



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

HYDROKOLO - STUDIE PROVEDITELNOSTI

HYDROBIKE - FEASIBILITY STUDY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ KUNOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV ŠTIGLER, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Lukáš Kunovský

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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:

Hydrokolo - studie proveditelnosti

v anglickém jazyce:

Hydrobike - feasibility study

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přenos mechanické energie z pedálu na hnané kole je klasických kol vykonáván prostřednictvím řetězu. V této studii by šlo o to prověřit možnost přenášet mechanickou energii pomocí tlakové kapaliny. Toto může přinášet mnohé výhody i nevýhody.

Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši, zda již nebyla taková myšlenka někde rozpracovaná.

Projít katalogy současných výrobců hydromotorů a hydro generátorů a posoudit jejich využití, případně navrhnout úpravy.

Promyslet návrh hydraulického obvodu.

Navrhnout experiment pro ověření přenosu mechanické energie pomocí tlakové kapaliny.

Seznam odborné literatury:

Internet.

Katalogy hydraulických prvků.

Vostrovský Jiří, Hydraulické a pneumatické mechanismy, 1991, ČVUT Praha

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Tato bakalářská práce obsahuje návrh hydraulického systému speciálně určeného pro pohon jízdního kola, který je realizován pomocí hydrostatických převodníků. Podává informaci o potřebných elementech a postupu jejich volby, kde se zaměřuje především na ušetření hmotnosti a minimalizaci ztrát. Kromě vlastních úvah rozebírá i dřívější koncepty, ze kterých přijímá vhodná vylepšení. V představeném plánu pak ukazuje způsob efektivního ověření reálných parametrů celku i dílčích členů.

Abstract

This bachelor thesis presents a project of hydraulic system which is intended specifically for bicycle drive and is realized through hydrostatic transducers. It gives information about necessary components and about the procedure of their selection. In this procedure it focuses particularly on weight reduction and loss minimization. Apart from the considerations as such, it also analyzes prior concepts and adopts suitable improvements from these. In the presented plan it demonstrates a method of effective verification of the real parameters of the whole as well as of the partial components.

Klíčová slova

hydrokolo, kolo, hydrogenerátor, test účinnosti, hydraulický obvod, čerpadlo

Keywords

hydrobike, bicycle, hydro generator, efficiency test, hydraulic circuit, pump

Bibliografická citace

KUNOVSKÝ, L. *Hydrokolo - studie proveditelnosti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 45 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma *Hydrokolo – studie proveditelnosti* jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně, 28. května 2015

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D. za pomoc při shánění informací a rady při řešení práce. Děkuji také Ing. Pavlu Turzíkovi za ochotu a pomoc při získávání údajů pro návrh experimentu. Můj dík má i doc. Ing. Bohuslav Bušov, CSc. za možnost využití softwaru pro přehledné vyhledávání v databázích.

Obsah

Úvod	11
1 Jízdní kolo	12
1.1 Historie pohonu	12
1.2 Využití	13
1.3 Odlišnosti hydraulického převodu	13
1.3.1 Výhody	14
1.3.2 Nevýhody	15
2 Výběr vhodných převodníků	16
2.1 Schopnosti cyklisty	16
2.2 Základní rozdělení hydraulických čerpadel	16
2.2.1 Hydrostatická (objemová) čerpadla	17
2.2.2 Hydrodynamická čerpadla	17
2.2.3 Speciální čerpadla	18
2.3 Druhy hydrostatických čerpadel	18
2.3.1 Pístová čerpadla	18
2.3.2 Zubová čerpadla	21
2.3.3 Lamelová čerpadla	23
2.3.4 Šroubová čerpadla	24
2.4 Výpočet velikostí převodníků	25
2.4.1 Regulace HG	25
2.4.2 Regulace HM	27
3 Návrh kompletního systému	29
3.1 Typ okruhu	29
3.2 Další příslušenství	29
3.2.1 Hydraulické hadice	29
3.2.2 Olejový filtr	32
3.2.3 Nosič energie	32
3.3 Patentovaná řešení	33
4 Ověření funkčnosti	36
4.1 Provedený test	36
4.2 Návrh experimentu	36

4.3 Vyhodnocení měření	37
Závěr	40
Literatura	41
Seznam použitých symbolů a zkratk	44

Úvod

Názvem hydrokolo je pojmenován stroj, který se od běžně používaného jízdního kola liší v tom, že využívá k přenosu výkonu namísto řetězu kapalinu. Tato myšlenka není zcela nová, avšak ani příliš rozšířená. V minulosti již byly vypracovány návrhy na jeho sestavení, ale reálný test účinnosti takového zařízení, které by obsahovalo všechny součásti nutné pro provoz, dosud nebyl proveden a náležitě zdokumentován.

Tento způsob pohonu v sobě skrývá mnohé výhody, které vedou k podstatnému zlepšení některých jeho vlastností. Zároveň se ale vyskytuje kolem jeho návrhu mnoho neznámých, které odrazují konstruktéry od myšlenky vývoje něčeho podobného. V první řadě je to účinnost takového systému. Při otáčkách a výkonech běžně dosažitelných lidskými schopnostmi žádný hydraulický stroj obvykle nepracuje. Proto ani firmy věnující se tomuto oboru neměli důvod zabývat se vlastnostmi svých výrobků používaných při podobných podmínkách.

Za tímto účelem by bylo prospěšné navrhnout a sestavit zkušební zařízení, na kterém by bylo možné zrealizovat komplexní test. Ten by měl za úkol ověřit, zda má tato myšlenka potenciál do budoucna, nebo jestli se jedná o zcela nevhodný koncept, který nemá šanci na úspěch.

1 Jízdní kolo

1.1 Historie pohonu

Pro tuto podkapitolu byly použity články [1] a [2]. První zmínka o jízdním kole – dvoukolový dopravní prostředek poháněný lidskou silou – pochází z hrobky egyptského vládce Tutanchamona z roku 1350 př. n. l. Tam byla nalezena kresba zařízení poháněného odrážením. Další nákras pochází až od Leonarda da Vinciho z konce patnáctého století.

První reálný exemplář se objevil až v moderních dějinách v roce 1813. Nebyly zde ještě použity pedály a jezdec pro svůj pohyb využíval odrážení se nohama od země. Byl pojmenován svým vynálezcem jako „Draisina“.

První zdokonalení pohonu bylo realizováno připojením klik pedálů k přednímu kolu v roce 1845. Přední kolo bylo postupem času zvětšováno, což zlepšovalo převod mezi jeho obvodovou rychlostí a rychlostí nohou. Člověk se pak díky tomu mohl při stejné frekvenci šlapání pohybovat rychleji.

Nevýhodu vysokého posedu, a tedy značné nestability a nebezpečí při pádu, se podařilo odstranit pomocí pevného řetězového a řemenového převodu. To umožňovalo zmenšit přední kolo na úroveň zadního a zároveň umístit sedadlo tak, aby byl posed na něm přirozený a bezpečný. Převod pomocí řetězu se dále vyvíjel a podařilo se díky němu vyřešit i od počátku se vyskytující problém, kdy při jízdě do kopce bylo možné snížit silovou náročnost pouze zvolením příznivějšího převodového poměru. Daň za to byla nízká rychlost při jízdě po rovině, či nutnost nepřirozeně vysoké frekvence šlapání. Řešením byl měnič převodů, který se objevoval již od začátku používání řetězu. V roce 1909 bylo možné střídat tři různé rychlosti. Další vývoj tohoto pohonu neustále probíhá a výsledkem jsou „přehazovačky“, jak je známe dnes. Poslední dobou se začíná opět používat pro přenos výkonu řemen. I přes některé výhody není moc obvyklý.



Obr. 1 Historický vývoj jízdního kola [3], [4], [5], [6], [7], [8]

Čím dál více se rozšiřují také elektrokola, která kromě lidské síly používají k pohonu elektrickou energii. Ta cyklistovi pomáhá při šlapání, a tím je pro něj jízda méně namáhavá. S tímto řešením je však spojena nutnost dobíjení baterií a jejich nezanedbatelná hmotnost, která se projeví hlavně při jejich vybití, kdy je cyklista musí vézt bez pomoci elektromotoru. Při jízdě na kratší vzdálenost tento problém mizí, a proto představují ideální volbu pro mnoho lidí při pohybu v městě.

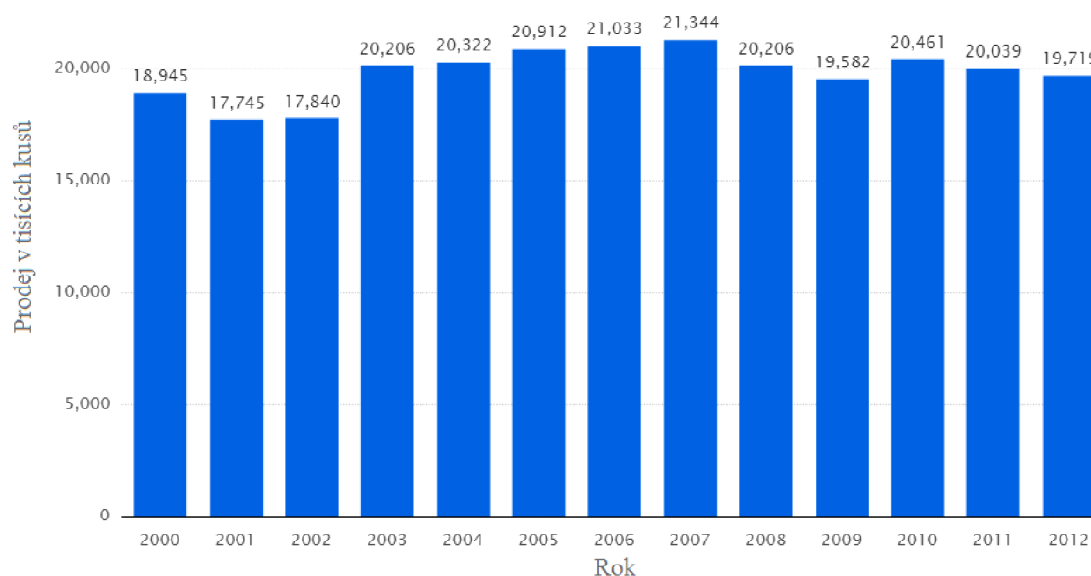
1.2 Využití

Pro tuto podkapitolu byly použity zdroje [1] a [9]. Kolo je využíváno k dopravě ve velkých městech čím dál častěji. Typické je například pro Amsterdam či Kodaň. Je to z důvodu jeho přívětivosti k životnímu prostředí, jelikož nepotřebuje žádný zdroj energie, kromě té lidské. Proto nevznikají žádné škodliviny. To platí i pro elektrokola, pro která se sice elektřina vyrábí v České republice především v uhelných elektrárnách, avšak jejich spotřeba je oproti jiným motorovým dopravním prostředkům minimální.

Jeho výhodou oproti automobilům jsou rozměry. Díky své šířce snadno projede i přeplněnými ulicemi, kde by musel automobil jen pomalu popojíždět. Dostane se do míst, kam mají motorová vozidla zakázán vjezd, a s parkováním nejsou téměř žádné problémy. V mnoha případech je tedy nejrychlejší variantou dopravy. Nezanedbatelný je i dopad na zdraví jedince při častém ježdění.

Velké uplatnění si našlo ve sportu. První závody se konaly už v roce 1869. Za dobu jeho existence vzniklo mnoho variant určených pro všemožné účely. Jejich základní dělení je na silniční, trekkingové, horské či sjezdové, kdy každé z nich je uzpůsobeno pro jiný terén. Tyto typy jsou určeny především na efektivní dopravu z jednoho místa na druhé. Pro účely dalších sportů byly vyvinuty konstrukce, na které jsou kladeny odlišné požadavky. Jsou to kola bikrosová, cyklotrialová či kola na freestyle, kolovou¹ nebo krasojízdu.

Každým rokem² se jen v zemích Evropské unie prodá přibližně 20 milionů jízdních kol. Takové množství zákazníků si žádá od jednotlivých výrobců stále inovace směrem ke zvýšení komfortu, účinnosti či originálnímu designu. Jen díky nim se mohou firmy dostat na přední příčky v prodeji svých výrobků.



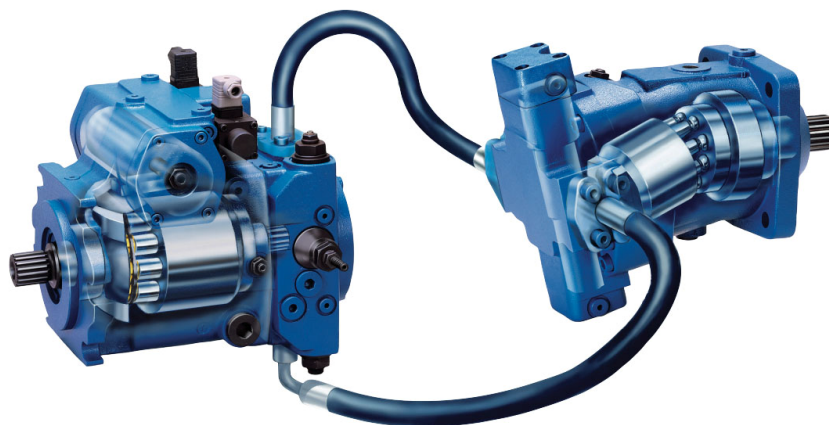
Obr. 2 Prodej jízdních kol v EU [9]

1.3 Odlišnosti hydraulického převodu

Informace pro tuto podkapitolu byly čerpány ze zdrojů [10] a [11]. Vzhledem k neustálému vývoji pohonu má smysl ověřit veškeré možnosti, které přicházejí v úvahu, zda nejsou vhodnější oproti dnes převážně využívanému řetězu. Jednou z nich je řešení pomocí hydraulického převodu. To má mnohé odlišnosti, které vlastnosti kola výrazně mění.

