



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

POSITIVE DISPLACEMENT PUMP DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR KLAPKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ROMAN KLAS, PH.D

BRNO 2011

ABSTRAKT:

Tato bakalářská práce udává přehled používaných uspořádání hydrostatických čerpadel. Nejprve je zde uvedeno začlenění hydrostatických čerpadel mezi ostatní hydraulické stroje a dále jsou zde popsány základní vztahy a charakteristiky. Hlavním cílem této práce je učinit základní rozdělení a výčet druhů klasických hydrostatických čerpadel. U každého typu je přitom uveden jeho princip, popis jeho hlavních členů přičemž je také upozorněno na některé jejich výhody a nevýhody.

KLÍČOVÁ SLOVA

Charakteristika čerpadla, měrné otáčky, pístové čerpadlo, lamelové čerpadlo, šroubové čerpadlo, zubové čerpadlo, membránové čerpadlo

ABSTRACT

This thesis gives an overview of the structure of hydrostatic pumps. First, there is shown the integration of the hydrostatic pumps between other hydraulic machines and then there are described the fundamental relationships and characteristics. The main objective of this work is to make a basic list of species distribution and the classical hydrostatic pumps. For each type, while mentioning his principle, his description of the main members is also highlighted some of their advantages and disadvantages.

KEYWORDS

Characteristic of pump, specific speed, piston pump, vane pump, screw pump, gear pump, diaphragm pump

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLAPKA, P. *Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Tímto čestně prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma Konstrukční provedení hydrostatických čerpadel zpracoval samostatně a pouze na základě doporučené literatury, literatury v této práci uvedené a konzultací s vedoucím práce.

V Brně dne.....

.....
Petr Klapka

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu Ing. Romanu Klasovi Ph.D. za odborné vedení, obětavou pomoc, ochotu a cenné rady při zpracování této bakalářské práce.

OBSAH:

Úvod	5
1. ZÁKLADNÍ VZTAHY HYDRAULICKÝCH STROJŮ	6
1.1 Hydrodynamická podobnost	6
1.2 Primární kritéria hydrodynamické podobnosti	6
1.3 Základní parametry čerpadla	8
1.4 Teoretické a skutečné charakteristiky čerpadel	10
1.5 Měrné otáčky hydrostatických strojů	13
2. ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ	15
2.1 Rozdělení hydraulických strojů dle měrných otáček	15
2.2 Vliv měřítka na účinnost hydrostatických strojů	16
2.3 Rozdělení hydrostatických strojů podle pohybu akčního členu	16
2.4 Rozdělení hydrostatických strojů podle konstrukce	17
3. PÍSTOVÁ ČERPADLA	17
3.1 Pístová čerpadla s radiálními písty	17
3.2 Pístová čerpadla s axiálními písty	18
3.3 Pístová čerpadla s diagonálními písty	19
3.4 Řadová pístová čerpadla	20
3.4.1 Rozdělení řadových pístových čerpadel	21
3.4.2 Kinematické poměry řadového pístového čerpadla	23
3.5 Membránová čerpadla	24
3.6 Rotační pístová (vačková) čerpadla	26
3.6.1 Výpočet teoretického průtoku rotačního pístového čerpadla	26
4. ZUBOVÁ ČERPADLA	27
5. LAMELOVÁ ČERPADLA	29
5.1 Teoretický průtok lamelového čerpadla	31
6. ŠROUBOVÁ ČERPADLA	31
6.1 Jednovřetenová čerpadla	32
6.2 Dvojevřetenová čerpadla	33
7. VYBRANÝ TYP ČERPADEL: PLUNŽROVÁ VÍCEVÁLCOVÁ ČERPADLA	34
7.1 Plunžrové víceválnové čerpadlo Sigma typu PAR	35
7.2 Čerpadlo typu 6801, 6811 firmy Cat Pumps	38
7.3 Porovnání čerpadel PAR a čerpadel 6801, 6811	40
Závěr	42
Seznam použitých zdrojů	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	44

ÚVOD

Voda zaujímá a zaujímala v životě člověka výsadní postavení. Vznik, vývoj i úpadek lidských civilizací je neodmyslitelně spojen s koloběhem vody. Lidé se také vždy snažili využít vodu pro svůj užitek a to cíleně měnit její energii na mechanickou práci. První zmínka patří asijským mlýnům s koly na spodní vodu. Jde o typ vodního motoru, který využívá kinetickou složku měrné energie kapaliny. Pro čerpání vody se zpočátku využívala její polohová složka, ale později ve starověku i tlaková složka a to pomocí pístových čerpadel z Pompejí. Pístová čerpadla slouží i dnes jako generátory především v oblasti vysokých tlaků (nad 50 MPa) [1].

Pozdější vývoj vedl k objevu vodního motoru na vrchní vodu, který využíval jak kinetickou tak i polohovou složku měrné energie. Rozvoj výroby si žádal stále výkonnější a účinnější motory a tak vznikaly i kola o průměru 20 m. Až idea přeměny tlakové složky na kinetickou vedla vývoj kupředu. První přetlakový vodní motor bylo tzv. Segnerovo kolo. Šlo o poměrně jednoduchý princip: dutým hřídelem se vhání voda pod vysokým tlakem do trysek, z kterých pak chrlí ven. Podle zákona akce a reakce se celý systém začne roztáčet. Až Leonhard P. Euler, který vysvětlil princip Segnerova kola, navrhl statorové lopatky tak, aby měly co nejmenší dynamické ztráty. Dospěl tak objevu nového konstrukčního prvku-rozvaděče. V 80. letech 19. století navrhl Rateau první odstředivé čerpadlo. Navázal tak na myšlenku využití odstředivé síly k čerpání kapaliny, kterou ale již dávno před ním formuloval Leonardo da Vinci. Odstředivá čerpadla zprvu budila u provozovatelů nedůvěru jednak komplikovanějšími provozními stavy, ale hlavně faktem, že při tlakovém odlehčení vyžaduje čerpadlo větší výkon pohonu. S nástupem elektřiny začala tyto čerpadla jistě vytlačovat do té doby hojně využívaná pístová čerpadla. S rozšiřujícím se počtem čerpadel (dále vznikla např. vrtulová čerpadla) rostla potřeba rozdělit hydraulické stroje a to podle optimální oblasti provozu. Až po druhé světové válce Stepanov rozdělil čerpadla podle hydrodynamické podobnosti a to dle měrných otáček [1].

