

Návrh rotačního hydromotoru

Michal Knop

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: **Michal Knop**
Osobní číslo: **T16025**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **Kombinovaná**
Téma práce: **Návrh rotačního hydromotoru**

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární rešerši dané problematiky na základě doporučené literatury.
2. Porovnejte různé typy rotačních hydromotorů z hlediska jejich parametrů, jejich výhody a nevýhody.
3. Navrhněte vhodný typ rotačního hydromotoru pro dané provozní podmínky.
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. Kopáček, J.: POHONY A PŘEVODY: VŠB-TU Ostrava, 2012.

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

Ve Zlíně dne 10. února 2020

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: Michal Knop

.....
Podpis studenta

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh rotačního hydromotoru pro pojezd vozidla. Teoretická část obsahuje řešení na téma hydraulické mechanismy a stručně popisuje prvky hydraulického obvodu. Dále pojednává o kapalinách použitelných v hydraulických zařízeních a porovnává různé typy rotačních hydromotorů. Praktická část je věnována výpočtu parametrů potřebného hydromotoru pro dané provozní podmínky a volbě vhodného hydromotoru.

Klíčová slova: rotační hydromotor, hydrostatický pohon, hydraulický mechanismus

ABSTRACT

The goal of my bachelor's thesis is the design of a rotary hydraulic motor for a vehicle drive. The theoretical part contains the topic of hydraulic mechanisms and briefly describes the elements of the hydraulic circuit. This part also describes fluids usable in hydraulic equipments and compares different types of rotary hydraulic motors. The practical part is devoted to the calculation of the parameters of the hydraulic motor for the operating conditions given and it also discusses the choice of a suitable hydraulic motor.

Keywords: rotary hydraulic motor, hydrostatic drive, hydraulic mechanism

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval především vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za trpělivost, vstřícný přístup, cenné rady a odborné připomínky, které mi průběhu této práce ochotně poskytl.

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

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ	11
1.1 HYDRAULICKÉ SCHÉMA	12
1.2 HYDRAULICKÉ OBVODY	13
1.3 KAPALINY	14
1.3.1 Druhy kapalin.....	14
1.3.2 Vlastnosti kapalin.....	14
1.3.3 Vedení kapalin	16
2 PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ	17
2.1 HYDROSTATICKÉ PŘEVODNÍKY	17
2.1.1 Hydrogenerátory	17
2.1.2 Přímočaré hydromotory	18
2.1.3 Kyvné hydromotory	19
2.1.4 Rotační hydromotory	19
2.2 ŘÍDÍCÍ PRVKY	27
2.3 POMOCNÉ PRVKY HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ	30
2.3.1 Akumulátory	30
2.3.2 Nádrže	30
2.3.3 Čističe.....	30
2.4 SPECIÁLNÍ PRVKY HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ	30
3 POHONY	31
3.1 CHARAKTERISTIKA POHONU.....	31
3.2 ŘÍZENÍ POHONŮ	33
3.2.1 Řízení momentu	33
3.3 VÍCEMOTOROVÉ POHONY	35
3.3.1 Uspořádání vícemotorového pohonu	35
3.3.2 Zapojení motorů	36
II PRAKTICKÁ ČÁST	39
4 VÝPOČET PARAMETRŮ HM	40
4.1 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	40
4.2 PRINCIP FUNKCE POJEZDU A ZÁKLADNÍ PARAMETRY	40
4.3 POHYBOVÁ ROVNICE POHONU	41
4.4 STANOVENÍ MOMENTŮ	42
4.4.1 Statický zátěžný moment	42
4.4.2 Dynamický moment	43

4.5	REDUKCE STATICKÝCH A SETRVAČNÝCH MOMENTŮ POHONU NA HŘÍDEL MOTORU	43
4.5.1	Redukce statických momentů	43
4.5.2	Redukce setrvačných momentů.....	44
4.6	CELKOVÝ MOMENT NA HYDROMOTORU	46
4.6.1	Úhlové zrychlení na hřídeli motoru	46
4.6.2	Dynamický moment na hydromotoru	47
4.6.3	Celkový zátěžný moment na hydromotoru	47
4.7	VÝPOČET GEOMETRICKÉHO OBJEMU	47
5	NÁVRH HYDROMOTORU	49
5.1	VOLBA HYDROMOTORU.....	49
5.2	KONTROLA HYDROMOTORU NA TLAK	50
	ZÁVĚR	52
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	52
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	55
	SEZNAM OBRÁZKŮ	57
	SEZNAM TABULEK.....	59

ÚVOD

Téma této práce, pojednávající o hydraulických mechanismech, jsem si vybral, protože stroje a zařízení pracující na principu hydrauliky jsou už mnoho let nedílnou součástí každodenního života člověka. Od prvního lisu v 18. století prošlo toto odvětví velkým vývojem a zejména v druhé polovině 20. století bylo na vzestupu. Hydraulické prvky našly své uplatnění ve strojích nejen v průmyslu, ale i v zemědělství, stavebnictví, letectví a mnoha dalších oborech. Zejména díky novým materiálům a technologiím umožňujícím změnu v ovládání vznikly plně automatizované systémy.

V posledních letech čelí hydraulika nové výzvě díky vývoji elektroniky. Přesné elektronické řízení umožňuje lepší využití výkonu při nižších ekonomických nákladech. Lze tedy předpokládat, že i v budoucnu budou hydraulické mechanismy neoddelitelnou součástí lidstva.

Bakalářská práce se zabývá především rotačními hydromotory. Cílem je vypracovat řešení této problematiky na základě dostupné literatury, porovnat různé typy rotačních hydromotorů z hlediska jejich parametrů, jejich výhody a nevýhody. A hlavním úkolem práce je navrhnout vhodný typ rotačního hydromotoru pro pojezd vozidla.

V teoretické části je stručně vysvětlen princip fungování a popsány prvky hydraulického obvodu. Další řešenou problematikou jsou kapaliny, vhodné pro použití v různých podmínkách a jejich důležité vlastnosti. Největší pozornosti je věnováno porovnávání různých druhů rotačních hydromotorů. Popsání jejich rozdílů a vyčíslení jejich přibližných maximálních hodnot.

V praktické části je pomocí kinematického schématu vysvětlen princip funkce pojezdu vozidla a vypsány parametry potřebné pro řešení návrhu hydromotoru. Dále jsou spočítány setrvačné a statické momenty a jejich redukování na hřídel motoru. Následuje výpočet geometrického objemu hydromotoru a samotná volba vhodného typu.

Na závěr nesmí chybět kontrola, zda zvolený pohon vyhovuje.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ

Hydraulická zařízení jsou mechanismy, které využívají kapalinu k přenosu energie a informace mezi pohonným a poháněným členem. Mechanická energie hnacího članku je převedena na tlakovou energii kapaliny, která je na hnaném članku opět převedena na energii mechanickou.

Kapalině je v generátoru předána energie, stanovená součinem $p \cdot V$, kde p je tlakový potenciál a V je objem [1].

Tuto energii můžeme definovat výkonem:

$$P = \frac{V \cdot p}{t} = Q \cdot p \quad (1)$$

kde Q je objem za čas – průtok. Z parametrů Q a p určíme další parametry pro rotační pohyb:

Výkon hnacího motoru:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = M_1 \cdot 2\pi \cdot n_1 \quad (2)$$

Výkon přenášený mechanismem:

$$P_M = Q \cdot p \quad (3)$$

Ztrátový výkon mechanismu:

$$P_Z = Q_Z \cdot p_Z \quad (4)$$

Výstupní výkon mechanismu:

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 \quad (5)$$

Celková účinnost převodu :

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (6)$$

Stejně jako všechny ostatní typy pohonu, má i hydraulika své výhody a nevýhody:

Výhody – Při malých objemech jsou přenášeny velké síly a kroutící momenty, jednoduchá ochrana před přetížením a snadná akumulace energie, pohyb lze provést za plného zatížení z klidového stavu, je vhodná pro rychlé i velmi pomalé přesné pohyby, snadné řízení parametrů, odvod tepla pracovní kapalinou, rozměry i váha je mnohem menší než u elektrických pohonů a převodů při stejném výkonu

Nevýhody – citlivost na nečistoty, změna teploty ovlivňuje viskozitu, hořlavost, vznik hluku, ztráta výkonu způsobena třením v kapalině, vysoké požadavky na přesnost výroby hydraulických prvků a v neposlední řadě také ekologické hledisko

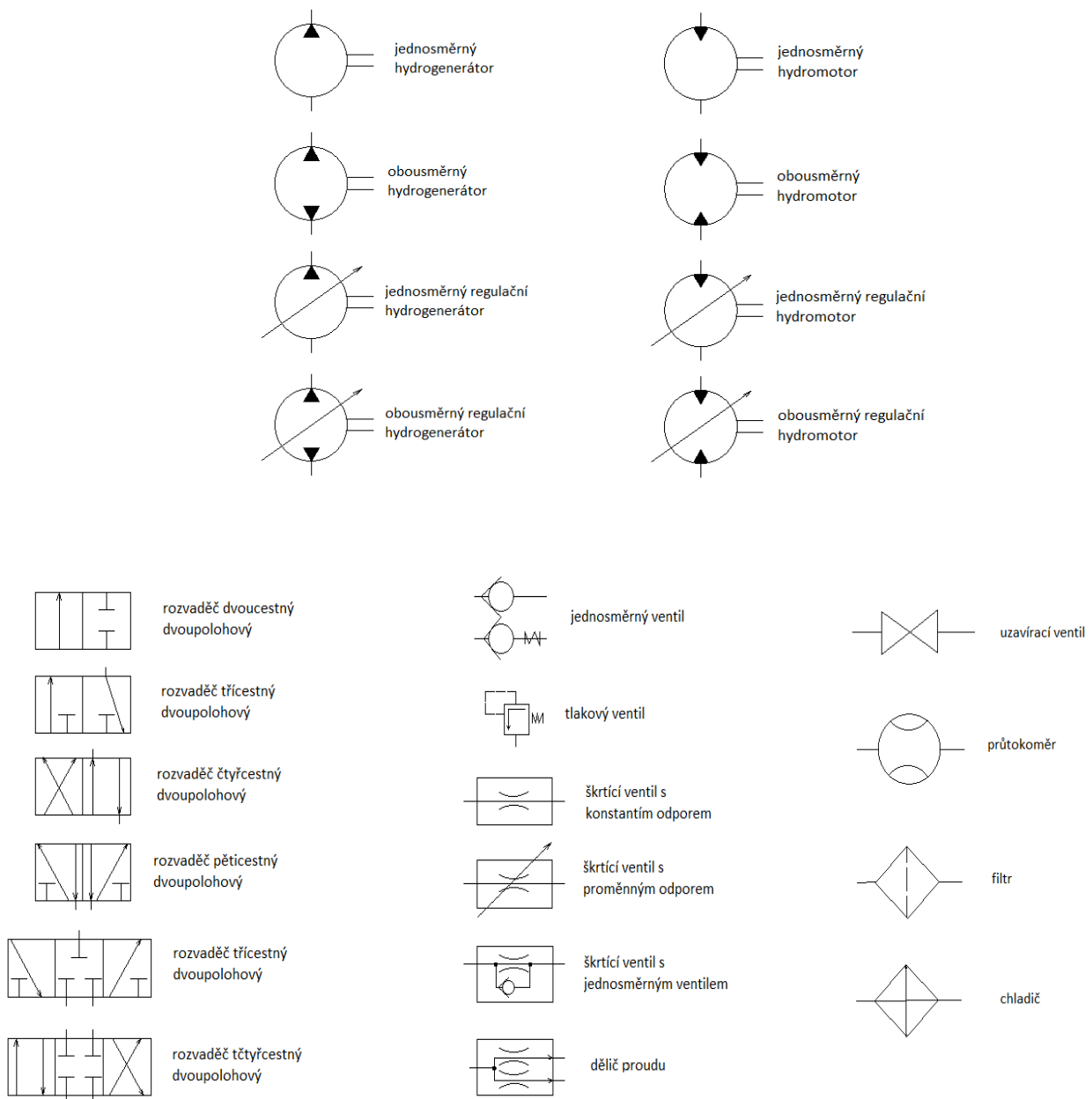
Hydraulické mechanismy jsou neoddelitelnou součástí mnoha moderních strojů. Jejich použitím lze dosáhnout optimálních provozních parametrů, lepší spolehlivosti, větší

možnosti regulace a dalších výhod. Podmínkou dosažení výhod hydraulických mechanismů je dodržení zásad správné konstrukce, montáže a údržby.

1.1 Hydraulické schéma

Pro návrh hydraulického obvodu je potřeba určit rozsah otáček, výkonů, krouticích momentů, charakter provozu, požadovaný způsob ovládání a další specifické údaje. Po analýze těchto dat je nutno určit základní koncepci mechanismu a dle požadovaných parametrů stanovit typ zdroje. Spolu s touto činností se připraví i hydraulické schéma.

Schéma musí jasně znázorňovat funkci daného obvodu. Je doporučeno kreslit pozice prvků ve schématu bez ohledu na reálné rozmístění ve stroji. Do schématu je potřeba vždy uvést napětí, výkony a otáčky elektromotorů a spalovacích motorů, tlaky a průtoky hydrogenerátorů, geometrický objem a rozsah otáček hydromotorů [2].



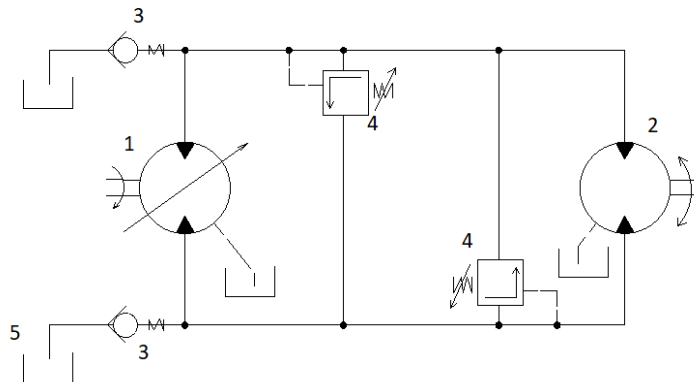
Obr. 1 – Značky pro kreslení hydraulických schémat [1]

1.2 Hydraulické obvody

Hydraulickým obvodem rozumíme propojení hydraulických prvků k získání požadované funkce. Obvody bývají uspořádány v uzavřeném nebo otevřeném okruhu.

