičemž pracovní prostory hydrogenerátoru a hydromotoru nejsou dokonale těsné a vykazují průtokové ztráty, které se shromažďují v zásobní nádrži. Jelikož hlavní hydrogenerátory v uzavřených obvodech nejsou ve většině případů samonasávací, je zapotřebí doplňovat kapalinu do oběhu pomocným hydrogenerátorem. Zapojením pomocného hydrogenerátoru do oběhu se zároveň snižuje hlučnost v sání. Velmi často bývá kapalina filtrována, případně chlazena. Zásobní nádrž je menší než u otevřených obvodů a je vestavěna paralelně k HG a HM. Uzavřený obvod je zobrazen na obr. 34). [5,6]



Obr. 34) Uzavřený hydraulický obvod [5]
 (1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – plnicí a řídicí část obvodu, 4 – vyplachovací část)

8 NÁVRH HYDRAULICKÉHO MOTORU

V následující kapitole se budeme věnovat konkrétnímu řešení a návrhu konstrukce lineárního hydraulického válce pro zvedací zařízení. Při tomto návrhu je nutné zadat některé základní parametry hydromotoru. V první řadě je potřebné zadat maximální sílu, kterou hydraulický válec vyvine, maximální pracovní tlaky, velikost pracovního zdvihu a také maximální rychlost pohybu pístu. Následujícím krokem bude volba vhodného materiálu a dimenzování pístní tyče s kontrolou vzpěrné stability. S ohledem na maximální pracovní tlak navrheme průměr pístu a vrtání válce hydromotoru. Z katalogu od firmy Hennlich budeme volit další prvky hydraulického válce jako například vhodné těsnění a stírací kroužky, vodící pásy atd.



Obr. 35) Schéma lineárního hydromotoru s popisky [19]

8.1 Zadané parametry

Pracovní tlak: $p = 20\text{MPa}$

Zdvihací síla: $F_z = 200\text{kN}$

Zdvih: $h = 1500\text{mm}$

Rychlost zdvihu: $v = 0,5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

8.2 Pístní tyč

Materiál pístní tyče je volen s ohledem na zadané parametry, proto je volena slitinová zakalená ocel, která je vhodná pro střední i vysoké namáhání. Tyto pístní tyče dodává firma Hydraulics s.r.o.

Volený materiál: ocel 42CrMo4

Mez kluzu: $Re_1 = 500\text{MPa}$

Součinitel bezpečnosti: $k_1 = 3$

Z vlastností materiálu a součinitele bezpečnosti dopočítáme napětí dovolené σ_{D1} .

Dovolené napětí:

$$\sigma_{D1} = \frac{Re_1}{k} = \frac{500}{3} = 166,667 \text{ MPa} \quad (7)$$

8.2.1 Dimenzování pístní tyče

V prvé řadě musíme vypočítat celkovou sílu F_c , kterou bude muset lineární hydromotor vykonat, aby překonal odpory proti pohybu F_0 , které vznikají vlivem těsnění a zároveň vykonal požadovanou zdvihací sílu F_z . Předpokládáme, že $F_0 = 0,1 \cdot F_z$. [9]

Celková síla:

$$F_c = F_z + F_0 = F_z + 0,1 \cdot F_z = 1,1 \cdot F_z = 1,1 \cdot 200000 = 220 \text{ kN} \quad (8)$$

Poté si z dovoleného napětí σ_{D1} vyjádříme a vypočítáme kritický průměr pístnice d_{pk} .

$$\sigma_{D1} \geq \frac{F_c}{S_1} = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_{pk}^2} \Rightarrow d_{pk} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot \sigma_{D1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 220000}{\pi \cdot 1,66 \cdot 10^8}} = 40,996 \text{ mm} \quad (9)$$

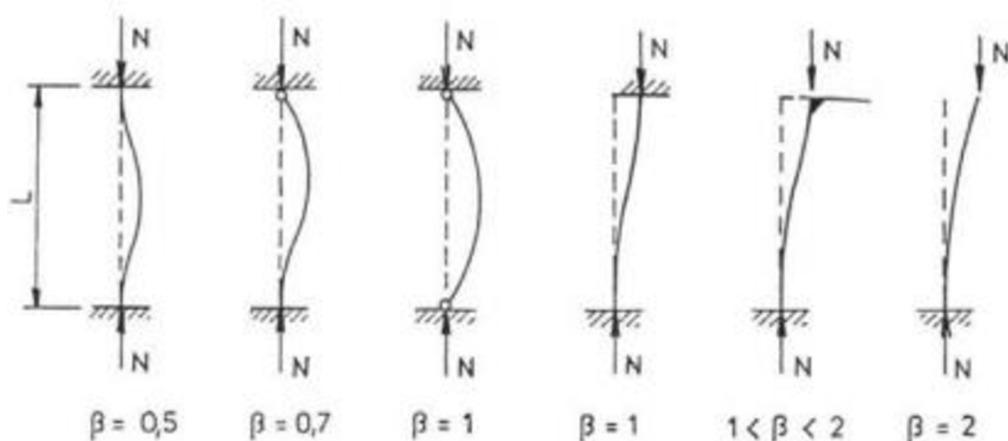
Průměr pístní tyče volím tak, aby byla zachována podmínka $d_{pk} \leq d_{p1}$.

$$d_{p1} = 45 \text{ mm}$$

8.2.2 Kontrola vzpěrné stability

Při kontrole vzpěrné stability pístní tyče je důležité nejprve určit součinitel vzpěrné délky prutu v ohybu. Pro základní případy prutů s konstantním průřezem a konstantní osovou silou jsou vzpěrné délky uvedeny v tabulce. [20]

Tab 3) Součinitel β – vzpěrná délka štíhlých prutů [20]



V našem případě není konec pístní tyče nijak veden ani uložen, a proto uvažujeme případ vetknutí (poslední případ).