¹ obdoba kopané, při které jsou pro pohyb i hru s balónem použita kola

² pro období 2003 – 2012



Obr. 3 Hydrostatický přenos výkonu [12]

1.3.1 Výhody

Při jízdě, kdy potřebujeme často měnit převod, se dostáváme s frekvencí šlapání mimo pásmo, kdy jsme schopni nejefektivněji zabírat. To je dáno rozestupy převodových stupňů, mezi kterými je třeba si vybrat ten nejvhodnější, ne vždy ideální. Takového převodu jsme schopni pomocí hydrauliky docílit, a tak zvýšit pohodlí při jízdě. Řazení totiž může být plynulé, bez jakýchkoliv stupňů. Zároveň je možné řadit při plném výkonu. Není tedy nutné při každém přeražení protočit řetěz na prázdno. To pomůže hlavně při jízdě do strmého kopce, při které snížení výkonu znamená často až zastavení. Převod by mohl být v případě potřeby obrovský. Možné je docílit poměru až 1 : 2 000.

Při jízdě po nerovnostech, špatném seřízení či nesprávném zacházení s „přehazovačkou“ nemůže pohon přestat fungovat jako u řetězu, který snadno spadne. Toto riziko je odstraněno použitím nepohyblivých částí, které jsou s rámem pevně spojeny. Pohyb koná kromě částí ukrytých v pouzdrech a kapaliny jen hřídel zadního kola a pedálů. Žádná údržba pak, kromě výměny oleje a filtru jednou za dlouhou dobu, není potřebná, protože je celý mechanismus při práci stále mazán kapalinou sloužící k přenosu energie. To, že se nemaže žádná část zvenčí, umožňuje zachovat vše čisté oproti řetězu, kde je přítomnost maziva nutná. Při jízdě se pak na něj nabaluje prach. Výsledná směs zanechává při každém doteku těžce omyvatelné stopy.

Protože kapalina nemusí proudit pouze směrem kolmým k poháněcí hřídeli, je možné přivést výkon i na přední kolo, které při zatažení úhel osy rotace vůči pedálům mění. To umožní lepší záběr na kluzkém povrchu a v prudkém stoupání, kde hrozí prohrábnutí.

Energie z brzdění je obvykle brána pouze jako ztrátová energie, která se uvolňuje do okolí ve formě tepla. Hydromotor (HM) je možné zapojit tak, aby brzdil tím, že funguje jako hydrogenerátor (HG), který dodává tlak do hydraulického akumulátoru. To kolo zpomalí a část energii uchová k pozdějšímu využití.

K dalším výhodám patří tichý chod i při jízdě v terénu, při které obvykle dochází k bouchání volných částí o rám. Pak je to také dlouhá životnost. Při zachování ideálních podmínek mají běžně používané HG a HM životnost více než 70 000 hodin³ při provozních otáčkách přes 2000 min⁻¹ a předepsaných provozních tlacích.

³ informace k výrobkům od firmy Bosch Rexroth AG

1.3.2 Nevýhody

Hydraulické mechanismy mají i některé nevýhody, o kterých je také třeba se zmínit. Velmi podstatným nedostatkem je nižší účinnost oproti mechanickému pohonu. Ta z velké části závisí na podmínkách použití, jako jsou: otáčky, tlak, převodový poměr, teplota, použité přenosové médium a další.

Téměř všechny hydraulické pohony představují pro použití na jízdním kole výrazné zvýšení jeho hmotnosti. Je to z důvodu potřebné robustnosti celkové stavby, která musí vydržet vysoké tlaky, a obsahu dostatečného množství hydraulické kapaliny. V okruhu musí být, kromě HM a HG, zapojeny ještě další prvky, které mají také nezanedbatelnou hmotnost. Odstranění této nevýhody (např. zmenšením tloušťky stěny, menší HG a HM) vyvolá jiné problémy. Sníží se maximální tlak a výkon, zkrátí se životnost, je pravděpodobnější nebezpečí poruchy apod.

Rizikem je případná havárie, kdy při poškození některého z prvků může dojít k vylití hydraulické kapaliny do okolí. Při použití ekologického média může být dopad na životní prostředí nulový. Pokračování v jízdě však není možné. Opravy jsou složité, často až neproveditelné.

Výroba HM či HG je technologicky náročná. Zachování co nejvyšší účinnosti vyžaduje dodržení maximální přesnosti, aby bylo minimalizováno tření a průsak kapaliny do nízkotlaké části. Cena těchto výrobků je pak pro běžného uživatele velmi vysoká (v řádech desítek tisíců korun u pístových převodníků). Velkosériová výroba by v tomto směru mohla pomoci, avšak řádové zlevnění nelze očekávat.

2 Výběr vhodných převodníků

2.1 Schopnosti cyklisty

Informace pro tuto podkapitulu byly čerpány ze zdrojů [13] a [14]. Pro stanovení vyhovujících prvků hydraulického okruhu, je nutné nejprve znát charakteristiky zdroje energie, tedy člověka. Asi nejdůležitějším údajem je výkon. Ten je závislý jak na stupni fyzické zdatnosti jedince, tak na délce vykonávání dané aktivity. Hodnoty jsou většinou uváděny ve wattech na kilogram tělesné hmotnosti. U netréované ženy při dlouhodobé zátěži byl zjištěn výkon 1,5 W/kg (90 W na 60 kg). Vrcholový sportovec dokáže na pět vteřin vyvinout výkon až 24 W/kg (1920 W na 80 kg). Průměrný výkon během jedné hodiny u takového cyklisty pak může dosahovat 500 W. U běžného „zdravého muže“ je hodnota asi poloviční – 250 W.

Dalším významným parametrem jsou otáčky, při nichž je člověk schopen efektivně pracovat. S klesající frekvencí šlapání, tzv. kadencí, při konstantním výkonu musí nutně stoupat krouticí moment dle následujícího vztahu.

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad (2.1.1)$$

P_mdodávaný mechanický výkon	[W]
notáčky	[s ⁻¹]
Mkrouticí moment na hřídeli	[N·m]

$$M = F \cdot r \quad (2.1.2)$$

Fpůsobící síla	[N]
rrameno síly ⁴	[m]

Z rovnice (2.1.2) poté vyplývá, že se zvyšujícím se momentem narůstá i potřebná síla F . Člověk je jednak omezen její maximální velikostí, kterou je schopen vyvinout, tak únavou, která nastává při dlouhodobé vysoké zátěži. Z tohoto pohledu by byly optimální co nejvyšší otáčky. Na druhou stranu se ve svalech při jejich pohybu projevuje odpor, který se s rychlostí zvyšuje, takže pak efektivita práce klesá. Optimální kadence byla stanovena pomocí experimentů jak u vrcholových sportovců, tak i netréovaných jedinců, v rozmezí 90 – 100 otáček za minutu. Přesná hodnota závisí na specifických vlastnostech jednotlivých cyklistů. Otáčky zadního kola jsou pak při jednom převodovém stupni přímo úměrné rychlosti šlapání. Kvůli udržování přibližně stálé šlapací frekvence se používá přehazovačka, která má u běžného horského kola nastavitelný převodový poměr od 1:0,625 do 1:4,5⁵. Na silničním kole jsou tyto převody nastaveny více „do rychla“.

2.2 Základní rozdělení hydraulických čerpadel

Informace pro tuto podkapitulu byly čerpány ze zdrojů [10], [15] a [16]. HG, neboli čerpadlo, je stroj, který předává přijímaný výkon kapalině. Dělí se dle způsobu přeměny mechanické práce na energii kapaliny. HM má funkci přesně obrácenou a v dalším textu není zvlášť uváděn, pokud k tomu není důvod, jelikož využívá shodných mechanismů.

⁴ pro stanovení maximální hodnoty můžeme použít délku kliky pedálu, která je obvykle dlouhá 175 mm

⁵ otáčky pedálů : otáčky zadního kola

2.2.1 Hydrostatická (objemová) čerpadla

Hydrostatická čerpadla se vyznačují přímou přeměnou mechanické energie na energii tlakovou E_p . Děje se tak v důsledku silového působení pracovních elementů – pístů, zubů, membrány apod. – na kapalinu. Kinetická energie E_k je zde také zastoupena, avšak její hodnota je zanedbatelná. Polohová energie je pro většinu aplikací také brána jako nulová.

$$E_p = p \cdot V \quad (2.2.3)$$

E_ptlaková energie	[J]
ptlak	[Pa]
Vobjem kapaliny	[m ³]

Používají se především tam, kde je potřeba dosáhnout vysokého tlaku. Průtok obvykle není tak velký jako u hydrodynamických čerpadel. Jejich výhoda spočívá v tom, že během jednoho pracovního cyklu přečerpají vždy stejný objem kapaliny při jakýchkoliv rychlostech čerpání a tlacích⁶.

$$Q_v = V_c \cdot n \quad (2.2.4)$$

Q_vobjemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
V_cobjem na pracovní cyklus ⁷	[m ³]

Celkový výkon čerpadla/hydromotoru P_ξ/P_h ⁸ je poté dán vztahem:

$$P_\xi(P_h) = Q_v \cdot \Delta p \quad (2.2.5)$$

P_ξvýkon čerpadla	[W]
P_hvýkon hydromotoru	[W]
Δprozdíl tlaků na vstupu a výstupu	[Pa]

Při výrobě je nutné dodržet maximální přesnost a minimální vůle mezi segmenty, aby kapalina neprosakovala zpět a nesnižovala tak účinnost. Z toho plyne vysoká citlivost na jakékoliv nečistoty a látky, které mohou uvnitř krystalizovat.

2.2.2 Hydrodynamická čerpadla

Pro hydrodynamická čerpadla je typická nepřímá přeměna dodané práce především na kinetickou energii kapaliny E_k . Její hodnota je dána vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \quad (2.2.6)$$

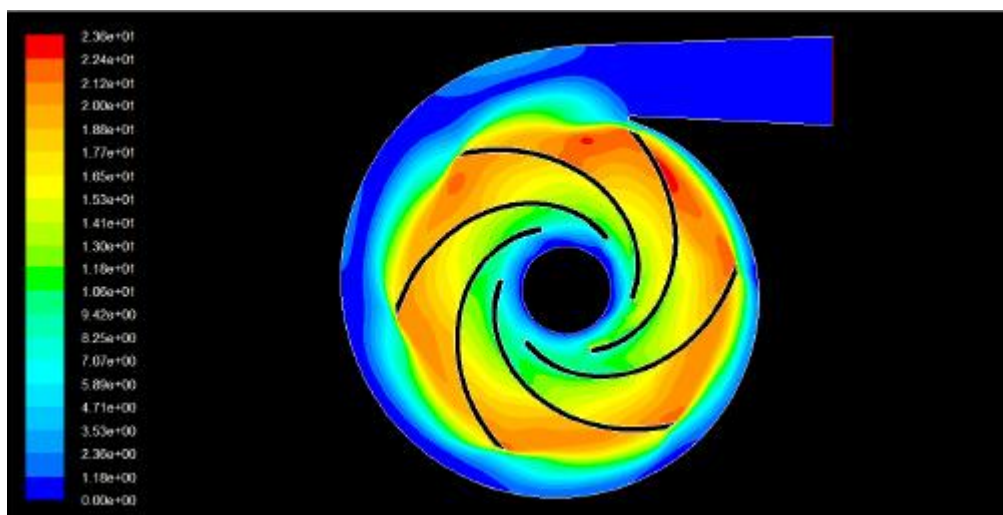
E_kkinetická energie	[J]
ρhustota média	[kg·m ⁻³]
Vobjem	[m ³]
vlineární rychlost	[m·s ⁻¹]

V difuzoru, či spirálové skříně je kapalina zpomalena. Ve výtlačném hrdle pak obsahuje především tlakovou složku energie E_p , určenou dle rovnice (2.2.3).

⁶ platí pro ideální kapalinu, pokud má čerpadlo dostatečnou sací schopnost pro danou rychlost čerpání, či nedojde k jeho poškození příliš vysokým tlakem

⁷ pro neregulovatelné čerpadlo je konstantní, u některých typů je možné ho měnit

⁸ rozdíl je v tom, že v čerpadle tlak roste, zatímco na hydromotoru klesá



Obr. 4 Rychlostní pole hydrodynamického čerpadla [17]

Používají se tam, kde chceme dopravit kapalinu na jiné místo ve velkém objemu. Proto se v jejich parametrech často uvádí místo maximálního dosažitelného tlaku maximální dopravní výška a průtok. Ten je závislý na tlaku na výstupu a na otáčkách rotoru, které se pohybují v řádech tisíců až desetitisíců otáček za minutu. Pro naše účely nejsou vhodná, protože při výše zmíněné ideální frekvenci šlapání a omezených rozměrech oběžného kola mají v podstatě nulovou účinnost.

2.2.3 Speciální čerpadla

Jsou to čerpadla využívající jiných principů než výše zmíněná. Patří sem ejektory, trkače, mamutová čerpadla, zdvihače a další. K čerpání využívají převážně energii jiného média, např. proudící vody, či vzduchu. Jejich účinnost je velmi malá a princip natolik nevhodný pro naše použití, že se jimi v této práci nemá smysl zabývat.

Hydrodynamická i speciální čerpadla nemají vhodné vlastnosti pro využití k přenosu výkonu pro pohon kola. Proto bude v této práci pojednáváno především o možnostech zapojení objemových převodníků, které splňují základní nutné předpoklady pro správnou funkci celého mechanismu.

2.3 Druhy hydrostatických čerpadel

Informace pro tuto podkapitulu byly čerpány ze zdrojů [10], [15], [16], [18], [19], [20], [21]. Budou zde zmíněny typy hydrostatických čerpadel, která svými vlastnostmi a způsobem použití vyhovují základním požadavkům na provoz na kole. Jsou to čerpadla pístová, zubová, lamelová a šroubová. Ostatní typy – membránová, plunžrová, peristaltická a další jsou primárně určeny pro přečerpávání kapaliny z místa na místo, ne pro přenos výkonu. V této práci proto nebudou zmiňovány.