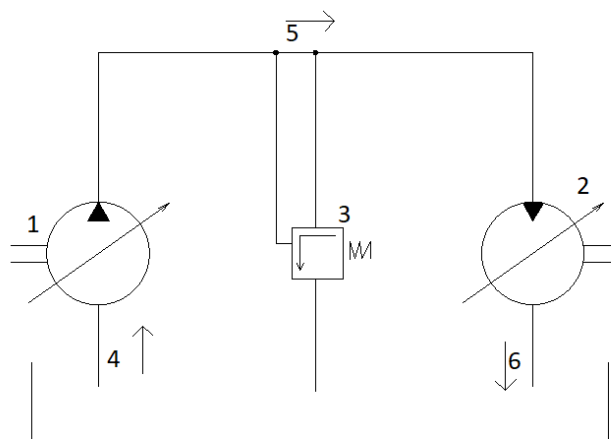
Otevřený okruh se vyznačuje sériovým zabudováním nádrže mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Nádrž je zde konstruována na několikanásobek průtoku hydrogenerátoru.

Uzavřený okruh se vyznačuje paralelně napojenou nádrží mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Objem nádrže je mnohem menší než u otevřeného okruhu, pouze 20 – 30% minutového průtoku a okruh bývá doplňován pomocným hydrogenerátorem nebo jednosměrnými ventily. U uzavřených okruhů je nutná častější výměna kapaliny než v obvodech otevřených [1].



Obr. 2 – Uzavřený hydraulický obvod [1]

1-regulační hydrogenerátor, 2-hydromotor, 3-jednosměrný ventil, 4-pojistný ventil, 5-nádrž



Obr. 3 – Otevřený hydraulický obvod [12]

1 – regulační hydrogenerátor, 2 – regulační hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – sací potrubí, 5- výtlačné potrubí, 6 – zpětné potrubí

1.3 Kapaliny

K přenosu tlakové energie v hydraulických mechanismech může být použito mnoho různých kapalin. Mezi nejvýznamnější požadavky na kapaliny patří nízká proměnlivost viskozity s měnící se teplotou a tlakem, dobrá mazací schopnost, hygienická nezávadnost, netečnost s těsnícími materiály a ekonomické hledisko. Dalšími důležitými vlastnostmi kapaliny je schopnost odvádět teplo a nečistoty ze systému, stlačitelnost, chemická stálost, bod vzplanutí/tuhnutí, působení na lidský organismus.

1.3.1 Druhy kapalin

Nejlevnější kapalinou, která může být použita v hydraulických systémech, je voda. Její velkou nevýhodou je však korozivní vliv na kovové součásti. Tento vliv můžeme snížit přidáním chemických přísad nebo olejů.

Nejpoužívanějšími kapalinami v hydraulických zařízeních jsou díky svým vlastnostem minerální oleje.

V některých případech nelze použít minerální olej s ohledem na požadavek ekologické nezávadnosti kapaliny. V těchto situacích, kdy minerální olej může ohrozit životní prostředí se používají ekologické kapaliny, u kterých je zajištěna biologická odbouratelnost a nízká škodlivost pro živé organismy. Takovou kapalinou jsou například syntetické kapaliny na bázi organických esterů a rostlinné oleje.

V některých provozech jsou kvůli práci ve velmi vysokých nebo nízkých teplotách při velkých tlacích potřeba použít nehořlavé kapaliny. Nehořlavé kapaliny lze použít i v systémech, konstruovaných pro minerální oleje, snižuje se však jejich výkon i životnost. Největší nároky na speciální kapalinu jsou v letectví, kosmonautice a také v dolech.

Proto byla vyvinuta spousta nehořlavých kapalin na bázi vody nebo syntetických kapalin. Rozdělení dle mezinárodního označení: HFA, HFB – emulzní kapaliny, HFD – syntetické kapaliny, HFC vodní roztoky polymerů.

Kapaliny HFA a HFD mají omezené použití z důvodu špatných mazacích schopností a zvýšenému odpařování při vyšších teplotách a zamrznání při teplotách kolem 0°C. U kapaliny HFC je proti HFA a HFD zlepšena mazací schopnost a chemická stálost, ale teplotní omezení zůstává. Kapaliny HFD jsou svými vlastnostmi nejvíce podobné minerálním olejům, jsou však hygienicky závadné a dražší [1].

1.3.2 Vlastnosti kapalin

1.3.2.1 Viskozita

Viskozita je v hydraulických systémech velice důležitá vlastnost, protože je na ni závislý odpor, vznikající při protékání kapaliny vedením a otvory. Příliš vysoká viskozita může znamenat horší účinnost mechanismu, velké ztráty způsobené třením, zpoždění při spínání, tlakový spád nebo zhoršený odvod vzduchu. Nízká viskozita může vést k zvýšeným průsakovým ztrátám v hydraulických součástech nebo horší objemové účinnosti.

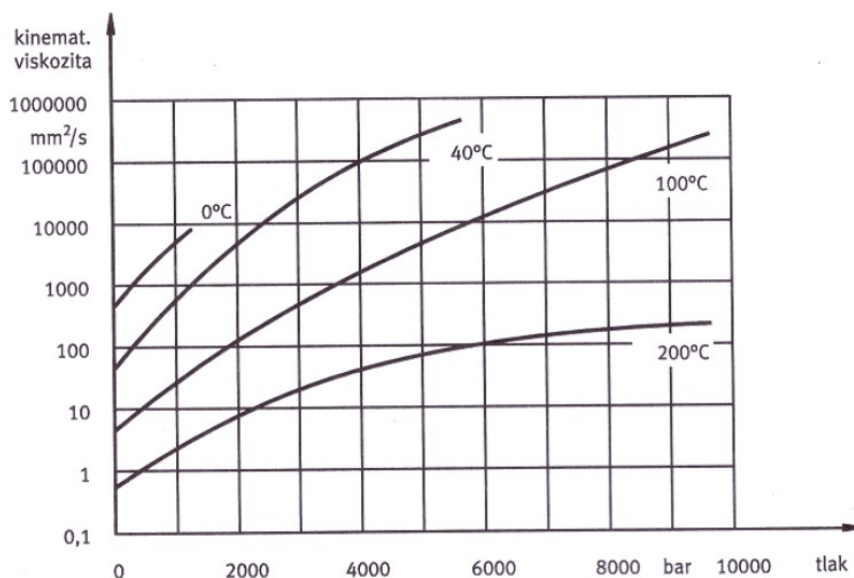
Pro provoz hydraulický zařízení je zásadní závislost viskozity na teplotě a tlaku. Viskozita klesá s rostoucí teplotou a roste s rostoucím tlakem [4].

Rozlišujeme dva typy viskozity. Dynamická viskozita η [Pa.s] stanovuje odpor mezi sousedními vrstvami kapaliny při pohybu. Kinematická viskozita ν [mm².s⁻¹] je podílem dynamické viskozity a hustoty kapaliny. Tedy:

$$v = \frac{\eta}{\rho} \tag{7}$$

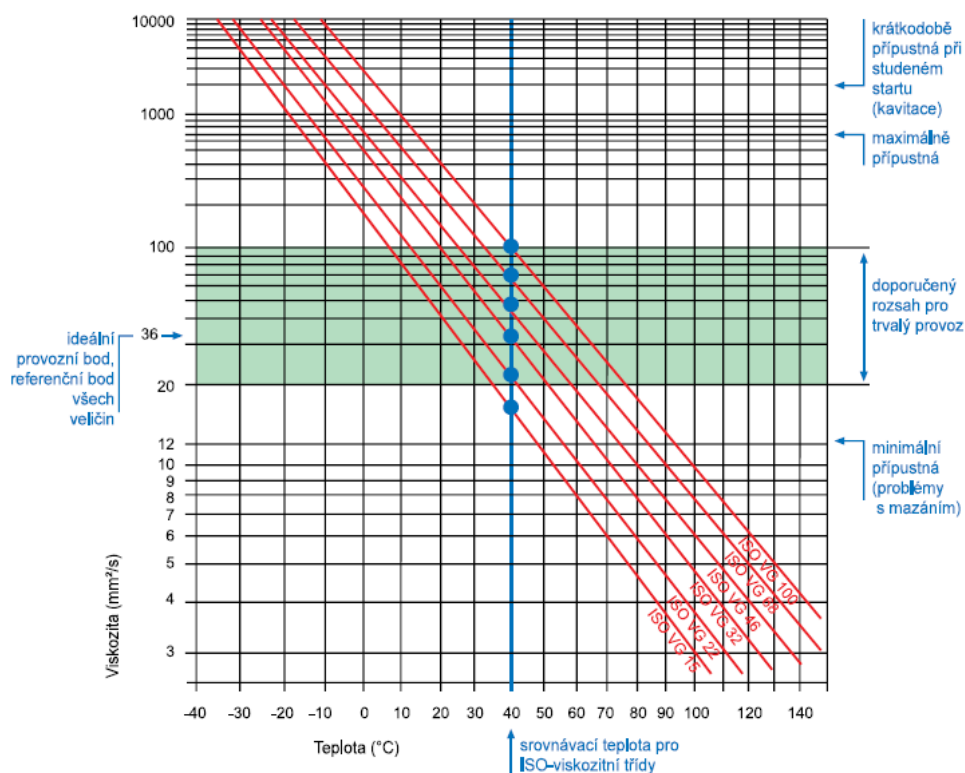
Závislost viskozity na tlaku

Změna viskozity v závislosti na tlaku je ve srovnání se závislostí na změně teploty zpravidla zanedbatelné. Závislost na změně tlaku se mění s teplotou. Pro minerální oleje je změna viskozity s tlakem oproti vodním směsím mnohem výraznější.



Obr. 4 – Závislost viskozity minerálního oleje na tlaku při různých teplotách [5]

Závislost viskozity na teplotě



Obr. 5 – Závislost viskozity na teplotě [5]

Změnu viskozity v závislosti na teplotě označujeme jako viskozitní index (VI). Čím větší je hodnota viskozitního indexu, tím menší je závislost kapaliny na teplotě. U moderních minerálních olejů se hodnota VI pohybuje mezi 85 – 100, přísadami je možno zvýšit index až na 150 [5].

1.3.2.2 Bod tuhnutí

Jedná se o teplotu, při které kapalina ztrácí svou tekutost. U minerálních je to obvykle hodnota kolem -5 až -10°C. V provozu za normálních podmínek nemá bod tuhnutí podstatný význam. Potřeba nízkého bodu tuhnutí je významná u mobilních strojů, pracujících při velmi nízkých okolních teplotách [4].

1.3.2.3 Bod vzplanutí

Bod vzplanutí je teplota, při níž se tvoří olejové páry, které při přiblížení otevřeného plamene krátce vzplanou, aniž začne hořet samotný olej. U hydraulických olejů je to teplota 160 – 200°C [4].

1.3.2.4 Mazací schopnost

Tlaky mezi některými součástmi mohou být velice vysoké při malých vůlích, proto musí být mazací film velmi tenký. Nejlepší mazací vlastnosti mají minerální nebo silikonové oleje. V těžkých provozních podmínkách se používají přísady.

1.3.2.5 Stlačitelnost

Při tlacích do 150 bar je stlačitelnost zanedbatelná. Při vyšších tlacích se smí objem hydraulického oleje zmenšit max. o 0,7%. Míru stlačení vyjadřuje objemový modul pružnosti:

$$K = \frac{V_0}{\Delta V} \cdot p \quad (8)$$

Kde V_0 je počáteční objem kapaliny, ΔV je změna objemu při tlaku p [5].

1.3.3 Vedení kapalin

Prvky hydraulického mechanismu jsou spojeny vedením. Pokud se prvky v systému vzájemně pohybují, využívá se hadic, kloubových a výsuvných spojů. V případě, kdy je poloha prvků neměnná, jsou nejpoužívanějším vedením ocelové bezešvé trubky dle ČSN 42 6710. Ve speciálních případech jako jsou například lodě a letecká hydraulika se užívají jiné materiály (měď, hliník, apod.). Významným komponentem potrubí jsou potrubní spoje. Nejpoužívanější jsou rozebíratelné spoje, a to přírubové spoje nebo strojírenské šroubení. V nízko a středotlakých systémech se užívá strojírenské šroubení podle ČSN 13 7700 [1].

2 PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

Hydraulické prvky zprostředkovávají přenos energie a jeho řízení v hydraulických systémech. Vyrábí se velké množství těchto prvků v různých provedeních, tvarech a velikostech v standardizovaných řadách. Konstrukce hydraulických prvků je dána zejména jejich funkcí a lze je rozdělit do čtyř základních skupin:

- Převodníky – generátory a motory
- Řídící prvky – ventily, rozvaděče
- Pomocné prvky – např. vedení, nádrže, akumulátory, čističe
- Speciální prvky – zajišťují specifické funkce, např. chlazení

2.1 Hydrostatické převodníky

2.1.1 Hydrogenerátory

Hydrogenerátor neboli čerpadlo je zařízení, které mění mechanickou energii hřídele na kinetickou a tlakovou energii kapaliny. Bývá poháněn jiným zdrojem, zpravidla elektromotorem. Důležitými parametry hydrogenerátoru jsou jeho průtok a moment:

$$Q_t = V_g \cdot n \quad (9)$$

$$M = \frac{p \cdot V_g}{2\pi} \quad (10)$$

Odečtením tlakových a mechanických ztrát od teoretického průtoku Q_t dostaneme skutečný průtok:

$$Q = Q_t - Q_z \quad (11)$$

Průtoková účinnost je tak dána vztahem:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{V_g \cdot n} \quad (12)$$

Pro zjištění celkové účinnosti je potřeba znát kromě průtokové také mechanicko-tlakovou účinnost:

$$\eta_{mp} = \frac{\Delta p}{\Delta p_t} = \frac{\Delta p}{\frac{2\pi M}{V_g}} \quad (13)$$

Celková účinnost je pak součinem mechanicko-tlakové a průtokové účinnosti:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{mp} \quad (14)$$

Hydrogenerátorů existuje několik druhů. Mezi nepoužívanější patří HG zubový, lamelový, šroubový, axiální pístový a radiální pístový.