Součinitel vzpěrné délky prutu: $\beta = 2$

Vzpěrná délka: $l_{red} = h \cdot \beta = 1,5 \cdot 2 = 3 \text{ m}$

Z pevnostní podmínky pro vzpěr vypočteme průměr ke kritické síle.

$$F < \frac{F_{krit}}{k} \quad kde \quad F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}} \quad (10)$$

Za kvadratický moment průřezu J_{min} dosadíme z následujícího vztahu.

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_{krit}^4}{64} \quad (11)$$

Dosazením do rovnice dostáváme následující vztah.

$$F < \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{k \cdot l_{red}} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_{krit}^4}{k \cdot l_{red}^2} \Rightarrow d_{krit} = \sqrt[4]{\frac{F_C \cdot k \cdot l_{red}^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}}$$

$$d_{krit} = \sqrt[4]{\frac{220000 \cdot 3 \cdot 3^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot 210 \cdot 10^9}} = 87,413 \text{ mm} \quad (12)$$

Je zřejmé, že kritický průměr pístní tyče d_{krit} pro kritickou sílu F_{krit} na mezi vzpěrné stability je jiný, větší, než při výpočtu z podmínky dovoleného napětí σ_{D1} , kde nám průměr pístnice vyšel $d_{p1} = 45 \text{ mm}$. Proto musíme dodržet podmínku z kontroly vzpěru a volit průměr pístní tyče větší než je d_{krit} .

Dle zvoleného materiálu volíme průměr pístní tyče z dostupných katalogů výrobců chromovaných pístních tyčí tak, aby byla splněna následující podmínka $d_p > d_{krit}$.

Průměr pístní tyče volený z katalogu:

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

Průřez pístnice pak bude roven:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} = 6,362 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

Vztahy a postupy pro kontrolu pružného vzpěru (podle Eulera) a nepružného vzpěru (dle Tetmajera-Jasinského) se liší. Doposud jsme kontrolovali mez vzpěrné stability v oblasti pružného vzpěru tedy podle Eulera. Nyní musíme ověřit, zda náš výpočet spadá do oblasti pružného vzpěru a zda jsme počítali správně a volili vztahy odpovídající oblasti.

Nyní si již můžeme určit velikost kvadratického momentu průřezu, neboť již známe zvolený průřez pístnice.

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,09^4}{64} = 3,221 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (14)$$

Dále si určíme poloměr setrvačnosti z kvadratického průřezu J_{min} a průřezu pístní tyče S_1 .

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_1}} = \sqrt{\frac{3,221 \cdot 10^6}{6,362 \cdot 10^3}} = 22,5 \text{ mm} \quad (15)$$

Hlavním kritériem pro kontrolu výpočtu na vzpěr je štíhlostní poměr.

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{3000}{22,5} = 133,33 \quad (16)$$

dále dle Hookeova zákona stanovíme velikost tzv. mezní (kritické) štíhlosti.

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{D1}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210 \cdot 10^9}{1,66 \cdot 10^8}} = 111,515 \quad (17)$$

Dochází-li k porušení stability v pružné oblasti, musí být splněna tato podmínka $\lambda > \lambda_m$. Z porovnání štíhlostního poměru a mezní štíhlosti je zřejmé, že jsme uvažovali správně a námi dimenzovaná pístní tyč je v pořádku. Jestliže by štíhlostní poměr byl menší než mezní štíhlost $\lambda < \lambda_m$ nacházeli bychom se v oblasti nepružného vzpěru. Bylo by tedy nutné přepočítat mezní stav podle Tetmajerovi-Jasinského rovnice.

8.3 Píst

Z konstrukce dvojčinných válců s jednostrannou pístnicí je zřejmé, že pracovní prostory se liší. Pracovní prostor, ve kterém se pohybuje pístní tyč, má menší činnou plochu než pracovní prostor druhý. Aby byla zachována požadovaná funkčnost a tedy, zvedací síla při zvedání i spouštění musí být $F_z = 200kN$, je nutné provádět výpočet pístu v pracovním prostoru s pístnicí.

Označme si pracovní tlak pro pracovní prostor s pístnicí:

$$p_2 = 20MPa$$

Při výpočtu pístu vycházíme z rovnováhy sil hydromotoru ve směru osy pístnice.

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + Fc = 0 \quad (18)$$

Jelikož naši variantou je píst dvojčinný, působí tlak vždy pouze z jedné strany. Ze strany druhé je pak tlak v dané chvíli nulový.

$$p_2 \cdot S_2 + Fc = 0 \quad (19)$$

Z této rovnice si jednoduchou úpravou vypočteme potřebnou plochu pístu S_2 :

$$S_2 = \frac{Fc}{p_2} = \frac{220000}{20} = 11000 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

Pracovní plocha S_2 je plocha mezikruží prostoru s pístní tyčí, přičteme-li průřez pístnice S_1 dostaneme pak celkovou plochu pístu S .

$$S = S_1 + S_2 = 6,362 \cdot 10^3 + 11000 = 17362 \text{ mm}^2 \quad (21)$$

Jednoduchým výpočtem pak dostáváme minimální průměr pístu D_p .

$$D_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17362}{\pi}} = 148,68 \text{ mm} \quad (22)$$

Na základě tohoto výpočtu volím průměr pístu z katalogu:

$$D_p = 150 \text{ mm}$$

8.3.1 Skutečné hodnoty

Volbou většího průměru pístu D_p se nám změní i průřez pístu S , tím pádem se nám změní i výstupní síla F_c . Z tohoto důvodu je nutné tyto veličiny přepočítat a určit tak jejich skutečné hodnoty.

