VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

POSITIVE DISPLACEMENT PUMP DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR´S THESIS

AUTOR PRÁCE MARTIN POPRAC
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Poprac

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel

v anglickém jazyce:

Positive displacement pump design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přehled používaných uspořádání hydrostatických čerpadel by měl být spojen s jejich krátkým popisem a rozborem. V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Získání znalostí o dosud využívaných konstrukčních variantách hydrogenerátorů s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblasti použití. Měl by být utvořen i základní náhled do některých problémů při jejich návrhu.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.
Bláha, J. - Brada, K.: Příručka čerpací techniky, Praha, 1997.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

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

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

doc. Ing. Václav Pištěk, DrSc.	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Ředitel ústavu	Děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahom bakalárskej práce je pojednanie o základných typoch hydrostatických hydrogenerátorov s ohľadom na ich konštrukciu, výhody a nevýhody a použitie v praxi. V druhej časti práce je dôraz kladený na možnosti znižovania hluku vybraných hydrostatických hydrogenerátorov. Text je doplnený množstvom obrázkov a grafických závislostí pre lepšie pochopenie pojednávaného problému.

KĽÚČOVÉ SLOVÁ

hydrostatický hydrogenerátor, tlak, prietok, hluk, rozvodová doska, zub, lamela, piest

ABSTRACT

This bachelor work is about basic types of positive displacement pumps, focused on their design, advantages and disadvantages and their applications.
In the second part of the work we are focused on the possibilities of reducing noise levels of some types of positive displacement pumps. The whole work consists of many pictures and diagrams for the better understanding.

KEYWORDS

positive displacement pump, pressure, flow, noise, valve plate, tooth, vane, piston

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Poprac, M. Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 52 s. Vedúcí bakalárskej práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že túto prácu som vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho bakalárskej práce Ing. Romana Klasa, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 26. mája 2015 …….……..……..

Martin Poprac

POĎAKOVANIE

Touto formou by som sa chcel poďakovať svojmu vedúcemu Ing. Romanovi Klasovi Ph.D. za cenné rady a pripomienky pri písaní bakalárskej práce. Taktiež by som sa chcel poďakovať rodičom za podporu počas bakalárskeho štúdia.

OBSAH

Úvod 10
1 Hydrostatické hydrogenerátory 11
1.1 Charakteristiky hydrostatických hydrogenerátorov 11
1.2 Zubové hydrogenerátory 15
1.2.1 Zubové hydrogenerátory s vonkajším ozubením 15
1.2.2 Zubové hydrogenerátory s vnútorným ozubením 17
1.3 Lamelové hydrogenerátory 19
1.3.1 Lamelové hydrogenerátory s vnútorným rozvodom 19
1.3.2 Lamelové hydrogenerátory s vonkajším rozvodom 21
1.4 Vretenové hydrogenerátory 22
1.5 Piestové hydrogenerátory 23
1.5.1 Axiálne piestové hydrogenerátory 23
1.5.2 Radiálne piestové hydrogenerátory 26
1.5.3 Radové piestové hydrogenerátory 28
2 Hluk v hydrogenerátoroch 30
2.1 Javy spôsobujúce hlučnosť hydrostatických hydrogenerátorov 30
2.2 Znižovanie hluku zubových hydrogenerátorov s vonkajším priamym ozubením 31
2.2.1 Geometria zubových hydrogenerátorov s rôznymi počtami zubov 31
2.2.2 Porovnanie profilu prietokov a amplitúd prietokov 33
2.2.3 Zhodnotenie nových konštrukčných návrhov zubových hydrogenerátorov 34
2.3 Znižovanie hluku lamelových hydrogenerátorov s krivkovým statorom 34
2.3.1 Nové konštrukčné riešenia lamelových hydrogenerátorov 35
2.3.2 Porovnanie profilu prietoku a amplitúdy prietoku 36
2.3.3 Bočné sily pôsobiace na rotor nových konštrukčných riešení 38
2.3.4 Zhodnotenie nových konštručných riešení 40
2.4 Znižovanie hluku axiálnych piestových hydrogenerátorov 40
2.4.1 Predkompresný úhol 41
2.4.2 Rozvodová doska s drážkou 43
2.4.3 Vedľajšia tlaková komora 45
2.4.4 Tlaková komora spojená s výtlačným otvorom 46
Záver 48
Zoznam použitých skratiek a symbolov 51

ÚVOD

Hydrogenerátor (čerpadlo) je mechanické zariadenie, ktoré dodáva pretekajúcej kvapaline kinetickú, polohovú alebo tlakovú energiu. To, ktorá z týchto zložiek energie bude dominantná pri čerpaní záleží na type čerpadla- buď hydrostatické, alebo hydrodynamické.

História zariadení, pomocou ktorých ľudia dopravovali vodu kam potrebovali, siaha až do staroveku. Za otca čerpadla sa považuje Archimedes zo Syrakúz (Archimedov šrób), predchodca dnešných šnekových čerpadiel. Od toho obdobia sa čerpadlá veľmi zmenili a v súčasnom svete majú nenahraditeľné miesto. Používajú sa na manipuláciu s najrôznejšími tekutinami napr. voda, oleje, ropa, kyseliny, chemikálie, kaly, sirupy alebo aj superčisté tekutiny v medicíne a v hi-tech priemysle.

Hydrostatické hydrogenerátory, ktorými sa zaoberám v tejto práci, nachádzajú veľké uplatnenie napríklad v manipulačnej technike, v automobilovom priemysle alebo v pohone výrobných strojov. Hydrogenerátor je súčasťou hydraulického obvodu, v ktorom väčšinou slúži ako generátor tlakovej kapaliny pre hydromotor, ktorý potom vykonáva danú mechanickú funkciu.

Bakalárska práca je zameraná na základné konštrukčné riešenia rôznych druhov hydrostatických hydrogenerátorov, ich výhody a nevýhody, a príklady použitia v praxi. Druhá časť práce je zameraná na možnosti zníženia hluku vybraných typov hydrostatických hydrogenerátorov.

1 HYDROSTATICKÉ HYDROGENERÁTORY

Hydrostatický hydrogenerátor je zariadenie, v ktorom sa premieňa mechanická energia na hydraulickú priamo na pracovnom prvku stroja (napr. na pieste, lamele atď...). Pracovný prvok stroja predáva svoju mechanickú energiu kvapaline tak, že sa v nej generuje tlak. Tlak kvapaliny je hydrostatický, čiže funčkne nezávisí na kinematických hodnotách prúdového poľa kvapaliny (na rýchlosti a polohe). Na výstupe z čerpadla je preto dominatná tlaková energia ($Y_p = p/\varrho$ [$J.kg^{-1}$]), kinetická energia ($Y_k = c^2/2$) a energia stlačitelnosti sú velmi malé, až zanedbatelné. Preto pri týchto druhoch hydrogenerátorov nie je určujúce vlastné prečerpávanie kvapaliny, ale vytváranie tlaku kvapaliny daného objemu. [1] [2]
Z toho, že pracovný prvok pôsobí na kvapalinu priamo a každý hydrogenerátor má konečný počet pracovných prvkov, vyplývajú aj základné vlastnosti hydrostatických hydrogenerátorov. Sú to prevážne tieto vlastnosti:

- Výstupný tlak hydrogenerátora sa nastavuje podľa toho, aký je potrebný tlak v prenosovom kanáli. Aby sme hydrogenerátor alebo prenosový systém nepreťažili príliš vysokým tlakom je v hydraulickom systéme hneď za čerpadlom (alebo priamo v jeho bloku) poistný ventil, ktorý zabráni tomu, aby sa tlak zvýšil nad pripustnú hodnotu.
- Prietok každého hydrostatického hydrogenerátora je pulzujúci. Vyplýva to z toho, že pracovný cyklus je prerušujúci. Pulzujúci charakter možno obmedziť čo najväčším počtom činných prvkov, spravidla nepárnym počtom činných prvkov.
- Účinnosť hydrognerátora je vzhľadom na to, že tu dochádza k priamej premene mechanickej energie na tlakovú relatívne vysoká.
- Hydrostatické generátory sú vhodné na prácu s kvapalinami s vyššou viskozitou.
- Zvodový odpor (R_s) má byť čo najväčší. Čo znamená, že v hydrogenerátore by mali byť čo najmenšie medzery medzi pohyblivými a statickými časťami.
- Vnútorný odpor (R_v) má byť práve naopak čo najmenší. Čo znamená, že pohyb kvapaliny vo vnútri hydrogenerátora má byť čo najhladší.
- Hydrogenerátor má mať čo najväčšie otáčky pri vysokých tlakoch, aby vyšli jeho rozmery čo najmenšie.

[2]

-

V hydrodynamických hydrogenerátoroch (napr. odstredivé) dochádza k premene mechanickej energie na hydraulickú nepriamo, sprostredkovane cez kinetickú energiu kvapaliny. Vzniknutý tlak má hydrodynamický charakter, čiže je funkčne závislý na kinematických hodnotách prúdového poľa kvapaliny (na rýchlosti a polohe). Kinetická energia má vyšší podiel na výstupe z hydrodynamického čerpadla ako v prípade hydrostatického. Hydrodynamické hydrogenerátory nemajú tak výrazný pulzujúci charakter, ale ich znakom je kontinuálny pracovný proces. [1] [2] [3]

1.1 CHARAKTERISTIKY HYDROSTATICKÝCH HYDROGENERÁTOROV

Hydrostatické hydrogenerátory pracujú v reálnych podmienkach s reálnymi kvapalinami. Kvapalina je viskózna a stlačiteľná, v hydrogenerátore sú nevyhnutné prevádzkové vôle medzi činnými prvkami a pevným telesom, a mechanické straty v ložiskách. Preto sa reálne charakteristiky hydrogenerátorov odlišujú od tých teoretických. [2]

Ešte predtým ako budú uvedené základné charakteristiky hydrogenerátorov je potrebné uviesť tzv. rovnice väzieb, ktoré definujú závislosti základných veličín hydrogenerátora.

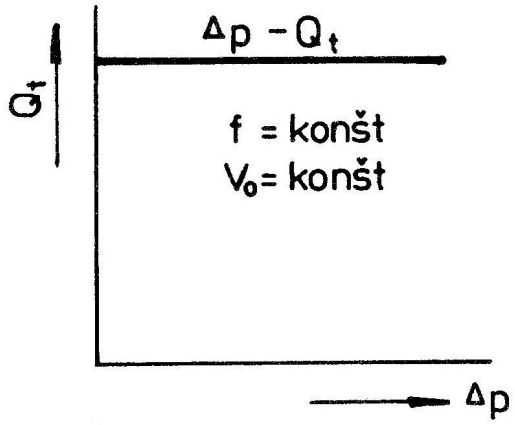
Prietok hydrogenerátora: $Q_G = V_0 . n$ (1. 1)

Výkon hydrogenerátora: $P_G = Q_G . \Delta p_G$ (1. 2)

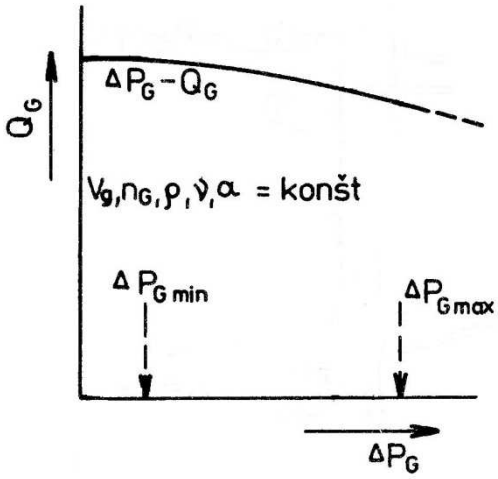
Krútiaci moment hydrogen.: $M_G = \Delta p \frac{Q_G}{\omega} = \Delta p \frac{V_0}{2\pi} \frac{n}{n} = \Delta p \frac{V_0}{2\pi} = \Delta p . q$ (1. 3)

kde q – geometrický objem na 1 radián

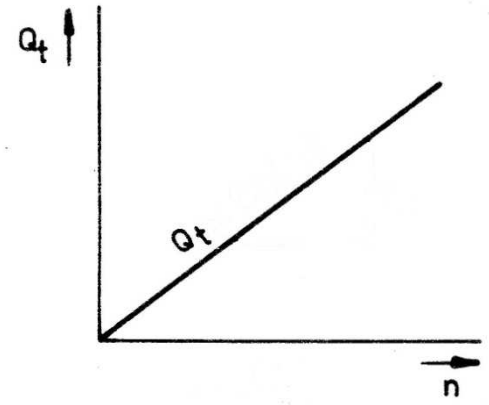
Skutočný dodávaný prietok je menší ako teoretický. V teoretickej charakteristike je prietok konštantný so stúpajúcou tlakovou diferenciou (Obr. 1.1), v reálnej charakteristike dodávaný prietok klesá so stúpajúcou tlakovou diferenciou medzi výstupom a vstupom (Obr. 1.2). So zvyšujúcimi sa otáčkami sa zvýši počet pracovných cyklov a prietok sa zväčšuje. Obe charakteristiky aj teoretická (Obr. 1.3) aj skutočná (Obr. 1.4) majú lineárny priebeh, ale vplyvom prietokových strát bude skutočný prietok o hodnotu prietokových strát (Q_Z) menší. Medzerami medzi činnými prvkami a pevným telesom časť kvapaliny preteká z miesta vyššieho tlaku do miesta s nižším tlakom. Množstvo kvapaliny, ktoré takto pretečie závisí od tlakového rozdielu, od tvaru a rozmeru medzier a od fyzikálnych vlastností kvapaliny (hlavne viskozity). Ďalej aj z dôvodu stlačiteľnosti kvapaliny sa pri prechode hydrogenerátorom zmenší jej objem na výstupe oproti objemu na vstupe. Plnenie pracovných priestorov tiež neprebieha úplne dokonale, čo tiež prispieva k úbytku prietoku hydrogenerátorom. Všetky tieto vplyvy zahrňujeme do prietokových strát hydrogenerátora (Q_Z). [2] [3]



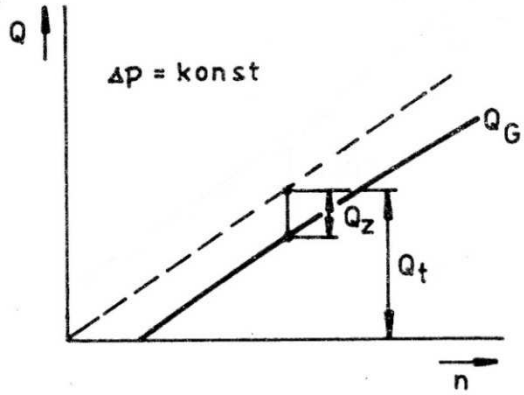
Obr. 1.1 Závislosť teoretického prietoku Q_t od tlakového spádu Δp [2]



Obr. 1.2 Závislosť skutočného prietoku hydrogenerátora Q_G od tlakového spádu hydrogenerátora Δp_G [2]

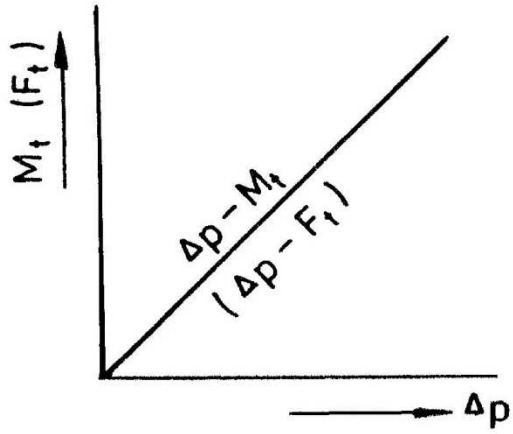


Obr. 1.3 Závislosť teoretického prietoku Q_t od otáčok n [2]

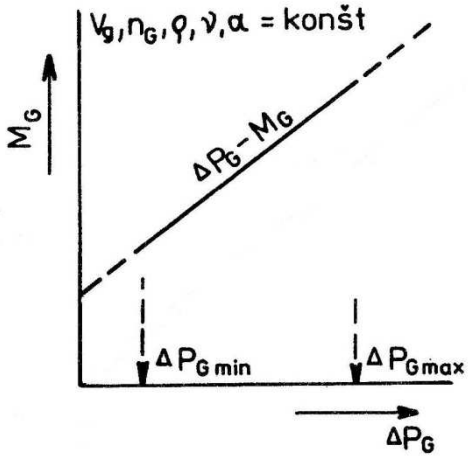


Obr. 1.4 Závislosť skutočného prietoku hydrogenerátora Q_G od otáčok n [2]

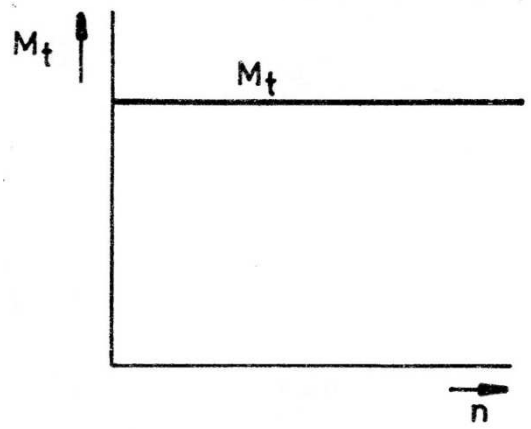
Skutočný potrebný krútiaci moment je pri tom istom tlakovom spáde aj pri tých istých otáčkach väčší ako teoretický, skutočná momentová charakteristika je oproti tej teoretickej posunutá hore smerom k väčším M_K (Obr. 1.5 a 1.6). Je to spôsobené tak mechanickými ako aj hydraulickými vplyvmi. Medzi mechanické vplyvy zahrňujeme straty trením – treciu zložku momentu závislú na normálových silách a teda úmernú tlaku, ďalej treciu zložku momentu spôsobenú šmykovým trením vo vrstvách kvapaliny v dôsledku jej viskozity a teda úmernú rýchlosti, a nakoniec treciu zložku konštantnú na rýchlosti ani tlaku nezávislú. Hydraulické straty sú v porovnaní s mechanickými zanedbateľné a preto sa často uvádzajú spolu s mechanickými pod pojmom tlakové straty alebo mechanicko-hydraulické straty (M_Z). [3]



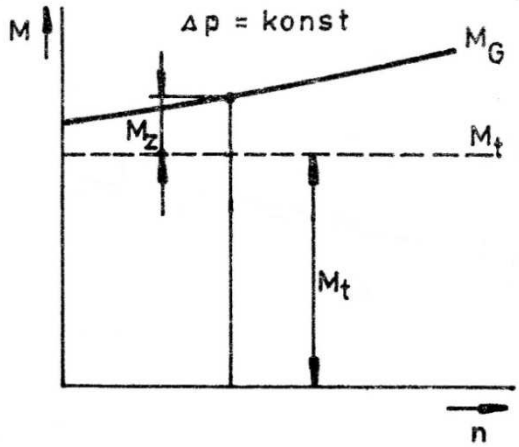
Obr. 1.5 Závislosť teoretického krútiaceho momentu M_t od tlakového spádu Δp [2]