Princip hydrogenerátorů je analogický k rotačním hydromotorům blíže popsaným v kapitole 2.1.3., jen s opačnou funkcí.

2.1.2 Přímočaré hydromotory

Přímočaré hydromotory jsou velmi používaným prvkem v hydraulických zařízeních. Jejich hlavní výhodou je možnost dosažení velké síly (až do několika set kN) při relativně malých rozměrech.

Základní vztahy pro výpočet rychlosti a síly motoru:

$$v = \frac{Q}{S} \quad (15)$$

$$F = p \cdot S \quad (16)$$

Pro účinnosti přímočarých hydromotorů platí obecně vztahy:

$$\eta_Q = \frac{v}{v_t} = \frac{v}{\frac{Q}{S}} = \frac{S \cdot v}{Q} \quad (17)$$

$$\eta_{mp} = \frac{F}{F_t} = \frac{F}{\Delta p \cdot S} \quad (18)$$

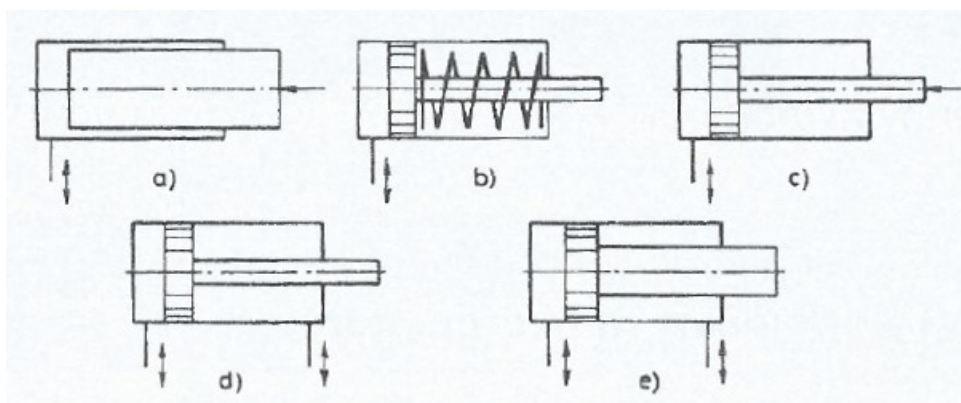
$$\eta_c = \frac{F \cdot v}{Q \cdot \Delta p} \quad (19)$$

Podle účelu, ke kterému jsou tyto motory využívány je lze rozdělit do tří skupin:

- Pohony pro přenos velkých sil (tvářecí stroje, zemní a stavební mechanismy, apod.)
- Pohony pro přenos poměrně malých sil, ale se zvýšeným nárokem na rychlostní a polohovou přesnost (posuvné mechanismy výrobních strojů)
- Pohony pro pohyb bez požadavku na přenos síly (dopravní a manipulační zařízení)

Podle konstrukce lze přímočaré hydromotory rozdělit na:

- Jednočinné (síla pouze v jednom směru)
- Dvojčinné (síla v obou směrech)



Obr. 6 – Přímočaré motory [8]

a) Jednočinný plunžrový HM, b) jednočinný HM s pružinou
 c) jednočinný HM s vratným pohybem zajištěným vnější silou,
 d, e) dvojitě HM s různým průměrem pístnice

2.1.3 Kyvné hydromotory

Kyvné hydromotory jsou hydraulické pohony s kývavým pohyb, který přenáší kroučící moment pouze ve vymezeném úhlu natočení.

Mohou být různé konstrukce, nejčastěji je lze požadovaného kyvného efektu docílit pomocí otočných pístů, přímočarého motoru s převodem nebo paralelním uspořádáním pístů.

2.1.4 Rotační hydromotory

Úkolem těchto hydrostatických převodníků je převést hydraulickou energii přiváděnou čerpadlem zpět na mechanickou energii a poskytnout kroučící moment. Výchozím parametrem hydromotoru je jeho geometrický objem V – objem pracovního prostoru na jednu otáčku. Zásadním parametrem všech hydrostatických převodníků je také jeho tlak a průtok. Bývají konstruovány pro tlak až 63 MPa a průtok až $1600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Krom těchto základních parametrů je určující při volbě vhodnosti užití některého z typů motoru také regulační schopnost, účinnost, hmotnost, konstrukční objem, vznik hluku, citlivost na nečistoty, životnost, snadná opravitelnost a údržba, možnost vestavby a cena. Výběr tedy vychází z celkového posouzení všech uvedených parametrů a vlastností a nebývá často jednoznačná. Při návrhu zařízení je třeba dbát také na to, že hydromotor může být použit také jako čerpadlo [1].

V ustáleném stavu platí při zanedbání ztrát platí pro **ideální** rotační hydromotory tyto vztahy:

$$\text{Průtok } Q = V_g \cdot n \quad (20)$$

$$\text{Otáčky } n = \frac{Q}{V_g} \quad (21)$$

$$\text{Moment } M = \frac{p \cdot V_g}{2\pi} \quad (22)$$

$$\text{Výkon } P = V_g \cdot n \cdot p = Q \cdot p \quad (23)$$

Skutečné hydromotory jsou ovlivněny průtokovými, mechanickými a hydraulickými ztrátami a platí zde tyto vztahy [6]:

$$Q = V_M \cdot n_M \cdot \frac{1}{n_{QM}} = V_M \cdot n_M + G_M \cdot \Delta p_M \quad (24)$$

$$P_M = Q_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{pM} \cdot \eta_{QM} = M_M \cdot 2\pi \cdot n_M \quad (25)$$

$$\eta_C = \eta_{pM} \cdot \eta_{QM} \quad (\eta_{pM} = \text{tlaková účinnost, } \eta_{QM} = \text{průtoková účinnost}) \quad (26)$$

$$\text{Celková účinnost hydromotoru } \eta = \frac{M_k \cdot \omega}{Q \cdot \Delta p} \quad (27)$$

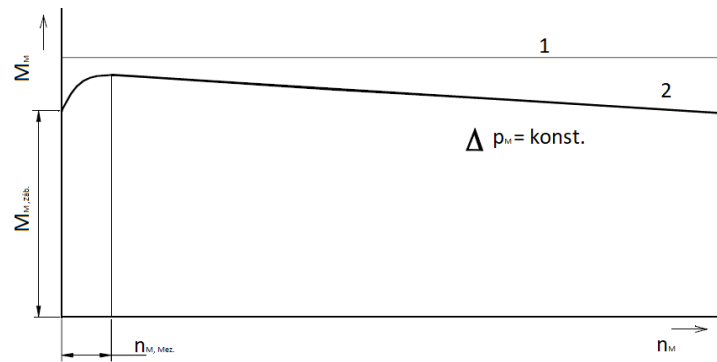
Charakteristiku rotačních hydromotorů lze nejlépe vyjádřit závislostí mezi otáčkami a momentem. Závislost $M(n)$ označujeme jako momentovou charakteristiku, závislost $n(M)$ jako otáčkovou charakteristiku. Nezávislost momentu na otáčkách můžeme vyčíst z teoretické rovnice pro moment hydromotoru $M_t = p \cdot V_M / 2\pi$. Pro reálný moment na výstupním hřídeli je nutno počítat se momentovými ztrátami a je dán rovnicí

$$M_M = M_t - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 = M_t - M_{zt}$$

Kde M_{zt} je součet ztrátových momentů, které rozložíme do M_1 - nezávislý ztrátový moment, M_2 - ztrátový moment závislý na tlakovém spádu, M_3 - ztrátový moment závislý na viskozitě kapaliny, M_4 - ztrátový moment závislý na měrné hmotnosti kapaliny. Ztrátové momenty zobrazuje také charakteristika $M_M(p_M)$. Hodnota tlaku p_{zt} je úměrná momentu M_{zt} a znázorňuje tedy potřebný tlakový spád hydromotoru pro jeho rozběh. Stlačitelnost kapaliny, úniky vůlemi, deformace pracovních prostorů a pohlcování plyny způsobují **ztrátový průtok Q_z** .

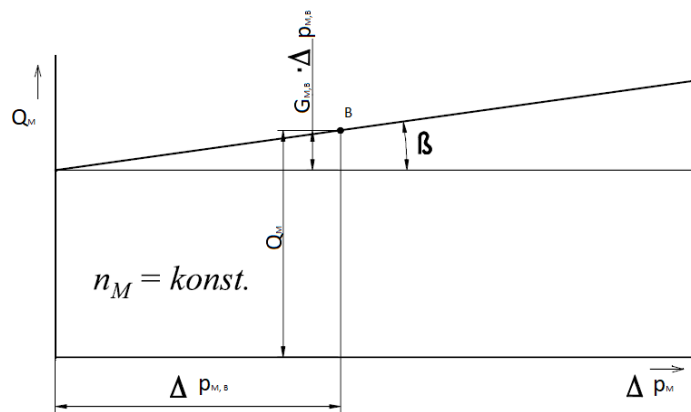
Mechanické ztráty zapříčiněné třením spolu s hydraulickými ztrátami způsobeny pohybem viskózní kapaliny se projevují jako **ztrátový moment M_z** [1].

Vztahy mezi základními parametry hydraulických motorů se značí pomocí statické charakteristiky hydromotorů:



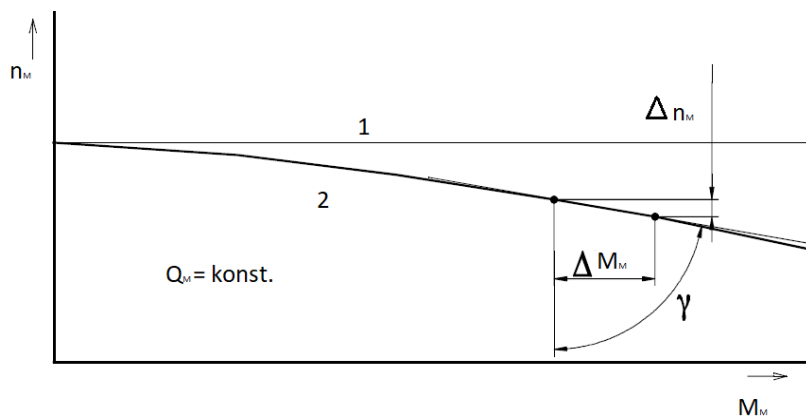
Obr. 7 – Momentová charakteristika hydromotoru [7]

$$M_M = f(n_M)$$



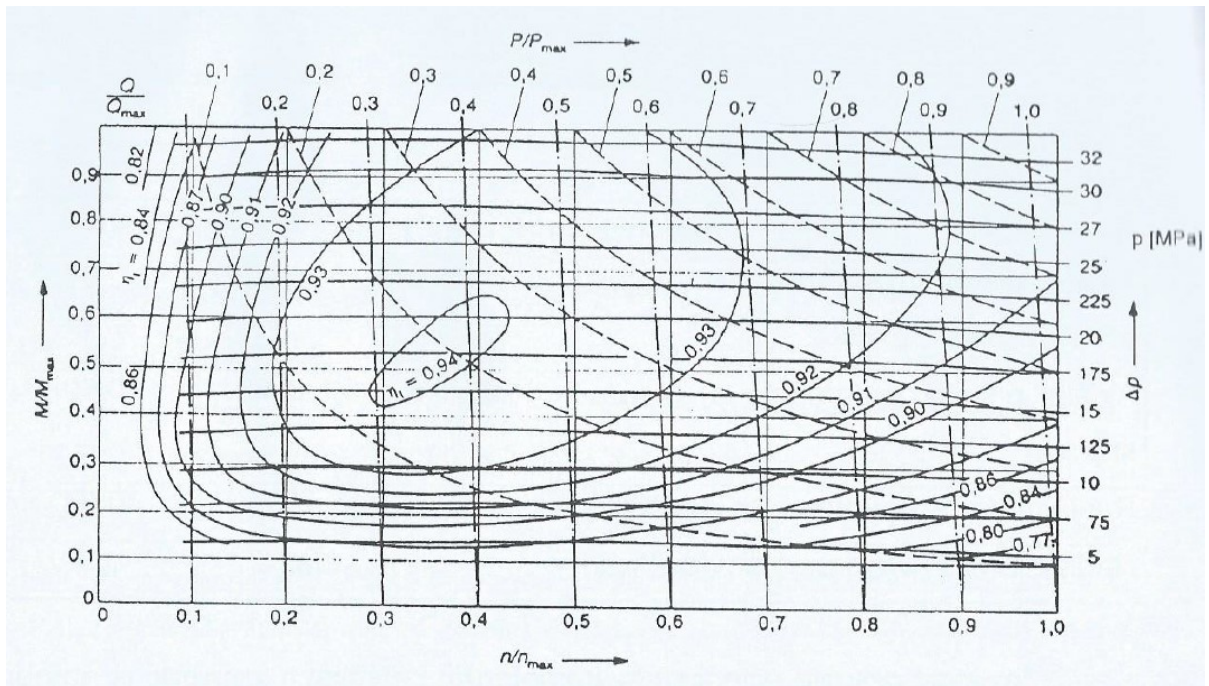
Obr. 8 – Průtoková charakteristika hydromotoru [7]

$$Q_M = f(\Delta p_M)$$



Obr. 9 – Otáčková charakteristika hydromotoru [7]

$$n_M = f(M_M)$$



Obr. 8 – Příklad komplexní charakteristiky hydromotoru [8]

2.1.4.1 Druhy rotačních hydromotorů

Rotační hydromotory lze dle konstrukce dělit na 3 základní typy – pístové, lamelové a zubové.

	Tlak (bar)	Průtok (dm ³ /min)	Účinnost (%)	Max. výkon (kW)	Max.moment (kN.m)	Max. otáčky
Zubový	250-300	300	0,85 - 0,91	16	4,5	4000
Lamelový	175	200	0,8	14	0,034	4000
Radiální pístový	700	200	0,92	900	700	5326
Axiální pístový	450	3500	0,94	700	15	10000

Tabulka 1- Srovnání hlavních parametrů hydromotoru [9]

Zubové hydromotory

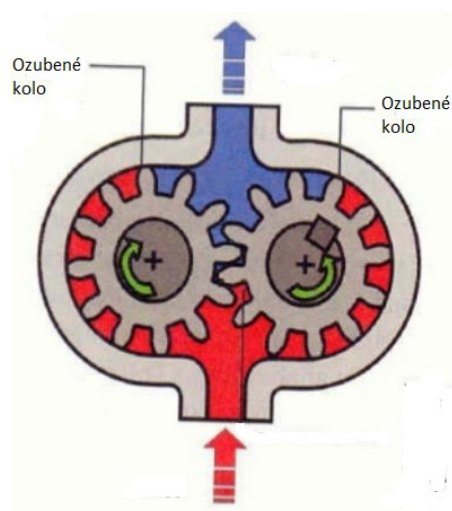
Zubové hydromotory se skládají ze dvou společně zabírajících ozubených kol. Jsou konstruovány pro vyšší otáčky, při nízkých otáčkách roste skluz a snižuje se účinnost. Tyto motory mohou být s vnějším nebo vnitřním ozubením.