Skutečná plocha pístu:

$$S_{skut} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} = 17671 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

Skutečná pracovní prostor na straně pístu s pístnicí:

$$S_{2\ skut} = S_p - S_1 = 17671 - 6,362 \cdot 10^3 = 11310 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Skutečná pracovní síla hydraulického pístu:

$$F_{Cskut} = p_2 \cdot S_{2\ skut} = 20 \cdot 11310 = 226,2 \text{ kN} \quad (25)$$

Jak již bylo zmíněno v předchozí podkapitole, plochy pracovních prostorů se liší, avšak pracovní síla má být stejná pro zvedání i spouštění. Proto je nezbytné určit pracovní tlak p_1 pro větší pracovní prostor, tedy pro prostor bez pístní tyče.

$$p_1 = \frac{F_{Cskut}}{S_{skut}} = \frac{226200}{17671} = 12,8 \text{ MPa} \quad (26)$$

8.4 Válec

V následující podkapitole se budeme věnovat dimenzování rozměrů válce. Průměr vrtání již počítat nebudeme, neboť bude stejný jako průměr pístu D_p , zaměříme se na volbu materiálu a dimenzování tloušťky stěny válce.

Nejprve si z katalogu výrobců a dodavatelů bezešvých trubek vhodných pro výrobu hydraulických válců vybereme vhodnou bezešvou trubku, která bude pro naše řešení nejlepší. Z katalogu firmy Hydraulics s.r.o. volím tedy bezešvou trubku taženou za studena, s nízkým obsahem uhlíku.

Tab 4) Parametry bežešvé trubky válece [18]

Materiál třídy oceli	ST52.3 BK+S (E355SR) – dle ČSN podobná oceli S355J0
Typ obrobení vnitřního průměru	Válečkování
Tolerance obrobeného vnitřního průměru	H8
Drsnost Ra max obrobeného vnitřního průměru	0,25 μm
Tvrdość povrchu obrobeného vnitřního povrchu	200-260HV
Mez kluzu Re_2	500MPa

Dovolené napětí přepočítané koeficientem bezpečnosti $k_2 = 3$:

$$\sigma_{D2} = \frac{Re_2}{k_2} = \frac{500}{3} = 166,667 \text{ MPa} \quad (27)$$

Poté vypočítáme kritickou tloušťku stěny válece t_k :

$$t_k = \frac{p_2 \cdot D_P}{2 \cdot (\sigma_{D2} - p_2)} = 10,227 \text{ mm} \quad (28)$$

Dle voleného materiálu trubky pro hydraulický válec vybereme vhodnou tloušťku trubky, tak aby byla větší než tloušťka kritická. Proto volím tloušťku stěny $t_p = 15 \text{ mm}$.

Díky tloušťce stěny dostáváme vnější průměr válece:

$$D_V = D_P + 2 \cdot t_p = 150 + 2 \cdot 15 = 180 \text{ mm} \quad (29)$$

8.5 Technické parametry

Jako pracovní kapalinu byl dle doporučení výrobce zvolen hydraulický minerální olej HM-46.

Abychom mohli vypočítat průtok kapaliny, musíme si nejdříve určit čas t , za který se píst přesune z horní koncové polohy do polohy spodní, ale také potřebný objem kapaliny V pro zaplnění pracovního prostoru bez pístnice při plném výsunu.

Pracovní čas:

$$t = \frac{h}{v} = \frac{1,5}{0,5} = 3 \text{ s} \quad (30)$$

Objem kapaliny při plném výsunu:

$$V_1 = S_{skut} \cdot h = 26,507 \text{ l} \quad (31)$$

Průtok kapaliny:

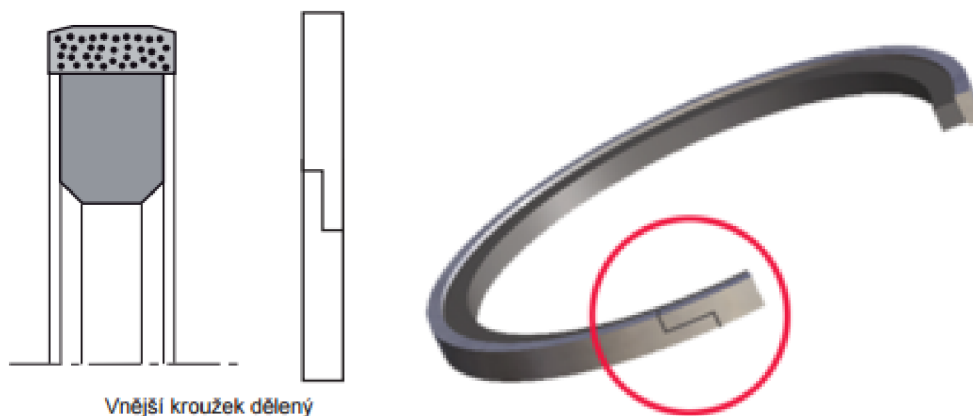
$$Q = \frac{V_1}{t} = \frac{26,507}{3} = 8,836 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (32)$$

8.6 Těsnění

V nadcházející podkapitole se budeme zabývat volbou vhodných těsnících a vodících prvku pro píst a pro pístnici. Při volbě těsnění jsem vycházel především z pracovního tlaku p a rychlosti zdvihu v . Všechny těsnění jsou voleny z katalogu od firmy Hennlich.