Dnes nezastupitelnou částí hydraulických strojů jsou hydrostatické pohony. Jsou to citlivá a spolehlivá zařízení, která jsou schopna vyvinout velkou sílu a vyvodit i velkou rychlost poháněného prvku (např. u beranu kovacího lisu). Jejich výhoda spočívá v možnosti přesného řízení pomocí výpočetní techniky. Hydrostatické pohony se kvůli poměrně malým rozměrům osvědčili nejen v průmyslu, například jako součásti obráběcích nebo tvářecích strojů, ale i v dopravní a manipulační technice – a to především v automobilech, letadlech nebo bagrech. Jejich hlavním prvkem je hydrostatické čerpadlo. Hydrostatická (objemová) čerpadla jsou zařízení s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální nebo kinetickou energii. Tyto čerpadla dělíme na čerpadla s axiálním, radiálním nebo kmitavým pohybem akčního členu (vzhledem k ose rotace). Hydrodynamická (odstředivá) čerpadla oproti tomu mění nepřímo mechanickou energii v kinetickou a potenciální energii kapaliny a dělíme je na odstředivá, axiální, obvodová, labyrintová a kombinovaná.

Hlavní rozdíl mezi hydrostatickými a hydrodynamickými čerpadly je velikost měrných (specifických) otáček n_q . Zatím co hydrodynamická čerpadla mají $n_q > 10 \text{ min}^{-1}$, hydrostatická čerpadla pracují v rozsahu měrných otáček 10^{-3} až 10 min^{-1} . Tato práce se bude dále věnovat pouze čerpadlům hydrostatickým- jejich přehledu používaných uspořádání spojených s jejich krátkým popisem.

1. ZÁKLADNÍ VZTAHY HYDRAULICKÝCH STROJŮ

1.1 Hydrodynamická podobnost [1],[15]

Hydrodynamická podobnost je součástí podobnosti fyzikální. Slouží ke kvalitativnímu posouzení hydraulických strojů ať už za účelem jejich třídění nebo pro třídění výsledků z experimentálního měření a následné užití při návrhu stroje. Hydrodynamická podobnost má podmínky, které zkoumají podobnost mezi modelem stroje a dílem (strojem). Tyto podmínky jsou obsaženy v následujících převodních součinitelích (modulech) mezi modelem a hydraulickým strojem [1],[15]:

$$\text{modul délky: } \lambda = \frac{l_S}{l_M} \quad (1.1)$$

$$\text{modul času: } \tau = \frac{t_S}{t_M} \quad (1.2)$$

$$\text{modul hmotnosti: } \mu = \frac{m_S}{m_M} \quad (1.3)$$

kde: l má rozměr délky, t má rozměru času, m má rozměr hmotnosti a dolní indexy S (M) znamenají stroj (model). Hydrodynamickou podobnost dělíme na geometrickou, kinematickou a dynamickou.

Geometrická podobnost - je podmínkou nutnou. Je definována modulem délky a představuje lineární transformaci délek mezi modelem a strojem, přičemž délky mají mít stejnou orientaci v prostoru.

Kinematická podobnost obsahuje podobnost geometrickou a vyžaduje podobnost vektorových polí rychlosti kapaliny pro model a stroj. Platí stálost modulů rychlosti [1]:

$$\lambda \cdot \tau^{-1} = konst \quad (1.4)$$

Dynamická podobnost předpokládá podobnost vektorového pole sil a platí při neměnném poměru sil působících na model a na stroj. Tedy [1]:

$$\mu \cdot \lambda \cdot \tau^{-2} = konst \quad (1.5)$$

Pro přibližný rozbor hydrodynamické podobnosti můžeme použít metodu rozměrové analýzy (π teorému). Zajistit ale úplnou hydrodynamickou podobnost však prakticky nelze.

1.2 Primární kritéria hydrodynamické podobnosti [1], [15]

Primární kritéria hydrodynamické podobnosti jsou bezrozměrné komplexy fyzikálních veličin, které vystupují v popisu daného modelu (stroje). Jsou vhodné pro zkoumání

hydrodynamické podobnosti. V této práci jsou uvedeny především za účelem definování měrných otáček. Jsou to zejména tato [1]:

Kritérium	Interpretace
Newtonovo $N = \frac{F}{l^2 \cdot v^2 \cdot \rho}$	kritérium závislé na tvaru a poloze tělesa v kapalině, je ekvivalentní s Eu
Strouhalovo $Sh = \frac{v}{c} = \frac{l}{c \cdot t}$	kritérium určující poměr rychlosti proudění k typické rychlosti stroje (modelu)
Machovo $Ma = \frac{v}{a}$	kritérium určující poměr rychlosti proudění k rychlosti zvuku v tekutině
Reynoldsovo $Re = \frac{c \cdot D}{v}$	kritérium určující poměr sil setrvačných a třecích
Froudeho $Fr = \frac{c}{\sqrt{g \cdot D}} = \frac{c}{\sqrt{g \cdot H}}$	kritérium určující poměr sil setrvačných a tíhových
Weberovo $W = \frac{\rho \cdot c^2 \cdot D}{\sigma} = \frac{l}{c \cdot t}$	kritérium určující poměr sil setrvačných a kapilárních
Eulerovo $Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2}$	kritérium určující poměr sil tlakových a setrvačných v kapalině
Cauchyho $Ca = \frac{Ek}{\rho \cdot c^2}$	kritérium určující poměr sil pružnosti a sil setrvačnosti kapaliny

Tab. 1.2.1: Podobnostní kritéria [1],[15]

1.3 Základní parametry čerpadla

Za základní parametry čerpadel považujeme průtok Q , dopravní tlak p , teoretický výkon $P_{teoret.}$ a konečně také účinnost η . Parametry každého čerpadla jsou také nepřímo závislé na otáčkách čerpadla n a na vlastnosti dopravované kapaliny (např. viskozitě). Rozeberme si nyní jednotlivé parametry podrobně.