Zubové hydromotory s vnějším ozubením

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi$$

(28)

kde m je modul, z je počet zubů, b je šířka zubů, h je výška zubů [5]



Obr. 9 – Zubový hydromotor s vnějším ozubením [3]

Jsou tvořeny dvojicí spoluzabírajících kol se stejným průměrem. Ozubení může být přímé, šikmé nebo šípové.

Princip zubového HM je následující: Tlaková kapalina je ze vstupu přiváděna k ozubeným kolům, kde začíná postupně zaplňovat zubové mezery. Kapalina teče cestou nejmenšího odporu do míst, kde nemusí příliš zvyšovat tlak, tedy po obvodu tělesa hydromotoru. Vyplňuje zubové mezery a vyvíjí tlak na boky zubů, čímž roztáčí ozubená kola spojená s hřídelí [10].

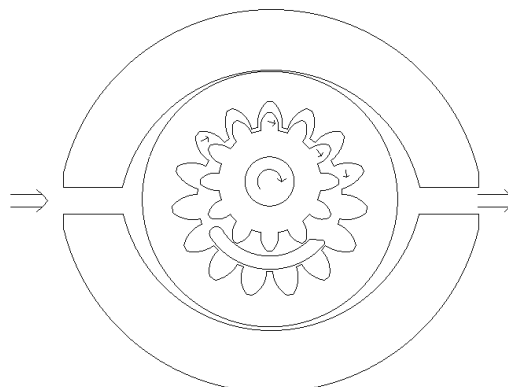
Tento hydromotor má nízkou účinnost způsobenou množstvím funkčních vůlí. Pro vylepšení účinnosti jsou ozubená kola uložena na valivých ložiskách. Používají se pro jednoduché pohony s příležitostnou funkcí, např. pro otáčení pracovních strojů, nakládací systémy a jako levný motor pro nenáročné aplikace. Jeho výhodou je velmi jednoduchá konstrukce a příznivá cena, je robustní a tedy vhodný pro těžké provozní podmínky. Nevýhodou je jeho poměrně velká hluchost a možnost práce pouze s konstantním geometrickým objemem [9].

Zubové hydromotory s vnitřním ozubením

V porovnání s motory s vnějším uspořádáním má úspornější prostorové uspořádání a plynulejší záběr.

Princip je velmi podobný zubovému hydromotoru s vnějším uspořádáním. Kolo s vnitřními zuby se volně otáčí v tělese, pastorek je spojen s hnací hřídelí. Prostor mezi pastorkem a

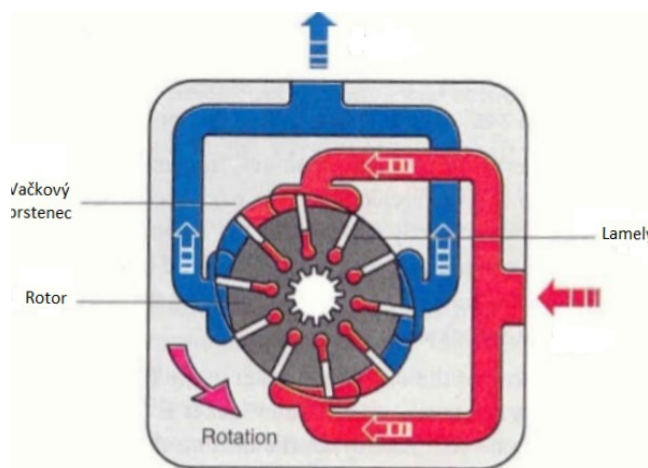
kolem rozděluje srp, který současně odděluje vstupní a výstupní prostor. Na vstupu je přiváděna kapalina na obvod ozubeného kola, kde přes zubové mezery protéká k zubovým mezerám pastorku.



Obr. 10 – Zubový hydromotor s vnitřním ozubením

Používá se především u stacionárních strojů, např. obráběcích. Stejně jako u motoru s vnějším ozubením pracuje pouze s konstantním geometrickým objemem, je však mnohem dražší. Jeho výhodou je velmi tichý chod, vysoký měrný výkon, malý zástavný prostor [10].

Lamelový hydromotor



Obr. 11 – Lamelový hydromotor [3]

$$V = 2 \cdot b \cdot e \cdot D \cdot \pi \tag{29}$$

kde b je šířka lamel, e je excentricita, D je vnitřní průměr statoru. [5]

Jako motor se prakticky nepoužívá, pouze jako hydrogenerátor v mnoha strojírenských aplikacích. Výhodou je možnost měnit geometrický objem a reverzovat směr průtoku

změněnou excentricity. Nevýhodou citlivost na změnu viskozity a práce jen při nízkých tlacích [1].

Podle tvaru dráhy a uspořádání lamel lze lamelové hydromotory rozdělit na:

Lamelový hydromotor s lamely ve statoru

Nevyvážený lamelový hydromotor - Vstupním kanálem je přiváděná kapalina k rotoru, excentricky uloženému ve statoru. Lamely jsou uloženy v drážkách rotoru a jsou přitlačovány ke stěnám statoru a pružinou, kapalinou nebo vedením ve statoru. Kapalina tlačí na boky lamel a tím roztáčí rotor.

Vyvážený lamelový hydromotor – Princip je podobný nevyváženému hydromotoru, má však souosé uložení, čímž se snižuje nevyvážené zatížení statoru. Má dva vstupy a výstupy a tím zlepšuje provozní parametry. Je náročnější na výrobu a je neregulační [10].

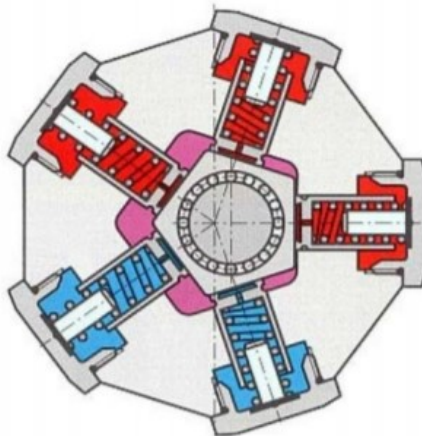
Pístové hydromotory

Jsou nejpožívanějším typem hydraulických motorů. Písty zde vykonávají přímočarý vratný pohyb. Rozdělují se dle uspořádání na radiální a axiální pístové hydromotory.

Radiální pístové hydromotory

Radiální pístové hydromotory se dále dělí na motory s písty ve statoru a s písty v rotoru.

Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru

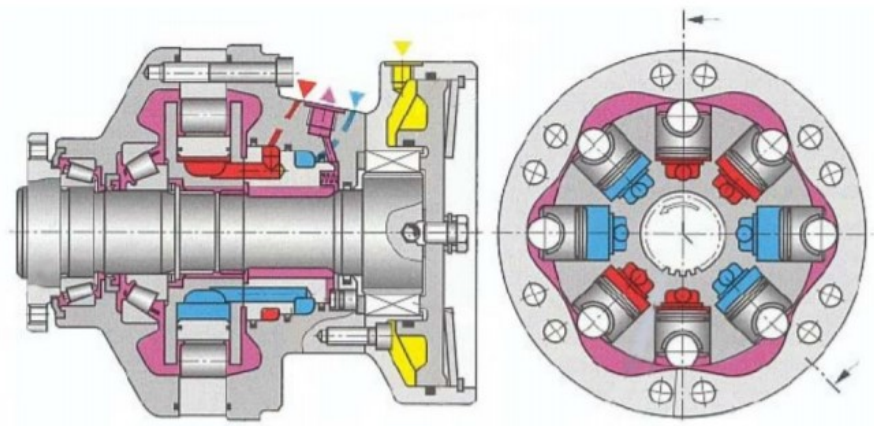


Obr. 12 – Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru [11]

Vyznačuje se ventilovým rozvodem a lichým počtem pístů. Sílu tlaku kapaliny přenáší od rozvodového šoupátka přes ojnice na výstředník, vytvořený na hnacím hřídeli. Rozklad sil od pístů na tangenciální a normálové složky vytvoří točivý moment na hřídeli hydromotoru. Má velmi vysokou účinnost, bývá konstruován pro nízké otáčky a velký točivý moment. Nevýhodou je vysoká cena, je méně kompaktní než axiální pístové hydromotory.

Princip – Vstupem je přivedena kapalina na obvod statoru k jednosměrným ventilům s pružinami. Kapalina skrze vstupní ventil vyvíjí tlak na píst, který se posouvá a díky excentrickému uložení roztáčí kotouč [10].

Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru



Obr. 13 – Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru [11]

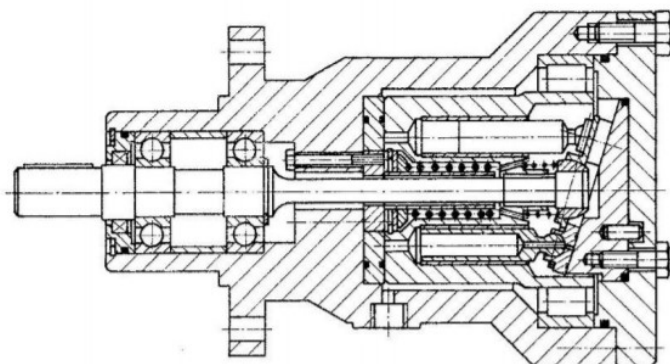
Stejně jako motory s písty ve statoru jsou pro svou konstrukci nazývány pomaluběžné nebo vysokomomentové. Rozdíl spočívá v tom, má místo kruhové oběžné dráhy dráhu křivkovou. Je používán jako neregulační hydromotor pro přímý pohon vrtáků, rýpadel, míchacích bubnů apod.

Princip – Vstupem je přivedena kapalina na pevný čep, který odděluje prostory pro vstup a výstup. Na čepu je uložen rotor s písty. Kapalina vyplňuje prostory a tlačí na písty, které se díky excentrickému uložení posouvají a tím roztáčejí rotor [10].

Axiální pístové hydromotory

Axiální pístové hydromotory mohou být v provedení s nakloněnou deskou nebo nakloněným blokem. Mají velmi dobrou účinnost, jsou vhodné pro práci s velkými tlaky, dosahují nejvyšších výstupních otáček. Jejich nevýhodou je vysoká cena. Používají se například u lisů nebo vstřikovacích strojů.

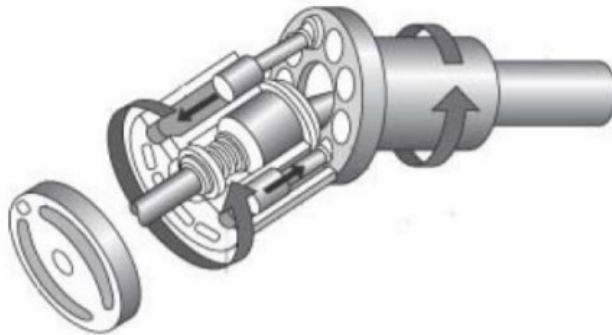
Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou



Obr. 14 – Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [11]

Kapalina je přiváděna na rozdělovací desku, která rozvádí kapalinu na dvě poloviny. Kapalina protéká přes vstupní polovinu rozdělovací desky do otvoru v unášecí desce a tlačí na plunžr, čímž se roztáčí unášecí deska [10].

Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem



Obr. 15 – Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem [11]

Pracuje na podobném principu jako hydromotor s nakloněnou deskou. Rozdíl spočívá v tom, že se naklápí celý blok, nepoužije se tedy naklápěcí deska a není tak potřeba přítlačná síla.

2.2 Řídící prvky

Pro zajištění optimální využití energie je potřeba regulovat základní parametry hydraulického systému – tlak a průtok. Tlak lze řídit pomocí tlakových ventilů na vstupu do hydromotoru nebo na výstupu z hydrogenerátoru. Průtok lze řídit například škrtícími ventily nebo změnou geometrického objemu [4].

Řízení je uskutečňováno mechanickým, hydraulickým, elektrickým nebo elektrohydraulickým ovládním přímo nebo nepřímo pomocí servomechanismu.

Mechanické ovládní

Využívá se v případech, kdy je u stroje k dispozici obsluha. Změna geometrického objemu se provádí jednoduše šroubem a ručním kolem. Rychlost přestavení je velmi pomalá. Ruční kolo lze nahradit elektromotorem. Jiným příkladem může být rozvaděč řízený ruční pákou. Výchozí poloha šoupátka je zabezpečena pružinami a je potřeba přetlačit sílu pružiny do krajní pozice, kde bývá zajištěna mechanickou aretací.

Hydraulické ovládní

Změnu geometrického objemu realizují přímočaré hydromotory – jeden dvojčinný nebo dva jednočinné. Geometrický objem lze řídit průtokem nebo tlakem. Při řízení průtokem bývá za rozvaděčem umístěno škrcení pro omezení průtoku, přesto je přesné nastavení pozice obtížné a toto řízení s sebou nese další nevýhody, např. nejasná pozice při spuštění a pomalá změna polohy. Řízení tlakem se jeví výhodnější z důvodu přesného nastavení geometrického objemu i výchozí polohy. Tlak se mění nejčastěji pomocí přepouštěcího

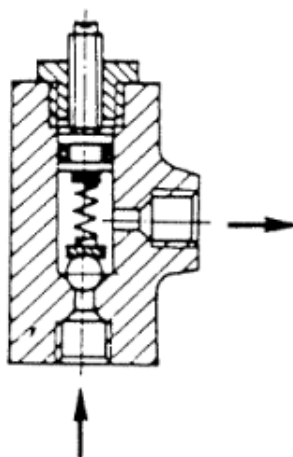
ventilu. Další možností je změna geometrického objemu servomechanismem. Výhodou je přestavovací rychlost a malá potřebná síla, nevýhodou obtížné nastavení nulové polohy [4].