8.6.1 Pístní těsnění

Dle našeho řešení jsem zvolil pístní těsnění K714 – 150 × 129 × 8,1. Jedná se o dvojčinné pístové těsnění pro aplikace v těžké hydraulice, určené pro nedělené písty. Montáž, navzdory jeho pevnosti, je velmi jednoduchá díky stupňovitému dělení kluzného kroužku – viz obr. 36). Toto těsnění se vyznačuje vynikající odolností vůči opotřebení a je vhodné pro použití s minerálními oleji. Pravoúhlí předepínací prvek z NBR zaručuje rychlou reakci těsnění na změnu tlaku a zajistí vynikajícím těsnící vlastnostmi za všech pracovních podmínek.



Obr. 36) Pístní těsnění K 714 se stupňovitým dělením [18]

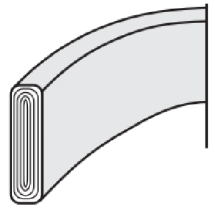
Tab 5) Parametry pístního těsnění typu K 714 [18]

MATERIÁL	Polyamid (PA) / NBR
MAXIMÁLNÍ TLAK	50 MPa
TEPLOTNÍ ROZSAH	-40°C - +110°C
MAXIMÁLNÍ RYCHLOST	2,0 m/s

8.6.2 Vodící pásy

Pro náš hydromotor byly zvoleny vodící pásy (kroužky) typu F 506, které se hodí zejména pro těžkou hydrauliku. Tyto pásy jsou vhodné pro minerální oleje a montáž vodících pásů tohoto typu je velice jednoduchá.

Tab 6) Parametry vodícího pásu typu F 506 [18]

Typ	Teplota [°C]	Měrný tlak p [N/mm ²]			Materiál	
		-20°C	+23°C	+80°C		
F 506	+120 -40	10	15	8	tkanina+polyesterová pryskyřice	

Při volbě rozměrů vodících pásů si musíme dát pozor na maximální vznikající radiální sílu, resp. nejnepříznivější ohybový moment. Tato síla nám figuruje ve výpočtu vodících pásů, jak pro píst, tak pro pístnici. Největší ohybový moment nám bude vznikat při maximálním výsunu. Radiální zatížení uvažujme maximálně 400kg, přičemž nesmíme zapomenout i na hmotnost samotné pístní tyče. Hmotnost pístnice byla vypočítána na cca 100kg.

Vodící pásy pro pístnici

Ohybový moment vypočítáme následovně:

$$M_{rad1} = m_z \cdot g \cdot h + m_p \cdot g \cdot \frac{h}{2} = 400 \cdot g \cdot 1,5 + 100 \cdot g \cdot 0,75 = 6622 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

Reakční síla na vodící pásy uložené na pístu

$$F_{rad} = \frac{M_{rad1}}{x_1} = \frac{6622}{0,028} = 236,5 \text{ kN} \quad (34)$$

Než začneme počítat samotnou délku pásů, je třeba snížit hodnotu dovoleného měrného tlaku koeficientem bezpečnosti $k_f = 2$.

$$p_{mf} = \frac{p_m}{k_f} = \frac{115}{2} = 57,5 \text{ MPa} \quad (35)$$

Potřebná šířka vodících pásů se pak stanoví výpočtem dle vzorce

$$L_{VP1} = \frac{F_{rad}}{p_{mf} \cdot d_p} = \frac{236500}{57,5 \cdot 90} = 45,7 \text{ mm} \quad (36)$$

Šířka jednoho vodícího pásu na pístnici:

$$L_1 = \frac{L_{VP}}{n_p} = \frac{42,652}{3} = 15,2 \text{ mm} \quad (37)$$

Pístnici budeme navrhovat tak, aby byla osazena celkem třemi vodícími kroužky, které byly voleny z katalogu. Konkrétně tedy kroužky typu F 506 – 15 × 2,5 pístnice 90.

Vodící pásy pístu

Výpočet vodících pásů pro píst se počítá obdobně jako při výpočtu na pístnici, liší se pouze ramenem vznikajícího ohybového momentu a vzdálenostmi reakcí na vodících pásech na pístu. Rameno momentu bude samozřejmě větší tudíž i ohybový moment bude větší.

Potřebná délka vodících pásů pro píst byla stanovena dle stejného postupu jako u pístnice:

$$L_{VP2} = \frac{F_{rad}}{p_{mf} \cdot d_x} = \frac{271535}{57,5 \cdot 150} = 31,482 \text{ mm} \quad (38)$$

Šířka jednoho vodícího pásu na pístu:

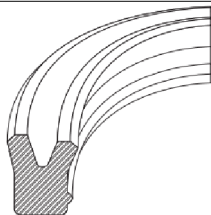
$$L_2 = \frac{L_{VP}}{n_{pp}} = \frac{31,482}{2} = 15,741 \text{ mm} \quad (39)$$

Píst bude osazen stejným typem vodících kroužku a tedy typem F 506. Na pístu bude dostačující použití pouze 2 vodících pásů F 506 – 15 × 2,5 - píst 150.

8.6.3 Pístnicové těsnění

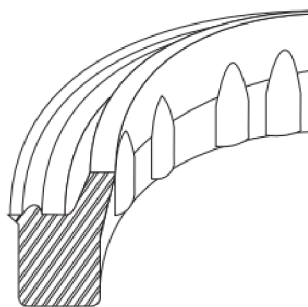
Firma Hennlich nabízí celou řadu pístnicových těsnění, v našem případě bylo voleno těsnění typu S 605 90x105x10. Toto těsnění je vhodné pro středně těžké použití. Jeho asymetrickým profilem a přidavným břitem dosahuje dlouhé životnosti a vysoké těsnosti. Tento typ se vyznačuje výbornou těsností i při radiálním zatížení pístní tyče. Špičkový polyuretan je materiálem, který je velmi odolný vůči otěru a je velmi ohebný, čímž nám zaručuje jednoduchou montáž.