2.3.1 Pístová čerpadla

Základní charakteristickou vlastností pístových HG je vysoký maximální tlak. Pro přenášení výkonu se pohybuje od 35 do 50 MPa. V případě speciálních využití, např. pro řezání vodním paprskem, mohou vytvořit tlak i 600 MPa. Tlak na výstupu je vždy dán systémem, do kterého vstupuje. Průtoky však nedosahují takových hodnot, jako u jiných typů čerpadel.

Princip pístových čerpadel je založen na lineárním kmitavém pohybu pístu ve válci. Ten při pohybu v jednom směru kapalinu nasává sacím otvorem, ve druhém naopak vytlačuje.

je⁹ do vysokotlaké části obvodu. Lineární pohyb však pro většinu strojů není vhodný. Proto se často využívá upořádání, kdy je možné využít rotačního pohybu hnací hřídele.

Písty jsou obvykle malých rozměrů a v čerpadle jich bývá lichý počet. To je dáno snahou omezit kolísání průtoku. Celkový teoretický průtok je dán objemem jednotlivých válců, jejich počtem a otáčkami:

$$V_c = i \cdot V_v \quad (2.3.7)$$

$$Q_v = V_v \cdot i \cdot n \quad (2.3.8)$$

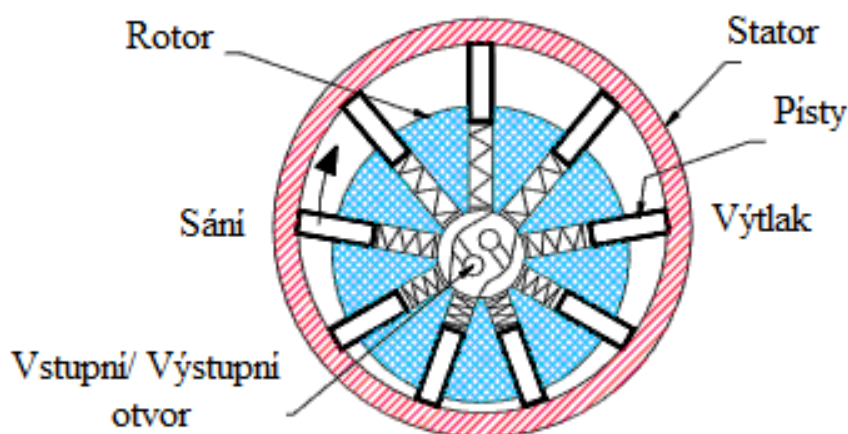
i.....počet jednočinných válců	[-]
V _vobjem jednoho válce	[m ³]
Q _vobjemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
n.....otáčky	[s ⁻¹]

Skutečný průtok je nižší o objemové ztráty, ke kterým v čerpadle dochází. Děje se tak v důsledku prosakování kapaliny mezi stěnou válce a pístem. Snahou je těmto ztrátám zabránit zvyšováním přesnosti výroby. U kvalitních výrobků je jejich hodnota zanedbatelná ve srovnání s čerpaným objemem. Je však důležité s nimi počítat například kvůli jejich svodu nebo doplňování hydraulické kapaliny do systému v uzavřených okruzích¹⁰.

V rotačních HG může být uspořádání pístů kolmé k ose rotace – radiální čerpadla, nebo s ní rovnoběžné – axiální čerpadla.

Radiální čerpadla:

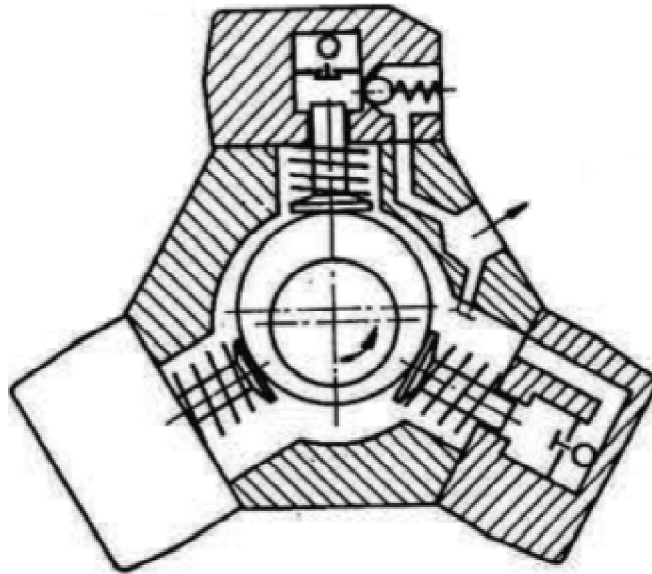
Používají se převážně jako stroje bez plynulé regulace průtoku, i takové řešení je však možné realizovat. Kmitavý pohyb pístů zajišťuje vzájemná excentricita statoru a rotoru. Jsou obvykle pomaluběžné s velkým geometrickým objemem (GO) vzhledem k axiálním čerpadlům. Sání je zajišťováno buď vedením v druhé části čerpadla než je válec, nebo častěji pružinou, která tlačí píst ven.



Obr. 5 Radiální pístové čerpadlo s písty vedenými v rotoru [19]

⁹ v případě dvojčinného válce je kapalina v daném okamžiku zároveň na jedné straně pístu nasávána, na druhé vytlačována – oba směry pohybu jsou pracovní, hodnotu i je potřeba vynásobit dvěma

¹⁰ bude vysvětleno v podkapitole 3.1



Obr. 6 Radiální pístové čerpadlo s písty vedenými ve statoru [18]

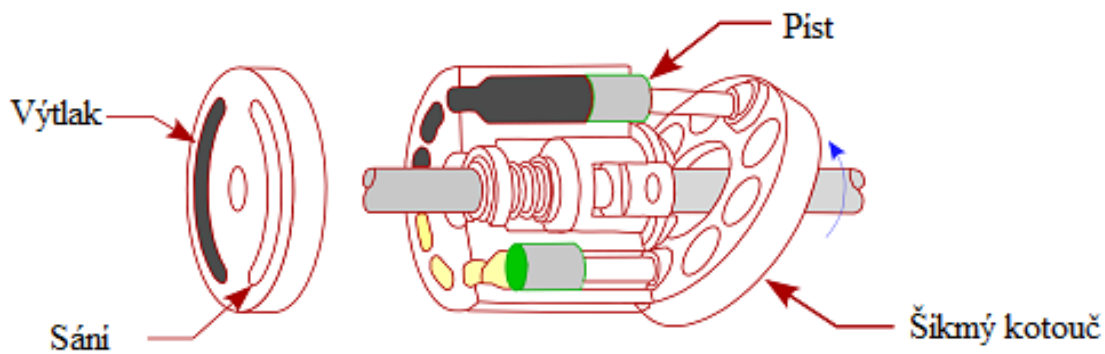
Kromě nesoustředného postavení jednotlivých částí se využívá křivkového vedení ojnic (viz obr. 7). Během jednoho otočení rotoru pak dochází k vícenásobnému stlačení jednotlivých pístů. To má za následek podstatné zvýšení průtoku na jednu otáčku pro daný rozměr.

K regulaci se využívá změna excentricity. Při jejím zmenšení se snižuje rozdíl objemů válce v minimu a maximu a geometrický objem poté klesá. Její změnu je možné provádět spojitě. Další možností je zavření otvoru sání některých pístů. Ty jsou tak vyřazeny z pracovního cyklu. Toto řešení se používá pro čerpadla s křivkovou oběžnou drahou. Průtok tak můžeme stupňovitě řídit i u této konstrukce. V praxi asi nejpoužívanější formou regulace je využití změny otáček. Funguje obecně pro všechny druhy hydrostatických HG (dle rovnice 2.2.4), avšak v tomto případě je použitelná jen v malém rozsahu (viz podkapitola 2.1). Vzhledem k tomu ji není nutné dále zmiňovat u všech dalších typů.



Obr. 7 Radiální pístové čerpadlo s křivkovou oběžnou drahou [22]

Axiální čerpadla:



Obr. 8 Axiální rotační pístové čerpadlo s nakloněnou deskou [19]

Na obrázku 8 je čerpadlo s válci uloženými v rotoru rovnoběžně s osou rotace. Kmitavý pohyb je zprostředkován vedením ojnic pístů po nakloněné rovině. Šikmý kotouč je pevný, pouze jeho část, která se stýká s ojnicemi, se otáčí. V každém válci dochází k tomu, že první polovinu jeho otáčky se vodící deska vzdaluje od válce, což vede ke zvětšování jeho objemu a tvorbě podtlaku. Tím se začne kapalina nasávat skrz sací otvor. V okamžiku, kdy je deska od válce nejdál, a ten má tedy maximální objem, dostává se otvor vedoucí původně na sání do výtlačné oblasti. Zde dochází k přesně opačnému ději – kapalina je zde vytlačována do vysokotlaké větve okruhu.

Další možností je umístění bloku válců do statoru. Pohyb pak vykonává pouze šikmý kotouč. Možná je také rotace desky společně s blokem válců, přičemž osy rotace jsou různoběžné.

Regulaci je možné provádět naklápěním šikmé desky. To umožňuje měnit plynule průtok až do reverzních otáček při přechodu přes nulový úhel mezi osou bloku válců a desky.

2.3.2 Zubová čerpadla

Je to velmi rozšířený typ rotačních hydrostatických čerpadel kvůli nízké náročnosti jejich výroby a jednoduché konstrukci. Je schopen pracovat při vysokých otáčkách – až $40\,000\text{ min}^{-1}$. Podle přesnosti zpracování a druhu dosahují tlaků od 1 do 28 MPa. Pro svou činnost nepotřebují žádné ventily, což umožňuje reverzaci otáček i reverzibilitu přeměny energie. U některých mobilních hydraulických mechanismů je tato schopnost značnou výhodou. Používají se při čerpání mazacích a topných olejů. Pro znečištěnou nebo málo mazivou kapalinu vhodná nejsou.

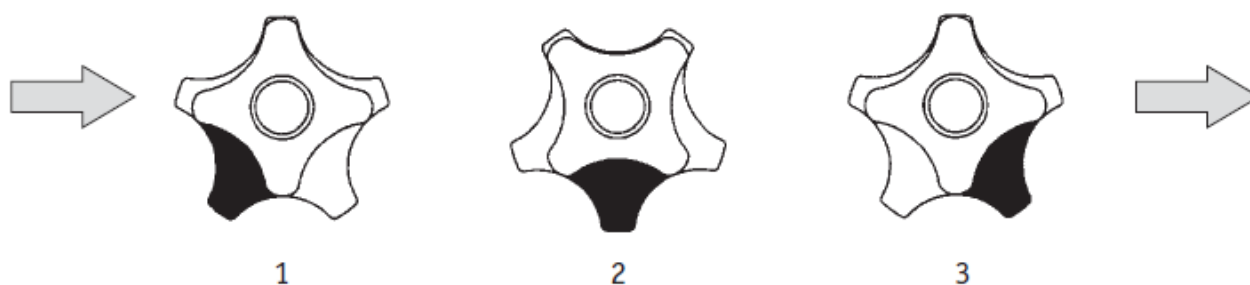


Obr. 9 Princip zubového čerpadla s vnějším ozubením [23]

Při rotaci jednoho ozubeného kola je kontaktem roztáčeno i druhé v opačném směru. Do zubových mezer se dostává pracovní médium, které je v nich přepraveno do vysokotlakové části. Záběrem kol do sebe je kapalina z mezer vytlačována, aby se nedostala zpátky do sacího kanálu. Část, která není včas vytlačena, tvoří škodlivý prostor. Ten je zmenšován na co nejnižší úroveň pomocí odlehčovacího kanálu, ale není možné ho zcela eliminovat. To je důvod vyšší hlučnosti chodu. Tento princip je využíván především pro čerpání. Zubové HM se uplatňují méně.

Kromě dvou ozubených kol je možné použít tři. Dovnitř i ven pak vedou dva otvory. Toto řešení je vhodné z toho důvodu, že objem kapaliny na jednu otáčku bude vzhledem k dvoukolovému dvakrát větší. Hmotnost se přitom zvedne jen o polovinu.

Pokud je použito místo vnějšího vnitřní ozubení, sníží se hlučnost alepší se nasávací schopnost. Kromě ozubení pak obsahuje srpkovitý profil zajišťující oddělení nízko- a vysokotlakové větve. To neplatí u speciálních zubových čerpadel typu Gerotor. Tyto HG jsou schopny pracovat při tlacích do 13,8 MPa. Jejich výhodou jsou především malé rozměry a tichý, klidný chod.

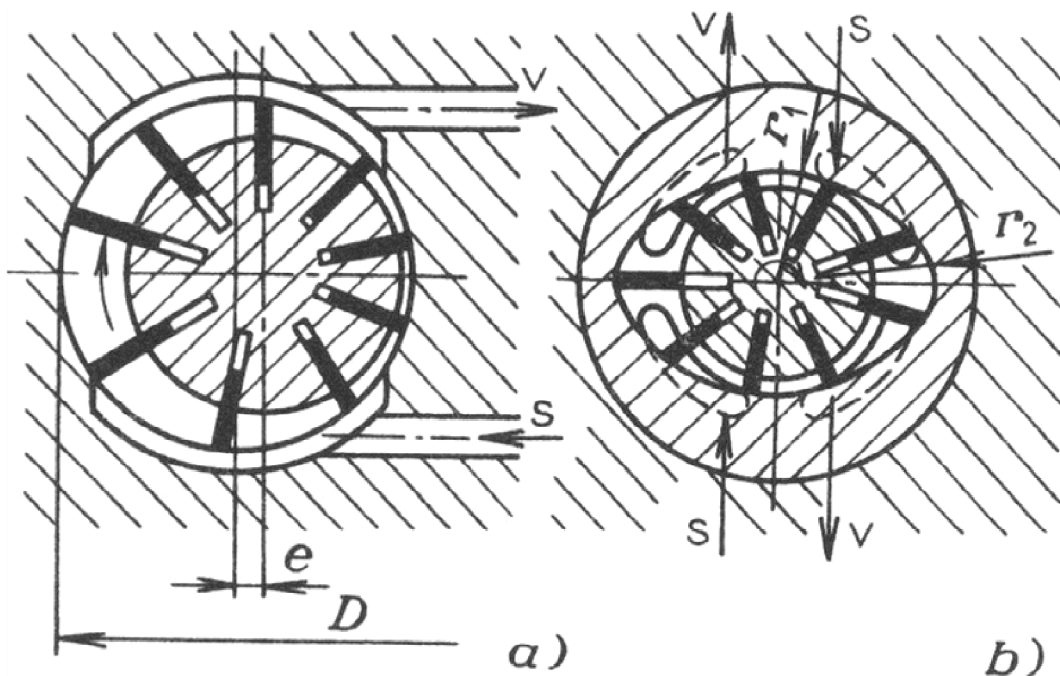


Obr. 10 Fáze rotace gerotorových čerpadel [24]

Regulace jinak než otáčkami není možná. To představuje pro použití při pohonu kola podstatný nedostatek. Při zařazení druhého převodníku, u kterého lze měnit GO, je využití zubového HG či HM možné.