Obr. 1.6 Závislosť skutočného krútiaceho momentu hydrogenerátora M_G od tlakového spádu Δp_G [2]



Obr. 1.7 Závislosť teoretického krútiaceho momentu M_t od otáčok n [2]

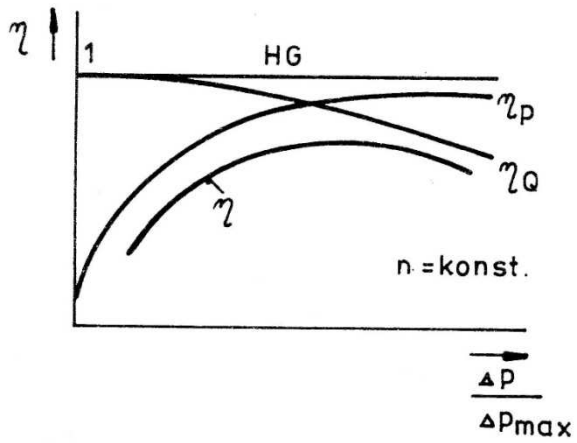


Obr. 1.8 Závislosť skutočného krútiaceho momentu hydrogenerátora M_G od otáčok n [2]

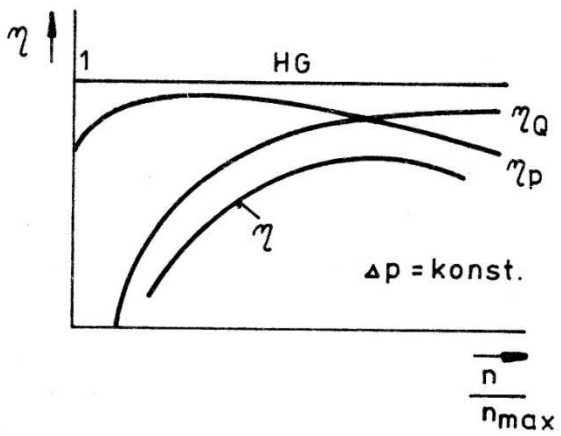
Z vyššieho skutočného krútiaceho momentu vychádza aj vyšší skutočný príkon oproti teoretickému.
Celková účinnosť (η_c) hydrogenerátora je súčinom prietokovej (η_Q) a tlakovej účinnosti (η_P).

$$\eta_c = = \frac{\Delta p_G . Q_G}{M_G . \omega_G} = \frac{Q_G}{n_G\, V_0} \cdot \frac{\Delta p_G\, V_0}{2\pi\, M_G} = \; = \eta_Q \,.\, \eta_P \qquad (1.4)$$

Q_G – skutočný prietok hydrogenerátora
M_G – skutočný krútiaci moment hydrogenerátora
n_G – otáčky hydrogenerátora
V_0 – jednotkový objem hydrogenerátora
Δp_G – tlakový spád hydrogenerátora
ω_G – uhlová rýchlosť hydrogenerátora
$\omega_G = 2.\pi.n_G$ (1.5)

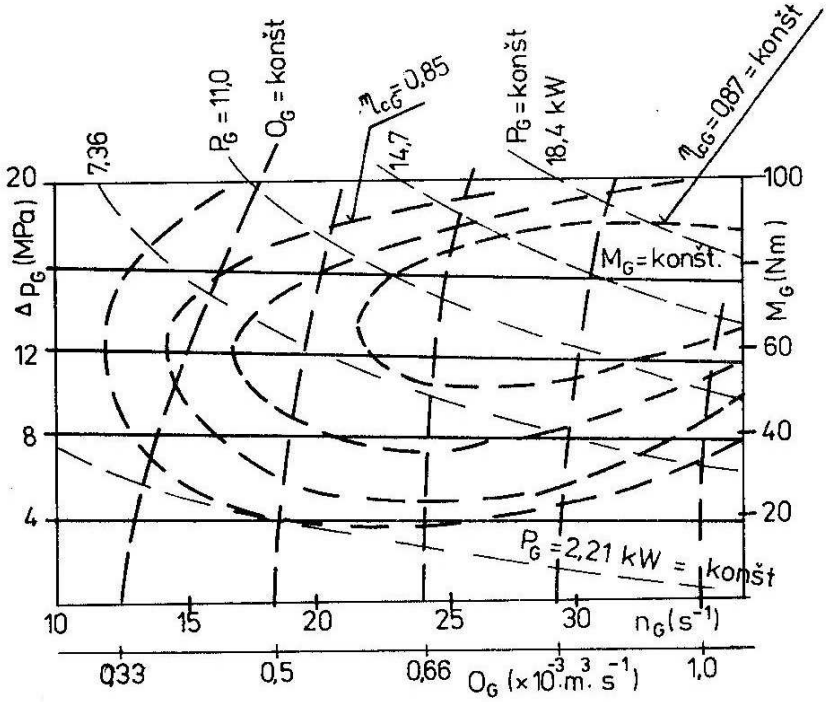


Obr. 1.9 Závislosť účinnosti na tlaku [2]



Obr. 1.10 Závislosť účinnosti na otáčkách [2]

Úplná charakteristika hydrogenerátora (Obr. 1.11) znázorňuje vzájomnú závislosť najdôležitejších parametrov hydrogenrátora (prietok, tlak, otáčky, moment, výkon, účinnosť).



Obr. 1.11 Úplná charakteristika hydrogenerátora [2]

1.2 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY

Zubové hydrogenerátory patria medzi najrozšírenejšie druhy hydrostatických čerpadiel v stredných tlakových pásmach (do 16 MPa). Je to spôsobené tým, že sú pomerne jednoduché, lacné, výrobne nenáročné (tie s vonkajším ozubením) a spoľahlivé. Činnými prvkamisú zuby. Pracovnými priestormi sú zubové medzery, ktorými je kvapalina dopravovaná z miesta nasávania do miesta výtlaku. Výtlak nastáva pri vstupe zubov do zubovej medzery. Priestory sania a výtlaku sú oddelené tesným stykom zubov oboch kolies. V zubových hydrogenerátoroch sa uprednostňuje použitie klzných ložísk pred valivými, kvôli lepšej tuhosti uloženia a nižšej hlučnosti. Ložiská bývajú mazané pracovnou kvapalinou. [1] [2] Zubové hydrogenerátory majú široké uplatnenie, používajú sa hlavne na prečerpávanie viskóznych kvapalín ako sú napríklad rôzne oleje, farby, asfalty, živice, polyméry alebo v potravinárstve- sirupy, čokolády, maslá atď... Často sa využívajú aj ako pomocné plniace čerpadlá pre piestové hydrogenerátory. [1] [6]

Na základe konštrukcie rozoznávame dva základné typy zubových hydrogenerátorov:
a) zubový hydrogenerátor s vonkajším ozubením
b) zubový hydrogenerátor s vnútorným ozubením

1.2.1 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY S VONKAJŠÍM OZUBENÍM

Zubový hydrogenerátor s vonkajším ozubením je tvorený dvomi ozubenými kolesami, z ktorých jedno je hnacie a druhé hnané. Ozubené kolesá sú uložené s malými bočnými a vrcholovými vôlami v skrini čerpadla. Tieto vôle umožňujú otočné uloženie ozubenia v statore, ale taktiež spôsobujú prudký pokles účinnosti zubových čerpadiel v oblasti tlakov prečerpávanej kvapaliny nad 8 MPa. U vysokotlakých jednotiek sa preto robia konstrukčné

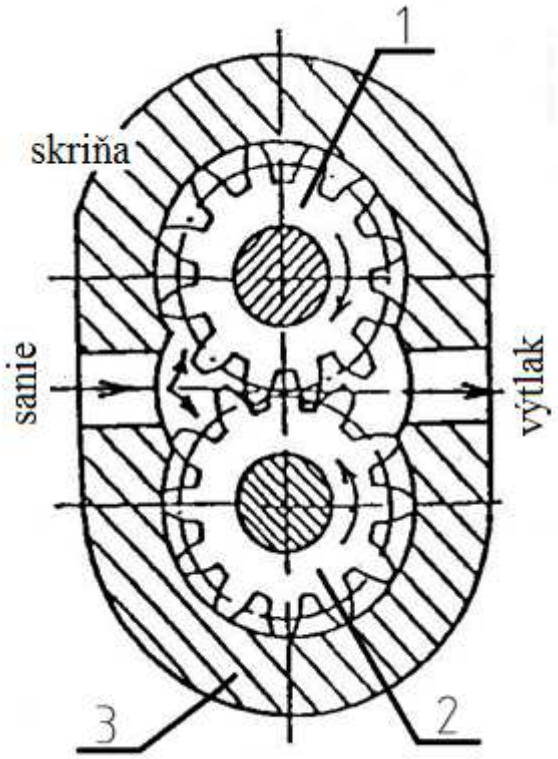
úpravy, aby ich objemová účinnosť so zvyšujúcim sa tlakom klesala len mierne. Radiálne a axiálne vôle sa vymedzujú samočinne. Používajú sa k tomu špeciálne pružné ložiskové púzdra, v ktorých sú kanáliky a prostredníctvom tlakovej kvapaliny v kanálikoch sa mení geometria pružného púzdra. [1]

Výrazné pulzácie prietoku tohto typu hydrogenrátora majú za následok jeho zvýšenú hlučnosť. Možnosťami ako znížiť nerovnomernosť prietoku a tým aj hlučnost je použitie napríklad šikmého alebo šípovitého ozubenia. Klasické usporiadanie zubového hydrogenerátora s vonkajším ozubením nepotrebuje ventily. Bezventilové usporiadanie dovoluje reverzabilitu otáčok, reverzabilitu premeny enegie, čiže ho možno použiť aj ako hydromotor. [1] [2] [12]

Pracovný priestor (zubové medzery) je nemenný. Dodávané množstvo kvapaliny je možné meniť iba zmenou počtu otáčok čerpadla. [5]
Jednotkový objem spočítame podľa vzorca:

$$V_o = \pi \, m. \, z. \, b \, .h \qquad (1.6)$$

z – počet zubov
m – modul ozubenia
b – šírka zubu
h - výška zubu



Obr. 1.12 Zubový hydrogenerátor s vonkajším ozubením [5]

1 – prvé ozubené koleso, otáča sa v smere hodinových ručičiek
2 – druhé ozubené koleso, otáča sa opačne, čiže v proti smeru hodinových ručičiek
3 – skriňa čerpadla (stator)

1.2.2 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY S VNÚTORNÝM OZUBENÍM

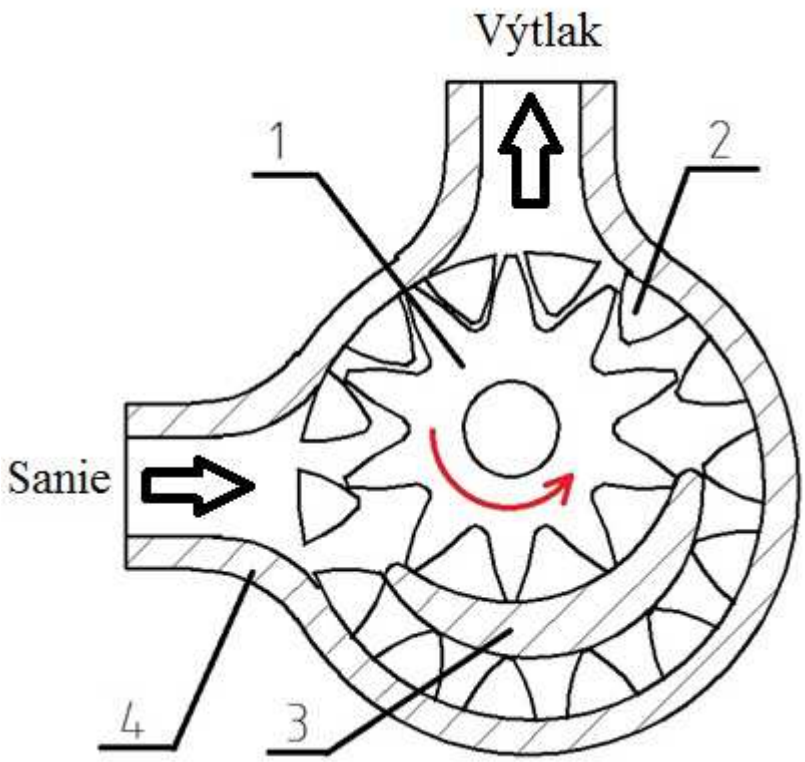
Zubový hydrogenerátor s vnútorným ozubením má zložitejšiu koncepciu. Je tvorený hnacím ozubeným kolesom s vnútorným ozubením po obvode a menším hnaným ozubeným kolesom s vonkajším ozubením excentricky uloženým vo vnútri. V priestore, kde sú ozubenia od seba najviac vzdialené sa nachádza tesniaci prvok (väčšinou v tvare polmesiaca), ktorý slúži ako tesnenie medzi saním a výtlakom. V priestore, kde sa zuby oboch kolies od seba vzďalujú je sanie, rotáciou sa v zubových medzerách dopravuje kvapalina až do miesta, kde ozubenie do seba zapadá a tým sa pod vysokým tlakom kvapalina z čerpadla vytláča. [2]

Tento typ zubového hydrogenerátora je výrobne náročnejší. Avšak jeho koncepcia umožňuje použitie pre vyššie tlaky, majú lepšiu samonasávaciu schopnosť, menšie pulzácie prietoku a nižšiu hlučnosť. [2] [6]

Objem pracovného priestoru spočítame podobne ako u predchádzajúceho typu, s malým rozdielom, že z – je počet zubov vnútorného kolesa.
Objem pracovného priestoru spočítame podľa vzorca:

$$V_o = \pi \, m. \, z. \, b \, .h \qquad (1.7)$$

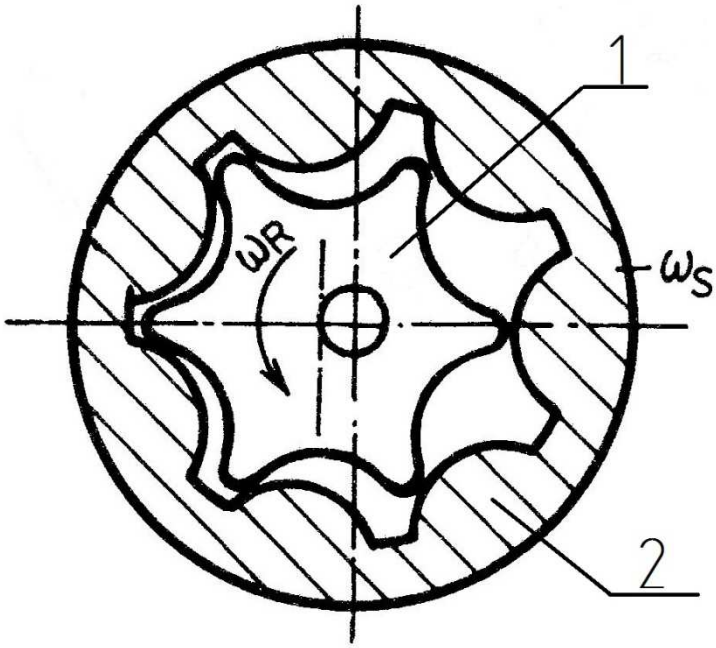
z – počet zubov vnútorného kolesa
m – modul ozubenia
b – šírka zubu
h – výška zubu



Obr. 1.13 Zubový hydrogenerátor s vnútorným ozubením [12]

1 – vnútorné ozubené koleso
2 – vonkajšie ozubené koleso
3 – tesniaci prvok v tvare polmesiaca
4 – skriňa hydrogenerátora

Ďalšou akousi podskupinou zubových hydrogenerátorov s vnútorným ozubením sú tzv. „GEROTORY“. Evolventné ozubenie je nahradené trichoidným. To nám umožňuje použitie väčšieho pastorku, vloženého do vonkajšieho prstenca. Gerotory nemajú tesniaci prvok ako bežné hydrogenerátory s vnútorným ozubením. Pastorok má o jeden zub menej ako prstenec. Pastorok aj prstenec konajú súčasne rotačný pohyb. Rotácia pastorku je o jeden zub na otáčku rýchlejšia. Tým vzniká počas prvej polovice otáčky postupne sa zväčšujúca zubová medzera nad výtlačným kanálom. Počas druhej polovice otáčky sa táto medzera postupne zmenšuje a kvapalina sa nad výtlačným kanálom vytláča (Obr. 1.14). Výhodou týchto čerpadiel je tichý chod, vysoké otáčky, konštantný a rovnomerný výtlak bez ohľadu na tlakové pomery. Nevýhodou je nižší maximálny tlak (do 12 MPa), pretože pastorok sa pohybuje po povrchu prstenca a musí tam byť zabezpečená dostatočná tesnosť. Gerotory taktiež nie sú vhodné na čerpanie kvapalín s pevnými časticami. [1] [2] [4]



Obr. 1.14 Zubový hydrogenerátor s trichoidným ozubením (Gerotor) [2]

1 – vnútorný pastorok
2 – vonkajší prstenec

1.3 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY

Lamelové hydrogeneráty sú ďalším predstaviteľom hydrostatických hydrogenerátorov. Činnými prvkami sú výsuvné lamely, ktoré sú uložené buď v drážkach rotoru (vnútorný rozvod) alebo statoru (vonkajší rozvod). Keď sú lamely umiestnené v rotore, tak majú pracovnú a tesniacu funkciu, čoho sa využíva u čerpadiel. Ak sú lamely umiestnené v statore, tak majú za úlohu tesniť tlakový spád, čoho sa využíva prevažne u hydromotorov.
Pri otáčaní rotora vznikajú medzi lamelami, statorom a rotorom premenlivé pracovné priestory, ktoré sa pri nasávaní postupne zväčšujú a pri výtlaku zase zmenšujú. Klzné trenie lamiel o povrch statora (rotora) má významný vplyv na životnosť a na celkovú mechanickú účinnosť lamelových strojov. Lamelové hydrogenerátory sú jednoduché, tiché a dosahujú veľmi dobrý pomer výkonu k vlastnej hmotnosti. Ich výhodou je aj možnosť regulácie prietoku (kruhový stator). Nevýhodou sú väčšie prietokové straty a tým pádom aj nižšia účinnosť. [1] [2]

Lamelové hydrogenerátory nachádzajú svoje uplatnenie vo všetkých priemyselných oboroch. Používajú sa v obvodoch so servoriadením osobných aj nákladných automobilov, nájdeme ich u obrábacích strojov a v menších lisoch (napr. na plastické hmoty) alebo sa používajú aj jako prídavné plniace čerpadlá pre piestové hydrogenerátory. [1] [2]

1.3.1 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY S VNÚTORNÝM ROZVODOM

Lamelové hydrogenerátory s vnútorným rozvodom majú kruhový alebo krivkový stator. Stroje s kruhovým statorom majú rotor excentricky uložený voči statoru (Obr. 1.15). Pri premenlivej excentricite je možné meniť geometrický objem pracovných priestorov a tým pádom aj prietok - hydrogenerátor je regulačný. Výstrednosť (e) sa mení posunutím statora voči ose rotora pomocou regulačných pružín. Pružina udržuje stator vyosený voči rotoru. Ak