Tab 7) Parametry pístnicového těsnění typu S 605 [18]

MATERIÁL	HYTHANE (polyuretan)	
MAXIMÁLNÍ TLAK	35 MPa	
TEPLOTNÍ ROZSAH	-45°C - +110°C	
MAXIMÁLNÍ RYCHLOST	1 m/s	

8.6.4 Stírací kroužek

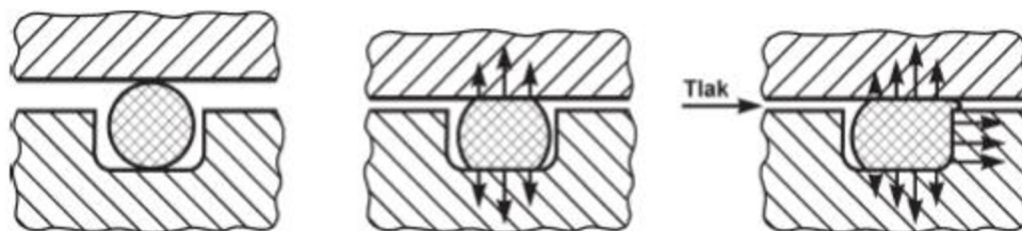
V neposlední řadě bylo nutné zvolit stírací kroužek. Vhodným stíracím kroužek pro středně těžké provozní podmínky je typ A 831 z polyuretanu, který velmi dobře chrání válec proti vnikání nečistot. Výstupky na vnější straně kroužku zajišťuje ideální pozici kroužku v radiálním směru, naopak axiální fixaci je zajištěna zvláštním tvarováním – viz obr. 37). Teplotní rozsah se pohybuje mezi -30°C až +100°C a je vhodný pro použití s minerálními oleji.



Obr. 37) Stírací kroužek od firmy Hennlich – typ A 831 [18]

8.6.5 O-kroužky a opěrné kroužky

O-kroužky pro těsnění vík respektive prostoru mezi pístnicí a pístem byly voleny z dostupných rozměrů v katalogu dle průměru vrtání válce – 142,24x5,33 respektive 55,00x5,00. Materiál byl volen ze standardní řady - NBR (Nitril-butadienový kaučuk) s tvrdostí 80 ShA. Teplotní odolnost uváděná výrobcem -30°C až 100°C. Funkci O-kroužků budou podporovat opěrné kroužky od firmy Hennlich 141,4x150x1,5 a 60,5x55x1,5. Funkce O-kroužku je naznačena na obr. 38).



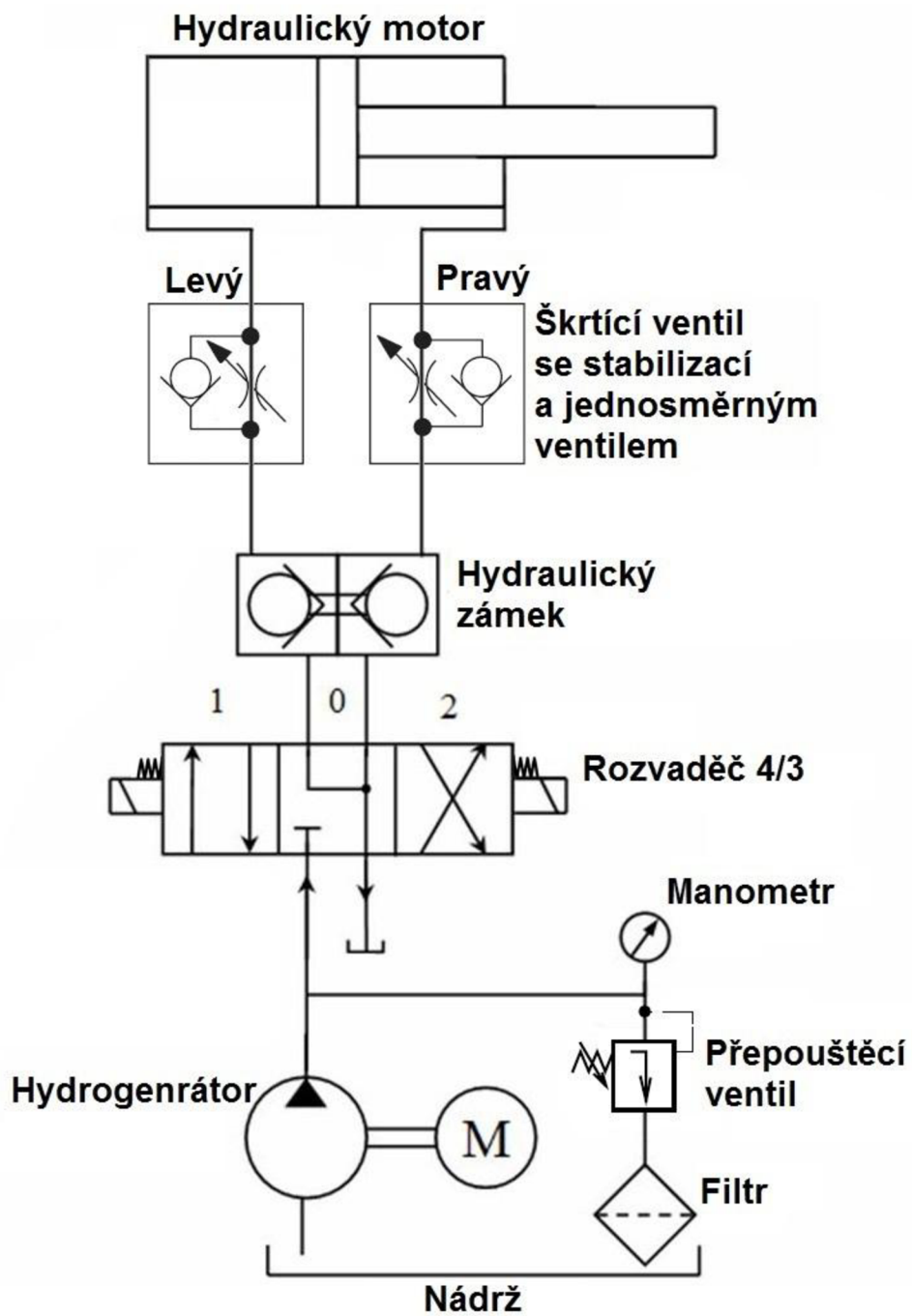
Obr. 38) Funkce O-kroužků [16]