Elektrické ovládání

Využívá se elektromagnetů na střídavý nebo stejnosměrný proud. Elektricky řízenými rozvaděči lze řídit přestavení šoupátka vzdáleně obsluhou, pomocí počítačového programu nebo zhotovením automatického cyklu v elektrickém zapojení.

Pojistné ventily

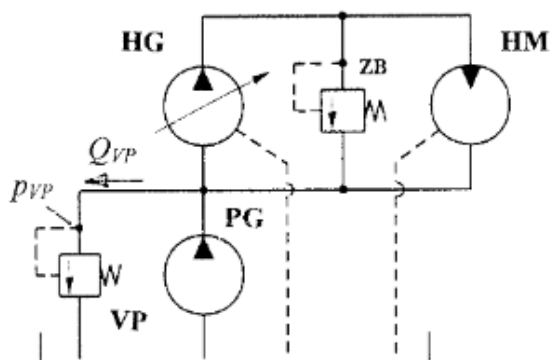
Jsou určeny k jištění obvodu proti přetížení.



Obr. 16 – Pojistný ventil sedlový s kuličkou [9]

Přepouštěcí ventily

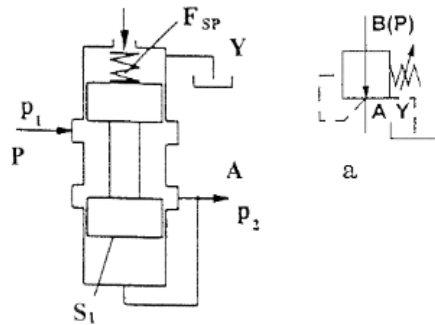
Slouží přepouštění kapaliny za účelem udržování konstantního tlaku.



Obr. 17 – Příklad použití přepouštěcího ventilu [9]
PG – plnicí HG, HG – vysokotlaký h, HM - Hydromotor

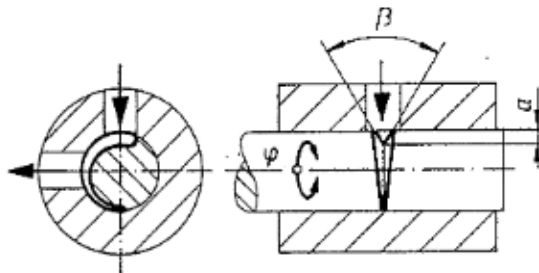
Redukční ventily

Jejich úkolem je snížení vstupního tlaku na výstupní pracovní tlak vyžadovaný spotřebičem.



Obr. 18 - Dvoucestný přímo řízený ventil [9]

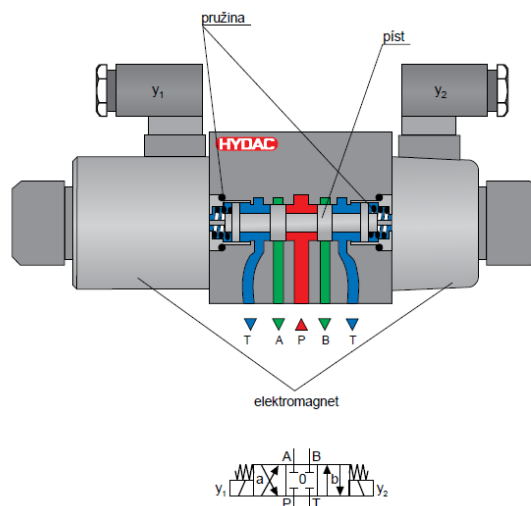
Škrticí ventily - Jsou prvky určeny k řízení průtoku. Mohou být jedno, nebo vícecestné, se stabilizací nebo bez.



Obr. 19 – Šoupátkový škrticí ventil s radiální drážkou [9]

Rozvaděče

Funkcí rozvaděče je ovládání směru pohybu hydromotoru. U rotačních hydromotorů je to smysl otáčení a zastavení motoru. Podle počtu propojených vstupů a výstupů jsou děleny na dvou, tří, čtyř a pěticestné. Také se rozdělují podle počtu funkčních poloh na dvoupolohové, třípolohové apod. Podle konstrukce známe rozvaděče šoupátkové a sedlové. A dále rozlišujeme rozvaděče podle způsobu ovládání – např. ruční ovládání, pružinou, hydraulicky, elektricky, elektrohydraulicky, apod.



Obr. 20 – čtyřcestný třípolohový rozvaděč [5]

2.3 Pomocné prvky hydraulických systémů

2.3.1 Akumulátory

V hydraulických mechanismech je velmi často využíváno akumulátorů a to z hlediska energetické úspory – krytí objemových ztrát, zabezpečení krátkodobého odběru kapaliny, kompenzace nerovnoměrnosti v odběru kapaliny, nouzový zdroj energie nebo překonání negativních účinků práce hydraulického systému – vstřebávání přebytečné energie [4]

2.3.2 Nádrže

Nádrže jsou jednoduché, ale velmi důležité prvky každého hydraulického obvodu. Musí splňovat mnoho parametrů, především pojmout všechny objem kapaliny, nezbytný pro činnost obvodu; být konstruován tak, aby bylo možno namontovat na nádrž další prvky, např. řídicí prvky nebo hydrogenerátor; v ustáleném stavu uchovávat teplotu kapaliny na stanovené výši; umožnit snadnou výměnu kapaliny, čištění a kontrolu hladiny [4].

2.3.3 Čističe

Pro delší životnost hydraulických zařízení je potřeba odstraňovat nečistoty usazené nebo rozptýlené v kapalině. Nečistoty mohou vznikat z prachu a písku v ovzduší, z kovových částí zařízení, nátěrových hmot, tmelů, částic těsnění apod [4].

- Sítové čističe
- Štěrbínové čističe
- Čističe s vložkami
- Magnetické čističe
- Mikročističe, čističe z keramických hmot

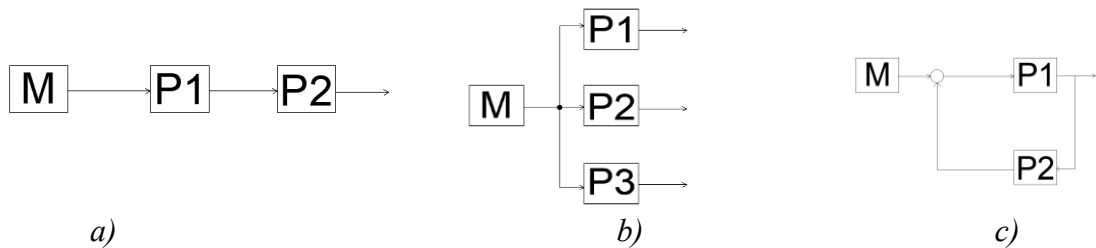
2.4 Speciální prvky hydraulických systémů

Chladiče

Jako chladicí médium může být použita voda nebo vzduch. Chlazení vodou je velmi efektivní, je však provozně náročné s ohledem k její velké spotřebě. Používá se pro stacionární hydraulické obvody a v zařízeních, kde je potřeba obzvláště velký chladicí výkon. Pro menší výkony a mobilní mechanismy je vhodnější použít vzduchový chladič, který má nižší účinnost, ale jednodušší konstrukci [4].

3 POHONY

Pohon je spolu s převodem nejdůležitější funkcí v hydraulickém mechanismu. Jedná se o zařízení, které přeměnou energie uvádí stroj do pohybu a lze ho rozdělit dle způsobu řízení na ovládané, kdy je sledovaná veličina upravovaná přímým zásahem přes řídicí mechanismus a regulované, kdy regulovaná veličina vchází do regulátoru a z něj ovlivňuje parametry pohonu nebo převodového mechanismu. Pohon se rozděluje také z hlediska typu výstupu na rotační, přímočarý nebo kyvný a z hlediska způsobu spojení s převodovým mechanismem na zapojení sériové, paralelní a paralelní s větvením výkonu. Podle počtu a uspořádání motorů mohou být pohony jednomotorové, kde je jeden stroj poháněn jedním motorem. Vícemotorové, kde je v jednom stroji více samostatně poháněných mechanismů. Skupinový pohon, kde je více pracovních mechanismů poháněno jedním motorem.

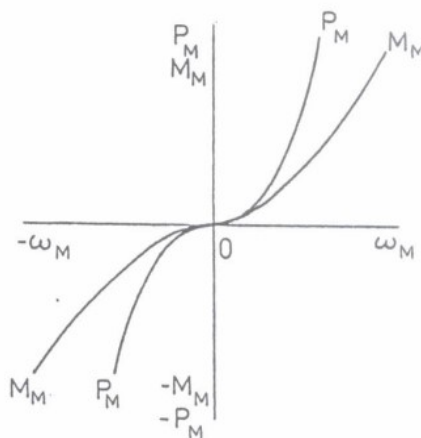


Obr. 21 – Zapojení pohonu

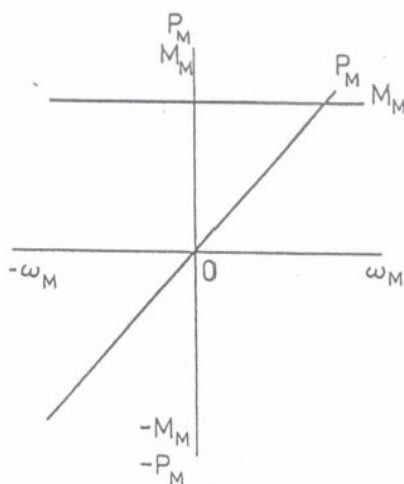
a) sériové b) paralelní c) paralelní s větvením výkonu

3.1 Charakteristika pohonu

Pro návrh rotačního hydraulického mechanismu jsou zásadní tři veličiny – M_M - momentová charakteristika, n_M – otáčková charakteristika, J – moment setrvačnosti. Tyto veličiny mohou být funkcí času a mohou být na sobě závislé.



Obr. 22 – Typický průběh momentové charakteristiky čerpadel ventilátorů, lodních šroubů, apod. [12]



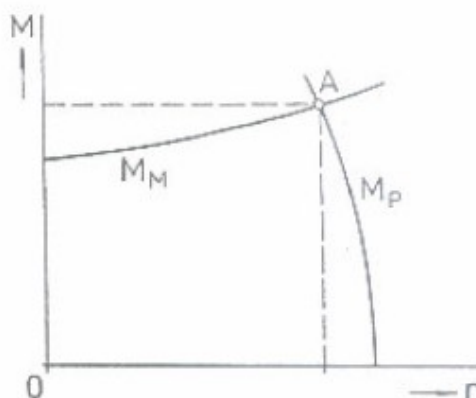
Obr. 23 – Typický průběh momentové charakteristiky zvedacích strojů [12]

Poloparabolický rozběh je kombinací lineárního a parabolického průběhu. Zrychlení je u něj zpočátku konstantní a pak klesá lineárně k nule. Používá se pro zkrácení doby a dráhy rozběhu.

- **Doběh** může být samovolný nebo řízený. Při samovolném doběhu je po vypnutí pohonu akční moment $M_P = 0$ a moment odporu zátěže $M_M = \text{konst.}$ Platí: $-M_M = J \frac{d\omega}{dt}$

Řízené brzdění lze uskutečnit pomocí vnitřních nebo vnějších brzdných momentů a účinkem pasivních odporů, nebo jen pasivními odpory. Brzdění může mít opět lineární, parabolický nebo poloparabolický průběh.

- **Ustálený stav** lze popsat rovnováhou momentu pohonu M_P a momentu odporu mechanismu M_M , tedy $M_M = M_P$.



Obr. 24 – Stanovení pracovního bodu (A) mechanismu [12]

3.2 Řízení pohonů

Pohony jsou řízeny s cílem uzpůsobit výstupní parametry hydromotoru potřebám pracovního zařízení. Výstupními parametry jsou především moment, otáčky, výkon, případně úhel natočení hydromotoru, směr otáčení, zrychlení aj.

Všechny tyto parametry jsou řízeny v zásadě dvěma způsoby:

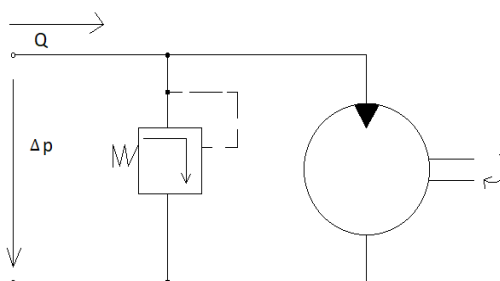
- **Proměnnými odpory** – vychází se ze vztahů mezi tlakem p a momentem M nebo mezi průtokem Q a otáčkami n . Předmětem řízení je tedy tlak a průtok a je využíváno ventillové řídicí techniky, kterou lze rozdělit obecně do tří stupňů:
- klasická – přepouštěcí, redukční, pojistné a jiné ventily pro řízení tlaku. Škrtkící, brzdící, zpožďovací, regulační ventily, clony, dýzy aj. pro řízení průtoku. Rozvaděče, uzavírací ventily, hydraulické zámky pro řízení směru průtoku.
- Proporcionální – proporcionální tlakové ventily, proporcionální rozvaděče, proporcionální škrtkící ventily.
- Servotechnika – použití tzv. servoventilů spolu s elektronikou a měřicí technikou.
- **Změnou geometrického objemu** - objemové řízení může být uskutečněno změnou geometrického objemu hydrogenerátoru V_G , změnou geometrického objemu hydromotoru V_M , případně jejich kombinací [13].

3.2.1 Řízení momentu

Řízení tlakem je realizováno pomocí tlakových ventilů se znalostí vztahu

$$M_t = \frac{V_t \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (30)$$

kde M_t je teoretická hodnota momentu.

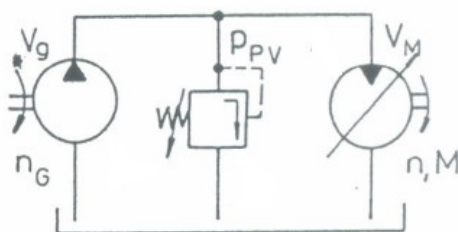


Obr. 25 – Řízení momentu hydromotoru tlakovým ventilem

Řízení změnou geometrického objemu

Maximální moment není závislý na změně geometrického objemu hydrogenerátoru, ale je určen pojistným ventilem (p_{PV}).