Objemový průtok Q [m^3/s]:

Průtok je definován jako objem kapaliny vystupující z čerpadla za jednotku času. Je možno tedy psát:

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (1.6)$$

Pro hydrostatická čerpadla pracující v oblasti vysokých tlaků je vhodnější mluvit o hmotnostním průtoku m' . Ten je definován zcela analogicky jako hmotnost kapaliny vystupující z čerpadla za jednotku času. Mezi objemovým a hmotnostním tokem platí vztah:

$$m' = \rho \cdot Q \quad (1.7)$$

U hydrostatických čerpadel se užívá ještě pojem teoretický průtok $Q_{teoret.}$. To je objemový průtok Q při dokonalém využití pracovního objemu a dokonalé nestlačitelnosti kapaliny.

Dopravní tlak čerpadla p [Pa] [4]:

Dopravní tlak čerpadla je definován jako rozdíl tlaků mezi výstupním a vstupním průřezem čerpadla. Platí tedy vztah [4]:

$$p = p_v - p_s + \frac{\rho}{2} \cdot (v_v^2 - v_s^2) + h \cdot \rho \cdot g \quad (1.8)$$

kde: dolní indexy odpovídají výstupu (v) a vstupu (s), $p_v - p_s$ odpovídá rozdílu statických tlaků, $(v_v^2 - v_s^2) \rho/2$ odpovídá rozdílu dynamických tlaků (tuto složku lze často zanedbat) a složka $h\rho g$ odpovídá hydrostatickému tlaku. Často výrobce udává tzv. zaručený dopravní tlak, což je tlak při zaručeném průtoku, otáčkách a parametrech kapaliny.

Teoretický výkon $P_{teoret.}$ [W]

Obecně lze teoretický výkon určit ze vztahu [7]:

$$P_{teoret.} = \frac{d(V \cdot \Delta p)}{dt} = V \cdot \frac{d(\Delta p)}{dt} + \Delta p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.9)$$

Dále se do rovnice dosadí vztah (1.6). Uvažuje-li se ještě časově neproměnná změna tlaku, tedy:

$$\frac{d(\Delta p)}{dt} = 0$$

Nyní lze psát pro teoretický výkon se stejnosměrným proudem kapaliny vztah [7]:

$$P_{teoret.} = \Delta p \cdot Q \quad (1.10)$$

Účinnost čerpadla η [-]

Celková účinnost čerpadla je definována jako poměr skutečného (užitého) výkonu čerpadla ku příkonu čerpadla. Tedy:

$$\eta = \frac{P}{P_p} \quad (1.11)$$

Celkovou účinnost lze ještě rozepsat na složku mechanickou, průtokovou a tlakovou. Mechanická účinnost je projevem mechanických ztrát v čerpadle, způsobených třením. Průtoková účinnost je důsledkem průtokových ztrát, které jsou způsobeny stlačitelností kapaliny, průsaky kapaliny mezi pracovními prvky apod. Účinnost tlaková je způsobená viskozitou kapaliny. Celková účinnost je tedy dána vztahem:

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_Q \cdot \eta_p \quad (1.12)$$

Označením η_M je myšlena hodnota mechanické účinnosti. Průtoková účinnost η_Q je popsána vztahem [7]:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_{teoret.}} = \frac{Q_{teoret.} - Q_z}{Q_{teoret.}} = 1 - \frac{Q_z}{Q_{teoret.}} \quad (1.13)$$

Pro tlakovou účinnost η_p je vztah [7]:

$$\eta_p = \frac{M_{teoret.}}{M} = \frac{M_{teoret.}}{M_{teoret.} + M_z} \quad (1.14)$$

kde: Q_z (M_z) je ztrátový průtok (moment)

Geometrický pracovní objem V_g [m^3] [4]:

Geometrický pracovní objem je součet všech maximálně možných změn objemu pracovního prostoru čerpadla, které vzniknou pohybem pracovních členů za jeden pracovní cyklus. Je určen funkčními částmi čerpadla bez ohledu na vůle a deformace. Mezi teoretickým průtokem a geometrickým pracovním objemem platí tento vztah [7]:

$$Q_{teoret.} = V_g \cdot n = V_g \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = q \cdot \omega \quad (1.15^*)$$

kde: $q = V_g/2\pi$ je tzv. charakteristický objem, tzn. teoretická hodnota objemu na jednu otáčku vstupního hřídele čerpadla.

Teoretický krouticí moment $M_{teoret.}$ [Nm]

Teoretický krouticí moment lze určit ze vztahu:

$$M_{teoret.} = \frac{P_{teoret.}}{\omega} \quad (1.16)$$

Dosadí-li se do vztahu (1.16) vztah pro teoretický výkon (1.10), platí potom vztah:

$$M_{teoret.} = \frac{V_g \cdot n \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V_g}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p \quad (1.17)$$

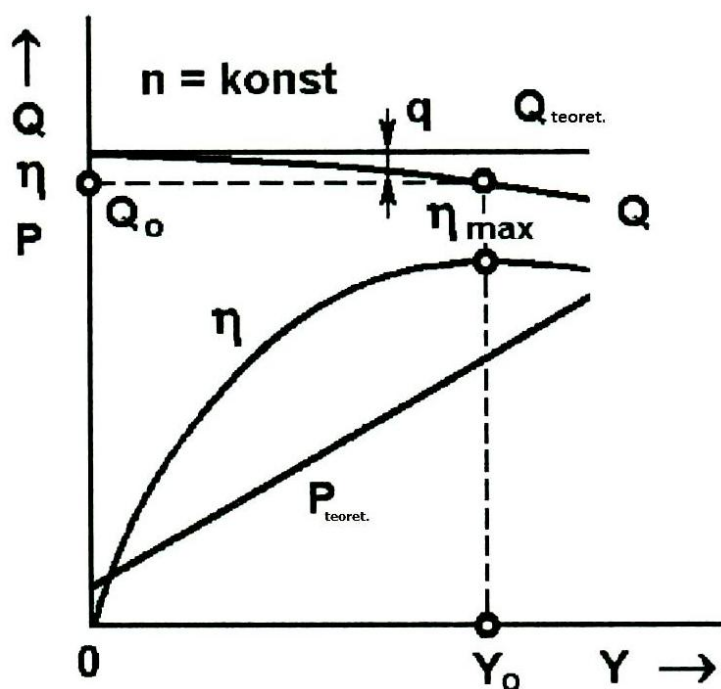
Pomocí charakteristického objemu lze přepsat tento vztah na [7]:

$$M_{teoret.} = q \cdot \Delta p \quad (1.18^*)$$

Vztahy (1.15*) a (1.18*) se obvykle označují jako ROVNICE VAZEB.