8.7 Tlumení v krajních polohách

Vzhledem k námi řešenému hydraulickému motoru a jeho zdvihové rychlosti $v = 0,5m \cdot s^{-1}$ je nutné konstruovat hydromotor s tlumením v krajních polohách. V našem případě je tlumení řešeno pomocí škrťacího ventilu s obtokem.

8.8 Návrh hydraulického obvodu

Hydraulický obvod bude řešen jako klasický otevřený hydraulický obvod. Vstupním členem je rotační zubový hydrogenerátor, který nasává hydraulickou kapalinu z nádrže. Při sepnutí rozváděče do polohy 1 pokračuje kapalina přes rozváděč a přes hydraulický zámek levou větví až k levému škrťacímu ventilu se stabilizací a jednosměrným ventilem. Kapalina protéká jednosměrným ventilem až do pracovního prostoru pod píst hydromotoru. Hydromotor tímto koná pohyb směrem doprava, čili vysouvá se. Abychom docílili pohybu opačného je zapotřebí přesunout rozváděč do polohy 2. Tím bude oběh kapaliny v celém obvodu opačný, z rozváděče kapalina pokračuje do pravé větve přes pravý ventil a píst koná pohyb vratný. Hydraulický zámek v obvodu, nám umožňuje fixaci zatíženého hydromotoru požadované poloze. Olej v odpadní větvi se vždy vrací přes škrťací ventil na výstupu dále přes rozváděč až do nádrže. Škrťací ventily nám slouží k regulaci rychlosti vysouvajícího se pístu.



Obr. 39) Návrh funkčního schématu hydraulického obvodu

9 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl návrh hydraulického válce a hydraulického obvodu tak, aby byla zaručena jeho plná funkčnost. Ještě předtím je ale nezbytně důležité pochopit, jak prvky hydraulického obvodu a samotný hydraulický válec funguje. Proto byla úvodní část práce věnována rešerši v oblasti hydraulických prvků a hydraulických obvodů.

V samotném začátku rešeršní části je srovnání pneumatického a hydraulického obvodu a jsou zde popsány výhody a nevýhody a také fyzikální vlastnosti kapalin.

V dalších kapitolách jsou jednak popsány vlastnosti jednotlivých hydraulických prvků, které se používají v hydraulických obvodech, ale i jejich konstrukce a princip funkce. Značná část pojednává právě o funkci hydraulických přímočarých motorů a jeho možných konstrukcích. Rešeršní část uzavírá porovnání otevřených a uzavřených hydraulických obvodů

V praktické části bylo mým úkolem navrhnout konstrukci hydraulického válce. V první řadě jsem z katalogu výrobce vybral materiál pístní tyče a s určitou bezpečností zjistil její kritický průměr, který byl navíc překontrolován na mez vzpěrné stability. Průměr pístní tyče byl stanoven na $d_p = 90\text{mm}$. Dalším krokem bylo stanovit průměr pístu tak, aby byly dodrženy požadované vstupní parametry – $D_p = 150\text{mm}$. Poté jsem určil potřebnou tloušťku stěny válce, aby snesl pracovní tlak. Tato stěna byla upravena dle výrobce bezešvých trubek na $t_v = 15\text{mm}$. Následoval výpočet vodících pásů pro píst a pístnici a samotná volba vodících pásů. Zde výpočtová část končí. Následně jsem se věnoval volbou vhodných těsnění pro píst a pístnici. Tyto těsnění byly voleny z katalogu firmy Hennlich a byly voleny převážně s ohledem na pracovní tlaky, teplotní rozsah a rychlost zdvihu.

Závěr praktické části je věnován návrhu funkčního schématu hydraulického obvodu. Tento obvod se skládá z navrženého hydraulického válce, hydrogenerátoru a hydraulických prvků, které jsou potřebné, aby hydromotor pracoval tak, jak je požadováno. Hydraulický zámek nám umožňuje fixaci hydromotoru v určité poloze a škrtkové ventily nám slouží k regulaci zdvihové rychlosti při proměnlivé zátěži.

Pro návrh konstrukce hydraulického motoru a výkresovou dokumentaci byla použita studentská verze softwaru Autodesk Inventor 2014.