2.3.3 Lamelová čerpadla

Ve srovnání s jinými druhy HG se vyznačují malými rozměry a hmotností při daném GO. Používají se pro nižší tlaky – do 16 MPa při provedení s nevyváženým rotorem, do 21 MPa pro vyvážený rotor. Pracovní kapalina musí být čistá a mazivá, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení stykových ploch.

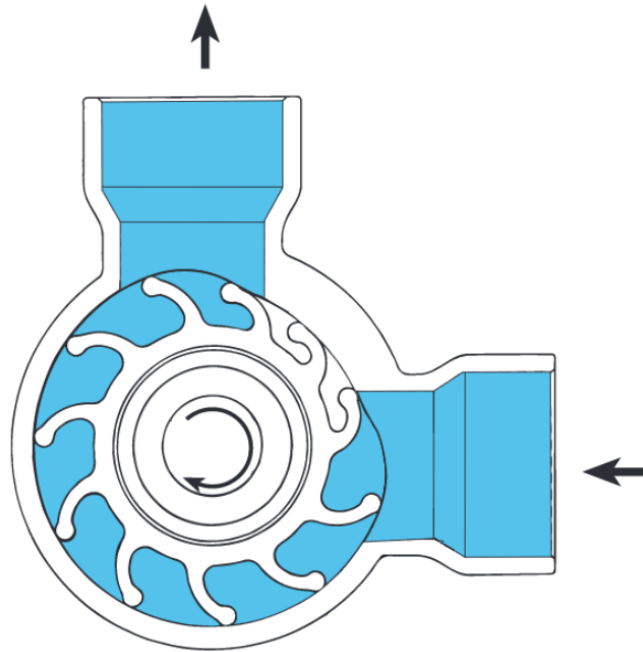


Obr. 11 Provedení lamelového čerpadla: a) nevyvážený rotor b) vyvážený rotor [25]

Princip je založen na dopravě tlakového média do oblasti vysokého tlaku v mezerách mezi jednotlivými lamelami. Ty jsou v radiálním směru pohyblivě uloženy tak, aby dodržovaly dráhu vymezenou vnitřním tvarem statoru. Při rotaci jsou na jedné straně vysouvány, což vede ke zvyšování objemu mezery, a tedy k nasávání. Na druhé straně je kapalina vytlačována zmenšujícím se prostorem.

Vzhledem k jejich konstrukci mohou bez problémů pracovat v obou směrech otáček jako čerpadla nebo jako HM. Nastavování GO se děje změnou výstřednosti e (obr. 11a). Při práci nevyváženého rotoru jsou jeho ložiska jednostranně zatížena. Tuto nevýhodu odstraňuje vyvážený rotor (obr. 11b), na který působí tlak z protilehlých směrů stejně. Tím se radiální síly navzájem vyruší. Čerpaný objem je dán tvarem rotoru, který je oválný. Nejedná se tedy o excentricitu, která by se dala měnit. Čerpadlo má pak fixní nastavení průtoku při konstantních otáčkách.

Pro nízké tlaky je možné použít ohebné lamely (obr. 12), jejichž výroba je mnohem levnější. Mohou být z pryže, popř. neoprenu. Využití mají v chemickém průmyslu a potravinářství.

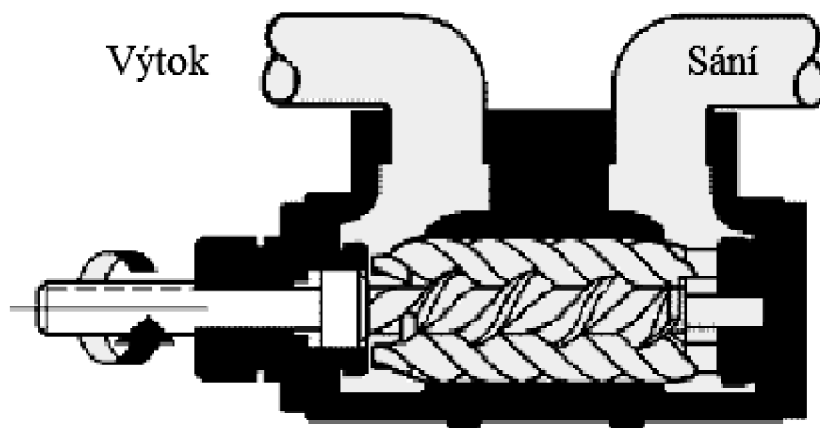


Obr. 12 Čerpadlo s elastickými lamelami [26]

2.3.4 Šroubová čerpadla

Základem je vždy závitové vřeteno. Uplatňují se jako motory či čerpadla v oblasti nejnižších měrných energií. Je možné je použít na kapaliny s vysokou viskozitou, proto slouží hlavně pro přepravu hustých kalů s pevnými nečistotami. Rozdělují se na několik typů, mezi nimiž jsou značné rozdíly v možnostech použití. Pokud je vřeteno v polootevřeném krytu, jedná se o rovnotlaký stroj, na kole nepoužitelný. Když je umístěno v trubici s oblým závitem, používá se na viskózní kapaliny do tlaku 4 MPa.

Na vyšší tlakové spády (do 30 MPa) jsou určena čerpadla s více vřeteny – 2 nebo 3. Vedle sebe jsou vždy vřetena s opačnou orientací závitů. Jejich těsnost se zvyšuje vzájemným odvalováním závitů po sobě. Vyznačují se velkou rovnoměrností průtoku a tichým a klidným chodem.



Obr. 13 Třívřetenové čerpadlo [27]

Při použití tří vřeten je poháněno jen prostřední. Obě sousedící jsou zatížena pouze momentem od hydraulických sil. Pro odstranění účinků axiálních sil se používají vřetena s jednou orientací závitů do poloviny a druhou na druhé polovině hřídele. Sání je umístěno uprostřed, výtok pak na obou krajích. GO je dán velikostí mezery závitů a nelze ho regulovat.

2.4 Výpočet velikostí převodníků

Informace pro tuto podkapitulu byly čerpány ze zdrojů [16], [28] a [29]. Převodníky jsou vyráběny v řadách podle GO. Pro představu o potřebné velikosti je vhodné si udělat předběžný výpočet pro požadované parametry. Jako první je nutné zvolit typ. Ze čtyř druhů zmíněných v předešlé podkapitole (2.3) by mohli být vhodné především tyto tři: pístové, zubové a lamelové. Šroubové mají značně velké rozměry v axiálním směru, což vzhledem k umístění mezi pedály, představuje problém. Šlapání by bylo velmi nepohodlné.

Pro možnost řazení je nutné, aby aspoň jeden převodník byl regulovatelný. Z tohoto důvodu není možné použít například dva zubové stroje, dva lamelové s vyváženým rotorem a další s fixním GO. Lze je však kombinovat s jinými nastavitelnými, a docílit tak co nejlepších vlastností. Vhodné kombinace jsou takové, kdy jsou oba stroje dělány pro přibližně stejný maximální tlak. Vyšší maximální tlak s sebou totiž automaticky přináší i vyšší odpor a zbytečný nárůst ztrát při jeho nevyužití.

Dalším aspektem, který volbu z velké části ovlivní, je způsob regulace: pomocí HG, nebo HM. Nastavování obou převodníků naráz je nevhodné kvůli podstatně zvýšeným nárokům na výrobu, a tedy i cenu. Kromě toho jsou i těžší z důvodu více použitých součástí.

Všechny výpočty jsou počítány bez uvažování jakýchkoliv ztrát – ideální prvky i kapalina. Výsledné reálné hodnoty budou jiné především kvůli mechanickým odporům v převodnicích, jejich objemovým ztrátám a hydraulickým délkovým ztrátám v hadicích mezi nimi.

2.4.1 Regulace HG

Tento způsob je v praxi u strojů poháněných hydraulicky preferován. Pro start je možné snížit na čerpadle průtok, a tak klesne nutný příkon, a tedy i krouticí moment potřebný k rozběhu. Po překonání statického tření a rozběhu spalovacího motoru, či elektromotoru do vyšších otáček je GO čerpadla, a tím i jeho průtok, zvýšen na pracovní úroveň.

Při řazení pomalejšího převodu na HG klesá jeho GO. Při zachování konstantního výkonu a otáček dle rovnic (2.2.4) a (2.2.5) zákonitě klesá průtok, ale zároveň stoupá tlak ve vysokotlaké větvi.

$$P = V_c \cdot n \cdot \Delta p \quad (2.4.9)$$

$$P_1 = P_2 \quad (2.4.10)$$

$$V_{c1} \cdot n \cdot p_1 = V_{c2} \cdot n \cdot p_2 \quad (2.4.11)$$

Objem motoru zůstává stále stejný. Proto při snižování průtoku klesají jeho otáčky. Díky zvýšenému tlaku je výkon zachován na stále stejné úrovni.

$$V_c \cdot n_1 \cdot p_1 = V_c \cdot n_2 \cdot p_2 \quad (2.4.12)$$

Tímto způsobem je umožněno šlapat pořád stejně při jakémkoliv profilu cesty. Objevuje se zde však dvojí omezení:

Maximální tlak – při velkém snížení objemu tlak naroste tak, že ho čerpadlo nebo motor už nezvládne dále zpracovávat. Takovému stavu je třeba předem zabránit nastavením minimálního objemu HG. Ten se bude lišit podle výkonnosti jednotlivých cyklistů.

Maximální GO – Pro rychlou jízdu je kladen požadavek naopak na co největší GO. V důsledku vyšších otáček kola, a tedy i HM, roste požadovaný průtok, kterého je možné docílit zvětšováním objemu čerpadla. Díky tomu pak není potřeba zvyšovat frekvenci šlapání ani při velmi rychlé jízdě. Se zvětšováním HG je spojen nárůst hmotnosti a jeho vnitřních

mechanických odporů. Je tedy důležité optimalizovat velikost dle požadované maximální rychlosti.

Základní předpoklady jsou brány pro cyklistu střední výkonnosti a hmotnosti s jistou rezervou pro krátkodobé zvýšení výkonu. Převody jsou nastaveny jako u běžného horského kola. Hodnoty jsou později použity při výpočtech pro všechny kombinace převodníků.

Tabulka 2.4.1 Základní předpoklady

Výkon P	400	W
Otáčky n	90 (1,5)	min ⁻¹ (s ⁻¹)
Převodový poměr max.	1:0,625	
Převodový poměr min.	1:4,5	

Postup výpočtu:

1. Určení nižšího dovoleného tlaku v dané kombinaci převodníků.
2. Výpočet GO čerpadla při maximálním dovoleném tlaku dle rovnice (2.4.9) – minimální objem.
3. Přepočítání minimální velikosti čerpadla na velikost motoru za použití maximálního převodového poměru 1:0,625.
4. Výpočet maximálního objemu čerpadla z velikosti motoru a minimálního převodového poměru 1:4,5.
5. Dopočítání tlaku při minimálním poměru.
6. Určení maximálního a minimálního průtoku čerpadla ze vztahu (2.4.13) po vyjádření z rovnice (2.2.5). Tento je stejný i pro HM.

Přepočty objemů pomocí převodového poměru vyplývají z rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu:

$$Q_v = konst. \quad (2.4.13)$$

Z dosazení rovnice (2.2.4) plyne poté následující rovnost:

$$\frac{V_{cg}}{V_{cm}} = \frac{n_m}{n_g} \quad (2.4.14)$$

Index g značí hydrogenerátor, m je pro hydromotor.

Minimální tlak se objevuje při maximálním GO čerpadla. Jeho hodnota se získá dosazením a vyjádřením z rovnice (2.4.9).

Tabulka 2.4.2 Vlastnosti obvodů

		1	2	3
Maximální pracovní tlak ¹¹	MPa	40	16	13,8
Minimální geometrický objem HG	cm ³	6,7	16,7	19,3
Geometrický objem HM	cm ³	10,7	26,7	30,9
Maximální geometrický objem HG	cm ³	48	120	139,1
Minimální tlak	MPa	5,6	2,2	1,9
Minimální průtok	cm ³ ·s ⁻¹	10	25	29
Maximální průtok	cm ³ ·s ⁻¹	72	180	207

- 1 Pístové převodníky
- 2 Lamelové převodníky
- 3 Gerotor + lamelový převodník

Zubové hydromotory, jiné než gerotor, mohou dosahovat vyšších tlaků než lamelové. Při kombinaci s nimi by hodnoty byly stejné jako ve sloupci 2 tabulky 2.4.2.

Varianta, kdy se zapojí do obvodu pístový převodník spolu s jiným typem, nemá žádné výhody. Pístové převodníky jsou totiž robustnější a vyplatí se je použít jen v případě využití jejich maximálních tlaků. Pak mohou být menší a jejich hmotnost není zbytečně navyšována.

Z tabulek je patrné, že při zařazení nejrychlejšího stupně je tlak v systému velmi nízký. Tím pádem roste průtok a na něm závislá rychlost proudění, která zvyšuje hydraulické ztráty.