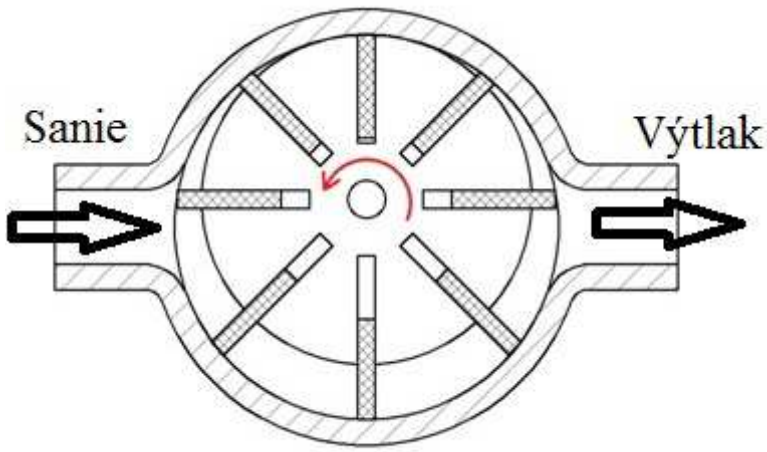
sa tlak zvýši nad určitú hodnotu, začne sa v dôsledku prevažujúcej hydraulickej sile stator posúvať do strany, zmenší sa excentricita a prietok. Možno využívať aj regulačných pružín s premenlivou tuhosťou alebo silu pružiny nahradiť silou hydraulickou. U hydrogenerátorov s kruhovým statorom je kvôli excentricite tlak kvapaliny po obvode rozložený nerovnomerne a vzniknutá výsledná radiálna sila sa musí zachytávať v robustných ložiskách rotoru. Lamely sa vysúvajú a zasúvajú o hodnotu 2e a sú v rotore uložené s minimálnou vôlou. Stroje s kruhovým statorom sa používajú ako hydrogenerátory pracujúce do tlakov 10 MPa , ktoré sa vyznačujú nízkou hmotnosťou na jednotku výkonu (0,37 kg. kW^{-1}). [1] [2]

U lamelových hydrogenerátorov s krivkovým statorom je rotor umiestnený sústredne, plniace a vyprázdňovacie otvory sú usporiadané symetricky (Obr. 1.16). Výsledné sily, ktoré tam vzniknú sa navzájom vyrovnávajú a preto sú tieto stroje schopné pracovať s vyššími tlakmi (až do 16 MPa). Lamelové stroje s krivkovým statorom sa používajú ako hydrogenerátory aj ako hydromotory. Čerpadlá s krivkovým statorom majú počas jednej otáčky dva pracovné cykly, ale veľkosť pracovných priestorov nie je možné meniť – sú neregulačné. [1]

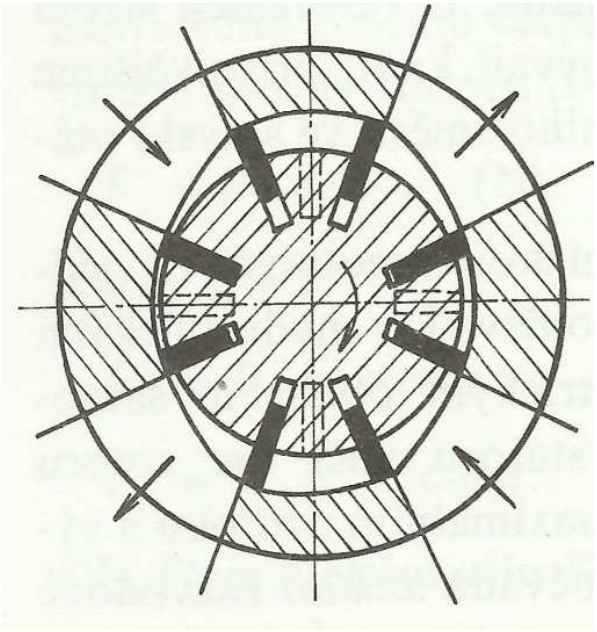
Objem pracovného priestoru pre lamelové hydrogenerátory s vnútorným rozvodom spočítame podľa vzorca:

$$V_o = b.\left[\frac{\pi.(D^2-d^2)}{4} - a.z(D-d)\right] \qquad (1.8)$$

b – šírka lamely
a – hrúbka lamely
z – počet lamiel
d – priemer rotora
D – priemer statora



Obr. 1.15 Lamelový hydrogenerátor s kruhovým statorom [7]



Obr. 1.16 Lamelový hydrogenerátor s krivkovým statorom [1]

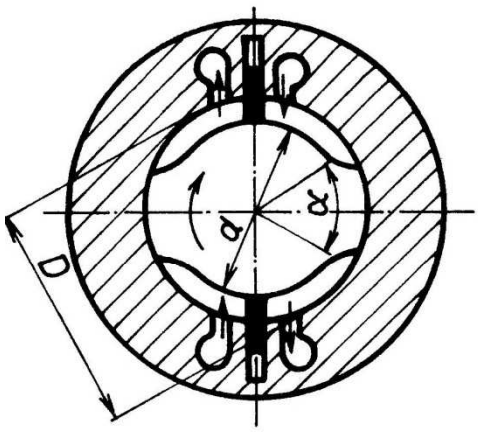
1.3.2 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY S VONKAJŠÍM ROZVODOM

Umiestnením lamiel v statore vznikne lamelový stroj s vonkajšou krivkou. Stator s rotorom sú umiestnené sústredne, pričom rotor má tvar neokrúhlelo kotúča. Obrysová krivka rotora musí mať taký tvar, aby zmena objemu medzi statorom a rotorom bola rovnomerná, aby behom otáčky uhlová rýchlosť rotoru nekolísala. Lamelové stroje s lamelami v statore nachádzajú svoje uplatnenie skôr ako hydromotory. [1]

Objem pracovného priestoru lamelového stroja s lamelami v statore spočítame podľa vzorca:

$$V_o = \frac{\pi - \alpha}{2} . (D^2 - d^2) . b \qquad (1.9)$$

b – šírka rotoru
α – uhol rozdelovacej časti rotoru
d – priemer rotora
D – priemer statora



Obr. 1.17 Lamelový stroj s lamelami v statore [1]

1.4 VRETENOVÉ HYDROGENERÁTORY

Archimedov šrób bol akýmsi predchodcom dnešných vretenových čerpadiel. Vretenové hydrogenerátory sa vyznačujú malým priemerom a pozdĺžnou konštrukciou. Sú to hydrogenerátory neregulačné, bez možnosti reverzácie otáčok. Pracovným elementom je vreteno, ktoré je s malými radiálnymi vôlami uložené v statore. Pri rotácii vretena sa kvapalina dopravuje axiálne od vstupnej nízkotlakej strany na vysokotlakú výstupnú. Vretenové čerpadlá sú jednoskrutkové, pre vyššie tlaky dvoj až trojskrutkové, ktoré majú v priemysle väčší význam. Profily závitov sú rôzne. Plochý obdĺžnikový závit nezaručuje dokonalú tesnosť v zábere a preto je skôr vhodný pre nizkotlaké jedno až dvojskrutkové stroje. Cykloidálne a evolventné profily závitu sú náročnejšie na výrobu, ale zaručujú lepšiu tesnosť a sú vhodné pre vysokotlaké hydrogenerátory – dvoj až trojskrutkové. U jednovretenových strojov sa často používa aj vreteno s oblým závitom, ktoré je uložené v pružnej objímke statoru s dvojchodým oblým závitom (systém Moineau). [1] [2]

Dĺžka vretena závisí na požadovanom tlakovom spáde kvapaliny, pričom na jednu rozteč závitu je prípustné asi 1,5 MPa. [1]

Dvojvretenové stroje majú jedno vreteno hnacie a druhé hnané pomocou ozubeného prevodu. U trojvretenových strojoch je hnacie vždy vreteno uprostred. [3]

Výhodou vretenových hydrogenerátorov je rovnomerný dodávaný prietok bez pulzácii, ich tichý a spoľahlivý chod, a vysoká účinnosť. Vretenové hydrogenerátory sú využitelné pre vyššie tlaky ako zubové a vynikajú veľkou tesnosťou (cykloidálne a evolventné závity) pri odvalovaní jednotlivých vretien. [1] [2]

Nevýhodou je náročnejšia výroba skrutiek v požadovanej presnosti a kvalite povrchu. Kvôli svojmu tvaru sú ideálne pre čerpanie z úzkych vrtov alebo studní. Pre svoj tichý a bezpulzačný chod sa používajú na lodiach a v hydraulických zariadeniach v zdravotníctve. [1] [11]

Objem pracovného priestoru vretenového hydrogenerátora je nemenný a spočíta sa podľa vzorca:

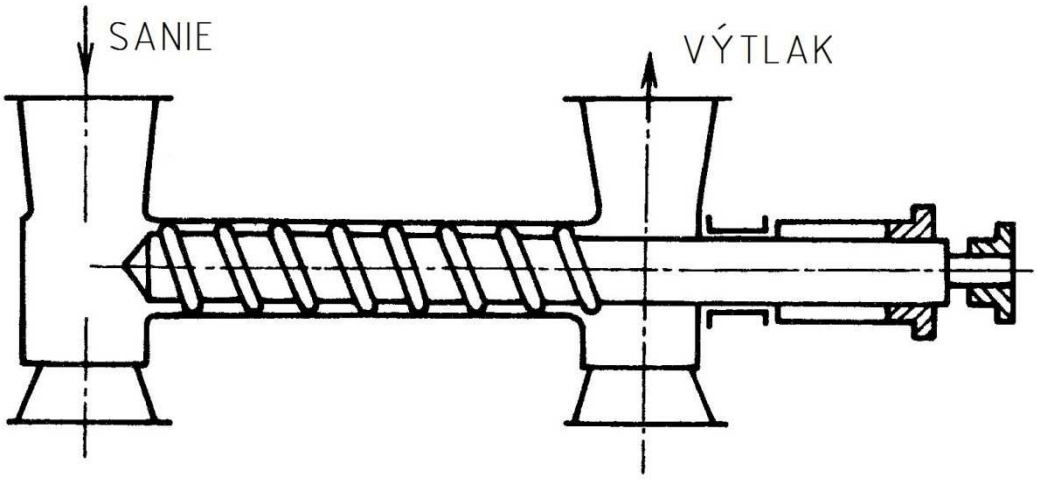
$$V_o = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2).t - \left(\pi.\mathrm{D}^2.\frac{\alpha}{360^0} - \frac{\mathrm{D}^2}{2}.\sin 2\alpha\right).\mathrm{t} \qquad (1.10)$$

kde $\cos\alpha = \frac{D+d}{2D}$ (1. 11)

t – rozteč šróbovice na vretene

D - veľký priemer vretena

d – malý priemer vretena



Obr. 1.18 Jednovretenový trubkový hydrogenerátor [1]

1.5 PIESTOVÉ HYDROGENERÁTORY

Už podľa názvu je zrejmé, že pracovným prvkom piestových hydrogenerátorov je piest. Piest kruhového prierezu je uložený vo valci a koná v ňom priamočiary pohyb. Pri pohybe piesta smerom od otvoru nastáva podtlak, čiže kvapalina sa nasáva, pri pohybe piesta smerom k otvoru sa kvapalina pod tlakom vytláča. Piestové hydrogenerátory sú v súčasnosti veľmi rozšírené, pretože majú dobré sacie schopnosti, nízke trecie straty a vysoké výtlačné tlaky. Zdvihový objem čerpadla sa často člení do väčšieho počtu menších piestov, aby sa znížil pulzačný charakter prietoku. Piestové hydrogenerátory sú vhodné na čerpanie čistých kvapalín (nečistoty 5 až 10 µm). Nevýhodou týchto hydrogenerátorov je ich zložitejšia konštrukcia oproti iným druhom hydrostatických hydrogenerátorov a veľké množstvo pohybujúcich sa častí. [1] [2] [8]

Existuje mnoho variánt konštrukčného prevedenia piestových hydrogenerátorov, ale poďla polohy osy valcov voči ose hriadeľa hydrogenerátora rozlišujeme tri základne druhy piestových hydrogenerátorov: [3]

a.) Axiálne piestové hydrogenerátory
b.) Radiálne piestové hydrogenerátory
c.) Radové piestové hydrogenerátory

1.5.1 AXIÁLNE PIESTOVÉ HYDROGENERÁTORY

U axiálnych piestových hydrogenerátorov je piest umiestnený tak, že axiálna osa piestu je súosá s osou hriadeľa hydrogenerátora. Axiálny pohyb piestov je zabezpečený tým, že rovinná platňa, s ktorou sú piesty spojené alebo po nej kĺžu, je sklonená voči bloku valcov. Za jednu otáčku rotora piest vykoná nasávací aj výtlačný zdvih. [2]

Pri konštrukčnom prevedení hydrogenerátora s nakloneným blokom valcov môže byť úhol sklonu valcov voči ose hnacieho hriadeľa až do 40^0. Tento vysoký úhol sklonu zabezpečuje dostatočnú nasávaciu schopnosť hydrogenerátora a tým pádom väčšinou nepotrebuje prídavné plniace čerpadlo. Piesty sú s platňou spojené ojničkami. Krútiaci moment z hnacieho hriadeľa je privádzaný na rovinnú platňu. Z rovinnej platni sa krútiaci moment prenáša na blok valcov buď ojničkami (tzv. Thoma princíp - Obr. 1.20), stredným kardanovým kĺbom (konštrukcia Vickers) alebo pomocou kužeľových súkolies (Volvo – Obr.

1.21). Keď dokážeme meniť sklon bloku valcov, a tým aj dĺžku zdvihu piestov, tak je hydrogenerátor regulačný. [2] [3]

Druhým konštrukčným prevedením je hydrogenerátor so šikmou nerotujúcou platňou. Piesty sú s platňou spojené kĺzadlom a krútiaci moment z hnacieho hriadeľa sa privádza na rotujúci blok valcov. Zmenou sklonu platne voči bloku valcov sa reguluje prietok hydrogenerátora. Tieto hydrogenerátory nemajú takú dobrú nasávaciu schopnosť a preto sú pred nich radené ešte prídavné plniace čerpadlá (zubové alebo lamelové). [2]

Nasávací a výtlačný kanál sú v čelnom rozvodovom elemente u oboch konštrukčných prevedení. Kanály na rozvodovej doske majú ľadvinový tvar a sú rozšírené tak, že k nasávaniu dochádza počas prvej polovice otáčky a k výtlaku počas druhej polovice otáčky bloku valcov. [2] [10]

Axiálne piestové hydrogenerátory sú v súčasnosti najrozšírenejšie vyrábané regulačné hydrogenerátory, vďaka ich jednoduchej regulácie prietoku a schopnosti vyvodiť vysoké tlaky (až do 45 MPa). Dosahujú taktiež vysokú prietokovú a celkovú účinnosť (93 až 94%) a vysokú spoľahlivosť. Používajú sa vo veľkom napríklad v mobilnej technike (stavebné a manipulačné stroje) pre ich pohon aj manipuláciu s výložníkmi. [2] [10]

Objem pracovného priestoru axiálnych piestových hydrogenerátov spočítame podľa vzorca:

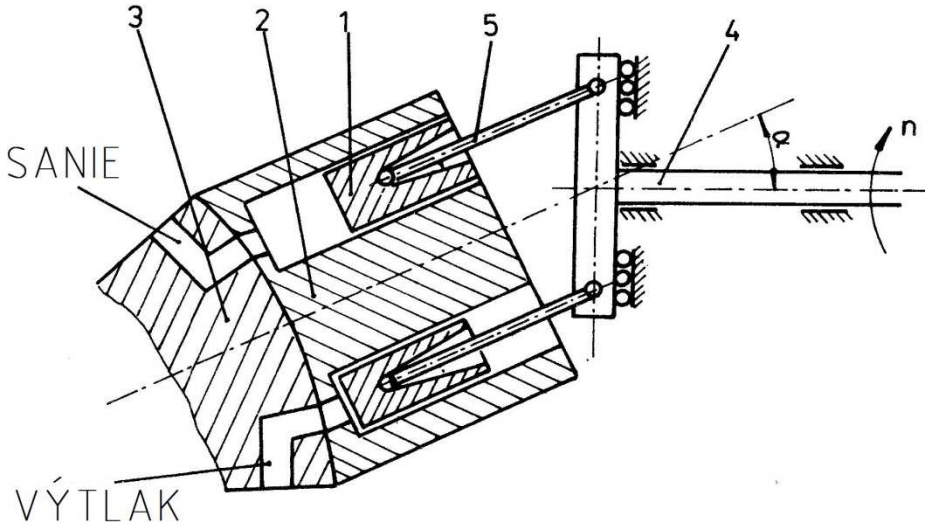
$$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \qquad (1.\ 12)$$

d – priemer valca
h – zdvih piestu
z – počet valcov

$$h = D \cdot \mathrm{tg}\,\alpha \quad \text{(so šikmou platňou)} \qquad (1.\ 13)$$

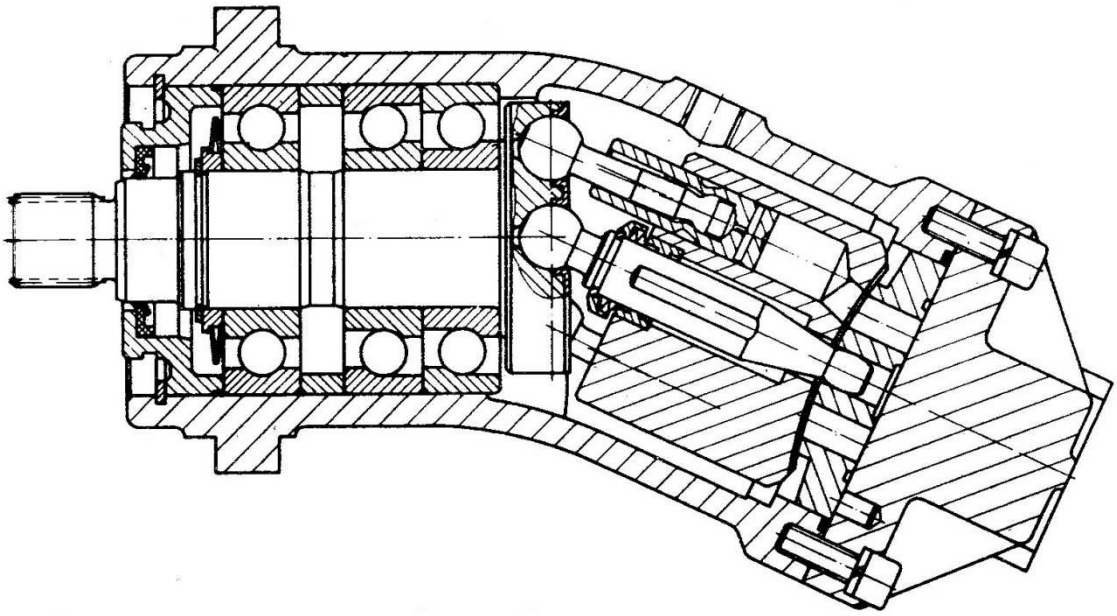
$$h = D \cdot \sin\alpha \quad \text{(s nakloneným blokom valcov)} \qquad (1.\ 14)$$