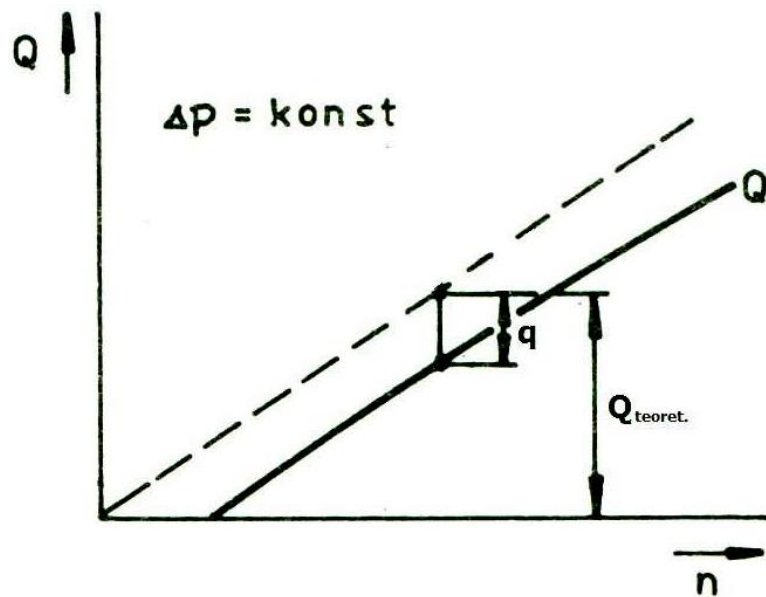
1.4 Teoretické a skutečné charakteristiky čerpadel

Pro návrh hydraulického systému je důležité znát charakteristiky zvoleného čerpadla. Charakteristikou čerpadla míníme závislosti průtoku čerpadlem Q , kroučícího momentu M a výkonu P na jeho měrné energii Y (resp. Δp), otáčkách n . Jde o závislosti $Q(\Delta p, n)$ a $M(\Delta p, n)$, tedy o funkce dvou proměnných, jejichž grafem jsou plochy. Prakticky se ale pracuje se závislostmi, kde se ponechá jedna proměnná konstantní. Lze tedy mluvit o Q - Y charakteristice, která je často doplněná o znázornění příkonu P a účinnosti η .



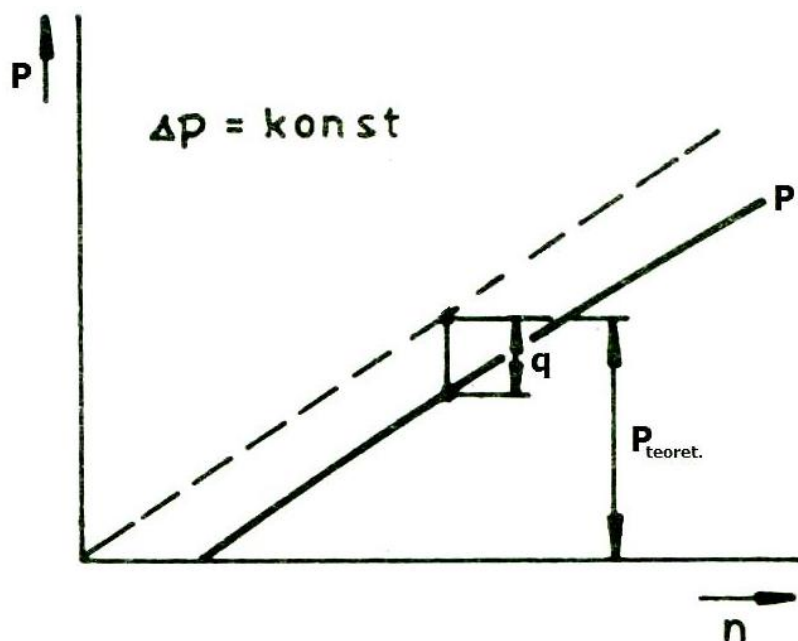
Obr. 1.4.1: Q - Y charakteristika [5]

Teoretická závislost průtoku na měrné energii je liniová, ale reálná závislost vykazuje jistou odchylku q - průsakové ztráty. Jak ukazuje obr.1.4.1 průsakové ztráty rostou se zvětšujícím rozdílem tlaků, potažmo s rostoucí měrnou energií. S rostoucí měrnou energií, jak je taktéž vidět na obr. 1.4.1, roste jak účinnost, tak příkon čerpadla. Bod Y_0 na vodorovné ose znázorňuje optimální provozní bod. Obr 1.4.2 ukazuje, že i závislost výkonu P na otáčkách n je teoreticky přímková.