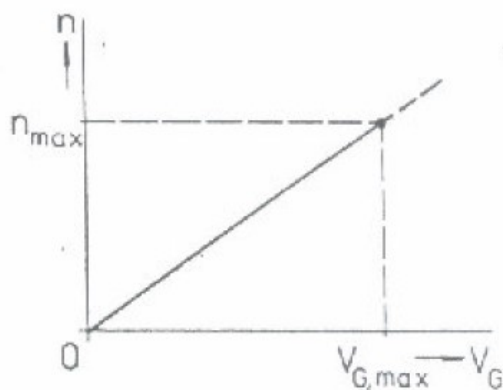
$$M_{\max} = \frac{V_M \cdot p_{PV}}{2\pi} = konst. \quad (31)$$



Obr. 26 – Pohon s řízením geometrického objemu hydromotoru [12]

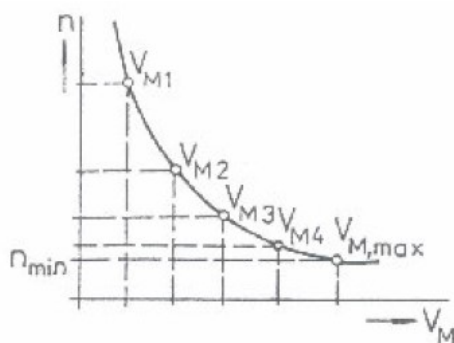
Řízení otáček

Řízení změnou geometrického objemu hydrogenerátoru – $n = \frac{Q}{V_G}$



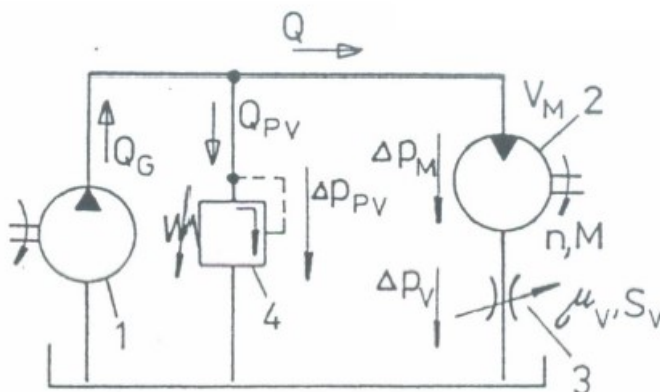
Obr. 27 – Závislost otáček HM na geometrickém objemu HG [12]

Řízení změnou geometrického objemu hydromotoru – $n = \frac{Q}{V_M}$



Obr. 28 – Závislost otáček HM na geometrickém objemu HG [12]

Řízení proměnným odporem



Obr. 29 – Řízení otáček HM škrtícím ventilem [12]

1) HG 2)HM 3)Škrtící ventil 4) Pojistný ventil

3.3 Vícemotorové pohony

V případech, kdy je potřeba získat velký točivý moment pro pohon stroje, využívá se koncepce dvou nebo vícemotorových pohonů. Nezbytnost vícemotorového pohonu může být dána také konstrukcí stroje, u kterého jsou nutné pro jednotlivé funkce zařízení samostatné motory bez vzájemných vazeb. Volba vícemotorového pohonu je vhodná v několika případech:

- Použití jednoho motoru a mechanické převodovky k získání potřebného točivého momentu a redukce otáček není vhodná z pohledu pořizovacích nákladů a konstrukce motoru.
- Při práci více motorů na společnou hřídel je možno při poškození jednoho motoru zachovat funkci stroje se sníženým výkonem do odstranění závady
- Vzhledem k rozměrům a hmotnosti nelze použít jeden motor

Vícemotorový pohon je také výhodnější z důvodu:

- Dynamických vlastností – součet setrvačných momentů u vícemotorového pohonu je nižší než setrvačný moment jednoho ekvivalentního motoru
- Jednotlivé motory mohou pracovat s různými otáčkami
- Lepší statická stabilita pohonu díky možnosti ovlivňovat charakteristiky dílčích motorů, čímž lze upravit výslednou otáčkovou charakteristiku pohonu
- Přepínáním řazení ze sériového na paralelní lze dosáhnout stupňovité regulace momentů a otáček [13]

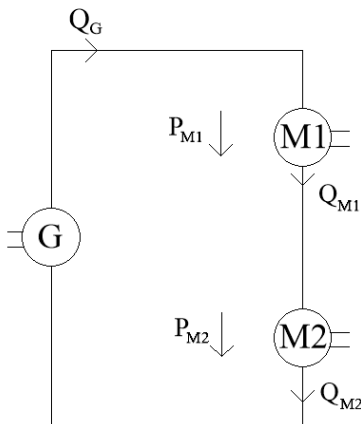
3.3.1 Uspořádání vícemotorového pohonu

Motory ve vícemotorovém pohonu mohou být spojeny tuhou mechanickou vazbou, poddajnou mechanickou vazbou nebo bez mechanické vazby.

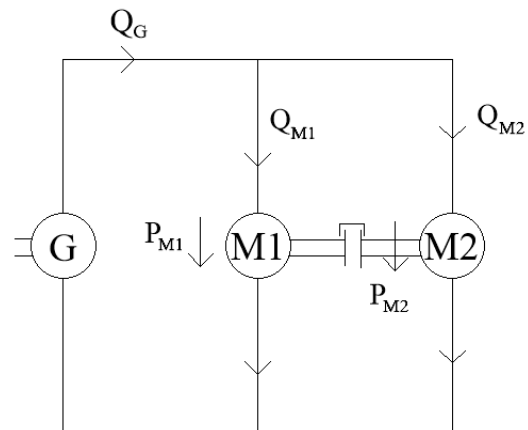
- **Bez mechanické vazby** – tento typ pohonu se označuje jako nezávislý vícemotorový pohon, používá se u různých výrobních nebo transportních strojů.
- **Tuhá mechanická vazba** – vzniká pevným spojením hřídelů dílčích motorů při práci na společný hřídel nebo při spojení převodem se zanedbatelnou (např. klínový řemen) nebo žádnou poddajností (např. ozubená kola). Otáčky a úhlové natočení jednotlivých motorů musí být stejné. Při spojení motorů tuhou vazbou je potřeba řešit vyrovnání zatížení jednotlivých motorů tak, aby zatížení působilo rovnoměrně na jednotlivé motory.
- **Poddajná mechanická vazba** – vzniká při spojení dílčích motorů s možností prokluzem. Např. u válečkových nebo pásových dopravníků [13].

3.3.2 Zapojení motorů

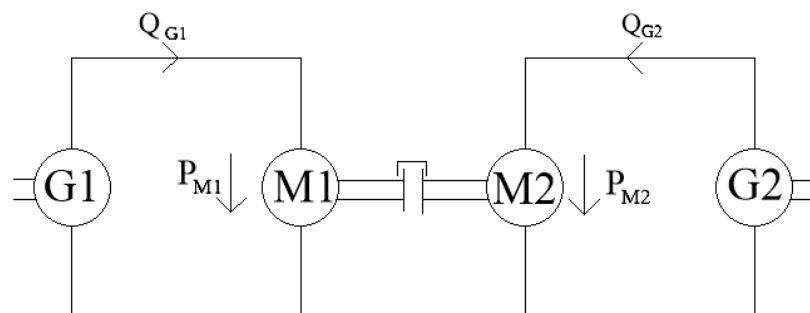
Motory ve vícemotorovém pohonu bývají většinou stejné konstrukce a velikosti a mohou být zapojeny sériově, paralelně nebo sérioparalelně se skupinovým nebo individuálním napájením.



Obr. 32 – Sériové zapojení se skupinovým napájením



Obr. 30 – Paralelní zapojení se skupinovým napájením



Obr. 31 – Paralelní zapojení s tuhou vazbou a individuálním napájením

Sériové zapojení se využívá v případě, kdy je potřeba mezi jednotlivými motory udržet neměnné otáčkové poměry. Změnou geometrického objemu regulačního hydromotoru je docíleno rozdílných otáček jednotlivých hydromotorů. Bez ohledu na výkon hydromotorů musí mít hydromotor stejnou velikost jako hydrogenerátor. Výkon hydromotoru je dán tlakovým spádem Δp_M . Součet tlakových spádů na jednotlivých hydromotorech Δp_{M_i} určuje tlakový spád Δp_G , na něj musí být dimenzován hydrogenerátor [13].

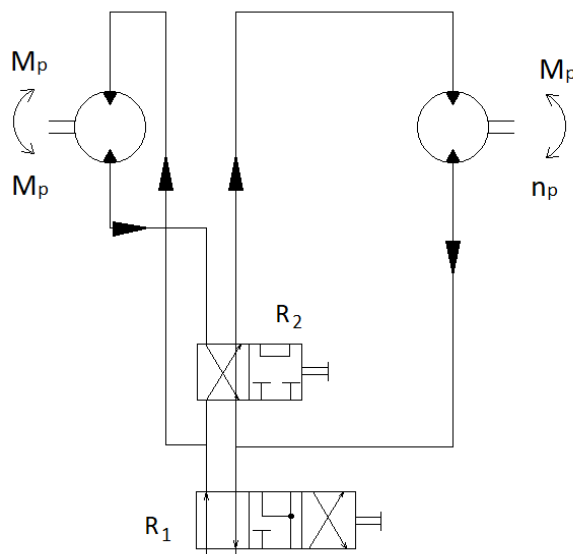
$$Q_G \doteq Q_{M1} \doteq Q_{M2} \doteq Q_{M_i} \quad (32)$$

$$P_G = \sum_{i=1}^N P_{M_i} \quad (33)$$

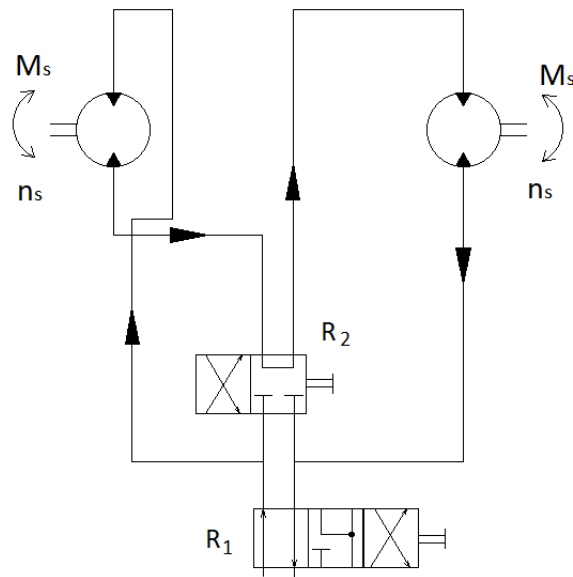
Paralelní zapojení je nejčastějším typem vícemotorového pohonu. Musí být splněn požadavek mechanické vazby mezi hřídeli jednotlivých motorů k docílení stejných otáček. Mechanickou vazbu lze nahradit hydraulickou vazbou [13].

$$Q_G = \sum_{i=1}^N Q_{M_i} \quad (34)$$

$$p_G \doteq p_{M1} \doteq p_{M2} \doteq p_{M_i} \quad (35)$$

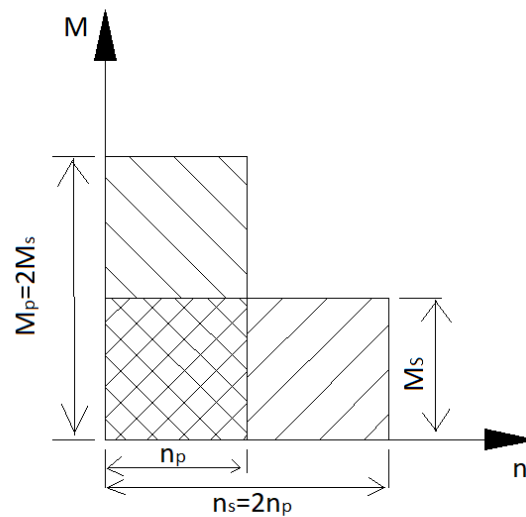


Obr. 33 – Paralelně zapojený dvumotorový pohon s řízením otáček a momentu [13]



Obr. 34 – Sériově zapojený dvumotorový pohon s řízením otáček a momentu [13]

Na obrázcích 34 a 35 je znázorněn dvumotorový pohon s možností přepínání zapojení motorů z paralelního na sériový a naopak. Rozvaděč R1 umožňuje reverzovat otáčky obou motorů a rozvaděč R2 přepíná zapojení motorů.



Obr. 35 – Diagram momentu a otáček [13]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 VÝPOČET PARAMETRŮ HM

4.1 Cíl bakalářské práce

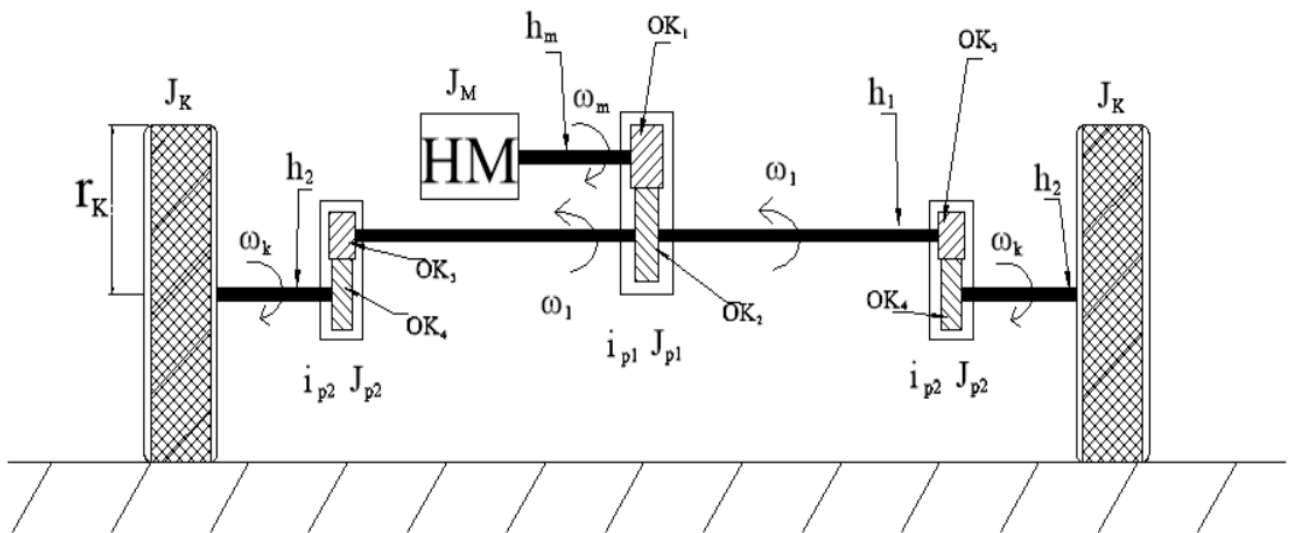
Cílem praktické části bakalářské práce s názvem „Návrh rotačního hydromotoru“ je navrhnout vhodný hydromotor pro pojezd vozidla a následná kontrola, zda zvolený hydromotor vyhovuje zadaným podmínkám.