Při získávání informací o hydraulických mechanismech a prvcích, a zejména hydraulických motorech, bylo použito mnoha odborné literatury a informací dostupných z webu. Knihy starších vydání mnohdy předčily aktuální katalogy a informace dostupné z internetových stránek dnešních výrobců těchto komponent, na druhou stranu je zřejmé, že hydraulika se dále rozvíjí a její uplatnění roste, a to především díky elektronice, která plní u hydrauliky funkci řídicí.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DRÁBKOVÁ, Sylva. Mechanika tekutin. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [2] PIVOŇKA, Josef. Tekutinové mechanizmy. Praha: SNTL, 1987, 623 s. ISBN 04-225-87.
- [3] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 8024800381.
- [4] ŠUPÁK, M., ALMÁŠIOVÁ, J. Hydraulické mechanizmy, Metodicko-pedagogické centrum, Bratislava, 2014, 91 s. <http://www.mpcedu.sk>
- [5] ŠKOPÁN, M. Hydraulické pohony strojů. Elektronická verze, VUT, Brno, 2004
- [6] VAÐURA, Jaroslav. Hydraulické a pneumatické mechanizmy. Vyd. 2. Brno: Ediční středisko VUT, 1987, 171 s. : il., grafy, schémata.
- [7] BLÁHA, J., BRADA, K., Hydraulické stroje. SNTL, 1992, ISBN 800-30-0665-1
- [8] PAVLOK, B, L HRUŽÍK a M BOVA. Hydraulická zařízení strojů [pdf]. VŠB. Ostrava, 2007 [cit. 2016-04-15].
- [9] VAŇĚK, V. Základy konstruování: učební podklady pro cvičení. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 1990, 215s. ISBN 80-010-0455-4
- [10] CERHA, J. Hydraulické a pneumatické mechanizmy I. Liberec : TU v Liberci, 2006. 317 s. ISBN 80-7372-067-1.
- [11] PEŇÁZ, V., BENŽA D. Tekutinové mechanizmy. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní. 1. vydání. 1990. 211 s. ISBN 802-14-0082-X
- [12] HPS - hydraulické systémy [online]. Benešov, 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.hpsbn.cz/foto/hydromotor-gif-542/>
- [13] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. Tekutinové mechanizmy. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1994. 156 s. ISBN 80-7078-238-2.
- [14] Principy průmyslových čerpadel – 1.díl – zubová čerpadla [online]. 2011 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [15] Zubová čerpadla [online]. [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/zobraz_cast.pl?cast=58511
- [16] Těsnící prvky RUBENA– firemní stránky [online]. [cit. 2012-02-23]. Dostupné z: http://www.abeltechnik.cz/rubena/tesnici_prvky.pdf
- [17] ARGO HYTOS - všeobecné pokyny [online]. Vrchlabí [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.pegasgonda.cz/pily_data/SERVIS/CZ_HYDROCENTRALA_VSEOBECNE_POKYNY.pdf
- [18] KLIMEŠ, Josef. Tekutinové Mechanizmy učební texty [pdf]. 2009 [cit. 2016-04-13].
- [19] Hennlich [online]. 2016 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/>
- [20] JANÍČEK, Přemysl. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2592-X.
- [21] Katalog hutního materiálu [online]. 2011 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/katalog_hutniho_materialu.pdf

11 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

11.1 Seznam zkratek a symbolů

p	$[Pa]$	pracovní tlak
F	$[N]$	síla
S	$[mm^2]$	plocha pístu
E	$[J]$	energie
E_h	$[J]$	energie potenciální
E_p	$[J]$	energie tlaková
E_d	$[J]$	energie deformační
E_k	$[J]$	energie kinetická
E_T	$[J]$	energie tepelná
h	$[mm]$	zdvih
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost zdvihu
Re_1	$[MPa]$	mez kluzu
σ_{D1}	$[MPa]$	dovolené napětí
F_c	$[N]$	celková síla
F_z	$[N]$	zdvihací síla
F_0	$[N]$	síla proti pohybu
S_1	$[mm^2]$	přířez pístnice
d_{pk}	$[mm]$	kritický průměr pístnice
d_{p1}	$[mm]$	průměr pístnice na tlak
β	$[-]$	součinitel vzpěrné délky prutu
l_{red}	$[m]$	vzpěrná délka
F_{krit}	$[N]$	kritická síla
E	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu
J_{min}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu
d_{krit}	$[mm]$	kritický průměr pístnice - vzpěr
d_p	$[mm]$	průměr pístnice
i	$[mm^4]$	poloměr setrvačnosti
λ	$[-]$	štíhlostní poměr

λ_m	[-]	mezní štíhlost
p_1	[MPa]	pracovní tlak na píst
p_2	[MPa]	pracovní tlak na píst ze strany s pístnicí
S_2	[mm ²]	plocha pístu
D_{P1}	[mm]	minimální průměr pístu
D_p	[mm]	průměr pístu
S_{skut}	[mm ²]	skutečná plocha pístu
S_{2skut}	[mm ²]	skutečná plocha pístu ze strany s pístnicí
F_{Cskut}	[N]	skutečná pracovní síla
σ_{D2}	[MPa]	dovolené napětí
k_2	[-]	koeficient bezpečnosti
t_k	[mm]	kritická tloušťka stěny válce
t_p	[mm]	tloušťka stěny válce
D_V	[mm]	vnější průměr válce
t	[s]	pracovní čas
V	[l]	objem kapaliny
Q	[l · s ⁻¹]	průtok
$M_{rad 1}$	[N · m]	ohybový moment
F_{rad}	[N]	radiální síla
x_1	[mm]	vzdálenost od vodících pásů
p_m	[MPa]	měrný dovolený tlak
p_{mf}	[MPa]	redukovaný měrný dovolený tlak
k_f	[-]	koeficient bezpečnosti
L_{VP1}	[mm]	potřebná délka vodících pásů pro pístnici
L_1	[mm]	délka jednoho vodícího pásu pro pístnici
L_{VP2}	[mm]	potřebná délka vodících pásů pro píst
L_2	[mm]	délka jednoho vodícího pásu pro píst
m_p	[kg]	hmotnost pístnice
m_z	[kg]	hmotnost závaží
d_x	[mm]	jmenovitý průměr
n_p	[-]	počet vodících pásů na pístnici
n_p	[-]	počet vodících pásů na pístu