D – priemer roztečnej kružnice bloku valcov
α – úhol sklonuα

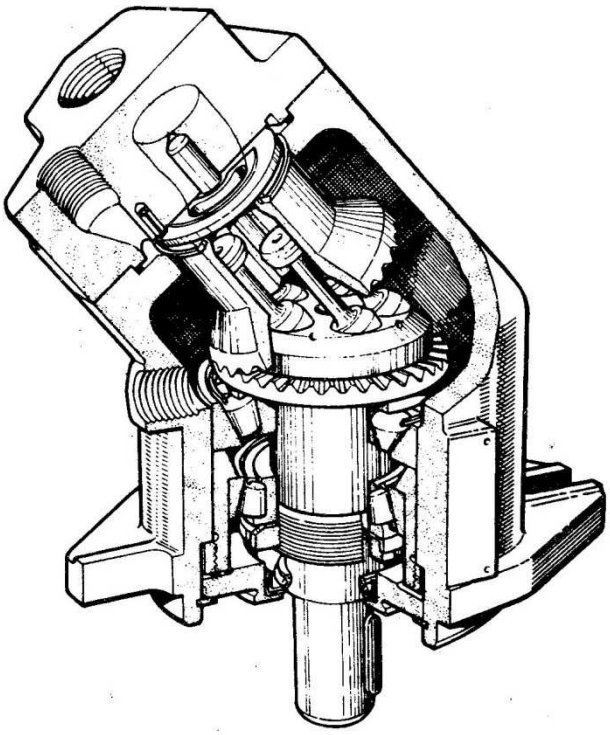


Obr. 1.19 Schéma piestového hydrogenerátora s nakloneným blokom valcov [2]

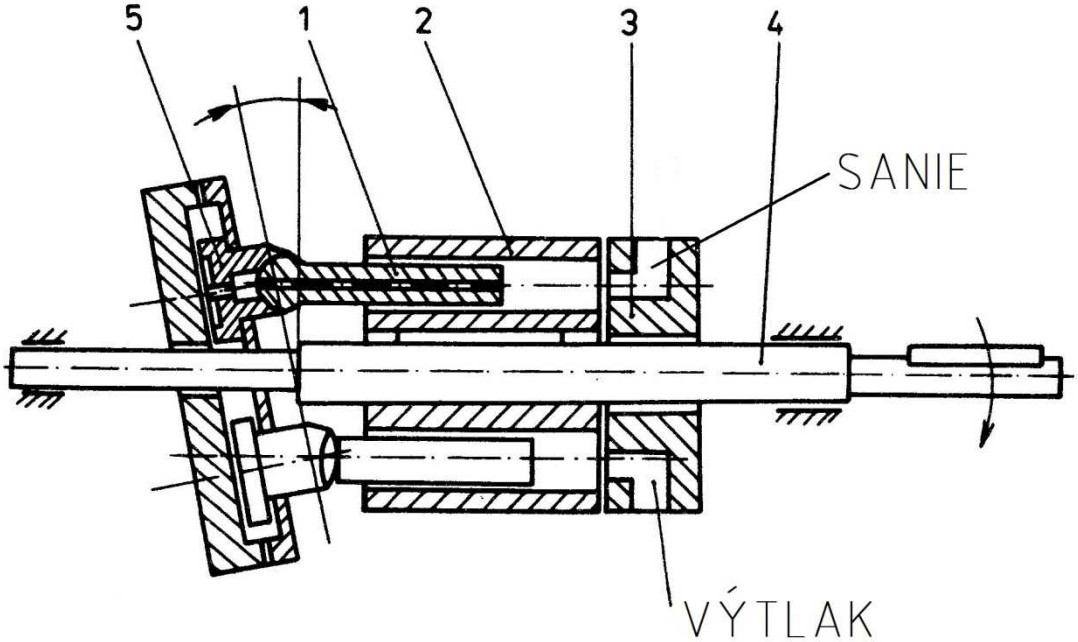
1 – piest
2 – blok valcov
3 – čelný rozvodový element
4 – hnací hriadeľ
5 – ojnička



Obr. 1.20 Piestový hydrogenerátors nakloneným blokom valcov – Thoma princíp [3]

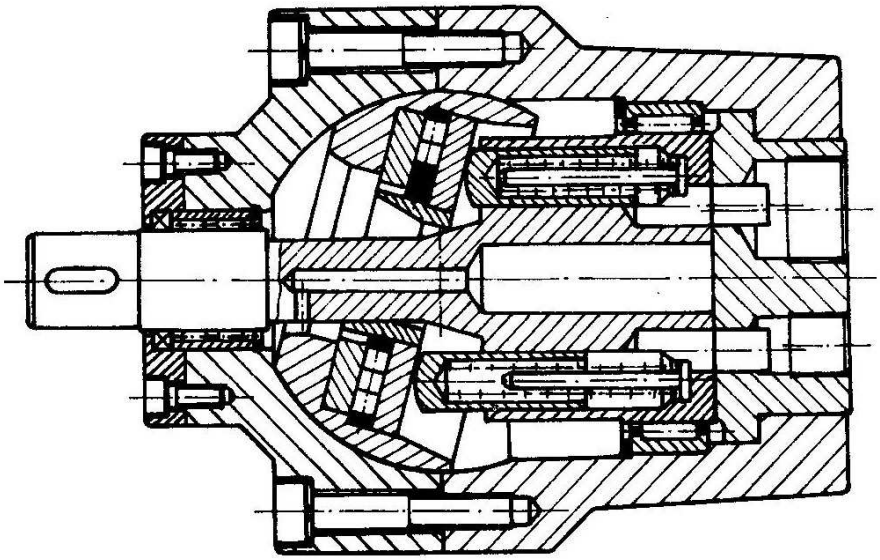


Obr. 1.21 Piestový hydrogenerátor s nakloneným blokom valcov – Volvo [3]



Obr. 1.22 Schéma piestového hydrogenerátora so šikmou platňou [2]

1 – piest
2 – blok valcov
3 – čelný rozvodový element
4 – hnací hriadeľ
5 – klzadlo



Obr. 1.23 Piestový hydrogenerátor so šikmou platňou(doskou) [1]

1.5.2 RADIÁLNE PIESTOVÉ HYDROGENERÁTORY

V radiálnych piestových hydrogenerátoroch sú piesty umiestnené kolmo k ose hnacieho hriadeľa rovnomerne po obvode čerpadla. Tieto čerpadlá sú preto rozmerovo veľmi krátke v ose, ale s veľkým priemerom. Piesty sú umiestnené v bloku valcov, ktorý je buď

súčasťou statora (hydrogenerátory s vnútornou tvoriacou krivkou), alebo rotora (hydrogenerátory s vonkajšou tvoriacou krivkou). [2] [10]

Piestové hydrogenerátory s vnútornou tvoriacou krivkou majú excenticky uložený rotor, čo spolu s tlačnými pružinami v jednotlivých valcoch zabezpečuje axiálny pohyb piestov vo valcoch. Blok valcov spolu s piestami sú súčasťou statora, nepohybujú sa.

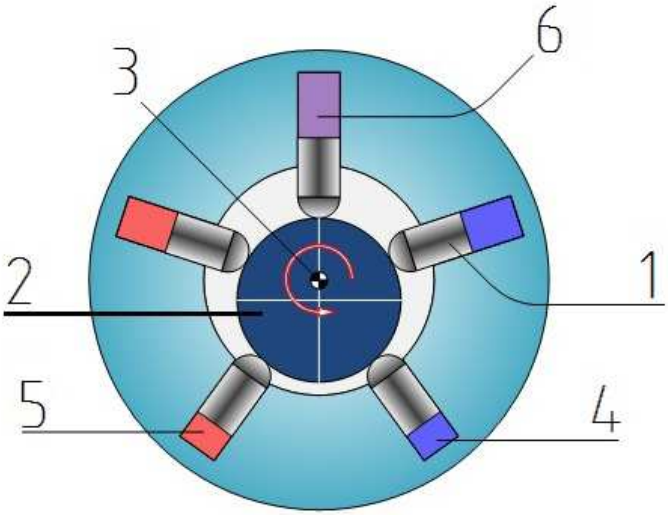
Piestové hydrogenerátory s vonkajšou tvoriacou krivkou sa podobajú na lamelové hydrogenerátory. Piesty sú pritlačované k stene statora pružinami a pri rotácii ich excentrické uloženie rotora voči statoru núti konať axiálny pohyb. Stator podobne ako u lamelových hydrogenerátov nemusí mať len kruhový tvar, ale môže mať aj iné geometrické tvary. Zmenením veľkosti excentricity rotora voči statoru možno regulovať prietok. [2] [10]

Radiálne piestové hydrogenerátory dosahujú ešte vyšších tlakov ako axiálne (až do 80 MPa). Ich konštrukcia dovoluje použitie väčšieho počtu piestov a preto je prietok v porovnaní s axiálnymi plynulejší. Tieto stroje nachádzajú uplatnenie tam, kde sú potrebné veľmi vysoké tlaky pre fungovanie hydraulického mechanizmu (napr. pohon ťažkých lisov), v baňskom priemysle, vo zdvíhacích zariadeniach, alebo v moderných vysokotlakých vstrekovacích systémoch v automobiloch - common rail. [1] [10]

Objem pracovného priestoru radiálnych piestových hydrogenerátorov spočítame podľa vzorca:

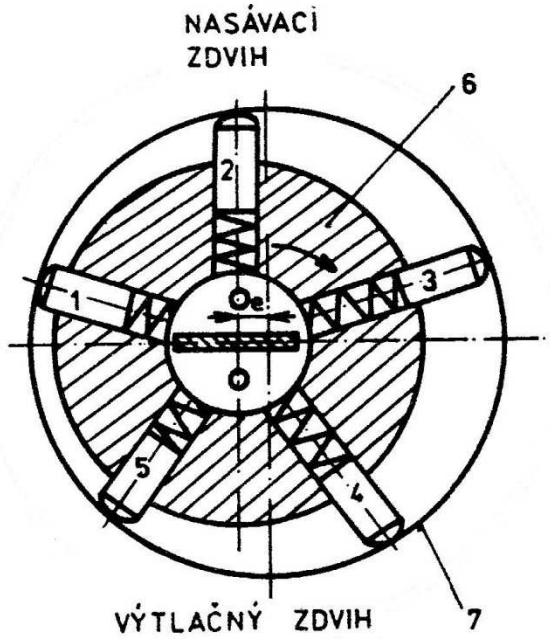
$$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \qquad (1.15)$$

h - zdvih
h = 2. e
d – priemer valca
e – excentricita
z – počet valcov



Obr. 1.24 Piestový hydrogenerátor s vnútornou tvoriacou krivkou [9]

1 – piest
2 – excentricky uložený rotor
3 – osa rotácie rotora
4 – výtlak
5 – nasávanie
6 – zmena z nasávania na výtlak



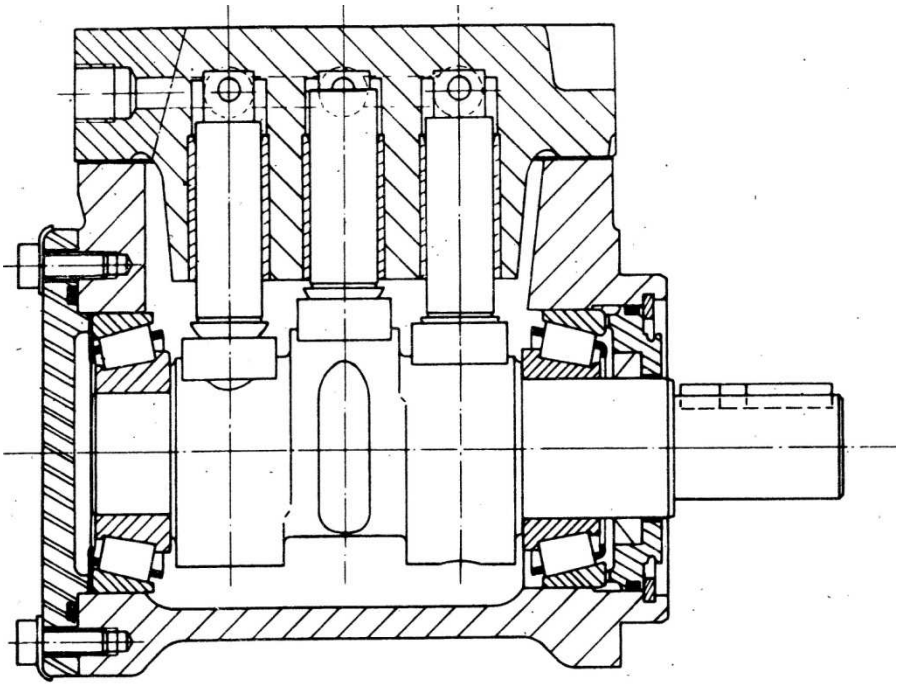
Obr. 1.25 Piestový hydrogenerátor s vonkajšou tvoriacou krivkou [2]

1 – 3 – nasávanie
4 – 5 – výtlak
6 – rotor
7 – stator

1.5.3 RADOVÉ PIESTOVÉ HYDROGENERÁTORY

Radové piestové hydrogenerátory majú piesty umiestnené kolmo k ose hnacieho hriadeľa v rade za sebou. Pohyb piestov je zabezpečený prostredníctvom kľukového mechanizmu, vačkami alebo výstredníkmi. Počet piestov je prevažne nepárny. Výhodou radových piestových hydrogenerátorov je schopnosť dosahovať veľmi vysokých tlakov (až do 60 MPa), ich dobrá spoľahlivosť a dlhá životnosť. Nevýhodou je robustnejšia konštrukcia, vyššia hmotnosť a to, že prietok nemožno regulovať. [3]

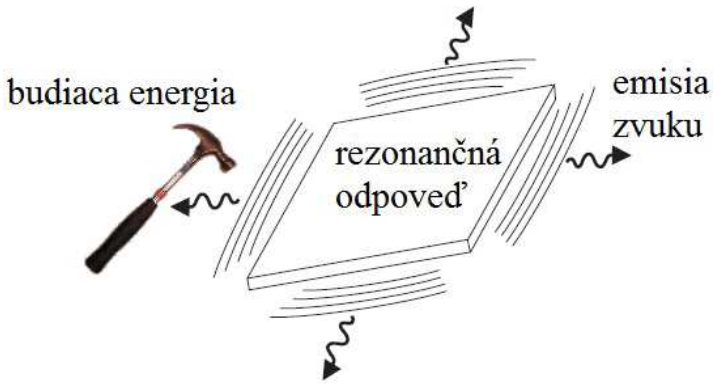
Tieto zariadenia sa používajú prevažne u stacionárnych zariadení (napr. hydraulické lisy), ale aj v starších vysokotlakých vstrekovacích zariadeniach v common rail. [3]



Obr. 1.23 Radový piestový hydrogenerátor [3]

2 HLUK V HYDROGENERÁTOROCH

V hydraulických obvodoch dochádza k premene energie, k prenosu a nakoniec k jej opätovnej premene. Pri týchto činnostiach dochádza k vibráciám, ktoré sa šíria vzduchom a ľudské ucho ich vníma ako zvuk. Vznik zvuku v hydraulických mechanizmoch môžeme vysvetliť na troch jednotlivých krokoch idúcich za sebou: *budiaca energia – rezonančná odpoveď – emisia zvuku*. Na základe Obr. 2.1 si pod pojmom budiaca energia môžeme pre lepšie pochopenie predstaviť kladivo, ktorým uderíme na disk. Úderom kladiva odovzdáme disku energiu, ktorá vyvolá jeho chvenie – rezonančná odpoveď. Vibrácie disku spôsobujú tlakové pulzácie vo vzduchu, ktoré sa ním šíria a keď dopadnú na naše sluchové orgány, tak ich vnímame ako zvuk. [13]



Obr. 2.1 Vznik zvuku

V hydraulike sú budiacou energiou tlakové a prietokové pulzácie. Tie pri interakcii s konštrukciou vyvolávajú jej chvenie a následnú emisiu zvuku. Najviac prietokových a tlakových pulzácií vzniká pri samotnej premene mechanickej energie na hydraulickú energiu kvapaliny, čiže priamo v hydrogenerátore. Typický axiálny piestový hydrogenerátor s deviatimi piestami pri otáčkach 1000 min^{-1} môže produkovať hluk až 70 dB. Prietokové a tlakové pulzácie nespôsobujú len hlučnosť samotného hydrogenerátora, ale putujú naprieč obvodom a spôsobujú vibrácie aj v ostatných miestach obvodu. Zníženie hluku obvodu sa dá dosiahnuť vhodnou protihlukovou izoláciou alebo tým, že obvod sa urobí poddajnejší a je schopný pohltiť časť tlakových a prietokových pulzácií. Avšak tieto opatrenia na tlmenie zvuku sú často finančne nákladné a časovo zdĺhavé, kým sa to správne vyladí. Preto je snaha, aby hydrogenerátor produkoval čo najmenej tlakových a prietokových pulzácií, čím sa dosiahne zníženie hlučnosti samotného hydrogenerátora aj obvodu. Znížením prietokových a tlakových pulzácií vybraných typov hydrogenerátorov sa ďalej v práci zaoberáme. [13]

2.1 JAVY SPÔSOBUJÚCE HLUČNOSŤ HYDROSTATICKÝCH HYDROGENERÁTOROV

Napriek tomu, že existuje viacero typov hydrostatických hydrogenerátorov ich základný princíp fungovania je rovnaký. Preto niektoré javy, ktoré prispievajú k ich hlučnosti, sú spoločné pre všetky typy:

- výtlak sa dodáva z jednotlivých pracovných komôr v určitých časových intervaloch za sebou.
- pri pohybe pracovného prvku sa kvapalina presúva a naráža na tento pracovný prvok a na steny konštrukcie.