4.2 Princip funkce pojezdu a základní parametry

Princip pojezdu vozidla je znázorněn v kinematickém schématu na *obrázku 36*. Hydromotor s otáčkami $n_M = 1425 \text{ min}^{-1}$ pohání vozidlo o celkové hmotnosti $m = 21\,000 \text{ kg}$ se zrychlením $a = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Hřídel hydromotoru h_m se otáčí úhlovou rychlostí ω_m a je vedena do ozubeného kola OK_1 hlavní převodovky s převodovým poměrem $i_{p1} = 6,9$, odkud z ozubeného kola ok_2 vede hřídel h_1 s úhlovou rychlostí ω_1 k ozubeným kolům OK_3 převodovky kol s převodovým poměrem $i_{p2} = 3,4$. Z ozubených kol OK_4 převodovky kol jde hřídel h_2 s úhlovou rychlostí ω_k k pojezdovým kolům s poloměrem $r_k = 0,56 \text{ m}$ a součinitelem valení $f_0 = 0,025$.

Ostatní potřebné veličiny, které jsou uvažovány pro návrh hydromotoru jsou uvedeny v *tabulce 2*. Postup návrhu HM je popsán v dalších dílčích kapitolách.



Obr. 36 – Kinematické schéma pojezdu vozidla

Moment setrvačnosti hydromotoru	$J_M = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti hlavní převodovky	$J_{p1} = 0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti převodovky kol	$J_{p2} = 0,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti pojezdových kol	$J_k = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Jmenovitý tlak hydromotoru	$p_n = 25 \text{ MPa}$
Maximální tlak hydromotoru	$p_{max} = 35 \text{ MPa}$
Účinnost převodovek	$\eta_{p1} = \eta_{p2} = 0,93$

Tabulka 2 – Zadané parametry

4.3 Pohybová rovnice pohonu

Pro výpočet parametrů motoru budu vycházet ze základní pohybové rovnice pohonu, kterou lze odvodit z Langrangeovy rovnice 2. typu :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial E_p}{\partial \varphi_i} = M_i \quad (35)$$

kde E_k je kinetická energie systému, E_p je potenciální energie systému φ_i je obecná i-tá souřadnice a M_i je obecný moment, příslušející i-té souřadnici systému.

Pro mechanismus s absolutně tuhými členy je pohybová rovnice při redukcí na rotující členy a s redukováným momentem setrvačnosti závislým na úhlové dráze [7]:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega dJ}{2dt} = M_M - M_Z(\varphi, \omega, t) \quad (36)$$

Přičemž platí pro rotační pohyb, že úhlová rychlost $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, obecný tvar pohybové rovnice pohonu tedy je:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2 dJ}{2d\varphi} = M_M - M_Z(\varphi, \omega, t) \quad (37)$$

Jestliže je moment setrvačnosti $J = \text{konst.}$, je druhý člen rovnice roven nule a pohybová rovnice pohonu má tak tvar:

$$M_M - M_Z = J \frac{d\omega}{dt} \quad (38)$$

kde M_M je moment odporu, M_Z je moment zátěže a $d\omega/dt$ je úhlové zrychlení ε . Rovnici lze tak zapsat také: $M_M - M_Z = J \cdot \varepsilon$

- součin $J \cdot \varepsilon$ je dynamický moment M_d [7].

4.4 Stanovení momentů

4.4.1 Statický zátěžný moment

- Statický zátěžový moment působí na hřídel celou dobu chodu mechanismu a obecně lze definovat takto:

$$M = F \cdot r \quad (39)$$

kde F je síla a r je rameno, na kterém působí

V tomto případě počítám jako sílu F pouze vliv třecí síly F_T :

$$F_T = G \cdot f_0 \quad (40)$$

$$F_T = m \cdot g \cdot f_0 = 21000 \cdot 9,81 \cdot 0,025 = 5150,25 N$$

m - hmotnost vozidla, g - tíhové zrychlení a f_0 - součinitel valení.

Ramenem je poloměr kola vozidla r_k . Statický zátěžový moment od kol vozidla působící na hřídel kol je tedy:

$$M_{SK} = F_T \cdot r_k$$

$$M_{SK} = m \cdot g \cdot f_0 \cdot r_k = 21000 \cdot 9,81 \cdot 0,025 \cdot 0,56 = 2884 Nm$$

Moment na hřídeli kol M_{SK} je nutno přepočítat na moment na hřídeli hydromotoru M_{SM} . Mezi hydromotorem a koly a jsou dvě převodovky s převodovým poměrem $i_{p1} = 6,9$ a $i_{p2} = 3,4$ a účinnostmi $\eta_{p1} = \eta_{p2} = 0,93$, proto:

$$M_{SM} = M_{SK} \cdot \frac{1}{i_{p1} \cdot i_{p2}} \cdot \frac{1}{\eta_{p1} \cdot \eta_{p2}} \quad (41)$$

$$M_{SM} = 2884 \cdot \frac{1}{6,9 \cdot 3,4 \cdot 0,93 \cdot 0,93} = 142,13 Nm$$

4.4.2 Dynamický moment

Dynamický moment působí na hřídel hydromotoru ve chvíli, kdy má úhlové zrychlení ε jinou než nulovou hodnotu, tedy při rozběhu nebo brzdění vozidla. Je definován takto [9]:

$$M_d = J \cdot \varepsilon \quad (42)$$

Pro zjištění dynamického momentu na hřídeli hydromotoru je potřeba vztáhnout všechny momenty setrvačnosti k hřídeli hydromotoru. Proto je nutno zavést moment setrvačnosti redukovaný J_{red} . Potom:

$$M_{dM} = J_{red} \cdot \varepsilon_M$$

ε_M - úhlové zrychlení na hřídeli hydromotoru.

4.5 Redukce statických a setrvačných momentů pohonu na hřídel motoru

V ideálním případě by byl poháněný stroj spojen přímo s hnacím motorem. To však ve většině případů není možné z důvodu odlišných otáček motoru a poháněného stroje a pro jejich odlišné momenty a průběhy jejich charakteristik. Proto se mezi pohon a stroj vkládá převodovka s konstantním nebo proměnlivým převodem i_p . Pro praktické výpočty takové soustavy se využívá redukovaná soustava pohonu, jejíž podmínkou je zachování kinematických a dynamických vlastností systému.

4.5.1 Redukce statických momentů

Rovnováha statických momentů pro motorický režim:

$$M_M \cdot \omega_M = M_Z \cdot \omega_Z = M_{Mred} \cdot \omega_M \quad (43)$$

Z výše uvedené rovnice lze M_{Mred} vyjádřit následovně:

$$M_{Mred} = M_Z \frac{\omega_Z}{\omega_M} = M_Z \cdot \frac{1}{i_p} \quad (44)$$

M_{Mred} – moment zátěže poháněného stroje M_Z vztažený (redukovaný) na hřídel motoru; ω_M, ω_Z – úhlové rychlosti motoru; i_p – celkový převod

Rovnováha statických momentů pro brzdový režim:

$$M_{Mred} = -M_Z \frac{1}{i_p} \quad (45)$$

4.5.2 Redukce setrvačných momentů

Stanovení redukovaného momentu setrvačnosti vychází z podmínky konstantního množství kinetické energie pohybujících se části systému motor-převodovka-stroj na jednu osu [9].

$$E_{kM} + E_{kZ} = E_{kMred} = konst. \quad (46)$$

$$\frac{1}{2} J_M \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} J_Z \cdot \omega_Z^2 = \frac{1}{2} J_{Mred} \cdot \omega_M^2 \quad (47)$$

Z této rovnice je možno J_{Mred} vyjádřit takto:

$$J_{Mred} = J_M + J_Z \frac{1}{i_p^2} = J_M + \sum_{i=1}^n J_i \frac{1}{i_p^2} \quad (48)$$

a) Momenty setrvačnosti J_M a J_{p1} není třeba redukovat. Jak je patrné z *obr. 36*, moment setrvačnosti hydromotoru je již vztažen k hřídeli HM a moment setrvačnosti hlavní převodovky leží na společné ose s hřídelí hydromotoru.

b) Pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti převodovek kol $J_{p2 RED}$ využijí rovnosti kinetické energie [9]

$$\frac{1}{2} \cdot J_{p2} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{p2red} \cdot \omega_M^2 \quad (49)$$

kde ω_1 je úhlová rychlost na hřídeli hlavní převodovky a ω_M je úhlová rychlost na hřídeli HM. Úpravou rovnice dostávám vztah pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti **jedné** převodovky kol:

$$J_{p2red} = J_{p2} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_M} \right)^2 \quad (50)$$

Poměr úhlových rychlostí ω_1 / ω_M je shodný s převrácenou hodnotou převodového poměru hlavní převodovky $1 / i_{p1}$. Rovnici lze proto napsat také jako:

$$J_{p2red} = J_{p2} \cdot \left(\frac{1}{i_{p1}} \right)^2 \quad (51)$$

c) K výpočtu redukovaného momentu setrvačnosti kol $J_{K RED}$ rovněž využijí rovnosti kinetické energie:

$$\frac{1}{2} J \cdot \omega_k^2 = \frac{1}{2} J_{kred} \cdot \omega_M^2 \quad (52)$$

Po úpravě:

$$J_{kred} = J_k \cdot \left(\frac{\omega_k}{\omega_M} \right)^2$$

ω_2 - úhlová rychlost na hřídeli pojezdových kol.

Poměr úhlových rychlostí ω_k/ω_M je obrácená hodnota součinu převodového poměru převodovky kol a hlavní převodovky $1/(i_{p1} \cdot i_{p2})$. Tedy platí [9]:

$$J_{kred} = J_k \cdot \left(\frac{1}{i_{p1} \cdot i_{p2}} \right)^2 \quad (53)$$

d) Na hřídel hydromotoru působí také přímočaré síly související s posuvným pohybem vozidla. Proto musí být redukční rovnice rozšířena také o člen:

$$J_{př.red} = m \cdot \left(\frac{v}{\omega_M} \right)^2 \quad (54)$$

kde m je hmotnost posouvající se hmoty vozu a v rychlost vozu. Po úpravě:

$$J_{př.red} = m \left(\frac{r_k \cdot \omega_k}{\omega_M} \right)^2 = m \cdot r_k^2 \cdot \left(\frac{1}{i_{p1} \cdot i_{p2}} \right)^2$$

Po sečtení všech redukovaných momentů setrvačnosti a dosazení dostávám moment setrvačnosti redukovaný na hřídel hydromotoru:

$$J_{red} = J_M + J_{p1} + J_{p2red} + J_{kred} + J_{př.red}$$

$$J_{red} = J_M + J_{p1} + 2 \cdot J_{p2} \cdot \frac{1}{i_{p1}^2} + 2 \cdot J_k \cdot \frac{1}{i_{p1}^2 \cdot i_{p2}^2} + m \cdot r_k^2 \cdot \left(\frac{1}{i_{p1} \cdot i_{p2}} \right)^2$$

$$J_{red} = 0,5 + 0,35 + 2 \cdot 0,21 \cdot \frac{1}{6,9^2} + 2 \cdot 3,7 \cdot \frac{1}{6,9^2 \cdot 3,4^2} + 21000 \cdot 0,56^2 \cdot \left(\frac{1}{6,9 \cdot 3,4} \right)^2$$

$$J_{red} = 12,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

4.6 Celkový moment na hydromotoru

4.6.1 Úhlové zrychlení na hřídeli motoru

Velikost zrychlení přímočarého pohybu spočítáme jako:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (55)$$

Pro zrychlení rotačního pohybu využijeme rovnice:

$$\varepsilon_M = \frac{d\omega_M}{dt} \quad (56)$$

V případě, kdy čas $t = konst.$, získáváme vztah:

$$\frac{a}{\varepsilon_M} = \frac{v}{\omega_M}$$

Úhlová rychlost na hřídeli HM:

$$\begin{aligned} \omega_M &= 2 \cdot \pi \cdot n_M \\ \omega_M &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 1425}{60} = 149,15 s^{-1} \end{aligned}$$

n_M = otáčky na hřídeli hydromotoru.

Rychlost vozidla:

$$\begin{aligned} v &= r_k \cdot \omega_k = r_k \cdot \omega_M \cdot \frac{1}{i_{p1} \cdot i_{p2}} \\ v &= 0,56 \cdot 149,15 \cdot \frac{1}{6,9 \cdot 3,4} = 3,56 m \cdot s^{-1} \end{aligned} \quad (57)$$

Úhlové zrychlení na hřídeli hydromotoru:

$$\varepsilon_M = a \cdot \frac{\omega_M}{v} \quad (58)$$

$$\varepsilon_M = 0,6 \cdot \frac{149,45}{3,56} = 25,14 s^{-1}$$

4.6.2 Dynamický moment na hydromotoru

Nyní lze spočítat dynamický moment na hydromotoru:

$$M_{DM} = J_{red} \cdot \varepsilon_M \cdot \frac{1}{\eta_{p1} \cdot \eta_{p2}} \quad (59)$$

$$M_{DM} = 12,84 \cdot 25,14 \cdot \frac{1}{0,93 \cdot 0,93} = 373,22 Nm$$

4.6.3 Celkový zátěžný moment na hydromotoru

Součtem statického zátěžového momentu na hydromotoru M_{SM} a dynamického zátěžového momentu na hydromotoru M_{DM} dostáváme celkový zátěžový moment na hydromotoru:

$$M_{CM} = M_{SM} + M_{DM} = 142,13 + 373,22 = 515,35 Nm$$

4.7 Výpočet geometrického objemu

Pro návrh hydromotoru je nutné znát jeho geometrický objem V_{gM} .