2.4.2 Regulace HM

Tento způsob řízení otáček se v praxi používá méně. Je to dáno především výše zmíněným obtížnějším rozběhem. Hned od začátku musí čerpadlo hnát do okruhu celý svůj objem a to může být při nízkých otáčkách náročné. Oproti předchozí variantě má na druhou stranu výhodu v rovnoměrnosti tlaku, proudu a odvozených veličin ve vysokotlaké větvi při změně převodového poměru. To je dáno stálou velikostí čerpaného objemu na jednu otáčku při zachování výkonu a kadence.

Regulace otáček poháněného kola probíhá tak, že při zmenšení jeho GO a zachování průtoku musí být zákonitě dle rovnice (2.2.4) frekvence otáčení HM vyšší. Řazení probíhá až ve chvíli, kdy je pro danou rychlost frekvence šlapání příliš nízká a čerpadlo nestačí dostatečně zásobovat HM.

Při zmenšování objemu motoru je možné dodávat kolu výkon teoreticky při jakékoliv rychlosti. Z toho plyne další výhoda, že nejsme omezení určitou maximální rychlostí jako v předchozím případě. Hranice je dána pouze ztrátami prvků, maximálními otáčkami HM, aerodynamickým odporem, přesností ovládnutí geometrického objemu a výkonností cyklisty.

V tomto případě je důležité myslet především na nejpomalejší převod. Aby byl rozjezd co nejsnadnější, je potřeba zvolit hydromotor o dostatečně velkém objemu. To umožní zároveň vyjet i prudké stoupání.

Postup výpočtu jednotlivých hodnot tabulek je v zásadě stejný jako v předchozím případě. Rozdíl je pouze v dopočítání objemu HM pro nejrychlejší zvolený převodový poměr. Není to však omezující hranice, pouze údaj pro srovnání.

¹¹ nominální tlak doporučený pro práci daného převodníku – vybrána nižší hodnota kombinace dle bodu 1 v postupu výpočtu. Při jeho překročení nedochází k poškození, ale neměl by takto pracovat dlouhodobě.

Tabulka 2.4.3 Vlastnosti obvodů

		1	2	3
Maximální pracovní tlak	[MPa]	40	16	13,8
Geometrický objem HG	[cm ³]	6,7	16,7	19,3
Maximální geometrický objem HM	[cm ³]	10,7	26,7	30,9
Minimální geometrický objem HM	[cm ³]	1,5	3,7	4,3
Průtok	[cm ³ ·s ⁻¹]	10	25	29

- 1 Pístové převodníky
- 2 Lamelové převodníky
- 3 Gerotor + lamelový převodník

Kvůli značným rozdílům ve vlastnostech při rozdílném způsobu změny převodu byla zpracována tabulka 2.4.4 se základními údaji, charakterizujícími jednotlivé kombinace převodníků.

Tabulka 2.4.4 Srovnání převodníků dle způsobu regulace

Typ	Pístový		Lamelový		Gerotor ¹²		Poměr ¹³
	HG	HM	HG	HM	HG	HM	HG/HM
Regulovaný prvek							
GO regulovaného [cm ³]	48	10,7	120	26,7	139,1	30,9	4,5
GO fixního [cm ³]	10,7	6,7	26,7	16,7	30,9	19,3	1,6
Maximální průtok [cm ³ ·s ⁻¹]	72	10	180	25	207	29	7,2

Ze srovnání je patrný značný pokles objemů a maximálního průtoku převodníků při regulaci pomocí HM. To je velmi výhodné kvůli snížení hmotnosti celého systému i jeho ztrát. Při větších velikostech totiž narůstají odpory mezi pohyblivými částmi stroje kvůli snaze dodržet maximální možnou přesnost, aby nedocházelo k volumetrickým ztrátám. Síly pak jsou mezi jednotlivými součástmi větší.

Převodníky se vyrábějí v objemových řadách. Při výběru HG pro daný výkon by měla být zvolena spíše vyšší hodnota GO kvůli omezení maximálním tlakem. V případě zvolení většího čerpadla musí být přepočítán i objem HM. Pokud by ten byl příliš malý, hrozilo by, že se jezdec vůbec nezvládne rozjet kvůli příliš „rychlému“ převodu.

¹² jeho použití spolu s regulovatelným lamelovým převodníkem

¹³ poměr jednotlivých veličin při různém způsobu regulace, bezrozměrná hodnota, pro všechny typy stejná

3 Návrh kompletního systému

3.1 Typ okruhu

Informace pro tuto podkapitolu byly čerpány ze zdroje [10]. Hydraulické obvody se dělí na uzavřené a otevřené. Hlavní rozdíl je v tom, že otevřené obsahují nádrž na beztlaké straně HM. Zařazuje se z více důvodů. Jedním z nich je, že než se kapalina dostane zpět do pracovního cyklu, má čas zchladnout. To snižuje její namáhání a prodlužuje dobu stárnutí. Tlak v beztlaké větvi za hydromotorem, tedy i v nádrži, by měl klesnout vždy na atmosférický. Aby v ní nevznikl přetlak, či podtlak, mívá k tomuto účelu sloužící odvodušňovací otvor. Musí v ní být dostatečné množství oleje, aby nedošlo k nasátí vzduchu. To si žádá pravidelné kontroly jeho stavu.

Uzavřený okruh obsahuje také nádrž. Přes ni ale kapalina obvykle neprochází. Slouží pouze k doplňování pracovního média do systému. Z toho důvodu musí být zařazeno další pomocné čerpadlo, které tuto kapalinu do systému tlačí pod předepsaným tlakem. Proto jsou HG pro uzavřené okruhy výrazně výrobně složitější a těžší. Pracovní látka obíhá okruhem stále dokola. Při větších výkonech se zahřívá, a pokud se nezvládne při proudění hadicemi dostatečně ochladit, tak rychleji stárne. Při velkém přehřátí přestane plnit svou funkci. Tento problém by s velkou pravděpodobností u kola nenastal kvůli relativně malým výkonům. Přesto kvůli nižší hmotnosti a jednoduchosti je zde otevřený obvod vhodnější.

3.2 Další příslušenství

Informace pro tuto podkapitolu byly čerpány ze zdrojů [16], [21], [29], [30] a [31]. Kromě hydraulických převodníků musí obvod pro dobré fungování obsahovat některé další prvky. Jako propojovací materiál jsou používány hadice dimenzované pro požadované tlaky. Aby byla dodržena správná čistota systému, zařazuje se do něj filtr. Podstatná je také volba vhodného nosiče energie. Nejčastěji se pro tyto případy používá minerální olej. Poslední nutnou součástí je nádrž.

3.2.1 Hydraulické hadice

Hadice jsou hlavním faktorem, který ovlivňuje hydraulické délkové ztráty. Od jejich průměru se odvíjí rychlost proudění. Při jejich volbě je nutné znát předem médium, které v nich bude proudit. Některé materiály spolu totiž špatně reagují a mohlo by dojít k jejich rychlému znehodnocení.

Vnitřní materiál, tzv. duše, je obvykle z pryže. Používá se například NBR, což je anti-statický syntetický elastomer odolný vůči olejům, určený pro pracovní teploty v rozmezí $-10 \div 100$ °C. Pro zpevnění má hadice přízový nebo pro vyšší tlaky drátěný oplet. Vrstev opletu může být pro tlaky přes 40 MPa 4 ÷ 6.



Obr. 14 Hydraulická hadice – 4× opleť drátem [30]

Vzdálenost středu pedálů a náboje zadního kola bývá od 400 do 450 mm. Celková délka hadic bude tedy přibližně 900 mm. Hydraulický olej byl zvolen dle katalogových listů všech zmíněných typů převodníků. Ty mají přibližně stejný požadavek na viskozitu. Zvolena byla kapalina dle normy VG 22, tedy kinematická viskozita média $\nu = 22 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při teplotě 40 °C. Hustota hydraulických olejů se pohybuje v rozmezí $860 - 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Zvolený olej má při teplotě 15 °C hustotu $863 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Tabulka 3.2.5 Vlastnosti hadic¹⁴

	Vnitřní průměr [mm]	Dovolený pracovní tlak [MPa]	Hmotnost ¹⁵ [kg]	Rychlost proudění [mm·s ⁻¹]	Reynoldsovo číslo [-]	Ztrátový výkon [W]
FLEXOR 4SP (4× opleť)	9,5	44,5	0,721	141 (1)	60,9	0,01
FLEXOR 2SN (2× opleť)	6,4	40	0,341	311 (1)	90,4	0,04
FLEXOR 1SN (1× opleť)	9,5	18	0,326	353 (2) 409 (3)	152,3 176,7	0,05 0,07
FLEXOR 1SN (1× opleť)	6,4	22,5	0,223	777 (2) 901 (3)	226,0 262,2	0,26 0,35
1SN (1× opleť)	4,8	25	0,185	1381 (2) 1603 (3)	301,4 349,7	0,82 1,10

- (1) Pístové převodníky
- (2) Lamelové převodníky
- (3) Gerotor + lamelový převodník

¹⁴ dle katalogu [30]

¹⁵ hadice 0,9 m dlouhá naplněná zvolenou kapalinou

Hodnoty tabulky 3.2.5 byly získány použitím následujících vztahů. Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (3.2.15)$$

ReReynoldsovo číslo	[-]
v.....rychlost proudění kapaliny	[m·s ⁻¹]
d _hhydraulický průměr ¹⁶	[m]
ν.....kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]

Ve všech případech je $Re < 2300$. To znamená, že v hadicích bude laminární proudění. Pro teoretickou hodnotu součinitele tření můžeme tedy použít vzorec:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.2.16)$$

λ.....součinitel tření	[-]
------------------------	-----

Pro ztráty v potrubí platí vztah:

$$Y_z = \lambda \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \quad (3.2.17)$$

Y _změrné ztráty	[J·kg ⁻¹]
Ldélka potrubí	[m]
d.....průměr hadice	[m]

Ztrátový výkon vzniklý třením v hadici je možné za předpokladu lineárního proudění (splněno ve všech použitých případech) vyjádřit v závislosti na průměru hadice a veličinách, které jsou známé z předchozích výpočtů.

$$\begin{aligned} P_z = Y_z \cdot Q_v \cdot \rho &= \lambda \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot Q_v \cdot \rho = \frac{64 \cdot v}{v \cdot d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot Q_v \cdot \rho = \frac{64 \cdot v}{d} \cdot \frac{v}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot Q_v \cdot \rho = \\ &= \frac{64 \cdot v}{d} \cdot \frac{2 \cdot Q_v}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{L}{d} \cdot Q_v \cdot \rho = \frac{128 \cdot v \cdot Q_v^2 \cdot L \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \end{aligned} \quad (3.2.18)$$

P _zztrátový výkon	[W]
Q _vprůtok	[m ³ ·s ⁻¹]
ρ.....hustota	[kg·m ⁻³]

Je vidět, že hodnota ztrátového výkonu je nepřímo úměrná čtvrté mocnině průměru hadice. To znamená, že při jejím zúžení na polovinu stoupnou délkové ztráty 16krát.

Z tabulky vyplývá, že délkové hydraulické ztráty v těchto případech nehrají téměř žádnou roli v porovnání s celkovým přenášeným výkonem. Proto je dobré zvolit co nejmenší vyráběný průměr hadice pro daný tlak kvůli ušetření hmotnosti.

Jen pro představu, pokud by byl použit místo regulovaného HM regulovaný HG u systému s gerotorem, kde je maximální průtok 207 cm³·s⁻¹, a průměrem hadic 4,8 mm, byly by ztráty 56,2 W¹⁷. To je přibližně jedna sedmina dodaného výkonu. Byly by tak více než 50krát vyšší než při druhém uspořádání.

¹⁶ v případě kruhového příčného průřezu je roven vnitřnímu průměru hadice

¹⁷ Výpočet hodnoty je brán stále pro laminární proudění, i když to je už v přechodové oblasti – $Re = 2517,4$.

3.2.2 Olejový filtr

Jeho hlavním úkolem je zbavovat olej nečistot, které se do něj během používání dostanou z venčí, například od vzdušňovacím otvorem nádrže, nebo jsou uvolněny otěrem v některé části pracovního systému. Při jejich obíhání dochází k nadměrnému opotřebením třecích ploch strojů. U více než 85 % poruch hydraulických zařízení nese vinu za poškození znečištěná kapalina. Její filtrace má tedy své opodstatnění.

Podstatná charakteristika je v tomto případě tlaková ztráta, která bývá znázorněna v grafu, kde je uvedena její závislost na průtoku při různých hodnotách viskozity protékající kapaliny. Z velké části je ovlivněna velikostí filtrační plochy. Vůbec nejdůležitější je schopnost filtrovat nečistoty. Její popis se řídí normou ISO 4406, která uvádí dovolené množství pevných částic větších než 4, 6 a 14 μm v jednom mililitru pro jednotlivé stupně čistoty. Tyto jejich rozměry jsou nejnebezpečnější, protože se jedná o obvyklou velikost vůle převodníků. Nečistota se pak může dostat mezi kluzné plochy a narušovat je. Další možností označení je tzv. beta-koefficient β_x . Ten určuje efektivitu filtrace částic větších než $x \mu\text{m}$.

$$\beta_x = \frac{\text{počet částic před filtrem}}{\text{počet částic za filtrem}} \quad (3.2.19)$$

β_x beta koefficient filtrace [-]

Olejový filtr může být umístěn na třech místech v okruhu. První možností je jeho upevnění na sání. Tímto zapojením se snižuje sací schopnost čerpadla. Při zvolení dostatečné filtrační plochy to nepředstavuje problém. Výhodou je zabránění vtoku nečistot do HG. Částice, které zde otěrem vzniknou, se mohou šířit dále systémem. Další možné umístění je ve vysokotlaké větvi. Nádoba filtru musí být dostatečně pevná na to, aby vydržela tlaky generované čerpadlem. Je tedy dražší a zároveň těžší. V tomto případě navíc nepředstavuje žádnou výhodu oproti zbylým řešením. Uspořádání s filtrem až za HM je nevhodnější pro tento systém. Tlaková ztráta, která zde vznikne, má jen nepatrný vliv na výkon HM – jedná se o setiny až desetiny baru pro průtoky 10 – 30 $\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (0,6 – 1,8 l/min) při čistých filtračních elementech. Přesnou specifikaci je potřeba provést podle požadavků na čistotu oleje, uvedených v katalogových listech převodníků.