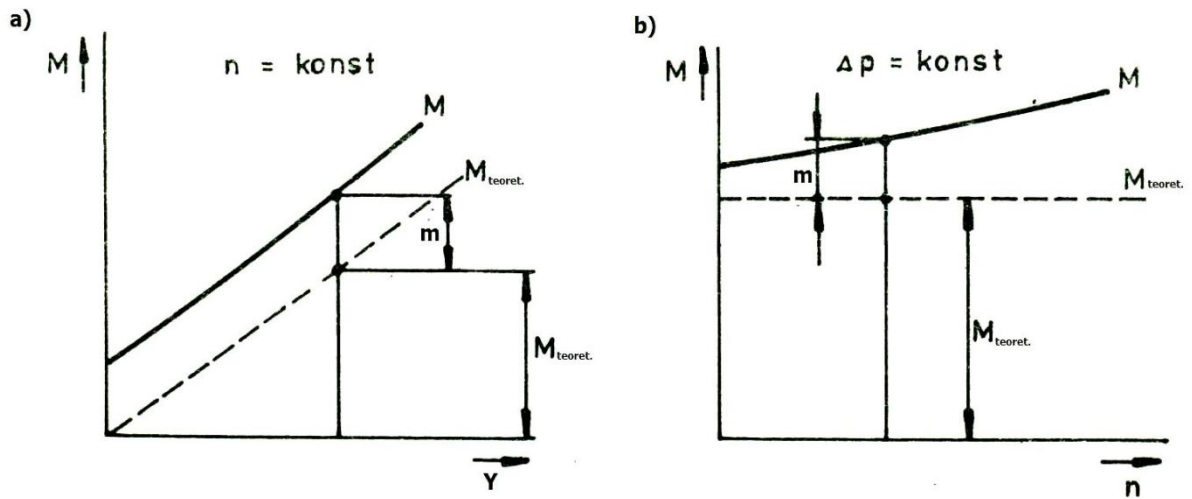
Obr. 1.4.2 P - n charakteristika [7]

Další charakteristikou je závislost Q na otáčkách n . Jak ukazuje obr. 1.4.3, jde teoreticky o lineovou závislost. Reálně ale vznikají průtokové ztráty q , které vytvářejí určitou odchylku.



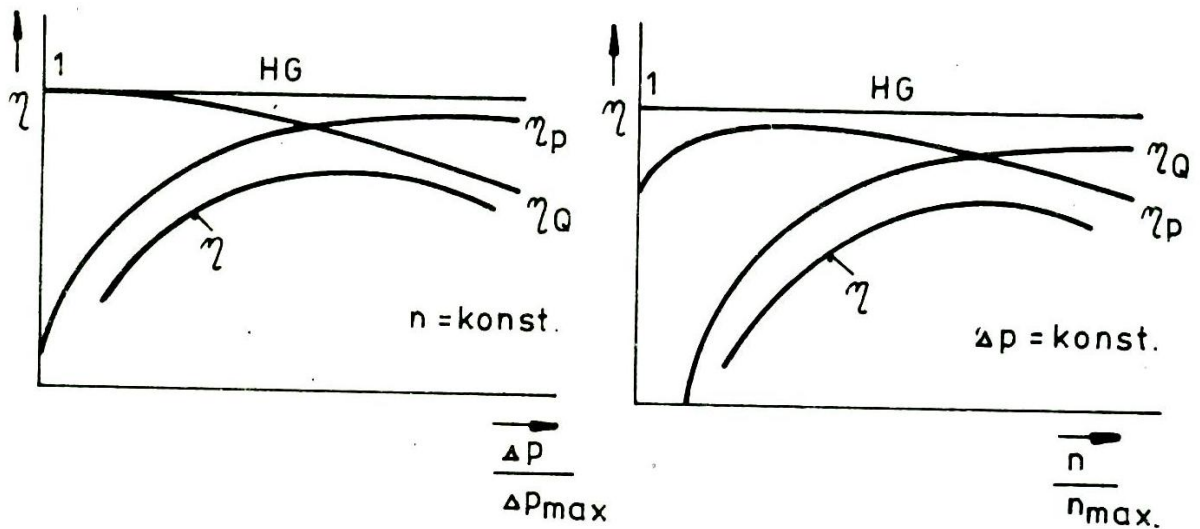
Obr. 1.4.3 Q - n charakteristika [7]

Na hnací hřídel je potřeba přivést větší krouticí moment než je teoretický a to o hodnotu m . Tento moment se označuje jako ztrátový a je dán mechanicko-hydraulickými ztrátami. Mechanické ztráty se projevují třením ploch částí čerpadla. Ztráty hydraulické zahrnujeme často do mechanických ztrát. Obr. 1.4.4 a) ukazuje závislost momentu M na Y . Teoreticky jde o závislost přímkovou, avšak kvůli existenci ztrátového momentu m dochází k jistému odklonu. Na obr. 1.4.4 b) je závislost momentu M na otáčkách n . Teoreticky je moment konstantní, ale vlivem ztrátového momentu dochází k jeho nárůstu.



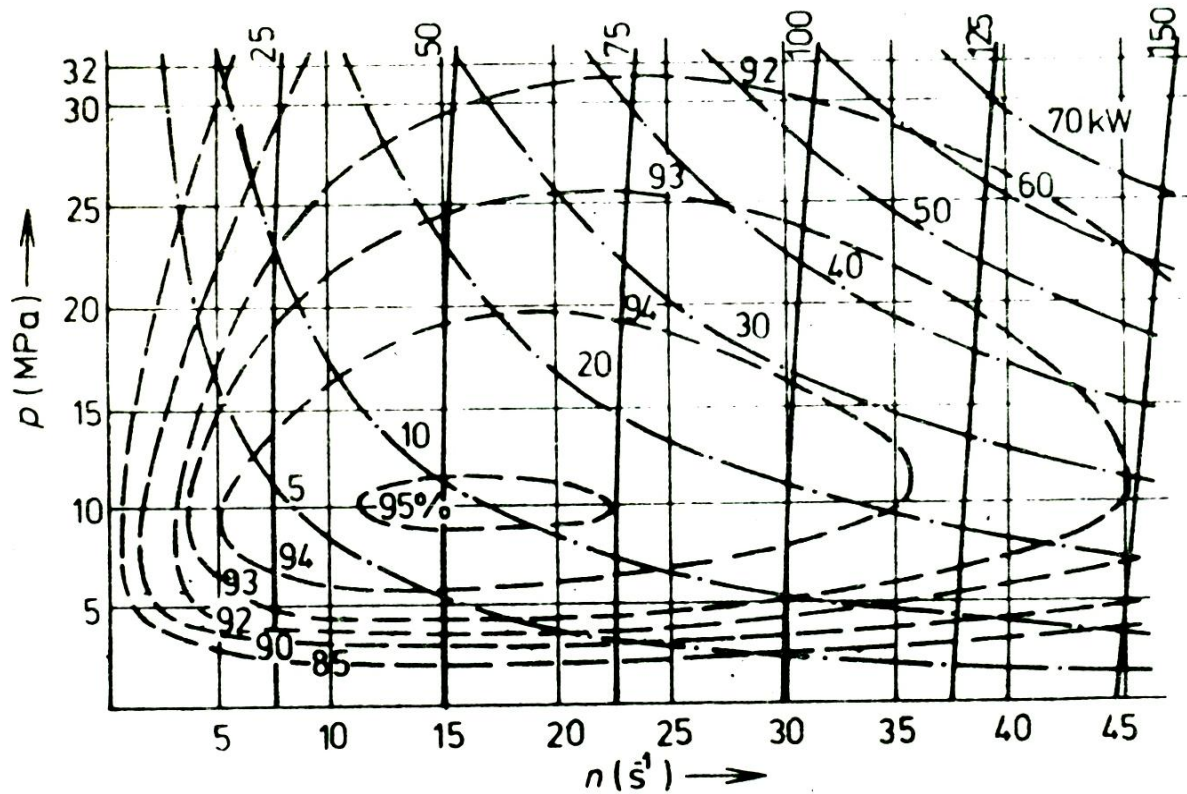
Obr. 1.4.4 M - Y a M - n charakteristika [7]