- kvapalina nachádzajúca sa v pracovnom priestore, kde je nižší tlak, keď sa dostane do kontaktu s kvapalinou vo výtlaku s vyšším tlakom, tak časť kvapaliny z výtlaku pretečie do pracovného priestoru, kým sa tlaky nevyrovnajú.
- v dôsledku značných zmien tlakov pôsobia na komponenty a skriňu hydrogenerátora veľké pulzujúce sily a ohybové momenty. Tlak sa mení z hodnôt rádovo niekoľko barov až na hodnoty stovky barov.
- kavitácia a uvoľňovanie vzduchových bublín sú doprevádzané zvukom s vyššou frekvenciou. [13]

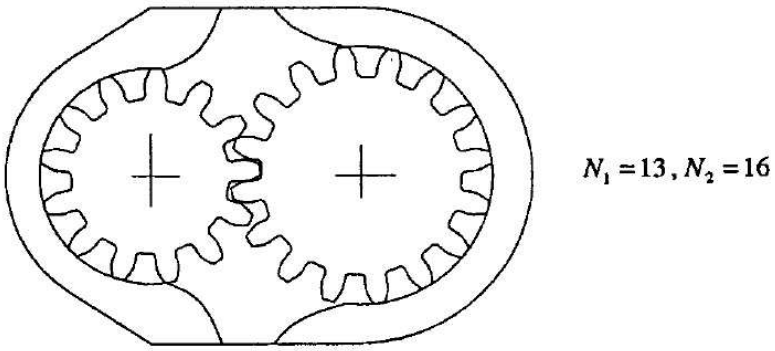
2.2 ZNIŽOVANIE HLUKU ZUBOVÝCH HYDROGENERÁTOROV S VONKAJŠÍM PRIAMYM OZUBENÍM

Zubové hydrogenerátory sú síce vďaka svojej jednoduchej konštrukcii a nízkym zriaďovacím nákladom obľúbené, ale častokrát sú hlučnejšie ako iné druhy hydrostatických hydrogenerátorov. [17]

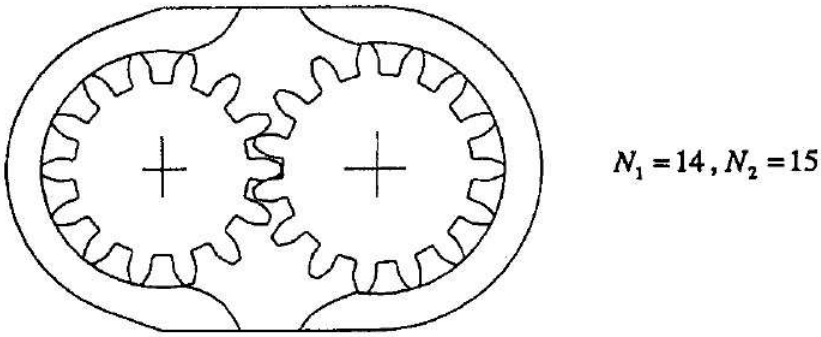
Na University of Missouri v Columbii v Spojených Štátoch Amerických sa zaoberali tým, ako sa znížia nerovnomernosti prietoku a tým aj hluk zmenou počtu zubov hnacieho voči hnanému ozubenému kolesu, keďže v klasickej konštrukcii majú obe ozubené kolesá rovnaký počet zubov. Vo výpočtových modeloch bol prietok hydrogenerátorov rovnaký a boli použité nasledujúce zjednodušenia: (1) kvapalina je nestlačiteľná, (2) netesnosti sú zanedbané, (3) hydrogenerátor a jeho súčasti sú pevné a nedeformovateľné. Pri výpočtoch boli taktiež použité bezrozmerné premenné. To nielenže zjednoduší rovnice, ale výsledky budú všeobecné a aplikovateľné na hydrogenerátory rôznych veľkostí.

2.2.1 GEOMETRIA ZUBOVÝCH HYDROGENERÁTOROV S RÔZNYMI POČTAMI ZUBOV

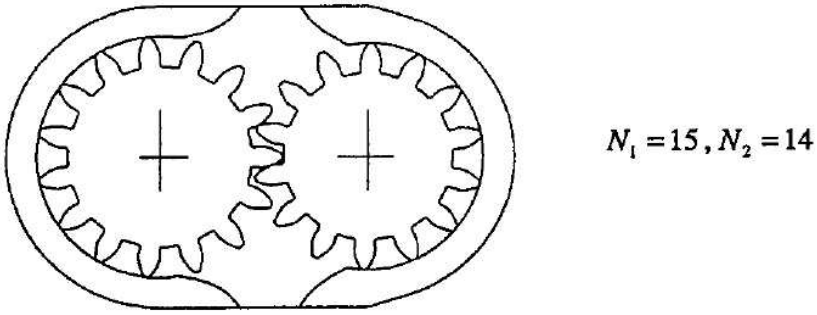
Na Obr. 2.2 až 2.5 sú zobrazené schémy zubových hydrogenerátorov s rozdielnymi počtami zubov, kde N_1 je počet zubov hnacieho kolesa a N_2 je počet zubov hnaného kolesa. [17]



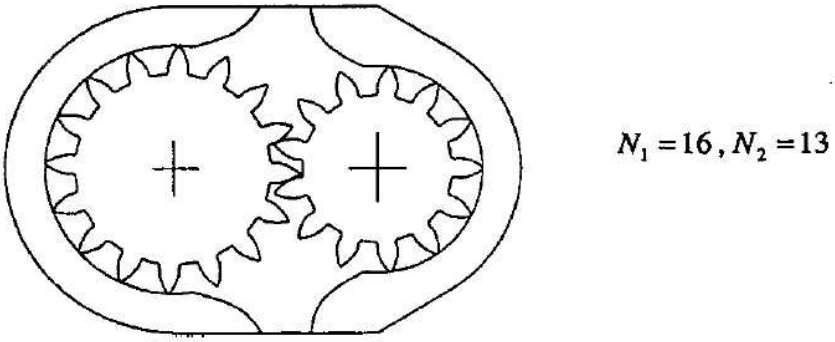
Obr. 2.2 Schéma zubového hydrogenerátora 1 [17]



Obr. 2.3 Schéma zubového hydrogenerátora 2 [17]



Obr. 2.4 Schéma zubového hydrogenerátora 3 [17]



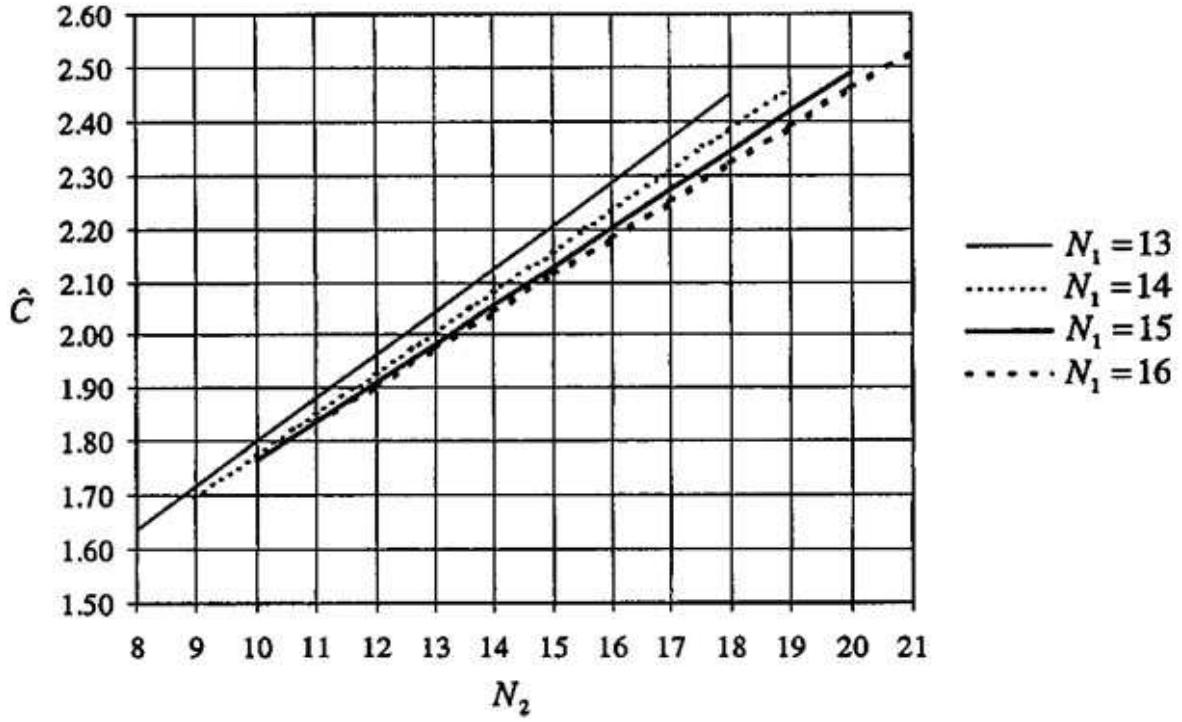
Obr. 2.5 Schéma zubového hydrogenerátora 4 [17]

V grafe na Obr. 2.6 je znázornená závislosť, medzi vzdialenosťou stredov ozubených kolies (C) od vzrastajúceho počtu zubov na hnanom ozubenom kolese (N_2) pre rôzne počty zubov hnacieho kolesa (N_1). Vzdialenosť stredov ozubených kolies spočítame:

$$C = r_1 + r_2 \qquad (2.1)$$

r_1 – polomer roztečnej kružnice hnacieho ozub. kolesa
r_2 - polomer roztečnej kružnice hnaného ozub. kolesa

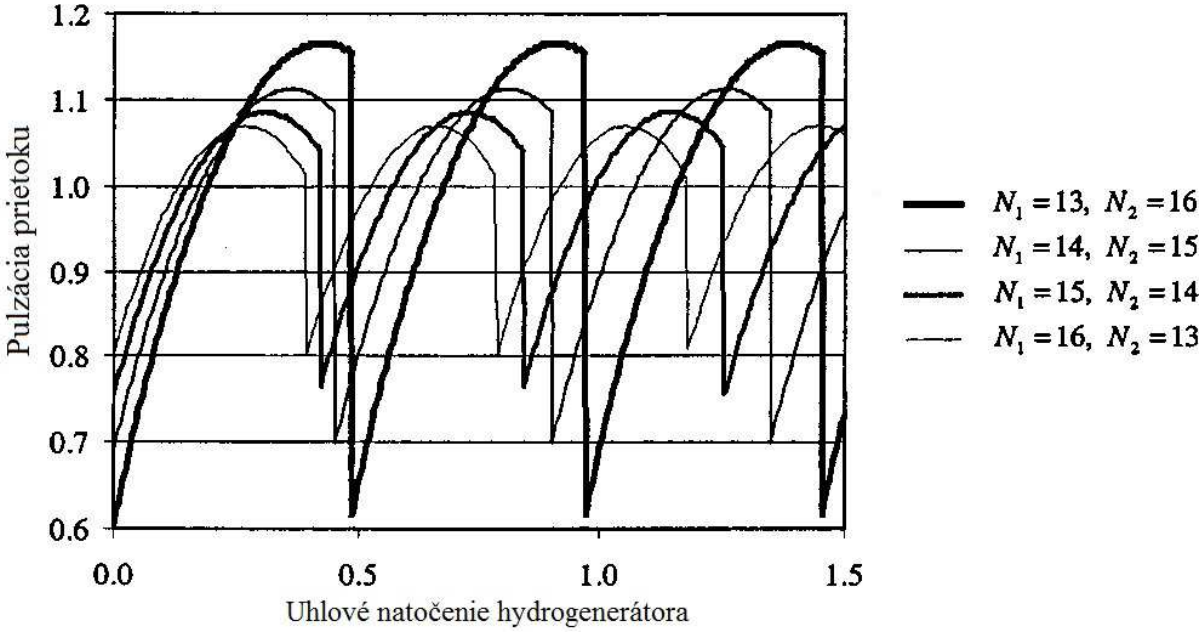
Z priebehu grafu je zrejmé, že zvyšovaním počtu zubov sa zväčšuje vzdialenosť stredov ozubených kolies. Avšak počas návrhov sa prišlo na to, že vzdialenosť C sa markantne zväčšuje, keď sa zvyšuje počet zubov na hnanom kolese a mierne sa zmenšuje, keď sa počet zubov na hnacom kolese zväčšuje. Toto poukazuje na to, že fyzicky menší hydrogenerátor (pri rovnakom prietoku) môže byť navrhnutý tak, že sa zníži počet zubov na hnanom kolese a zvýši sa počet zubov na hnacom kolese. [17]



Obr. 2.6 Bezrozmerná vzdialenosť stredov ozubených kolies (C) hydrogenerátorov s rovnakým prietokom a s meniacim sa počtom zubov ozubených kolies [17]

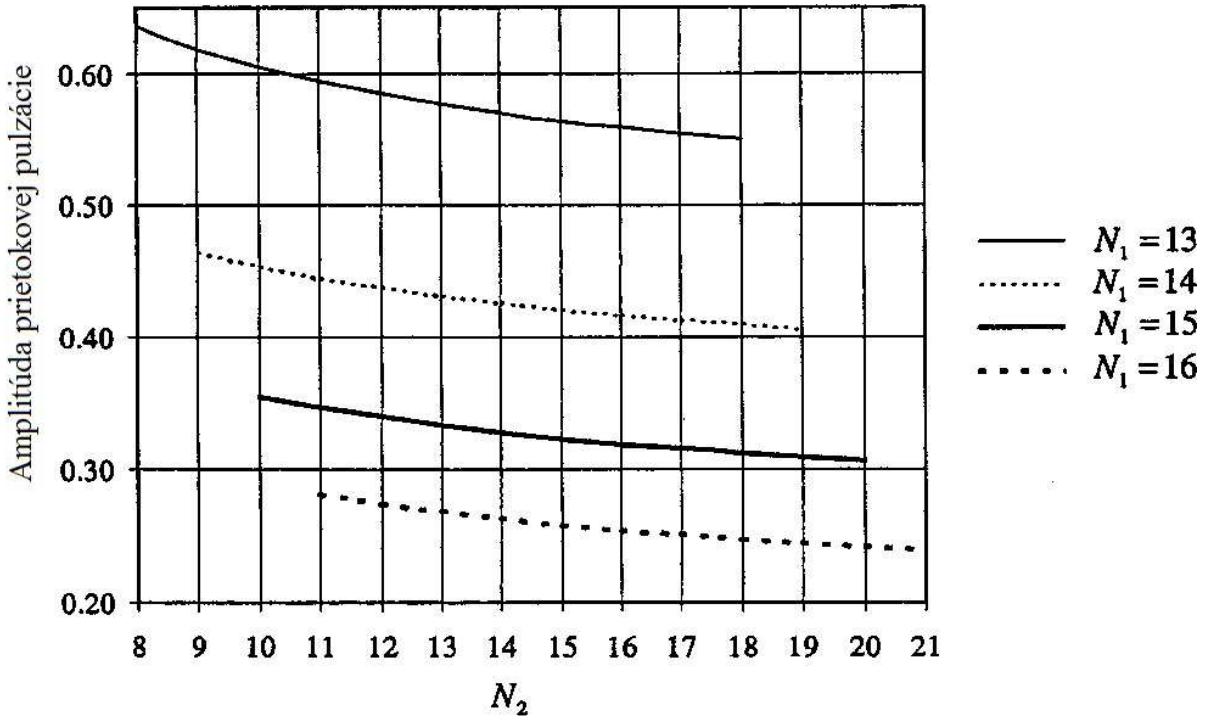
2.2.2 POROVNANIE PROFILU PRIETOKOV A AMPLITÚD PRIETOKOV

Z grafov (Obr. 2.7 a 2.8) možno vyvodiť záver, že najmenšiu pulzáciu a najnižšiu amplitúdu pulzu prietoku má hydrogenerátor, ktorý má vyšší počet zubov na hnacom kolese a nižší na hnanom (N_1= 16, N_2= 13).



Obr. 2.7 Závislosť teoretickej pulzácie prietoku na otočení hydrogenerátora pre hydrogenerátory z obr. 3.1 až 3.4 [17]

Pri šestnástich zuboch na hnacom kolese, možno znížiť amplitúdu prietokovej pulzácie ďaľším zvyšovaním počtu zubov na hnanom kolese (Obr. 2.8), ale toto zníženie amplitúdy je nevýrazné a vzhľadom na výrazné zväčšenie rozmerov hydrogenerátora sa príliš neoplatí.



Obr. 2.8 Teoretická amplitúda prietokovej pulzácie pre hydrogenerátory s rôznym počtom zubov N_1 a N_2 [17]

2.2.3 ZHODNOTENIE NOVÝCH KONŠTRUKČNÝCH NÁVRHOV ZUBOVÝCH HYDROGENERÁTOROV

Výsledky štúdií, ktoré podnikli na University of Missouri v Columbii ukazujú, že by mohlo byť výhodné konštruovať zubové hydrogenerátory s vonkajším ozubením s väčším počtom zubov na hnacom kolese a s menším na hnanom. Táto konfigurácia má tendenciu znížiť rozmery hydrogenerátora (bez zmeny prietoku) a amplitúdu prietokových pulzácií, pričom sa zvýšia základné harmonické frekvencie stroja. [17]

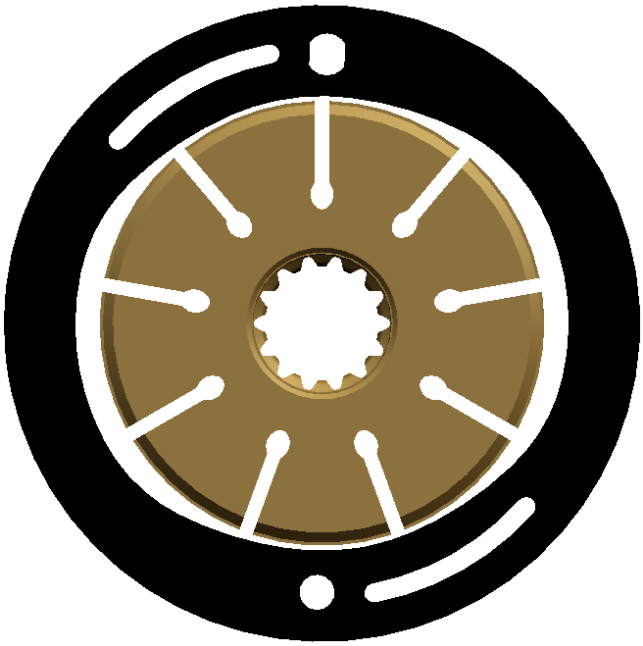
2.3 ZNIŽOVANIE HLUKU LAMELOVÝCH HYDROGENERÁTOROV S KRIVKOVÝM STATOROM

Bežné lamelové hydrogenerátory s vnútorným rozvodom a s krivkovým statorom, ktoré sa používajú napríklad v hydraulických obvodoch posilňovača riadenia, majú sacie a výtlačné kanály umiestnené symetricky oproti seba. Ak je aj v rotore symetricky uložený párny počet lamiel, tak dochádza k výtlaku u oboch výtlačných kanálov v tom istom okamžiku. To je vyhodné z hľadiska vyváženia síl pôsobiacich na rotor, ale nevýhodné z hľadiska amplitúdy pulzácie prietoku. Zníženie prietokových a tlakových rázov, čiže ich amplitúdy, je jednou z ciest ako možno znížiť hluk lamelového hydrogenerátora. Vedci z univerzity v Bath vo Veľkej Británii pomocou simulácií overovali dve konštrukčné riešenia lamelových hydrogenerátorov, v ktorých sa predpokladali menšie tlakové a prietokové pulzácie v porovnaní s bežnými hydrogenerátormi. [14]