Kvůli zabránění vniku prachových částic do nádrže skrz od vzdušňovací ventil je vhodné použít vzduchový filtr.

3.2.3 Nosič energie

Na médium v hydraulických systémech jsou kladeny požadavky:

- nízká stlačitelnost
- nízké ztráty třením při proudění
- dobré mazací schopnosti
- ochrana proti korozi
- rychlé vylučování vzduchu a vody

V důsledku stlačitelnosti vznikají deformační ztráty při změně tlaku. Hydraulické kapaliny jsou obecně stlačitelné jen velmi málo. Pokud se do nich dostane vzduch a naváže se na jejich molekuly, stlačitelnost se zvyšuje. Proto by měli být v kontaktu se vzduchem co nejméně. Jeho vstřebávání zvyšuje turbulentní proudění v nádrži, proto by měla být snaha se tomuto stavu vyvarovat.

Tření prouděním ovlivňuje kapalina především svou viskozitou. V katalogovém listu výrobků bývá uvedena její doporučená hodnota pro rozsah pracovních teplot. Při příliš nízké hodnotě může docházet k nadměrnému průsaku, a tedy volumetrickým ztrátám v převodnicích a těsněních, zároveň má nižší mazací schopnost.

Za vhodné hydraulické kapaliny pro většinu strojů jsou brány minerální oleje s ropným základem. V některých případech k tomuto účelu slouží i voda. Tam je potřeba zajistit ochranu proti korozi a mazání třecích částí.

Oleje se vyrábí ve viskozitních třídách dle normy ISO VG. Číselná hodnota odpovídá právě hodnotě kinematické viskozity při 40 °C. Jako vhodná kapalina pro naše použití byla v podkapitole 3.2.1 stanovena ISO VG 22.

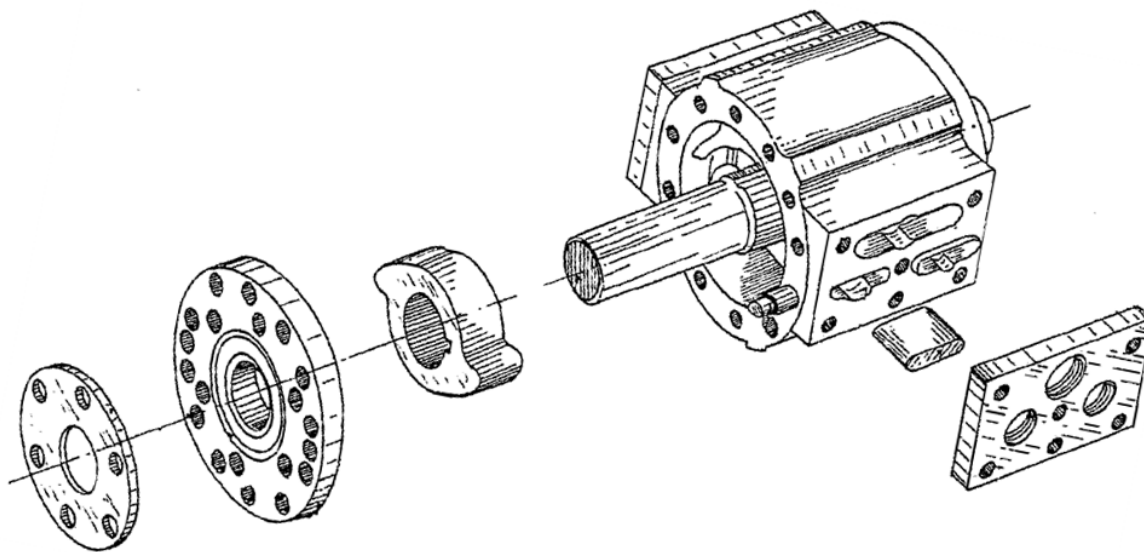
3.3 Patentovaná řešení

Informace pro tuto podkapitolu byly čerpány z patentů [32], [33], [34], [35], [36], [37] a [38]. V minulosti byl již nápad pohánět jízdní kolo pomocí hydraulického převodu řešen a vzniklo z toho několik patentovaných konstrukcí. Pravděpodobně však ani jeden tento systém nebyl dostatečně vhodný pro běžné, či speciální použití. U žádného prodejce kol taková varianta zatím není v nabídce, nebo je tak málo vyráběná a bez propagace, že i při cíleném vyhledávání ji není možné nalézt.

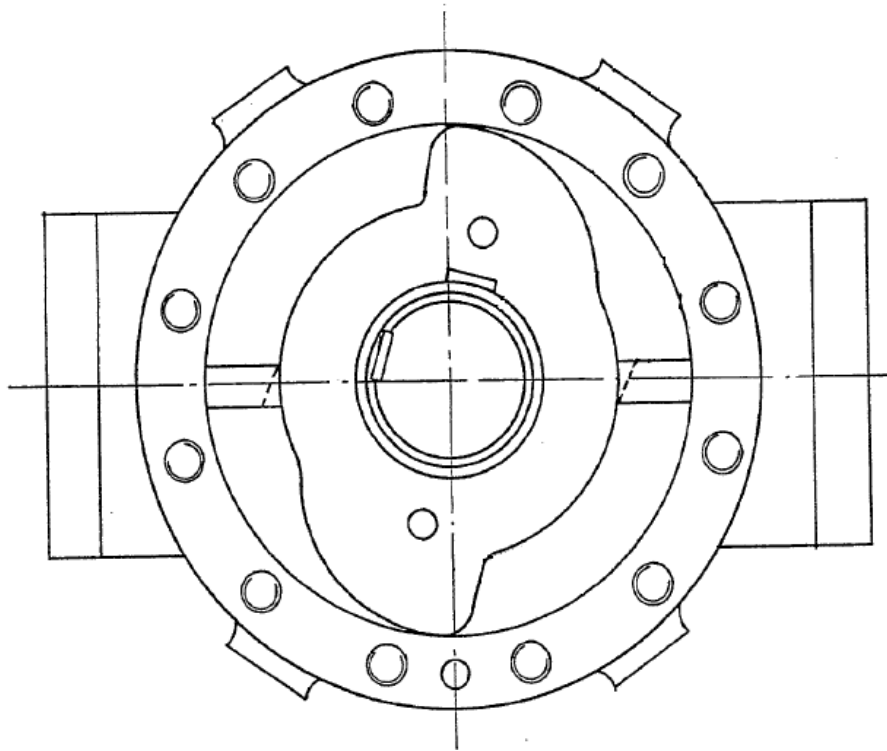
Informace o plné funkčnosti některého návrhu nebyly bohužel zaznamenány. Jediný objevený realizovaný exemplář je možné vidět v provozu bez zatížení. Jedná se o videozáznam nahraný na internetovém serveru youtube.com [39]. Jeho plná funkčnost není nijak ověřena, jelikož se jeho kola otáčí pouze ve vzduchu a nemají žádný odpor, který při opravdové jízdě vzniká. Princip pohonu je vysvětlen pouze v náznaku. Na samotném kole nejsou jednotlivé části rozpoznatelné, protože jsou umístěny na odkloněné straně. Detailní informace o použitých prvcích a vlastnostech, jako třeba účinnost, řazení apod. nejsou zveřejněny.

V patentových databázích se nachází přibližně 20 prací, které tuto problematiku řeší. Některé z nich jsou zveřejněny pouze v asijských jazycích, a tak jsou pro naprostou většinu Evropanů nepoužitelné.

Z velké části nejde ani tak o konstrukci celého sestavení obvodu, jako o objev nového prvku – obvykle převodníku, který by mohl být vhodný pro malé otáčky a výkony, a zároveň relativně lehký a efektivní. Žádné hodnoty však samozřejmě uvedeny nejsou, protože jsou zde zapsány návrhy, jak daný problém vyřešit, ne přesné plány pro výrobu.



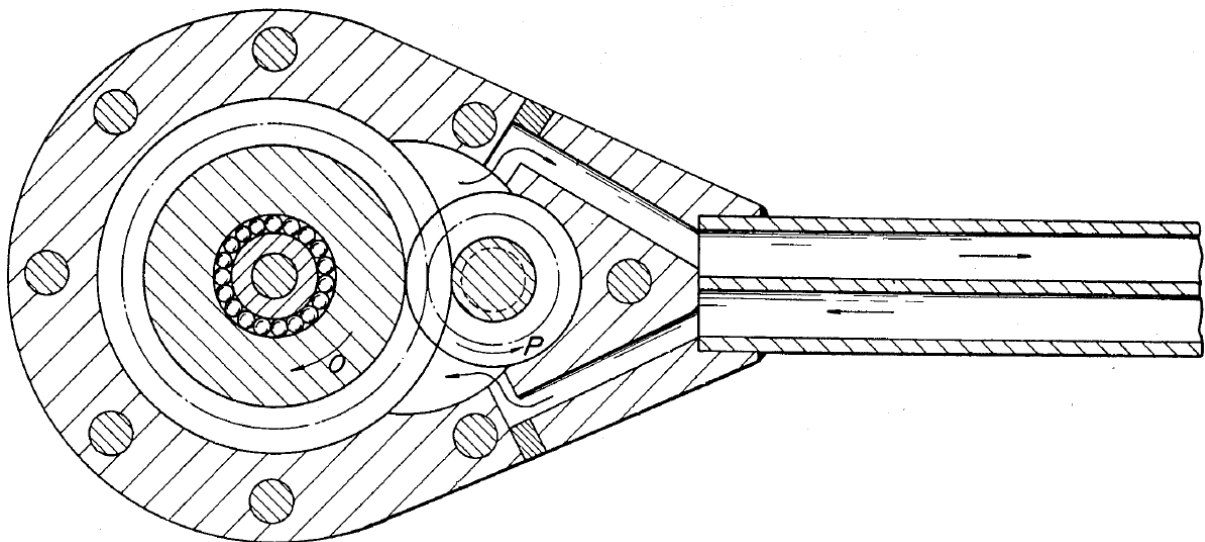
Obr. 32 Pomaluběžný lamelový hydromotor [38]



Obr. 33 Detail rotoru pomaloběžného hydromotoru s lamelami ve statoru [38]

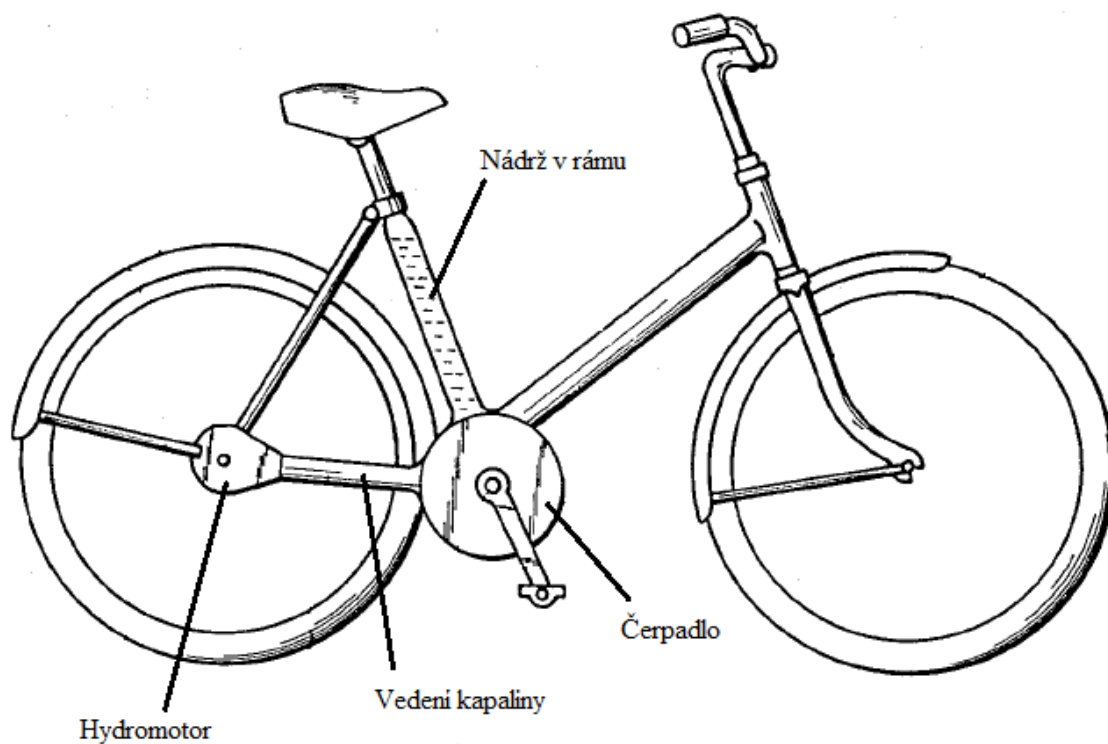
Na obrázcích 32 a 33 je znázorněn HM s lamelami uloženými ve statoru. Vzhledem k jeho univerzálnosti je možné ho použít i jako HG. Nevýhodou je zde pulzující průtok, protože jsou použity pouze 2 lamely, které ještě pracují se stejnou fází. Při správném nastavení pedálů se toho jevu dá využít ku prospěchu. Pokud zajistíme, aby bod, kde čerpadlo stlačuje nejmenší objem kapaliny, odpovídal svislé poloze pedálů, kdy je cyklista schopen vyvinout nejmenší krouticí moment, bude přechod touto polohou snadnější.

Dalším zajímavým vylepšením je zubové čerpadlo, jehož kola mají rozdílný počet zubů. Pokud je poháněno větší z nich, je průtok stejný, jako kdyby byla obě velká. Hmotnost je však nižší. Pokud je použito jako hydromotor, záleží místo připojení hřídele na požadavcích. Při jeho připojení na malé kolo, jsou výsledkem vyšší otáčky. Na větším kole je naopak vyšší krouticí moment.