11.2 Seznam tabulek

TAB 1) PARAMETRY PNEUMATICKÝCH OBVODŮ	17
TAB 2) PARAMETRY HYDRAULICKÉHO OBVODU	18
TAB 3) SOUČINITEĽ β – VZPĚRNÁ DÉLKA ŠTÍHLÝCH PRUTŮ	44
TAB 4) PARAMETRY BEZEŠVÉ TRUBKY VÁLCE	48
TAB 5) PARAMETRY PÍSTNÍHO TĚSNĚNÍ TYPU K 714	49
TAB 6) PARAMETRY VODÍČÍHO PÁSU TYPU F 506	50
TAB 7) PARAMETRY PÍSTNICOVÉHO TĚSNĚNÍ TYPU S 605	51

11.3 Seznam obrázků

OBR. 1) TLAK V KAPALINĚ ZPŮSOBENÝ VNĚJŠÍ SILOU	19
OBR. 2) HYDRAULICKÝ PŘENOS SÍLY	19
OBR. 3) PRŮTOK KAPALINY POTRUBÍM	20
OBR. 4) PROUDĚNÍ KAPALINY S PROMĚNLIVÝM PRŮŘEZEM	20
OBR. 5) ZMĚNA TLAKOVÉ A KINETICKÉ ENERGIE VE VODOROVNÉM POTRUBÍ	22
OBR. 6) ŘEZ ZUBOVÝM HYDROGENERÁTOREM	23
OBR. 7) ČINNOST ZUBOVÉHO ČERPADLA S VNĚJŠÍM OZUBENÍM	24
OBR. 8) PRINCIP HYDROGENERÁTORU S VNITŘNÍM OZUBENÍM	24
OBR. 9) LAMELOVÝ HYDROGENERÁTOR	25
OBR. 10) KONSTRUKCE LAMEL	25
OBR. 11) KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ AXIÁLNÍCH PÍSTOVÝCH ČERPADEL ..	26
OBR. 12) KONSTRUKCE RADIÁLNÍHO PÍSTOVÉHO ČERPADLA	27
OBR. 13) ŘADOVÝ PÍSTOVÝ HYDROGENERÁTOR	27
OBR. 14) ZAPOJENÍ POJISTNÉHO A PŘEPOUŠTĚCÍHO VENTILU	29
OBR. 15) JEDNOSTUPŇOVÉ TLAKOVÉ VENTILY	30
OBR. 16) DVOUSTUPŇOVÝ TLAKOVÝ VENTIL	30
OBR. 17) KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ REDUKČNÍCH VENTILŮ	31
OBR. 18) KONSTANTNÍ ODPORY	31
OBR. 19) KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ŠKRTÍCÍCH VENTILŮ	32
OBR. 20) DVOUCESTNÝ ŠKRTÍCÍ VENTIL SE STABILIZACÍ	32
OBR. 21) KONSTRUKCE DĚLIČE PRŮTOKU	33
OBR. 22) ROZDĚLENÍ JEDNOSMĚR. VENTILŮ DLE TĚLÍSKA	33
OBR. 23) ŘÍZENÝ JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	34
OBR. 24) PRINCIP FUNKCE HYDRAULICKÉHO ZÁMKU	34

OBR. 25) ČTYŘCESTNÝ TŘÍPOLOHOVÝ ROZVÁDĚČ A JEHO SCHEMA ...	35
OBR. 26) KONSTRUKCE JEDNOČIN. LINEÁRNÍCH HYDROMOTOR.....	37
OBR. 27) DVOJČINNÝ LINEÁRNÍ MOTOR BEZ TLUMENÍ.....	38
OBR. 28) KONSTRUKCE DVOJČINN LINEÁRNÍHO HYDROMOTORU S JEDNOSTRANNOU PÍSTNICÍ.....	38
OBR. 29) PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR S OBOUSTRANNOU PÍSTNICÍ	38
OBR. 30) TELESKOPICKÝ HYDROMOTOR	39
OBR. 31) KONSTRUKCE TLUMENÍ V KONCOVÝCH POLOHÁCH.....	39
OBR. 32) MOŽNÉ ŘEŠENÍ SPOJENÍ VÍK K VÁLCI.....	40
OBR. 33) SCHÉMA ZAPOJENÍ OTEVŘENÉHO OBVODU S PŘÍMOČARÝM HYDROMOTOREM.....	41
OBR. 34) UZAVŘENÝ HYDRAULICKÝ OBVOD	42
OBR. 35) SCHÉMA LINEÁRNÍHO HYDROMOTORU S POPISKY	43
OBR. 36) PÍSTNÍ TĚSNĚNÍ K 714 SE STUPŇOVITÝM DĚLENÍM	49
OBR. 37) STÍRACÍ KROUŽEK OD FIRMY HENNLICH – TYP A 831	51
OBR. 38) SPRÁVNÁ FUNKCE O-KROUŽKŮ	52

12 SEZNAM PŘÍLOH

Výrobní výkres pístu

Výrobní výkres víka válce

Výkres sestavy hydraulického válce

CD