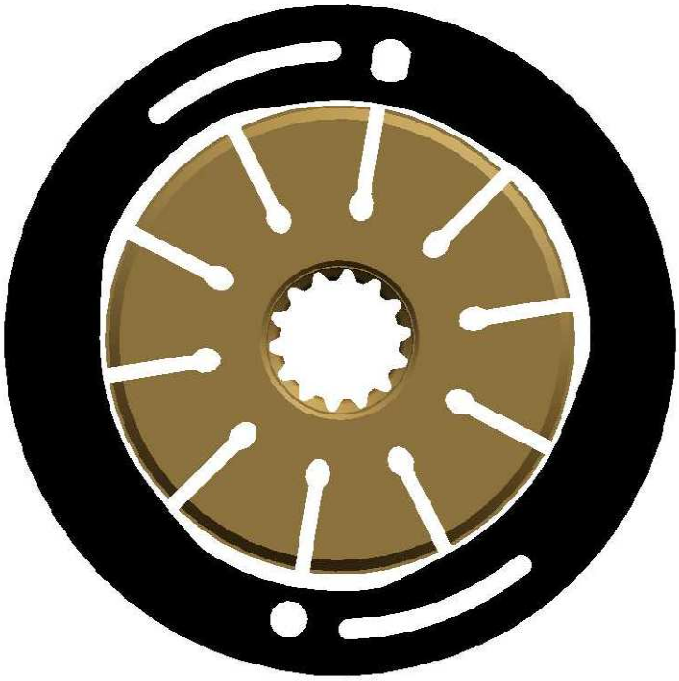
2.3.1 NOVÉ KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIA LAMELOVÝCH HYDROGENERÁTOROV

Prvým konštrukčným riešením je lamelový hydrogenerátor s deviatimi lamelami v rotore (Obr. 2.9). Použitím nepárneho počtu lamiel sa dosiahne toho, že protichodné lamely nedosiahnu výtlačné kanály v tom istom časovom okamžiku. V hydrogenerátore s deviatimi lamelami je tento časový rozostup (40/2)°. Dôsledkom toho je deštruktívna intenferencia prietokov z oboch výtlačných komôr vo výtlačnom kanáli, ktorá má za následok zvýšenie frekvencie nerovnomerností prietoku a zníženie jej amplitúdy. Aj keď ľudské ucho je citlivejšie na vyššie frekvencie, sme schopní to riešiť protihlukovou izoláciou, ktorá je účinnejšia práve v tých vyšších frekvenciách. Objemový prietok hydrogenerátora je približne rovnaký v porovnaní s bežnou konštrukciou, lebo profil vačky (vonkajšej krivky)je rovnaký. [14]

Druhým konštrukčným riešením je lamelový hydrogenerátor s tromi nasávacími a s tromi výtlačnými komorami a s desiatimi lamelami v rotore (Obr. 2.10). Desať lamiel je volených preto, aby nedochádzalo k výtlaku u všetkých výtlačných komôr súčasne. Sacie aj výtlačné komory sú umiestnené rovnomerne po obvode so 120° rozostupmi medzi sebou. Pri tomto geometrickom usporiadaní dochádza k začiatku výtlaku každých 12° pootočenia rotora. Dĺžka výtlačných komôr je nadimenzovaná tak, že keď do prvej výtlačnej komory lamela vstupuje, v druhej výtlačnej komore je lamela v strede a v tretej komore je lamela na konci. To isté platí aj pre sacie komory. Výsledkom toho je podobne ako aj v prípade konštrukčného riešenia s deviatimi lamelami, deštruktívna intenferencia pulzov z výtlačných komôr rezultujúca v zníženie amplitúdy nerovnomerností prietoku. Profil vačky je navrhnutý tak, aby prietok hydrogenerátorom bol rovnaký ako v predchádzajúcom riešení. [14]



Obr. 2.9 Profil vonkajšej vačky a rotora hydrogenerátora s deviatimi lamelami [14]

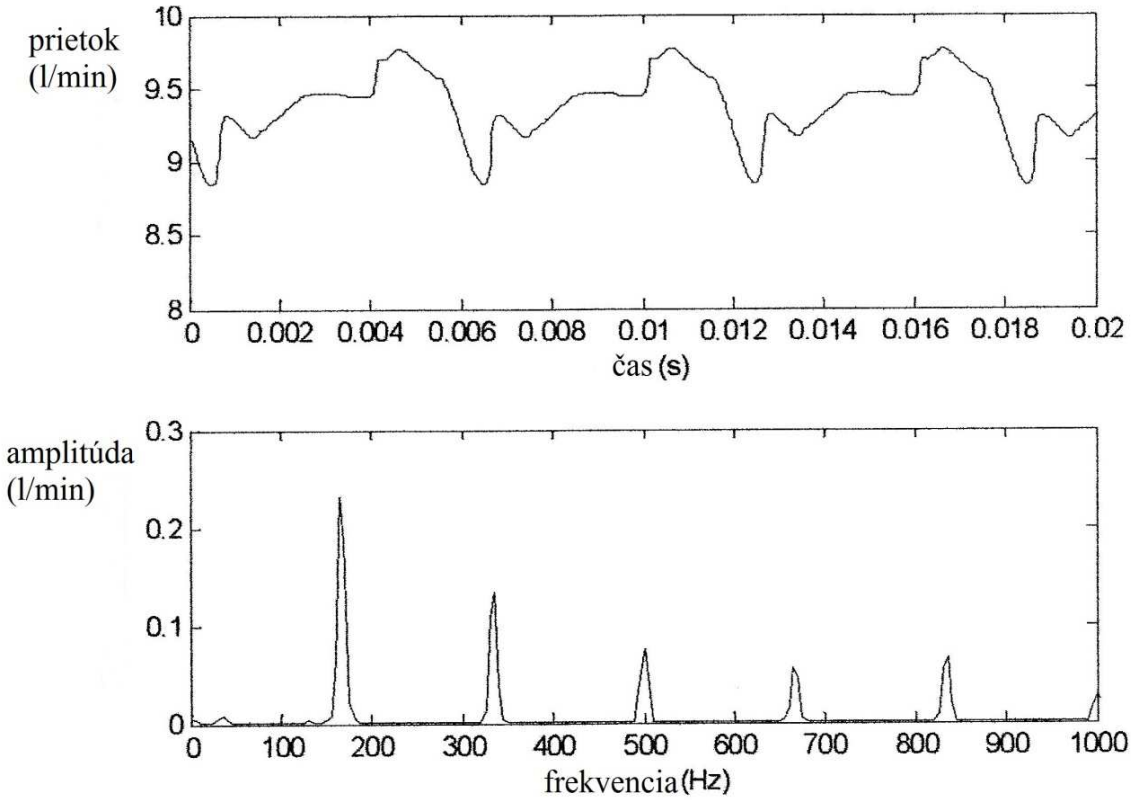


Obr. 2.10 Profil vonkajšej vačky a rotora hydrogenerátora s tromi komorami [14]

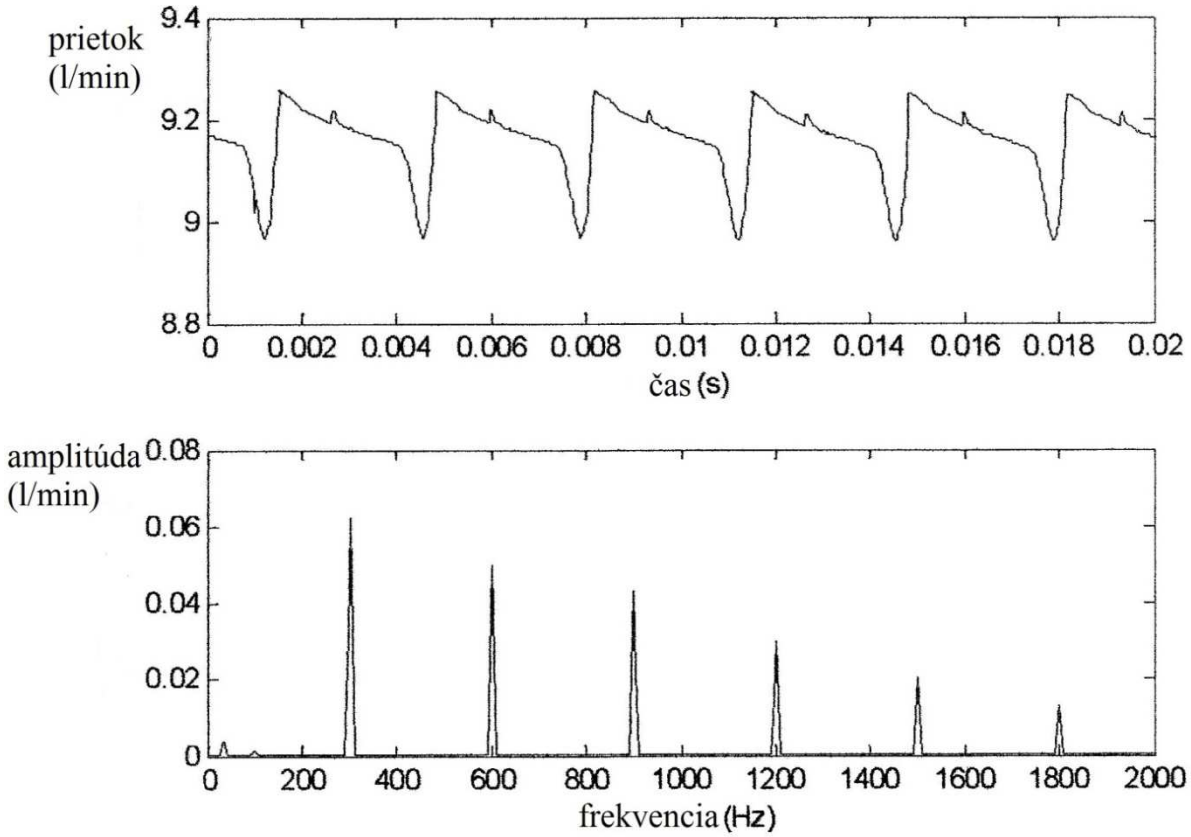
2.3.2 POROVNANIE PROFILU PRIETOKU A AMPLITÚDY PRIETOKU

Na základe výsledkov zo simulácií, ktoré uskutočnili na univerzite v Bath, môžeme porovnať profily prietokov a hodnoty amplitúd prietokov klasického lamelového hydrogenerátora s novými konštrukčnými návrhmi. Z grafov (Obr. 2.11 až 2.13) je vidieť,že profily prietoku a hodnoty amplitúdy má každé konštrukčné usporiadanie iné. Je to logicky spôsobené rozdielnou konštukciou a geometriou, iným počtom lamiel, výtlačných a sacích komôr, rozdielnym profilom vačky atď...

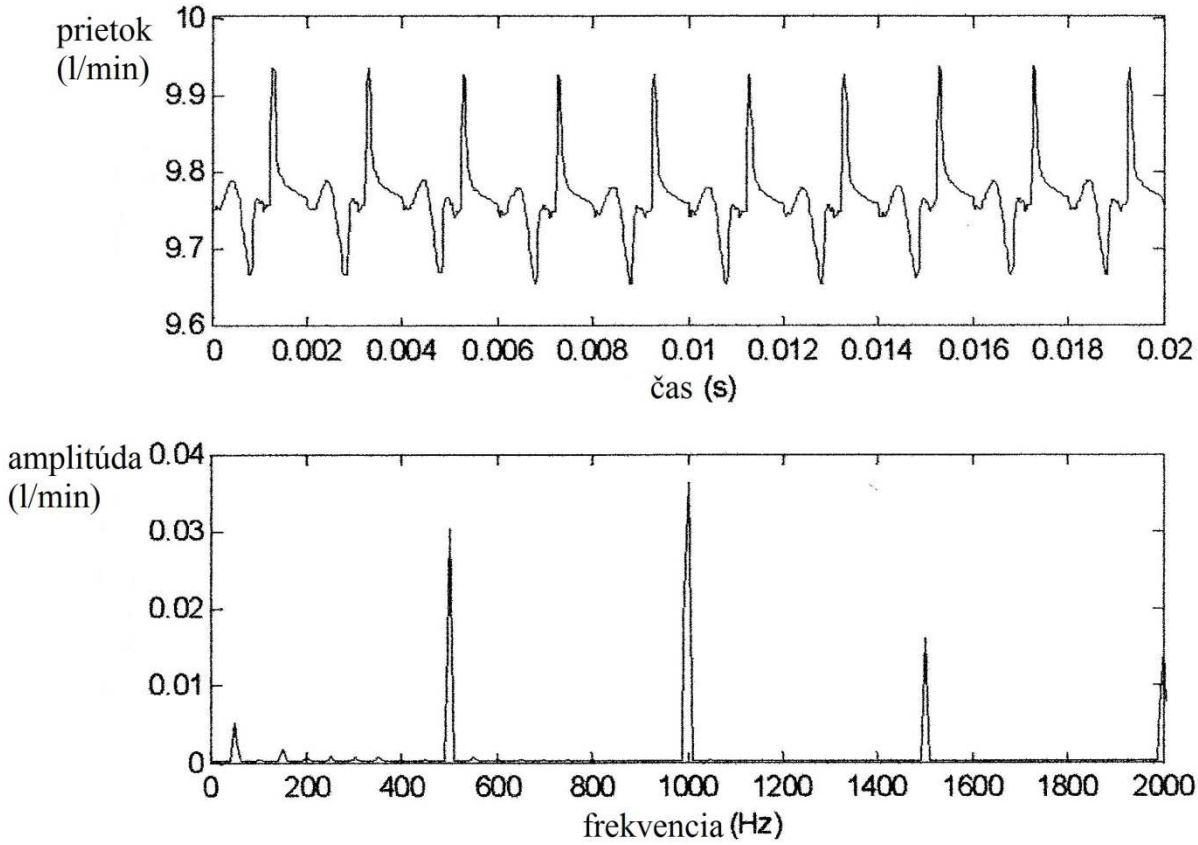
V klasickom hydrogenerátore kolíše hodnota prietoku v čase približne medzi 8,8 l/min a 9,7 l/min, čo je rozdiel 9 desatín litra. V ostatných dvoch konštrukčných riešenia sú rozdiely v kolísaní prietoku menšie (približne 2 až 3 desatiny), ale perióda profilu prietoku je kratšia. Hodnota amplitúdy je u 9-lamelových strojov a 3-komorových tiež menšia. Pohybuje sa rádovo v stotinách l/min v porovnaní s klasickým hydrogenerátorom, kde je hodnota amplitúdy v desatinách l/min.



Obr. 2.11 Profil prietoku a amplitúdové spektrum bežného lamelového hydrogenerátora [14]



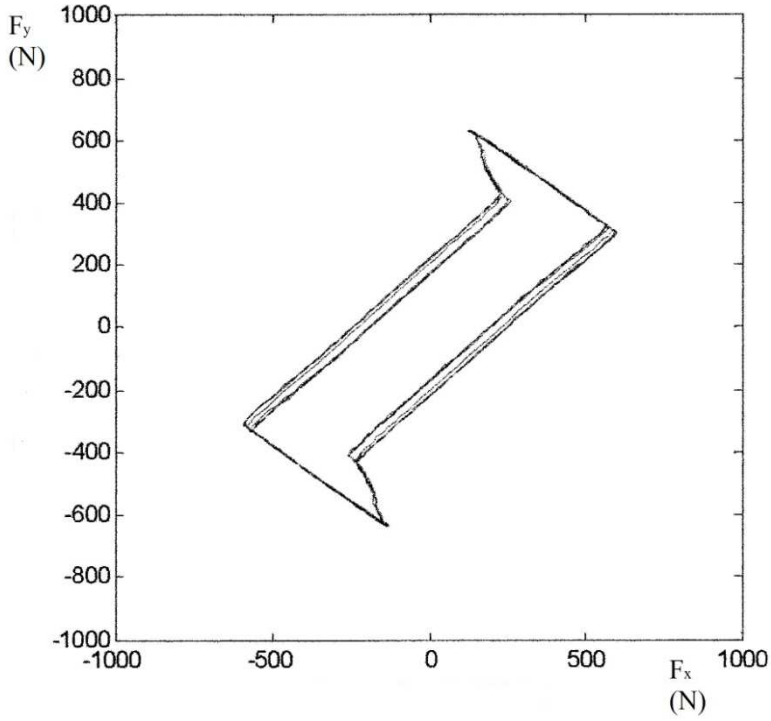
Obr. 2.12 Profil prietoku a amplitúdové spektrum 9-lamelového hydrogenerátora [14]



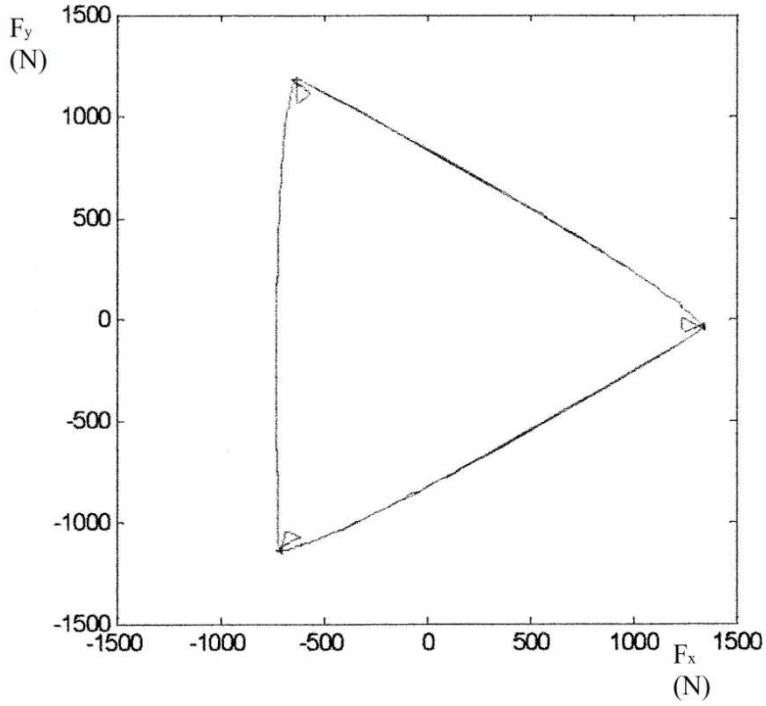
Obr. 2.13 Profil prietoku a amplitúdové spektrum lamelového hydrogenerátora s 3 komorami [14]

2.3.3 BOČNÉ SILY PÔSOBIACE NA ROTOR NOVÝCH KONŠTRUKČNÝCH RIEŠENÍ

Z dôvodu toho, že k saniu a k výtlaku nedochádza v protiľahlých komorách v tom istom okamžiku, sa sily pôsobiace na rotor nevyrušia. Priebehy a veľkosti týchto síl sú zobrazené na Obr. 2.14 a 2.15. Priebehy boli zakreslené na základe simulovaných tlakov pôsobiacich na rotor a lamely. Pre porovnanie, v klasickom lamelovom hydrogenerátore sú veľkosti teoretických síl vždy rovné nule. [14]



Obr. 2.14 Bočné sily pôsobiace na rotor v 9-lamelovom hydrogenerátore [14]