Obr. 34 Zubové čerpadlo/hydromotor s navzájem odlišnými koly [36]

Při návrhu celkového systému bývá kapalina často vedena přímo trubkami rámu. To má výhodu oproti hadicím umístěným vně, že nehrozí jejich poškození při zaháknutí za překážku. Nevýhoda však spočívá v nadměrném zatěžování rámu. V případě použití pístového čerpadla, kdy je ve vysokotlaké větvi tlak kolem 40 MPa, by musel být rám v daných místech výrazně vyztužen. Kromě tohoto tlaku musí stále odolávat vibracím vzniklým při jízdě po nerovnostech, což v této kombinaci působí silné únavové namáhání. Lepším řešením je vložit do rámu hadice, které samy o sobě generovaný tlak vydrží. Kostra pak nepotřebuje žádné větší úpravy a zároveň jsou hadice chráněny proti mechanickému poškození.



Obr. 35 Nádrž a vedení kapaliny v rámu [36]

4 Ověření funkčnosti

Teoretické výpočty a úvahy jsou velmi důležité pro určení počátečních předpokladů. Asi vůbec nejdůležitější údaj však není možné získat pouhým vyhledáváním v informačních zdrojích. Je to účinnost daného hydraulického systému při daných podmínkách používání, jeho chování při přerušovaném příkonu a další jevy, které s tímto souvisí. Účinnostní křivky svých převodníků si firmy sice zjišťují, ale je to jejich interní dokument, ke kterému se není možné snadno dostat. Pokud již existuje systém, do kterého bude čerpadlo zasazeno, jsou schopni říct, jak dobře bude fungovat. Nic víc. Dalším problémem v tomto ohledu jsou otáčky, kterých je cyklista schopen dosáhnout. Jsou tak malé, že se pro ně běžně ani testy nedělají.

To jsou důvody, které si vyžadují měření přímo na reálně sestrojeném hydraulickém obvodu pro všechny výše zmíněné varianty převodníků. Jen pak je možné říct, jak použitelné toto „hydrokolo“ ve skutečnosti bude.

4.1 Provedený test

Pro tuto podkapitolu byla použita jako zdroj informací bakalářská práce [40]. Test použití kapaliny pro přenos výkonu při nízkých otáčkách byl proveden na technické universitě v Massachusetts. Jako převodníky byly použity dva lineární pístové válce. Zdrojem mechanické energie byl nízkootáčkový elektromotor. Pro vytváření odporu na válci poháněném kapalinou byly použity pružiny. Pracovní kapalinou byla v tomto případě voda.

Z měření vyplynulo, že celková účinnost tohoto zařízení byla 69,5 %. Zároveň autor dodává, že experiment obsahoval některé faktory, které zvyšovaly ztráty.

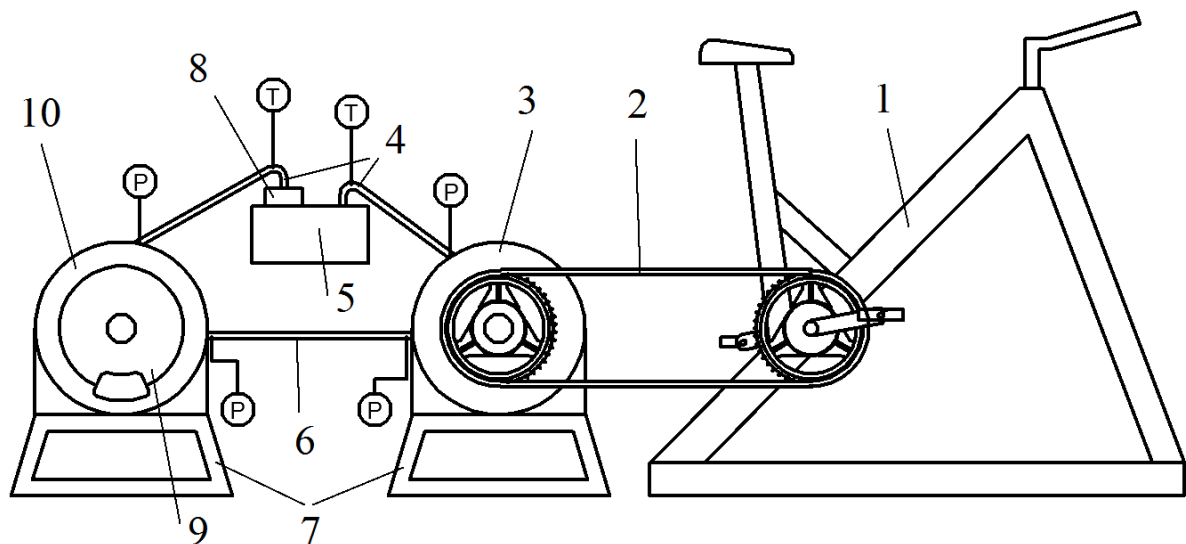
- Použité válce a písty nebyly dodávány stejnou firmou. Tím pádem není zaručena jejich maximální efektivita kvůli možným lehce odlišným výrobním tolerancím.
- Jako pracovní médium byla použita voda. Tato skutečnost do značné míry ovlivňuje tření mezi válcem a pístem. Obvykle bývá u pístových převodníků minimální dovolená hodnota viskozity $20 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, voda má však viskozitu při běžných pokojových teplotách pouze kolem $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. To ovlivňuje průsak kapaliny a mazání hlavy pístu, tedy i její ztráty třením.
- U pístové ojnice válce sloužícího jako čerpadlo nebylo zajištěno pouze axiální působení sil. Mohly zde být přítomny i síly v radiálním směru, které v ní vyvolávaly ohyb. Tím bylo způsobeno další zvýšené tření v těsnění.

Bohužel není zaznamenán tlak, při kterém bylo měření prováděno, ani průtoky, kterých bylo dosaženo. I přes tyto nedostatky skýtá cenné informace o využitelnosti kapaliny pro přenos energie při nízkých otáčkách.

4.2 Návrh experimentu

Kvůli dostatečně přesným informacím je nutné zhotovit experiment, který se k reálným hodnotám daleko více přiblíží. Hlavním cílem měření by mělo být určení ztrát a jejich závislosti na otáčkách, krouticím momentu na vstupu a na rychlosti změny frekvence otáčení, především při rozjezdu. Důležité je také přesně určit místo, které se nejvyšší měrou podílí na jejich vzniku, a příčinu, proč se tak děje, kvůli možnostem jejího odstranění.

Použité prvky zatím nemusí přesně odpovídat těm, které byly zjištěny výpočtem. Měli by se jim ale co nejvíce blížit z důvodu potvrzení, či vyvrácení použitého způsobu řešení. Speciální výrobek zhotovený „na míru“ by v případě neúspěchu představoval zbytečně velké náklady.



Obr. 36 Návrh sestavy pro měření

1. Rám rotopedu
2. Řetězový převod 1:1
3. Hydrogenerátor
4. Hadice beztlaké větve
5. Nádrž
6. Vysokotlaká hadice
7. Stojany
8. Filtr provedení „Tank Top“
9. Kotoučová brzda
10. Hydromotor

Popis sestavy:

Od rotopedu (1), pevně přichyceného k zemi, vede řetězový převod (2) s poměrem 1:1 k čerpadlu (3). To je s ním spojeno přes snímač krouticího momentu a upevněno na stojanu (7), zajištěném proti pohybu. Z nádrže (5) je nasávána kapalina, která odsud proudí pod tlakem skrz vyztuženou hadici (6), jejíž délka je 40 – 45 cm, do hydromotoru (10). Ten je taktéž usazen ve stojanu. Je k němu připevněna kotoučová brzda (9) opět přes snímač momentu. Z jeho výstupu teče olej do filtru (8). Zde je použit typ „Tank Top“. To znamená, že je umístěn přímo na jednom otvoru nádrže. Hadice v beztlaké větvi (4) nemusí být příliš pevné. Stačí, když vydrží přetlak 2 bary. Ten se může vytvořit před filtrem, pokud by byl výrazně zanesen a procházel by jím velký průtok. Měření tlaku je prováděno na čtyřech místech – na vstupu a výstupu obou převodníků. Pro určení otáček jsou využity dvě Hallové sondy, které reagují na přítomnost magnetu. Ten je pro měření na HG umístěn na řetězovém kole, pro měření HM je na disku brzdy. Sondy jsou napojeny na Arduino¹⁸, které odesílá signál ke zpracování do počítače. Kromě toho je měřena i teplota pracovního média při vstupu a výstupu ze systému.

4.3 Vyhodnocení měření

Informace pro tuto podkapitolu byly čerpány ze zdrojů [10] a [16]. Měření je navrženo tak, aby bylo univerzální, co nejjednodušeji proveditelné a zároveň co nejpřesněji odpovídalo podmínkám při jízdě. Rotoped je zde kvůli snadnějšímu a stabilnějšímu ustavení, než kolo.

¹⁸ programovatelná platforma založená na mikrokontrolerech

Místo přímého upevnění pedálů na HG je použit nejdříve řetězový převod. I HM je umístěn mimo kolo. Toto je z důvodu snazší montáže a případné výměny měřených převodníků za jiný typ, což by při umístění v rámu bylo obtížné. Aby nenastalo zkreslení výsledků, je použit řetězový převod s poměrem 1:1 bez volnoběžky. Kvůli jeho možným ztrátám je snímač kroutičního momentu umístěn až za ním. Ten samý snímač je umístěn i na brzdě HM. Díky měření současněmu měření otáček je možné porovnat vstupní a výstupní výkon, a zjistit tak celkovou účinnost systému.

$$\eta = \frac{P_{m2}}{P_{m1}} \quad (4.3.20)$$

ηcelková účinnost	[-]
P_{m1} ...mech. výkon na čerpadle	[W]
P_{m2} ...mech. výkon generátoru	[W]

Hodnoty pro dosažení vyplývají z rovnice (2.1.1).

Pomocí dalších naměřených hodnot se zjistí zároveň ztráty jednotlivých převodníků.

Pro čerpadlo při dosažení výkonu dodaného kapalině ze vztahu (2.4.9) do rovnice

$$\eta_{\check{c}} = \frac{P_{\check{c}}}{P_{m1}} \quad (4.3.21)$$

$\eta_{\check{c}}$účinnost HG	[-]
$P_{\check{c}}$hydraulický výkon HG	[W]
P_{m1} ...dodaný mechanický výkon	[W]

U hydromotoru probíhá přeměna energie opačným směrem. Výpočet účinnosti je proto převrácen.

$$\eta_h = \frac{P_{m2}}{P_h} \quad (4.3.22)$$

η_húčinnost HM	[-]
P_hhydraulický výkon HM	[W]
P_{m2} ...získaný mechanický výkon	[W]

Z rozdílu tlaků ve vysokotlakém potrubí (na začátku a na konci) se určí součinitel tření. Jeho výpočet vychází z Bernoulliho rovnice v energetickém tvaru¹⁹, kde zůstane pouze tlaková měrná a ztrátová energie, protože hodnoty v i h jsou na obou stranách shodné.

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + Y_z \quad (4.3.24)$$

$p_{1,2}$...tlaky v potrubí	[Pa]
ρhustota kapaliny	[kg·m ⁻³]
Y_zztrátová měrná energie	[J·kg ⁻¹]

¹⁹

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + Y_z \quad (4.3.23)$$

v rychlost	[m·s ⁻¹]
p tlak	[Pa]
ρ hustota kapaliny	[kg·m ⁻³]
g gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h vertikální výška bodu od vztažné hladiny	[m]
Y_z ztrátová měrná energie	[J·kg ⁻¹]

Po dosazení vztahu (3.2.17) a jeho upravení vychází následující výraz

$$\lambda_v = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d}{\rho \cdot L \cdot v^2} \quad (4.3.25)$$

λ_v	součinitel tření vysokotlaké větve	[-]
Δp	rozdíl tlaků	[Pa]
d	průměr hadice	[m]
L	délka hadice mezi tlakoměry	[m]
v^{20}	rychlost proudění	[m·s ⁻¹]

Součinitel tření, za předpokladu použití totožných hadic bude stejný i pro sání. Toto ale nemusí být dodrženo. V tom případě musí být do výpočtu navíc zahrnuta i polohová a rychlostní měrná energie z důvodu umístění nádrže nad HG a nulové rychlosti na její hladině. Tlak p_1 je hodnota atmosférického tlaku.

$$\lambda_s = \left(-\frac{v_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + (h_1 - h_2) \cdot g \right) \cdot \frac{2 \cdot d}{L \cdot v_2^2} \quad (4.3.27)$$

λ_s	součinitel tření na sání	[-]
-------------------	--------------------------	-----

Index 1 značí v tomto případě veličiny v bodě na hladině nádrže, 2 v bodě měření tlaku před HG.

Na výstupu z hydromotoru je připevněna stejná hadice jako na sání. Protože i tlaky jsou zde přibližně stejné, může být brána hodnota λ_s i zde jako správná. Jediné, co by mohlo vést k výraznějšímu rozdílu, by byl velký teplotní rozdíl po průchodu kapaliny systémem. Poslední neznámou hodnotou pro výpočet ztrát tak zůstává ztrátový součinitel filtru. Podle katalogových listů je dopředu jasné, že tato hodnota bude značně záviset na průtoku.

$$\xi_m = \left(\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + (h_1 - h_2) \cdot g \right) \cdot \frac{2}{v_1^2} - \lambda_s \cdot \frac{L}{d} \quad (4.3.28)$$

ξ_m	místní ztráty ve filtru	[-]
---------------	-------------------------	-----

Zde označuje index 1 místo měření tlaku za HM, 2 je pro hladinu nádrže.

Na ztrátách je závislé ohřívání kapaliny při průchodu systémem. Pokud by byla změna teploty jen velmi malá, bylo by možné použít menší nádrž, což by vedlo k ušetření hmotnosti. Toto je možné posoudit při dlouhodobějším použití, kdy se teplota měřená v sání ustálí na konstantní hodnotě. Druhou možností určení potřebné velikosti pro dostatečné ochlazování je pomocí výpočtu tepelného toku, který v oleji přichází, a který musí být odveden stěnami při optimální provozní teplotě. V případě přijatelné účinnosti převodníků však bude přiváděné teplo tak malé, že minimální velikost nádrže bude omezena jinými požadavky systému.