U čerpadel se uvádí i závislosti průtokové, tlakové a celkové účinnosti na otáčkovém nebo tlakovém spádu. Tyto závislosti jsou zobrazeny na obr. 1.4.5 [7].



Obr. 1.4.5 Závislosti účinností na otáčkovém popř. tlakovém spádu [7]

Často lze vidět u čerpadel uvedenu tzv. universální charakteristiku. Jde o závislost tlaku na otáčkách čerpadla, která je ještě doplněna o křivky konstantního výkonu a konstantní celkové účinnosti. Příklad universální charakteristiky čerpadla je uveden na obr. 1.4.6.



Obr. 1.4.6 Universální charakteristika [7]

1.5 Měrné otáčky hydrostatických strojů

Měrné otáčky hydrostatických čerpadel zde budou definovány na pístovém čerpadle s pístem o průměru d s otáčkami n a pístovou rychlostí c_p . Za charakteristický délkový rozměr je volen průměr d , čili Strouhalovo kritérium bude [1]:

$$Sh = \frac{c}{d \cdot n} = \frac{c_p}{d \cdot n} \quad (1.19)$$

Podmínku dynamické podobnosti určuje Eulerovo kritérium (Eu), které zde vystupuje jako podnět a ekvivalentní Froudeho (Fr) jako důsledek [1]. Tlakový vzrůst kapaliny podnítl práce pracovního prvku (pístu, kola). Měrná energie kapaliny je potom [1]:

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{p}{\rho} \quad (1.20)$$

Dosadí-li se tento vztah do Eulerova kritéria, platí [1]:

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2} = \frac{Y}{c^2} = \frac{Y}{c_p^2} \quad (1.21)$$

Ještě lze připomenout Froudeho kritérium:

$$Fr = \frac{c}{\sqrt{g \cdot H}} = \frac{c}{\sqrt{Y}} \quad (1.22)$$

Průtok kapaliny bude odpovídat vztahu:

$$Q \approx c_p \cdot d^2 \quad (1.23)$$

nebo pomocí *Sh* kritéria :

$$c_p \cdot d^2 = Sh \cdot n \cdot d^3 \quad (1.24)$$

Potom budou otáčky *n* po dosazení za *c_p* z Froudeho kritéria a za *d* vztah (1.23):

$$n = \frac{c_p \cdot d^2}{d^3 \cdot Sh} = \frac{c_p}{d \cdot Sh} = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{\sqrt{\frac{Q}{c_p}} \cdot Sh} = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y} \cdot \sqrt{Fr} \cdot \sqrt[4]{Y}}{\sqrt{Q} \cdot Sh} = \frac{Fr^{1.5}}{Sh} \cdot \frac{Y^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (1.25)$$

Pro hydrostatický stroj (ale stejně i pro hydrodynamický) stroj s hl. parametry $Y = 1 \text{ J/kg}$ a $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ se dostává pro měrné (specifické) otáčky n_q^* vztah:

$$n_q^* = \frac{Fr^{1.5}}{Sh} = \frac{\sqrt{Q}}{Y^{3/4}} \cdot n \quad (1.26)$$

Protože mezi *Eu* a *Fr* platí vztah $Eu = Fr^{-2}$ lze specifické otáčky definovat též jako [1]:

$$n_q^* = \frac{1}{Sh \cdot Eu^{0.75}} \quad (1.27)$$

Měrné otáčky n_q^* jsou tedy v soustavě SI, ale bývají někdy udávány i v jiných jednotkách a značí se n_q [min^{-1}] nebo n_s [min^{-1}] (n_s se používalo pro stroje s $Q = 1 \text{ ks}$). Platí mezi nimi tyto vzájemné vztahy [1]:

$$n_q = 333,3 \cdot n_q^* \quad (1.28)$$

$$n_s = 1200 \cdot n_q^* \quad (1.29)$$

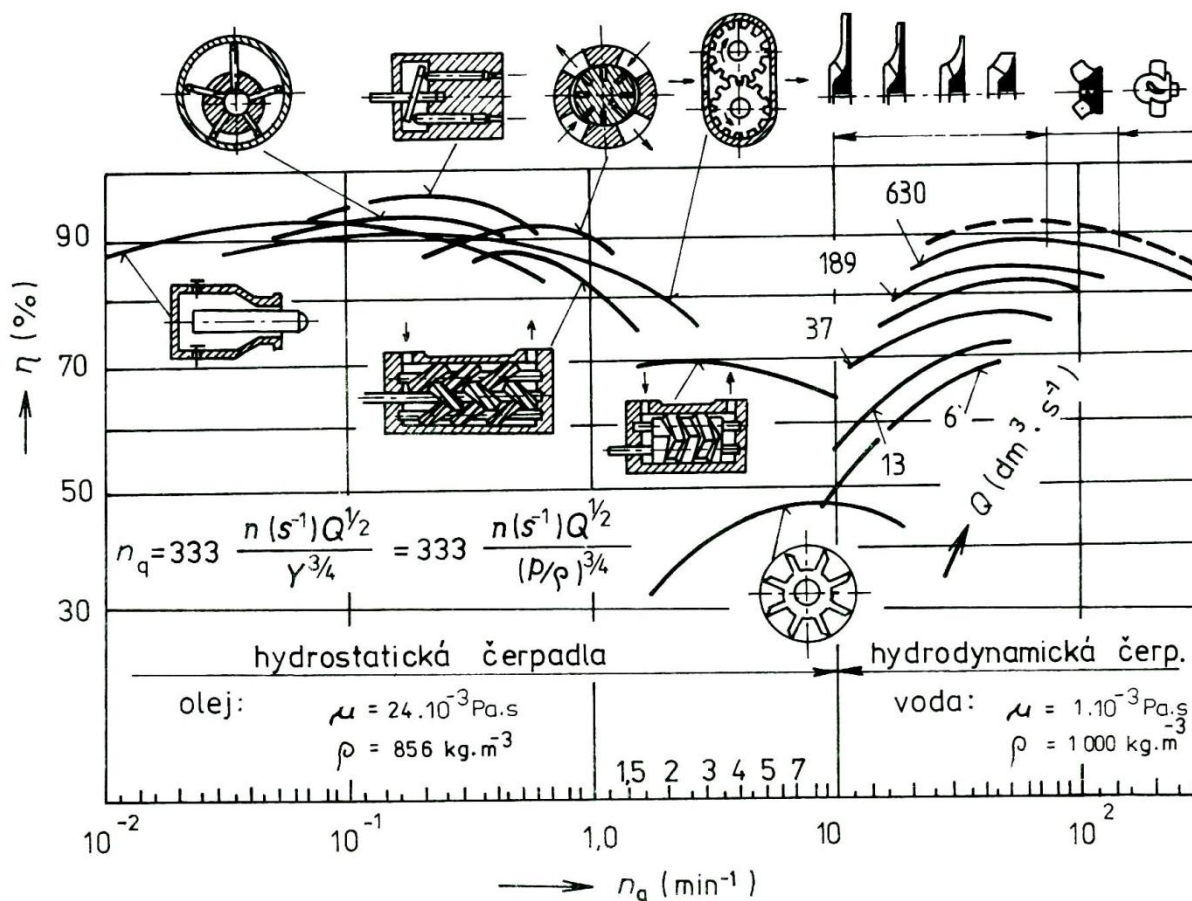
$$n_s = 3,65 \cdot n_q \quad (1.30)$$

I když jde o dřívější označení, ještě dnes je možno se s nimi v praxi setkat. Toto kritérium podobnosti v sobě spojuje obě složky přeměny měrné energie a to kinetickou (*Sh*) a dynamickou (*Eu*) a lze pomocí tohoto kritéria dělit čerpadla (obecné kterékoli hydrostatické i hydrodynamické stroje). Problém tohoto kritéria spočívá v nezahrnutí Reynoldsova kritéria (*Re*). Tento fakt způsobuje, že se pro model určí jiná hydraulická účinnost, než je pak hydraulická účinnost skutečného stroje.

2. ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ

2.1 Rozdělení hydraulických strojů dle měrných otáček n_q^*

Měrné otáčky slouží k rozdělení obecně všech hydraulických strojů do oblastí optimálního provozu. Tato práce je ale zaměřena pouze na čerpadla (generátory).



Obr. 2.1.1 Diagram rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel [1]

Jak již bylo uvedeno, měrné otáčky zanedbávají Reynoldsovo kritérium, které zohledňuje hydraulický odpor. U hydrostatických generátorů není vliv Re kritéria tak významný jako u čerpadel hydrodynamických proto hydraulický odpor nebude (stejně jako mechanické ztráty) dále uvažován.

Měrné otáčky rozhodují u hydrostatických čerpadel o rozvodu kapaliny. Z obr 2.1.1 vyplývá, že pro nejnižší měrné otáčky (malé hodnoty průtoku a vysoká hodnota měrné energie) je vhodné použít ventilový rozvod (plunžrová čerpadla). Naproti tomu jednovřetenová čerpadla mají oblast použití při měrných otáčkách ležících na rozhraní s čerpadly hydrodynamickými. Jistě stojí za povšimnutí oblast práce zubových čerpadel. Mají vysoké rozpětí měrných otáček při docela solidní účinnosti. Z diagramu 2.1.1 je dále patrné, že křivky jednotlivých typů se překrývají a o vybrání či nevybrání určitého typu rozhodují i jiné faktory jako například nákupní cena, velikost či hlučnost nebo náročnost na údržbu [1].

2.2 Vliv měřítka na účinnost hydrostatických strojů

Hydrostatická čerpadla se vyznačují malou rychlostí kapaliny, mají tudíž i nízké hydraulické ztráty $Y_z \approx c^2/2$ a tím pádem poměrně vysokou hydraulickou účinnost. Co však zanedbat nelze, jsou průsakové ztráty. Nyní bude uvažováno pístové čerpadlo o průměru pístu d , střední pístové rychlosti c_p a s vůlí ve válci v . Délka průsaku kapaliny kolem pístu je l . Bude-li se předpokládat laminární proudění je pak průsak q podle Hagenova vztahu [1], [2], [3]:

$$q = \frac{\pi \cdot d \cdot p \cdot (0,5 \cdot v)^3}{l \cdot 12 \cdot \mu} \quad (2.1)$$

Zvolme nyní vůli v v rovnou toleranční jednotce ze soustavy ISO. Tedy [1]:

$$v(\mu m) = 0,45 \cdot \sqrt[3]{d(mm)} + 0,001 \cdot d(mm) \quad (2.2)$$

A dosazením do vztahu pro q (přičemž hodnotu členu $0,001d$ lze zanedbat) [1]:

$$q = \frac{\pi \cdot d \cdot p \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{d})^3}{8 \cdot l \cdot 12 \cdot \mu} \quad (2.3)$$