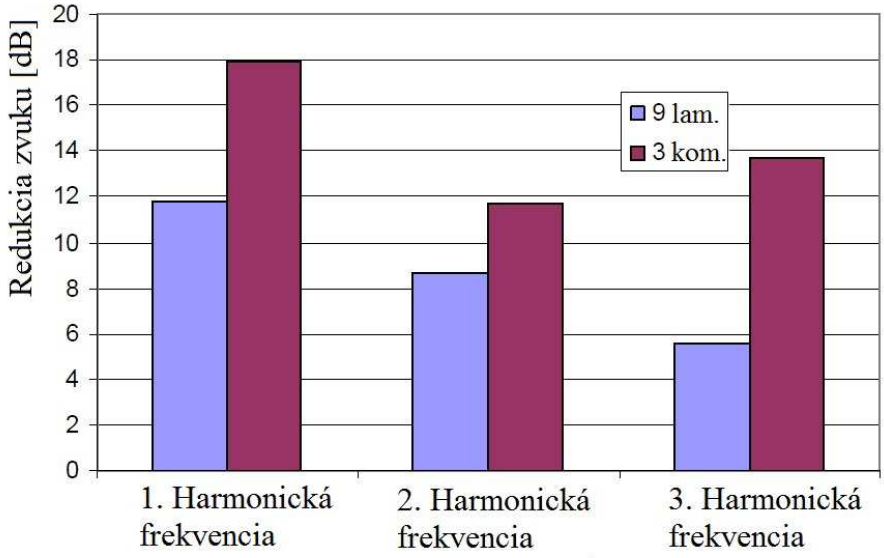
Obr. 2.15 Bočné sily pôsobiace na rotor 3-komorového lamelového hydrogenerátora [14]

Výsledné bočné sily môžu spôsobiť vibrácie na hriadeli a v uložení. Preto pri reálnom nasadení týchto typov hydrogenerátorov je potrebné použiť tuhšie uloženie hriadeľa, aby sme sa vyhli neželaným vibráciám a poškodeniu ložisiek. [14]

2.3.4 ZHODNOTENIE NOVÝCH KONŠTRUČNÝCH RIEŠENÍ

Výsledky zo simulácií preukázali zníženie pulzácií prietoku u oboch nových konštrukčných návrhov. Menšie prietokové pulzácie znamenajú aj menšie tlakové pulzácie a tlakové rázy. Aj napriek tomu, že frekvencia pulzácií sa zvýšila, celkovo by sa mohlo dosiahnuť výrazných redukcií hluku. Na Obr. 2.16 sú znázornené redukcie hluku, vypočítané pri jednotlivých harmonických frekvencích, k akým by sme sa mohli dostať. Z grafu vidieť, že výraznejšiu redukciu hluku možno dosiahnuť použitím hydrogenerátora s tromi nasávacími a s tromi výtlačnými komorami. Avšak je treba podotknúť, že načasovanie sania a výtlaku, tvar vačky a ďalšie konštrukčné prvky nie sú ešte ideálne a preto ďalšie zlepšenia možno dosiahnuť optimalizovaním konštrukcie. [14]

Zavedením týchto nových lamelových hydrogenerátorov do hydraulických obvodov posilňovačov riadení vozidiel, spolu s lepšími protihlukovými izoláciami dôjde k zníženiu akustického hluku vo vnútri vozidla. Avšak netreba zabúdať na nechcený efekt bočných síl, ktoré môžu spôsobovať vibrácie, ak hriadeľ nie je dostatočne tuho uložený. [14]



Obr. 2.16 Redukcia zvuku 9-lamelového a 3-komorového lamelového hydrogenerátora oproti klasickému lamelovému hydrogenerátoru pri harmonických frekvenciách [14]

2.4 ZNIŽOVANIE HLUKU AXIÁLNYCH PIESTOVÝCH HYDROGENERÁTOROV

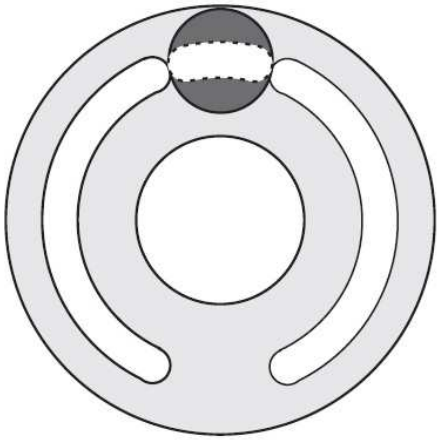
Čelný rozvodový element a hlavne rozvodová doska je najdôležitejšia komponenta pre znižovanie nerovnomerností prietoku a hluku v axiálnom piestovom hydrogenerátore. Správnym tvarom sacích a výtlačných otvorov možno načasovať nasávanie a výtlak tak, že sa znížia tlakové rázy a zlepší sa charakter prietoku. Zmenšením tlakových rázov sa zmenšia aj sily a ohybové momenty v hydrogenerátore. [13]

Konštrukcia rozvodovej dosky zaujíma vedcov už dlhé roky a za ten čas bolo vyvinutých mnoho jej konštrukčných usporiadaní, ktoré majú za úlohu znížiť hluk hydrogenerátora. V súčasnosti ich už aj väčšina výrobcov využíva. V tejto kapitole vám priblížime niektoré z nich a ukážeme aký majú vplyv na prietok a tlak hydrogenerátora. Údaje čerpáme predovšetkým z dizertačnej práce, v ktorej sú prezentované výsledky zo simulácií, ktoré urobili na univerzite v Linkopingu vo Švédsku. Simulácie boli robené pre axiálne

piestové hydrogenerátory so siedmimi piestami, pri maximálnom prietoku, pri 2000 otáčkach za minútu, pri výtlačnom tlaku 20 MPa a pri nasávacom tlaku 0,5 MPa. [13]

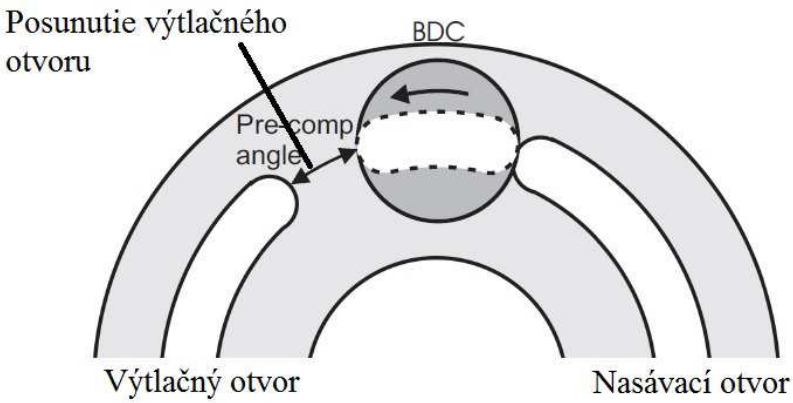
2.4.1 PREDKOMPRESNÝ ÚHOL

Základný tvar rozvodovej dosky je zobrazený na Obr. 2.17 Priestor medzi nasávacím a výtlačným otvorom má veľkosť presne jednej výtlačnej komory z valca. Z hľadiska tlakových pulzácií to nie je ideálne riešenie, pretože v okamihu, keď kvapalina z valca príde do kontaktu s kvapalinou vo výtlačnom otvore, kde je oveľa vyšší tlak, nastávajú tam veľké tlakové rázy. [13]



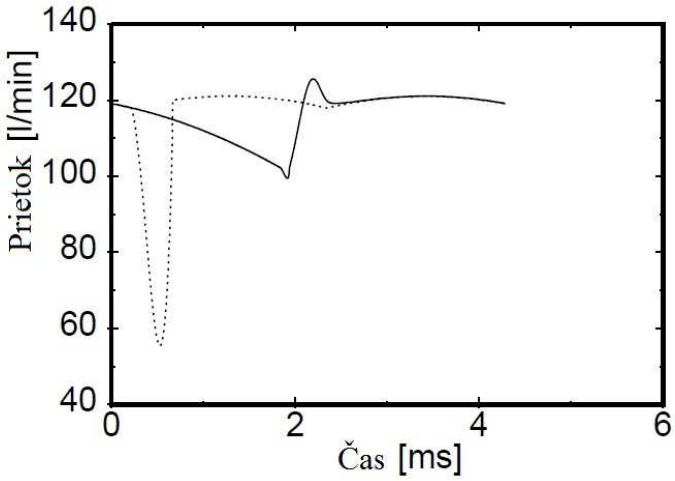
Obr. 2.17 Základný tvar rozvodovej dosky [13]

Preto väčšina rozvodových dosiek sa robí tak, aby sa tlak stačil čo najviac priblížiť tlaku vo výtlačnom otvore a zmenšili sa tak tlakové rázy. Jedným z najjednoduchších riešení je oddialiť výtlak, čiže posunúť výtlačný otvor o pár stupňov (Obr. 2.18). Za ten čas piest svojím pohybom stlačí kvapalinu a priblíži tak tlak vo valci hodnote tlaku vo výtlačnom otvore. [13]



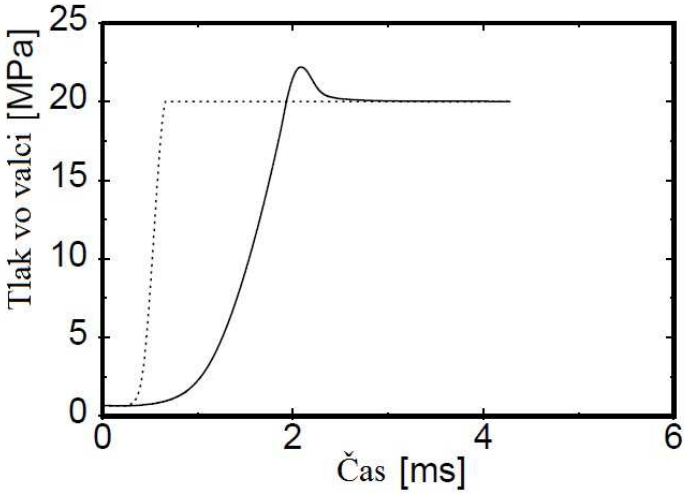
Obr. 2.18 Rozvodová doska s posunutým výtlačným otvorom [13]

Použitím tejto jednoduchej konštrukčnej modifikácie sa výrazne zlepší profil prietoku hydrogenerátora (znížia sa amplitúdy jeho pulzácií) oproti hydrogenerátoru so základným tvarom rozvodovej dosky. (Obr. 2.19).

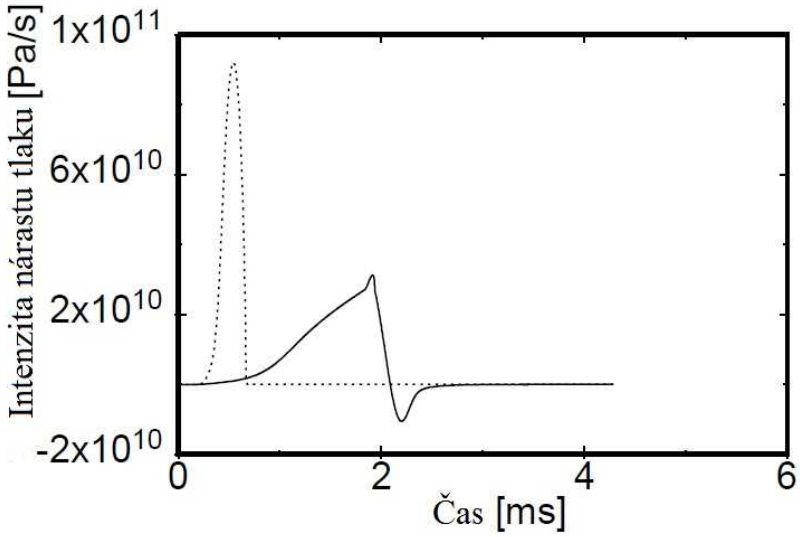


Obr. 2.19 Profil prietoku hydrogenerátora s posunutým výtlačným otvorom v porovnaní so základným tvarom rozvodovej dosky [13]

Použitím rozvodovej dosky s posunutým výtlačným otvorom je nárast tlaku vo valci pozvoľnejší v porovnaní s rozvodovou doskou so základným tvarom (Obr. 2.20 a 2.21).



Obr. 2.20 Priebeh tlaku vo valci hydrogenerátora s posunutým výtlačným otvorom [13]

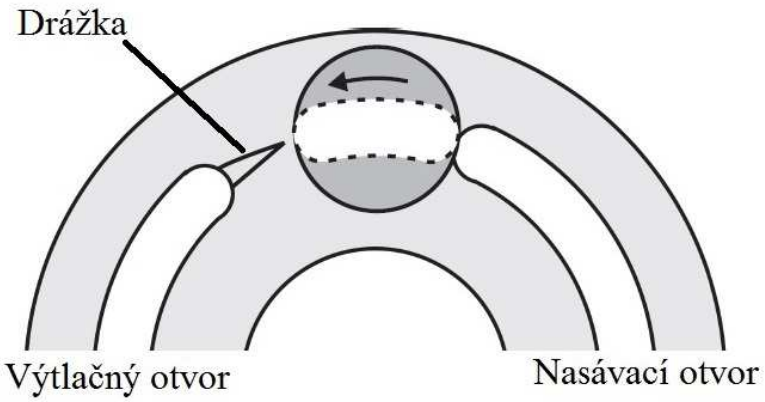


Obr. 2.21 Intenzita nárastu tlaku vo valci hydrogenerátora s posunutým výtlakom [13]

Táto konštrukcia rozvodovej dosky síce vykazuje lepší priebeh prietokových a tlakových pulzácií, ale je veľmi citlivá na zmenu operačných podmienok. Ak sa zmení tlak alebo prietok hydrogenerátora, tak pevný uhoľ posunutia výtlačného otvoru už nemusí byť vhodný pre nové operačné podmienky a nedochádza k správnej predkompresii. [13]

2.4.2 ROZVODOVÁ DOSKA S DRÁŽKOU

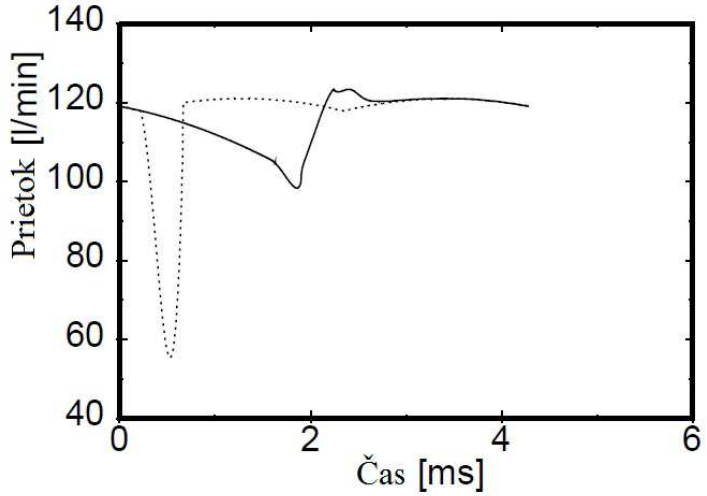
Aby sa znížila citlivosť na zmeny operačných podmienok hydrogenerátora, tak sa využívajú iné sofistikovanejšie konštrukčné prvky na rozvodovej doske. Jedným z nich je úzka drážka umiestnená pred výtlačným otvorom (Obr. 2.22). Ešte predtým ako sa začne samotný výtlak prenikne časť kvapaliny drážkou z výtlačného otvoru do valca. Týmto spôsobom sa tlaky vo valci a vo výtlačnom otvore lepšie zrovnajú a nedochádza tak k takým veľkým tlakovým rázom. Konštrukčne je táto úzka drážka akýmsi doplnkom k tvaru rozvodovej dosky s predkompresným uhľom. [13]



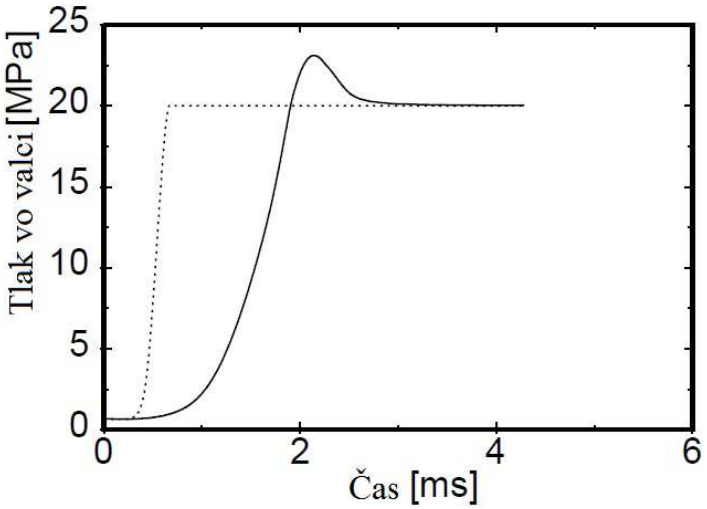
Obr. 2.22 Rozvodová doska s drážkou [13]

Z grafov je vidieť (Obr. 2.23 až 2.25), že k výraznému zlepšeniu charakteru prietoku a pulzácií oproti riešeniu s predkompresnými uhľami nedochádza. Avšak výhoda drážky spočíva v tom, že aj keď sa zmenia operačné podmienky, tak dokáže plniť svoju úlohu.