Poměrem maximálního tlaku p_{max} ku jmenovitému tlaku p_n získáme tzv. součinitel přetížení:

$$\alpha = \frac{p_{max}}{p_n} \quad (60)$$

$$\alpha = \frac{35}{25} = 1,4$$

Zredukováním celkového zátěžového momentu o toto přetížení získáváme výsledný moment na hydromotoru M_M :

$$M_M = \frac{M_{CM}}{\alpha} \quad (61)$$

$$M_M = \frac{515,35}{1,4} = 368,1 Nm$$

K výpočtu geometrického objemu využijí rovnosti mechanického výkonu $P_M = M \cdot \omega$ a hydraulického výkonu $P_H = \Delta p \cdot Q$:

$$M \cdot \omega = \Delta p \cdot Q \quad (62)$$

$$M_M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M = p_N \cdot V_{gM} \cdot n_M$$

Po zahrnutí mechanicko-tlakové účinnosti hydromotoru dostáváme vztah pro výpočet geometrického objemu hydromotoru:

$$V_{gM} = \frac{M_M \cdot 2 \cdot \pi}{p_N \cdot \eta_{mp}} \quad (63)$$

$$V_{gM} = \frac{368,1 \cdot 2 \cdot \pi}{25 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 9,73 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

5 NÁVRH HYDROMOTORU

5.1 Volba hydromotoru

Po získání všech potřebných parametrů mohou přejít k samotnému návrhu vhodného hydromotoru.

Na základě těchto parametrů volím axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem F1-101-M vyrobený v německu společností Parker Hannifin Industrial. Jeho parametry jsou následující:

- geometrický objem $V_{gM} = 103 \text{ cm}^3$
- jmenovitý tlak $p_n = 25 \text{ MPa}$
- maximální tlak $p_{max} = 35 \text{ MPa}$.
- maximální otáčky $n_{max} = 3000 \text{ min}^{-1}$
- směr otáčení: obousměrný
- hmotnost $m = 12,5 \text{ kg}$

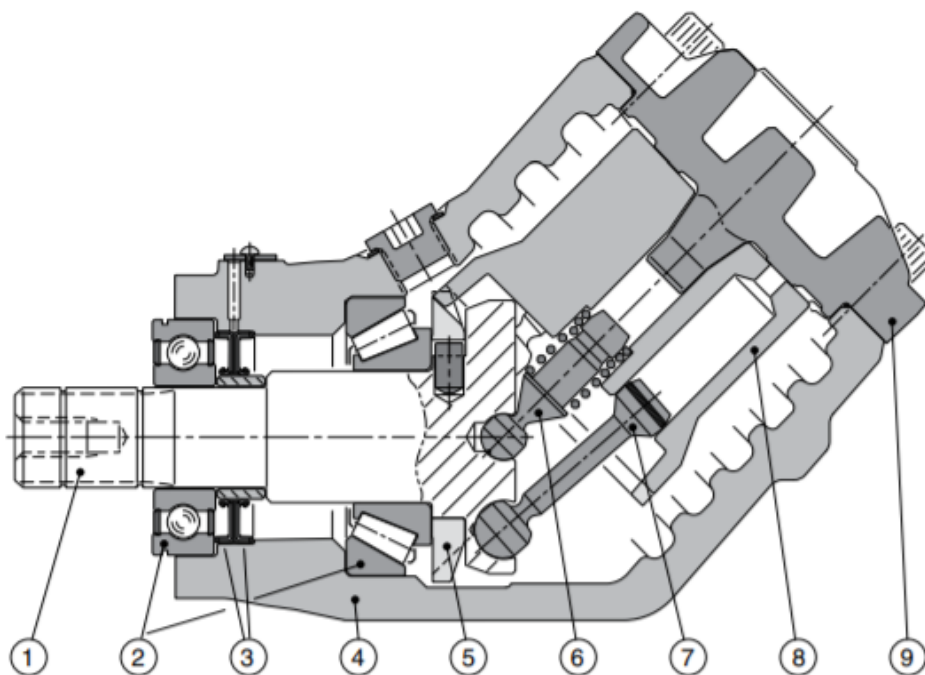
Tento motor je vhodný k použití v různých aplikacích, např.:

- Míchačky betonu
- Sekačky
- Vysokozdvížené vozíky
- Nakladače
- Nákladní jeřáby
- Víceúčelová vozidla

HM Parker F1-101-M má rozsah pracovních teplot od -15°C do 80°C . Doporučená viskozita oleje je v od $22 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ do $46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Proto volím olej OH-HM 32 s kinematickou viskozitou při standardních podmínkách $32 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 37 – Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem Parker F1-101-M [14]



Obr. 38 – Parker F1-101-M [14]

1) Vstupní hřídel 2) Ložiska 3) Těsnění hřídele 4) Tělo motoru 5) Ozubené kolo 6) Uložení pístů 7) Písty 8) Tělo válce 9) Kryt motoru

5.2 Kontrola hydromotoru na tlak

Pro hydromotor v ustáleném stavu vypočítám statický tlak, který musí být nižší než jmenovitý tlak hydromotoru p_N :

$$p_s = \frac{M_{SM} \cdot 2 \cdot \pi}{V_{gM} \cdot \eta_{mp}}$$

$$p_s = \frac{142,13 \cdot 2 \cdot \pi}{103 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 9,13 \text{ MPa}$$

$$p_s < p_N$$

$$9,13 < 25$$

Celkový tlak vypočítaný pro dynamický stav motoru musí nižší než maximální tlak hydromotoru:

$$p_C = \frac{M_{CM} \cdot 2 \cdot \pi}{V_{gM} \cdot \eta_{mp}}$$

$$p_C = \frac{515,35 \cdot 2 \cdot \pi}{103 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 33,09 \text{ MPa}$$

$$33,09 < 35$$

Na základě požadovaných parametrů hydromotor Parker F1-101-M pro pohon pojezdu vozidla o užitečné hmotnosti 21 000 kg vyhovuje.

ZÁVĚR

Hlavním úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout vhodný rotační hydromotor pro pojezd vozidla. K splnění tohoto cíle bylo potřeba znát výchozí údaje vozu a také pochopit principy práce hydraulických mechanismů. Objasnění zákonitostí hydrauliky se věnuje první část práce, druhá část je zaměřena na aplikaci teoretických poznatků do praktických výpočtů.

V úvodu je vysvětleno, co znamená hydraulický mechanismus a vypsány základní vztahy pro výpočet důležitých parametrů. Následuje popis hydraulického obvodu, jeho prvky a značení.

Navazující kapitoly obsahují také stručné informace o kapalinách používaných v hydraulických systémech a jejich vlastnostech. Dále jsou zde popsány a porovnávány různé typy hydromotorů a znázorněny jejich charakteristiky.

Konec teoretické části patří řízení motorů a vícemotorovým pohonům.

Praktická část začíná popisem funkce pojezdu vozidla pomocí kinematického schématu a vysvětlením vstupních parametrů. V dalších krocích jsou pomocí vztahů, vycházejících z pohybové rovnice pohonu, počítány ostatní potřebné hodnoty pro správnou volbu hydromotoru.

Na závěr byl na základě výpočtů zvolen z internetového katalogu axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem.

Pro ověření správnosti volby nesmí chybět kontrola hydromotoru na tlak v ustáleném i dynamickém stavu motoru. Po tomto prověření lze konstatovat, že všechny cíle bakalářské práce se podařilo splnit.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1994. ISBN 80-7078-238-2.
- [2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665-1
- [3] EXNER, H. et al. *Basic Principles and Components of Fluid Technology*. Lohr am Main, Germany: Rexroth AG., 1991. 344 p. ISBN 3-8023-0266-4
- [4] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [5] HYDAC International GmbH. 2013 HYDAC. [Online]. <https://www.hydac.com/>
- [6] HRUŽÍK, Lumír. Rotační převodníky – výpočtové vztahy, statické charakteristiky [přednáška]. Ostrava: Strojní fakulta VŠB – TU. [online]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/IDUW9cezTov8VB8>
- [7] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0082-x
- [8] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [9] PAVLOK, Bohuslav a Lumír Hružík, *Základy hydrauliky*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009 [online]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/gKZjIdp8uiti7uh>
- [10] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy: vysokoškolská učebnice pro strojnické fakulty vysokých škol technických*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1988.
- [11] JANOVEC, Aleš. Sestavení souboru multimediálních schémat hydromotorů [online]. Brno, 2007 [cit. 19.05.2020]. Dostupné z: http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2007/BP_Janovec.pdf Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Stanislav Věchet, Ph.D.
- [12] PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M.: *Hydraulická zařízení strojů*, VŠB-TU Ostrava, 2007, 123 s. *Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení* [online]. [cit. 19.05.2020]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Pavlok-hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [13] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2000. ISBN 80-7078-806-2.

[14] Hydraulika / Pneumatika / průmyslová automatizace – Parker. *Hydraulika / Pneumatika / Průmyslová automatizace – Parker* [online]. Copyright © Parker Hannifin 2014 [cit. 19.05.2020]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

HM	hydromotor
HG	hydrogenerátor
P	výkon [W]
Q	průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
t	čas [s]
p	tlak [Pa]
P_1	výkon hnacího motoru [W]
P_2	výstupní výkon mechanismu [W]
P_Z	ztrátový výkon mechanismu [W]
η_C	celková účinnost převodu [-]
M_k	kroučící moment [N.m]
n	otáčky hydromotoru [$\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$]
ω	úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
η	dynamická viskozita [Pa.s]
v	kinematická viskozita [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
V_g	geometrický objem [m^3]
Q_t	teoretický průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
Q_Z	ztrátový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
η_{mp}	mechanicko-tlaková účinnost [-]
Δp	tlakový spád [Pa]
η_Q	průtoková účinnost [-]
v	rychlost pohybu pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
F	síla pístu [N]
S	velikost plochy pístu [m^2]

η_{pM}	tlaková účinnost hydromotoru [-]
M_Z	ztrátový moment [N.m]
M_t	teoretický moment [N.m]
a	zrychlení [$m.s^{-2}$]
i_{p1}	převodový poměr hlavní převodovky [-]
i_{p2}	převodový poměr převodovky kol [-]
r_k	poloměr pojezdového kola [m]
f_0	součinitel valení
J_M	moment setrvačnosti hydromotoru [$kg.m^2$]
J_{p1}	moment setrvačnosti hlavní převodovky [$kg.m^2$]
J_{p2}	moment setrvačnosti převodovky kol [$kg.m^2$]
J_k	moment setrvačnosti pojezdových kol [$kg.m^2$]
p_n	jmenovitý tlak [Pa]
p_{max}	maximální tlak [Pa]
E_k	kinetická energie systému [J]
E_p	potenciální energie systému [J]
g	tíhové zrychlení [$m.s^{-2}$]
m	hmotnost vozidla [kg]
ε	úhlové zrychlení [$rad.s^{-2}$]
J_{red}	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru [$kg.m^2$]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Značky pro kreslení hydraulických schémat [1].....	12
Obr. 2 – Uzavřený hydraulický obvod [1].....	13
Obr. 3 – Otevřený hydraulický obvod [12].....	13
Obr. 4 – Závislost viskozity minerálního oleje na tlaku při různých teplotách [5]	15
Obr. 5 – Závislost viskozity na teplotě [5].....	15
Obr. 6 – Přímočaré motory [8].....	19
Obr. 7 – Momentová charakteristika hydromotoru [7].....	21
Obr. 8 - Průtoková charakteristika hydromotoru [7]	21
Obr. 9 – Otáčková charakteristika hydromotoru [7].....	1921
Obr. 10 – Příklad komplexní charakteristiky hydromotoru [8]	22
Obr. 11 – Zubový hydromotor s vnějším ozubením [3]	23
Obr. 12 – Zubový hydromotor s vnitřním ozubením.....	24
Obr. 13 – Lamelový hydromotor [3]	24
Obr. 14 – Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru [11]	25
Obr. 15 – Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru [11]	26
Obr. 16 – Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [11]	26
Obr. 17 – Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem [11].....	27
Obr. 18 – Pojistný ventil sedlový s kuličkou [9]	28
Obr. 19 – Příklad použití přepouštěcího ventilu [9]	28
Obr. 20 - Dvoucestný přímo řízený ventil [9]	29
Obr. 21 – Šoupátkový škrťací ventil s radiální drážkou [9].....	29
Obr. 22 – čtyřcestný třípolohový rozvaděč [5]	29
Obr. 23 – Zapojení pohonu	31
Obr. 24 – Typický průběh momentové charakteristiky čerpadel ventilátorů, lodních šroubů, apod. [12].....	31
Obr. 25 – Typický průběh momentové charakteristiky zvedacích strojů [12]	32
Obr. 26 – Stanovení pracovního bodu (A) mechanismu [12].....	32
Obr. 27 – Řízení momentu hydromotoru tlakovým ventilem.....	33
Obr. 28 – Pohon s řízením geometrického objemu hydromotoru [12].....	34
Obr. 29 – Závislost otáček HM na geometrickém objemu HG [12].....	34
Obr. 30 – Závislost otáček HM na geometrickém objemu HG [12].....	34
Obr. 31 – Řízení otáček HM škrťacím ventilem [12]	35
Obr. 32 – Paralelní zapojení se skupinovým napájením.....	36
Obr. 33 – Paralelní zapojení s tuhou vazbou a individuálním napájením	36

Obr. 34 – Sériové zapojení se skupinovým napájením.....	36
Obr. 35 – Paralelně zapojený dvumotorový pohon s řízením otáček a momentu [13].....	37
Obr. 36 – Sériově zapojený dvumotorový pohon s řízením otáček a momentu [13]	38
Obr. 37 – Diagram momentu a otáček [13]	38
Obr. 38 – Kinematické schéma pojezdu vozidla	40
Obr. 39 – Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem Parker F1-101-M [14].....	49
Obr. 40 – Parker F1-101-M [14].....	50

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1- Srovnání hlavních parametrů hydromotoru [9]	22
Tabulka 2 – Zadané parametry	41