²⁰ rychlost je možné zjistit z GO HG nebo HM, jeho otáček a průměru hadice

$$v = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot V_c \cdot n}{\pi \cdot d^2} \quad (4.2.26)$$

Závěr

Tato bakalářská práce ve svém úvodu ukazuje důvody vedoucí k návrhu jízdního kola, kde je energie pro pohon přenášena hydraulicky. Zároveň však popisuje možné nevýhody, které z tohoto řešení mohou vyplývat.

Samotná návrhová část je rozdělena do dvou oblastí. V první je kladen důraz na výběr optimálních převodníků. Práce uvádí výkonnostní charakteristiky člověka, které je nutné znát pro jejich správnou volbu. Popsány jsou principy základních druhů čerpadel a hydromotorů. Jako nejvhodněji použitelné byly vybrány hydrostatické převodníky, konkrétně pístové, zubové, lamelové a šroubové, které byly detailněji rozebrány. Šroubový převodník však nemá vhodné rozměry, proto s ním nebylo dále počítáno. Z tohoto rozboru vyplynuly skutečnosti, které plnily funkci základních předpokladů pro návrh možných konstrukčních řešení. Ty jsou pak porovnány pomocí výpočtů a rozboru zjištěných výsledků. Výstupem je zjištění faktu, že z hlediska potřebné velikosti je vhodnější použít regulovatelný hydromotor a čerpadlo s pevným geometrickým objemem. Dále byly zjištěny informace důležité pro návrh dalších prvků systému, jako je průtok a tlak kapaliny, pro jednotlivé možnosti řešení.

Ve druhé části jsou zpracovány ostatní prvky, nezbytné pro fungování okruhu, a jejich uspořádání. Vybrán je kvůli zmíněným vlastnostem otevřený okruh. Pro jednotlivé kombinace převodníků jsou navrženy hadice a teoreticky určeny jejich ztráty, které v nich působí dříve zjištěný průtok kapaliny. Z výsledků je patrné, že ztráty třením jsou v tomto místě při nastavených podmínkách zanedbatelné. Důležitější roli hraje jejich hmotnost, která se však také, ve většině případů, nedostává na vysoké hodnoty. Kapalina, která zde byla zvolena, je popsána normou ISO VG 22. Ohled je přitom brán na dostatečné mazací vlastnosti a zároveň nízké ztráty při proudění. Dále bylo třeba zaručit správnou čistotu kapaliny. K tomuto účelu jsou využívány filtry, jejichž výběr je v práci také zmíněn.

Kromě vlastního návrhu, který používá běžně dostupné elementy, byla vyhledána a zpracována i řešení jiných autorů, kteří si své vynálezy nechali patentovat. Některé tyto objevy mají zajímavou myšlenku, avšak jejich realizace zatím není známa. Z jejich počtu je také patrné, že se tímto problémem dosud nezabývalo mnoho lidí.

Poslední kapitola má za cíl ověřit všechny teoretické a zjistit neznámé reálné hodnoty. K tomuto účelu již byla dříve jedna práce vyhotovena, avšak výsledky nejsou dostatečně konkrétní. Aby byla výsledná data dostatečná pro ověření skutečné využitelnosti, byl navržen experiment, ze kterého je možné určit všechny důležité charakteristiky převodníků i ostatních prvků způsobujících ztráty. Rozebrán je i způsob vyhodnocení výsledků, podle kterého je možné systém a jeho jednotlivé části matematicky popsat. Díky informacím získaným z měření, bude možné říct, které řešení ze tří navrhovaných má nejlepší šanci na úspěch, a pokračovat dále v jeho vývoji a optimalizaci.

V budoucnu bude ještě třeba odstranit problém s relativně vysokou hmotností a cenou výroby. K jeho vyřešení by mohli přispět například speciální kompozitní materiály a jiné moderní technologie. Je tedy zřejmé, že i v případě úspěšného testování bude vést ke všeobecně rozšířenému výrobku dlouhá cesta.

Literatura

- [1] Spolek telčských velocipedistů. *Historie a vývoj jízdního kola* [online]. [cit. 2015-4-28]. URL: <<http://www.velocipedy-telc.cz/vyvoj/>>.
- [2] Cestovní agentura JH. *Cyklistika a její historie* [online]. [cit. 2015-4-28]. URL: <<http://www.kolemkola.cz/cyklistika.html>>.
- [3] Areál Botanika. *Historie cyklistiky* [online]. [cit. 2015-04-28]. URL: <<http://www.arealbotanika.cz/historie-cyklistiky/>>.
- [4] KŘIVÁNEK, I. *Pokus o nový světový rekord* [online]. [cit. 2015-04-28]. URL: <<http://www.bmtypo.cz/article/224-pokus-o-novy-svetovy-rekord.html>>.
- [5] Regionální muzeum a galerie v Jičíně. Pocta velocipedům aneb Seskokem seskok! [online]. [cit. 2015-04-28]. URL: <<http://zpravyceskyraj.cz/pocta-velocipedum-aneb-seskokem-seskok/>>.
- [6] ZOCH, P. *CINEMA 4D boří hranice* [online]. [cit. 2015-04-28]. 27. června 2012. URL: <<http://www.3dsoftware.cz/shared/clanky/1847/frame1a.jpg>>.
- [7] Štěrbá. *Katalog MOTOKOV – Favorit* [online]. [cit. 2015-04-28]. URL: <<http://www.sterba-bike.cz/fotka/9679/category/informacni-mix-foto>>.
- [8] Ivelo. *GT i-Drive 5 1.0* [online]. [cit. 2015-04-28]. URL: <<http://www.ivelo.cz/katalogy-kol/2006/kola-a-ramove-sady/mtb-fully/gt-i-drive-5-1-0/>>.
- [9] *Bicycle sales in EU-27 from 2000 to 2012 (in 1,000 units)* [graf]. In: Statista [online]. [cit. 2015-5-4]. URL: <<http://www.statista.com/statistics/275286/bicycle-sales-in-europe/>>.
- [10] Vostrovský J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. 2. vydání. Praha: ČVUT, 1991. 248 s. ISBN 80-01-00626-3.
- [11] ŽIKLA, A. – KOSIBA, J. *Hydrostatické prevody v mobilnej poľnohospodárskej technike (1. časť)*. [online]. [cit. 2015-5-4]. Agroinštitút Nitra. 22. listopadu 2013. URL: <<http://www.agroporadenstvo.sk/index.php?start&t=stroje-rozne&t2=&article=335>>.
- [12] The Rail Engineer Team. *Hydrostatic Transmission (2)* [obrázek]. [cit. 2015-05-15]. April 19, 2013. URL: <<http://www.railengineer.uk/2013/04/19/railtex-2013-preview-bosch-rexroth/hydrostatictransmission-2-online/>>.
- [13] Wikipedia: The Free Encyklopedia. *Bicycle performance*. [online]. [cit. 2015-5-4]. updated 29 April, 2015. URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle_performance>.
- [14] Bikefitting.com. *Cadence* [online]. [cit. 2015-5-4]. URL: <<http://www.bikefitting.com/english/theory/cadence.aspx>>.
- [15] ŠMÍD, P. *Konstrukční provedení čerpadel* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D. .
- [16] MELICHAR, J. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. 378 s. ISBN 80-01-02657-4.

- [17] HOMOLA, J. [obrázek]. [cit. 2015-05-15]. 12. října, 2012. URL: <http://forum.tzb-info.cz/123289-dotaz-na-usporna-obehova-cerpadla>
- [18] KAPOUN, L. *Radiální pístový hydrogenerátor* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D..
- [19] VOJÁČEK, A. *Principy průmyslových čerpadel – 5. díl – rotační pístová čerpadla* [online]. [cit. 2015-5-4]. 18. února 2011. URL: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla>.
- [20] VESELÝ, R. *Řezání materiálu vodním paprskem* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vladimír Habán, Ph.D..
- [21] Parker Hannifin. *Gerotor pump & motor: Catalog HY09-PGG/MGG/US* [online]. [cit. 2015-5-12]. URL: <http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/gearPump/cat/english/Gerotor.pdf>.
- [22] H.P. – servis. *Opravy pístových čerpadel a hydromotorů* [obrázek]. [cit. 2015-04-28]. URL: <http://www.hp-servis.cz/5505/pistova-cerpadla-hydromotory/>.
- [23] Normit. *Zubové čerpadlo* [obrázek]. [cit. 2015-05-15]. URL: <http://normit.sk/technologicke-linky/katalog-produktov/600-zubove-cerpadlo>.
- [24] VOJÁČEK, A. *Principy průmyslových čerpadel – 1. díl – zubová čerpadla* [online]. [cit. 2015-5-9]. 18. ledna 2011. URL: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>.
- [25] VOLEK, F. *Tekutinové mechanismy* [online]. [cit. 2015-5-9]. URL: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2399.
- [26] Johnson pump. *IMP: Flexible Impeller Pumps* [online]. [cit. 2015-5-9]. URL: http://www.tapflopump.cz/cz/download_box/file/732/SB_FIP4-EN.cz.pdf.
- [27] JSC “GANDRAS ENERGOEFEKTAS”. *Three screw pumps* [online]. [cit. 2015-5-9]. URL: <http://gandras.net/new/en/equipment/pumps/three-screw-pumps>.
- [28] Sigma pumpy hranice. *Třívřetenová čerpadla* [online]. [cit. 2015-5-12]. URL: http://www.sigmapumpy.com/downloadFile.php?file=_public/upload/prospectus/cz/prospekt_EABEAD_CZ.PDF.
- [29] Rexroth Bosch Group. *Product catalog Industrial hydraulics* [online]. [cit. 2015-5-22] URL: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&Region=none&VHlist=&PageID=Start>.
- [30] Gumex. *Hydraulické hadice* [online]. [cit. 2015-5-20]. URL: <http://www.gumex.cz/hadice/hadice-pro-kapalna-media/vysokotlake-1/hydraulicke-hadice/>.
- [31] Parker Filtration Group. *Kurz: Čistota kapalin a filtrace* [online]. [cit. 2015-5-21]. URL: http://www.cahp.cz/wp-content/2012/03/06_Parker_Filtrace.pdf.
- [32] BRACKETT, D. C. *Hydraulic bicycle with conjugate drive motors and variable stroke crankshaft* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: Douglas C. BRACKETT. Int. Cl. B62M 19/00. United States. Patent, 5,938,224. 1999-8-17.

- [33] WARRICK J. J. *Variable speed hydraulic drive, for single or multi-wheel drive bicycles and the like* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezci: John J. WARRICK. et al. Int. Cl. B62M 1/02; B62M 19/00. United States. Patent, 5,423,560. 1995-6-13.
- [34] SCHULZE, E. *Fahrrad mit hydraulischer Antriebseinrichtung* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: Eckhart SCHULZE. Int. Cl. B62M 19/00. Deutschland. Patent, WO 91/17913. 1991-11-28.
- [35] Chatten Hydro-Cycle. *Hydraulic transmission for bicycles* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: Jesse CHATTIN. Int. Cl. B62M 1/10. United States. Patent, 6,032,968. 2000-3-7.
- [36] SATO, Y. *Two-wheeled vehicle with hydraulic transmission* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: Yasunori SATO. Int. Cl. B62M 19/00. United States. Patent, 4,684,143. 1987-8-4.
- [37] TODD, W. H. *High torque, low speed hydraulic motor* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: William H. TODD. Int. Cl. F03C 2/08. United States. Patent, 4,457,677. 1984-7-3.
- [38] OLIVEIRA, H. *Hydraulic pressure motor with low speed and high torque* [dokument ve formátu PDF]. Vynálezce: Holival OLIVEIRA. Int. Cl. F03C 3/00. Brazil. Patent, WO 79/00264. 1979-5-17.
- [39] *Human Operated Hydraulic Drives*. In Youtube [online]. 25. září, 2008. [cit. 2015-5-15]. Kanál uživatele Goldenbertg. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=ciVE10oyx0A&feature=em-subst_digest-vrecs>.
- [40] STOCKS, M. T. *Design a High-Efficiency Hydrostatic Bicycle Transmission* [online]. Massachusetts: Institute of Technology, 2006. 31 s. Thesis supervisor David Gordon Wilson, Professor Emeritus of Mechanical Engineering. URL: <<http://dspace.mit.edu/handle/1721.1/36699>>.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Veličina	Jednotka
d	průměr hadice	[m]
d_h	hydraulický průměr	[m]
E_k	kinetická energie	[J]
E_p	tlaková energie	[J]
F	síla	[N]
g	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	vertikální výška bodu od vztažné hladiny	[m]
i	počet jednočinných válců	[-]
L	délka	[m]
M	krouticí moment	$[N \cdot m]$
n	otáčky	$[s^{-1}]$
p	tlak	[Pa]
P_ξ	hydraulický výkon HG	[W]
P_h	hydraulický výkon HM	[W]
P_m	mechanický výkon	[W]
P_{m1}	mech. výkon na čerpadle	[W]
P_{m2}	mech. výkon generátoru	[W]
P_z	ztrátový výkon	[W]
Q_v	objemový průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
r	rameno síly	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
v	střední rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
V	objem	$[m^3]$
V_c	objem na pracovní cyklus	$[m^3]$
V_v	objem jednoho válce	$[m^3]$
Y_z	ztrátová měrná energie	$[J \cdot kg^{-1}]$
β_x	beta koeficient filtrace	[-]
Δp	rozdíl tlaků	[Pa]
η_ξ	účinnost HG	[-]
η_h	účinnost HM	[-]
λ	součinitel tření	[-]
λ_s	součinitel tření na sání	[-]

λ_v	součinitel tření vysokotlaké větve	[-]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ξ_m	místní ztráty na filtru	[-]
ρ	hustota kapaliny	[kg·m ⁻³]

Zkratka	Význam	Jednotka
GO	geometrický objem	[-]
HG	hydrogenerátor	[-]
HM	hydromotor	[-]