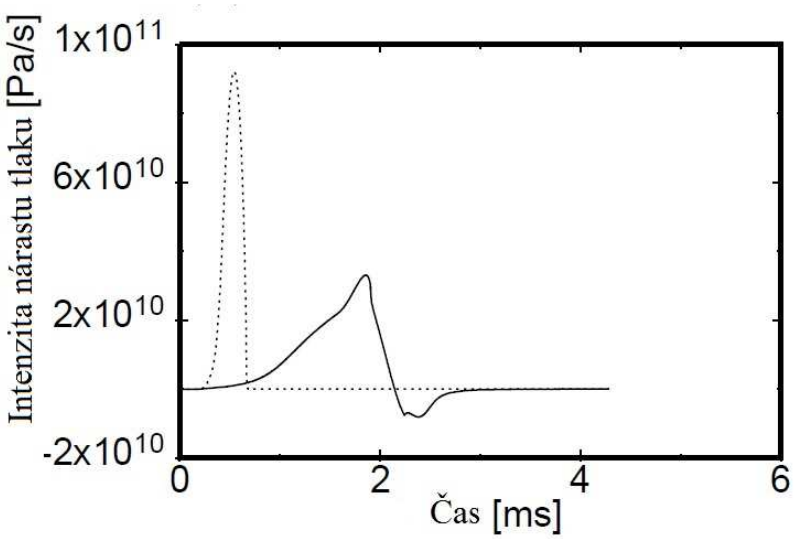
Nevýhodou tohto riešenia je to, že kvapalina na to aby pretiekla drážkou potrebuje istý čas a pri vysokých otáčkach ním nestíha pretiecť a ruší sa tak jej výhodný efekt. [13]



Obr. 2.23 Profil prietoku hydrogenerátora s drážkou na rozvodovej doske [13]



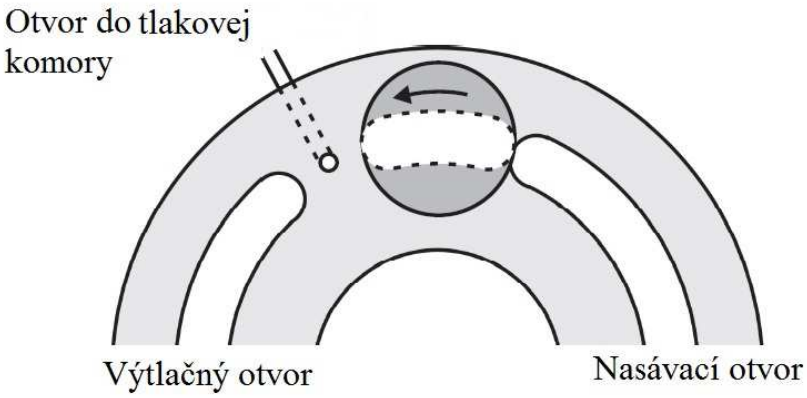
Obr. 2.24 Priebeh tlaku vo valci hydrogenerátora s rozvodovou doskou s drážkou [13]



Obr. 2.25 Intenzita nárastu tlaku vo valci hydrogenerátora s drážkou na rozvodovej doske [13]

2.4.3 VEDĽAJŠIA TLAKOVÁ KOMORA

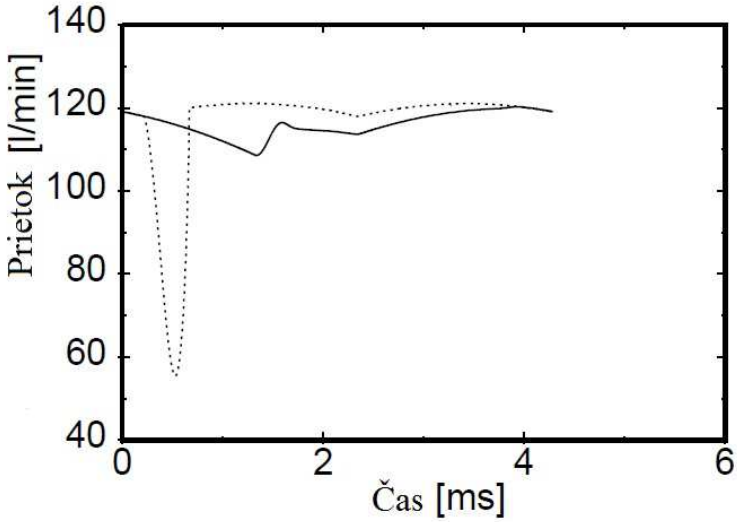
Vedľajšia tlaková komora tiež slúži na predkompresiu kvapaliny vo valci. Na rozdiel od úzkej drážky však nevyužíva kvapalinu priamo z výtlačného otvoru, ale tlaková kvapalina je umiestnená v malej komore v skrini hydrogenerátora. S kvapalinou vo valci sa dostáva do kontaktu pomocou malého otvoru umiestneného na rozvodovej doske ešte pred výtlačným otvorom (Obr. 2.26). [13]



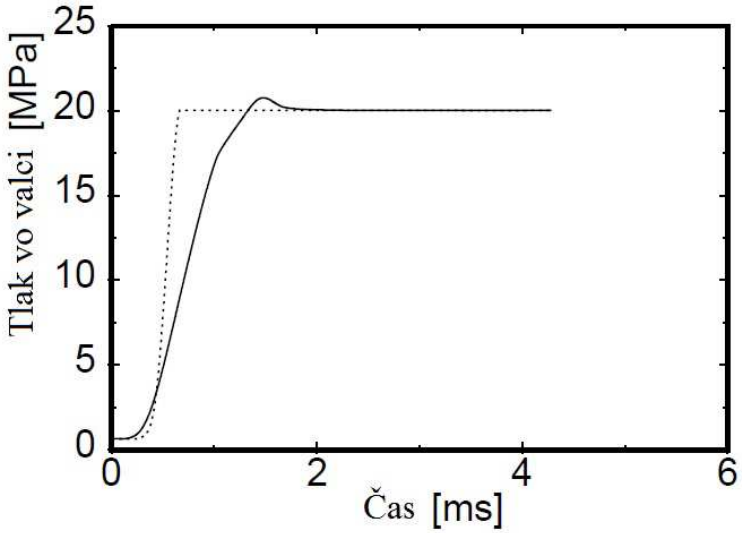
Obr. 2.26 Rozvodová doska s otvorom do tlakovej komory [13]

Ako sa valec pohybuje smerom od nasávacieho otvoru smerom k výtlačnému, tak sa najskôr dostane do kontaktu s kvapalinou v tlakovej komore, časť kvapaliny z komory pretečie do valca a tým sa pomerne rýchlo a efektívne stlačí kvapalina vo valci. V momente, keď sa valec dostane do kontaktu s výtlačným otvorom nastáva výtlak, ale aj doplnenie kvapaliny do tlakovej komory pre ďalší valec. Vzdialenosť medzi otvorom ku kompresnej komore a výtlačným otvorom musí byť dostatočne malá, aby súčasne mohol začať výtlak a ešte sa doplnila kvapalina do komory. [13] [15]

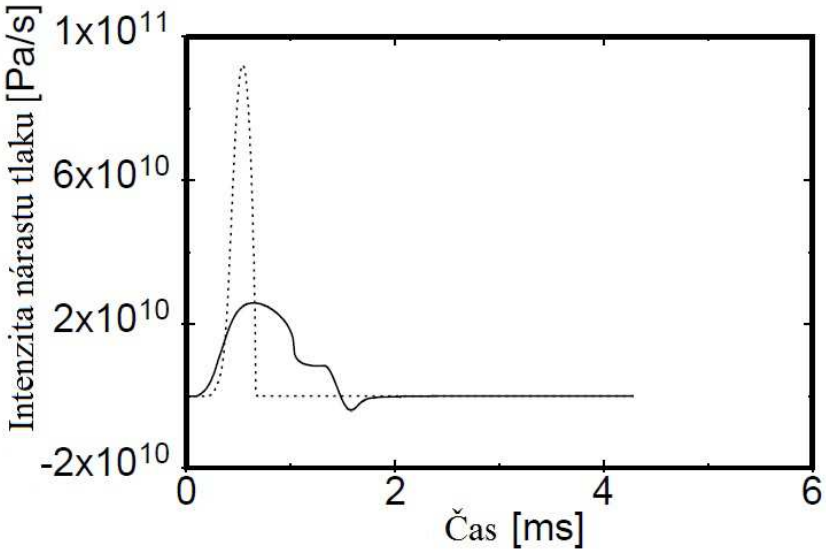
Objem tlakovej komory pre dané simulácie bol 125 cm^3, čo je asi šesťkrát viacej ako je objem jedného valca používaného v simuláciách. Z grafov (Obr. 2.27 až 2.29) je vidieť, že profil prietoku je z doposiaľ prezentovaných prvkov rozvodovej doske najplynulejší. Tlak vo valci síce stúpa rýchlejšie ako v predchádzajúcich riešeniach, ale jeho intenzita nárastu je nižšia a plynulejšie sa znižuje. [13]



Obr. 2.27 Profil prietoku hydrogenerátora s tlakovou komorou [13]



Obr. 2.28 Priebeh tlaku vo valci hydrogenerátora s tlakovou komorou [13]

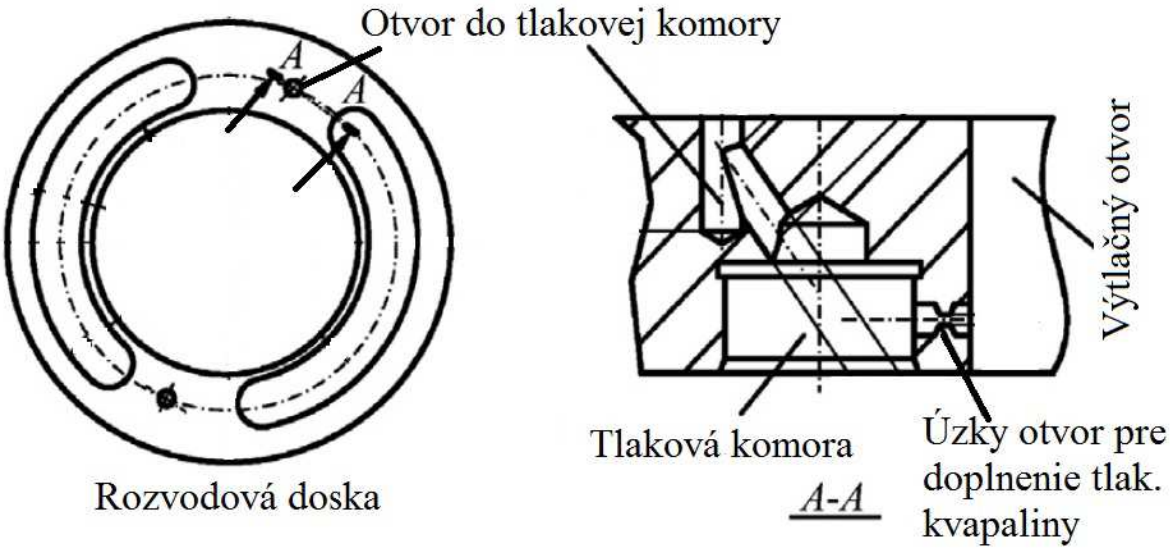


Obr. 2.29 Intenzita nárastu tlaku vo valci hydrogenerátora s tlakovou komorou [13]

Tieto hydrogenerátory s tlakovou komorou nie sú až tak citlivé na zmeny operačných podmienok a preto sa v súčasnosti s obľubou používajú. Použitím vedľajšej tlakovej komory a potom následne použitím takéhoto hydrogenerátora v hydraulickom obvode môžeme dosiahnuť redukciu hluku až o 3 až 5 dB. Nevýhodou takýchto hydrogenerátorov sú vyššie zriaďovacie náklady a to, že tlakovú komoru je nutné umiestniť niekam do skrine čerpadla. [13] [15]

2.4.4 TLAKOVÁ KOMORA SPOJENÁ S VÝTLAČNÝM OTVOROM

Táto tlaková komora sa od vedľajšej tlakovej komory spomínanej v predchádzajúcej podkapitole mierne konštrukčne odlišuje. Hlavný a základný rozdiel spočíva v tom, že táto tlaková komora je úzkym otvorom spojená s výtlačným otvorom a k jej dopĺňaniu teda dochádza cez výtlačný otvor (Obr. 2.30). [16]



Obr. 2.30 Umiestnenie otvoru do tlakovej komory a jej rez [16]

To aký má táto tlaková komora vplyv na charakter prietoku a tlaku v porovnaní s vedľajšou tlakovou komorou sa nám zistiť nepodarilo, pretože sme čerpali informácie z iného zdroja, ktorý tieto dva druhy tlakových komôr vzájomne neporovnáva. V článku, z ktorého sme čerpali informácie sa snažili optimalizovať rozmery otvorov na rozvodovej doske resp. medzi výtlačným otvorom a tlakovou komorou a objem tlakovej komory tak, aby bol prfil prietoku čo najmenší.

ZÁVER

Hydrostatické hydrogenerátory sa používajú ako generátory tlakovej kvapaliny v hydrostatických obvodoch, kde dochádza k prenosu energie prostredníctvom tlaku. Určujúcim parametrom je predovšetkým tlak a menej už prietok, ktorý má väčší význam u hydrodynamických hydrogenerátorov (čerpadiel). Z toho vyplýva aj rozdielnosť použitia hydrostatických a hydrodynamických hydrogenerátorov. Hydrodynamické hydrogenerátory sa prevažne používajú na miestach, kde je potrebné prečerpať veľké množstvo kvapaliny, čiže jej udeliť čo najväčšiu kinetickú energiu. Ich aplikáciami je napríklad hasičská technika, v chladiacich okuhoch elektrární, prečerpávanie vody v plavebných komorách, ako závlahové čerpadlá a iné… Rozdielnosť medzi oboma druhmi hydrogenerátorov je aj v charaktere dodávaného prietoku. U hydrostatických hydrogenerátorov má prietok pulzujúci charakter, čo vyplýva z toho, že k premene mechanickej energie na hydraulickú dochádza priamo na pracovnom prvku stroja. U hydrodynamických hydrogenerátorov má prietok viac kontinuálny charakter, s menšími pulzáciami, čo je spôsobené tým, že k premene energie dochádza nepriamo cez odstredivú silu na lopatkách hydrogenerátora. Hydrostatické hydrogenerátory sú vhodnejšie pre prácu s viskóznejšími kvapalinami (prevažne oleje), kým hydrodynamické prevažne s menej viskóznymi kvapalinami (napr. voda).

Problémom hydrostatických hydrogenerátorov je ich zvýšená hlučnosť. Výrazný podiel na hlučnosti má okrem iného ich pulzačný charakter prietoku. V dôsledku toho vznikajú v hydrogenerátore prietokové a tlakové pulzácie, ktoré pri interakcii so súčiastkami spôsobujú hluk. Jedným z riešení ako znížiť hluk môže byť aj lepšia protihluková izolácia, avšak tlakové a prietokové pulzácie nezostávájú len v hydrogenerátore, ale šíria sa celým obvodom a preto je výhodné ich čo najviac minimalizovať. U jednoduchých zubových hydrogenerátorov s vonkajším priamym ozubením toho možno dosiahnuť použitím rôzneho počtu zubov na hnacom a na hnanom ozubenom kolese. Výhodnejšie je použiť väčší počet zubov na hnacom a menší počet zubov na hnanom ozubenom kolese. U lamelových hydrogenerátorov s krivkovým statorom, ktoré sa používajú ako čerpadlá posilňovača riadenia v automobiloch, možno znížiť pulzácie použitím neparného počtu lamiel alebo použitím väčšieho počtu nasávacích a výtlačných otvorov (napr. troch atď...). Tým sa dosiahne toho, že k výtlaku nedochádza v tých istých časových okamžikoch a výsledné amplitúdy prietoku nie sú tak výrazné. Avšak nevýhodu je nutnosť tuhšieho uloženia rotora v dôsledku väčších bočných síl pôsobiacich na rotor. U axiálních piestových hydrogenerátorov je kľúčovým elementom k znižovaniu hluku rozvodová doska a jej tvar. Úpravami na rozvodovej doske je snaha docieliť zníženie tlakového rázu a zlepšenie profilu prietoku. V súčasnosti sa ako najvýhodnejšie riešenie javí použitie vedľajšej tlakovej komory, z ktorej sa kvapalina dostáva do kontaktu s kvapalinou vo valci v momente, keď valec prechádza nad malým otvorom na rozvodovej doske. Týmto spôsobom sa kvapalina čiastočne natlakuje a potom, keď sa valec posunie nad výtlačný otvor, tak nedochádza už k takým veľkým tlakovým rázom. Je pravdepodobné, že práve zdokonalovaním tlakových komôr sa bude odvíjať trend v znižovaní hluku axiálnych piestových hydrogenerátorov aj v budúcnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

[1] BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. SNTL, Prvé vydanie, Praha, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1

[2] PACIGA, A., IVANTYŠYN, J. *Tekutinové mechanizmy*. ALFA, Prvé vydanie, Bratislava, 1985. 285 s.

[3] PEŇÁZ, V., BENŽA, D. *Tekutinové mechanizmy*. Ediční středisko VUT Brno, Prvé vydanie, Brno, 1990. 211 s. ISBN 80-214-0082-X

[4] Gerotor Pump Overview. *Pumpschool.com* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://www.pumpschool.com/principles/gerotor.asp

[5] Hydrostatická čerpadla s otáčivým pohybem funkční části. *Eamos.cz* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://www.eamos.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=15&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=15&id_set_test=&search=&kat=&startpos=6

[6] Internal Gear Pump Overview. *Pumpschool.com* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://www.pumpschool.com/principles/internal.asp

[7] Lamelová čerpadla. *Icerpadlo.cz* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://icerpadlo.cz/rozdeleni-cerpadel/lamelova-cerpadla/

[8] Pístová čerpadla. *Icerpadlo.cz* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://icerpadlo.cz/rozdeleni-cerpadel/pistova-cerpadla/

[9] Radial piston pump. *Eng-shady-mohsen.blogspot.sk* [online] 12.4.2012 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://eng-shady-mohsen.blogspot.sk/2012/04/radial-piston-pump.html

[10] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel – 5.díl - rotační pístová čerpadla. *Automatizace.hw.cz* [online]. 18.2.2011 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla

[11] Vřetenová čerpadla. *Icerpadlo.cz* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://icerpadlo.cz/rozdeleni-cerpadel/vretenova-cerpadla/

[12] Zubová čerpadla. *Icerpadlo.cz* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://icerpadlo.cz/rozdeleni-cerpadel/zubova-cerpadla/

[13] JOHANSSON, A. *Design Principles for Noise Reduction in Hydraulic Piston Pumps* [online]. 2005 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: https://www.iei.liu.se/flumes/tmms10/filarkiv/kursmaterial/1.138189/Noise_in_pumps_Johansson_2005.pdf

[14] ZANETTI ROCHA, L., JOHNSTON, D. N., GERGES, S. N. Y. Flow ripple reduction in power steering hydraulic pumps. In *Fluid power and Motion Control 2010*. Bath: University of Bath, 2010.

[15] Hydraulic Pump Noise Reduction. *Designworldonline.com* [online] 9.9.2009 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: http://www.designworldonline.com/hydraulic-pump-noise-reduction/#_

[16] Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate. *Chinese Journal of Aeronautics.* 2014, vol. 27, s. 169-181

[17] The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control.* September 2003, vol. 125, s. 396-404.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	[m]	hrúbka lamely
b	[m]	šírka
c	[m . s^{-1}]	absolútna rýchlosť kvapaliny
C	[m]	vzdialenosť stredov ozubených kolies
d	[m]	priemer
D	[m]	priemer
e	[m]	excentricita/výstrednosť
f	[Hz]	pohybová frekvencia
F	[N]	sila
h	[m]	výška, zdvih
m	[m]	modul ozubenia
M	[Nm]	moment
N	[-]	počet zubov
n	[s^{-1}]	otáčky
p	[Pa]	tlak
P	[W]	výkon
q	[m^3 . rad^{-1}]	geometrický objem na 1 radián
Q	[m^3 . s^{-1}]	prietok
r	[m]	polomer roztečnej kružnice
R_s	[Pa . m^{-3} .s^n]	zvodový odpor (n približne 1 až 2)
R_v	[Pa . m^{-3} .s^n]	vnútorný odpor (n približne 1 až 2)
t	[m]	rozteč
V_0	[m^3]	jednotkový objem
Y_k	[J . kg^{-1}]	merná kinetická energia
Y_p	[J . kg^{-1}]	merná tlaková energia
z	[-]	počet činných prvkov
α	[°]	uhol sklonu
Δp	[Pa]	tlakový spád
η	[-]	účinnosť
ϱ	[kg . m^{-3}]	hustota kvapaliny
ω	[s^{-1}]	uhlová rýchlosť

Indexy

c	celkový
G	vzťah k hydrogenerátoru
max	maximálny
min	minimálny
p	tlakový
t	teoretický
z	stratový