Průtok pro 1 píst je:

$$Q = d^2 \cdot c_p \quad (2.4)$$

Pro navzájem podobné hydrostatické čerpadla je střední pístová rychlost konstantní. Je-li dále pak $l=k \cdot d$ a podělí-li se průsak q průtokem Q , poměrný průsak bude tedy [1]:

$$\frac{q}{Q} = \frac{\pi \cdot d \cdot p \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{d})^3}{k \cdot d \cdot 96 \cdot \mu \cdot d^2} = \frac{\pi \cdot p}{96 \cdot \mu \cdot k} \cdot \frac{(0,45)^3}{d} \approx \frac{konst}{d} \quad (2.5)$$

S rostoucí velikostí čerpadla tedy klesá relativní průsak. Objemová účinnost je tedy [1]:

$$\eta_v = 1 - \frac{q}{Q} = 1 - \frac{konst}{d} \quad (2.6)$$

Zdá se tedy, že se vzrůstem velikosti čerpadla roste i jeho objemová účinnost. Ve skutečnosti, ale vůle v roste a rychlost kapaliny ve spáře je nižší a účinnost roste jen nepatrně.

2.3 Rozdělení hydrostatických čerpadel podle pohybu akčního členu

Hydrostatická čerpadla se dělí podle pohybu akčního členu vzhledem k ose rotace hnacího hřídele na:

Radiální: Do této skupiny patří např. zubová čerpadla nebo lamelová

Axiální: Mezi axiální čerpadla lze zařadit axiální pístová čerpadla nebo vřetenová čerpadla
S kmitavým pohybem: Typickým představitelem jsou řadová pístová čerpadla

2.4 Rozdělení hydrostatických čerpadel podle konstrukce

Čerpadla lze také rozdělovat také podle pracovních členů, tzn. prvků, které vytvářejí a mění geometrický objem. Čerpadla se dělí tedy podle konstrukce na:

Pístová čerpadla: Pracovní člen je zde píst nebo plunžr

Zubová: Pracovní prvek je ozubené kolo

Lamelová: Pracovní členem je zde soubor lamel

Šroubová: Pracovní člen je šroub

3. PÍSTOVÁ ČERPADLA

3.1 Čerpadla s radiálními písty

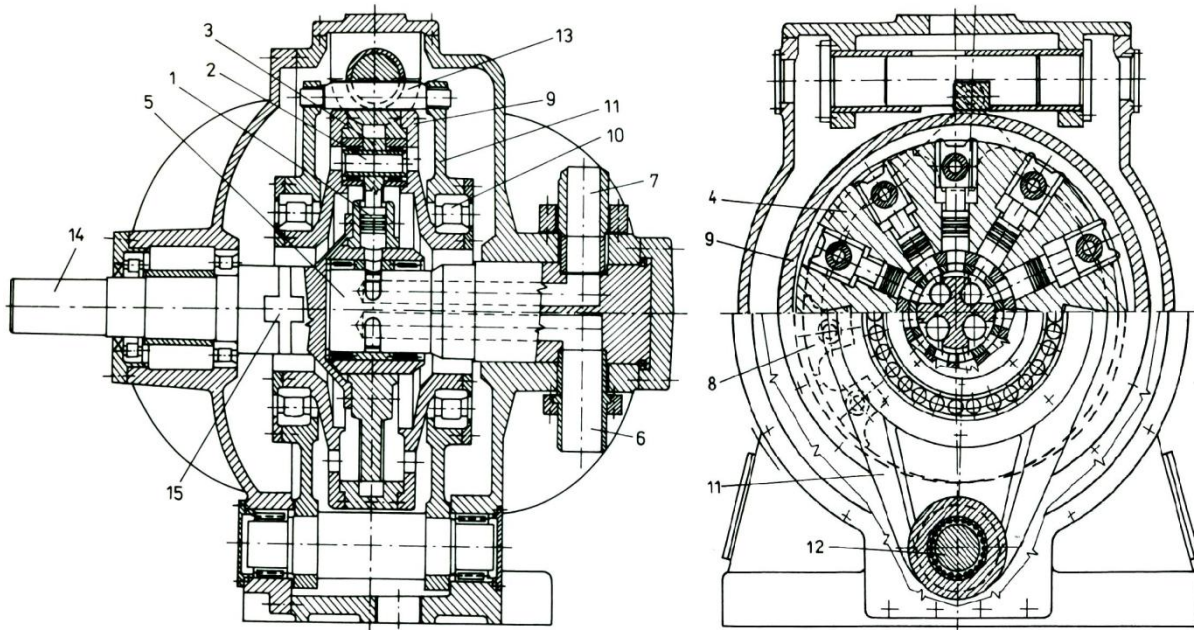
Tento typ čerpadel někdy také nazýváme hydrokolo, neboť se v motorickém režimu namontován na kolo využívá jako pohon různé manipulační techniky. Je možné rozlišit dva typy čerpadel s radiálními písty. A to čerpadla s vnitřním a vnějším rozvodem. Pro oba tyto typy lze určit teoretický průtok ze vztahu [8]:

$$Q_{teoret.} = V_g \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot i \cdot n \quad (3.1)$$

kde: e je excentricita rotoru, i je počet pístů, n jsou otáčky rotoru.

Podle konstrukce lze ještě rozlišit čerpadla s písty vedenými v rotoru nebo ve statoru. Pístové čerpadla s radiálními písty s vnějším rozvodem mají sací zdvih nucený pomocí vodící lišty. Pro rychloběžná čerpadla však může být zdvih nenucený, neboť se písty začnou pohybovat vlivem odstředivé síly, která na ně působí. Použitím statoru s křivkovou dráhou lze zvýšit počet zdvihů na otáčku rotoru a tím i zvětšit geometrický objem [8]. Celková účinnost čerpadel s radiálními písty je 0,78 až 0,92 [12].

Čerpadlo s vnitřním rozvodem je obr. 3.1.2. Čerpadlo má rotor, který je uložen na vřetenu se sacími a výtlačnými kanálky. Písty, které se pohybují ve válcích uložených v rotoru, jsou pomocí čepů spojeny s vodícími kladkami. Kladky jsou unášeny věncem, který je spojen pomocí vidlice s centrálním čepem. Excentricita e , která je dána výkyvem vidlice určuje zdvih pístu $h = 2e$, tedy i průtok.

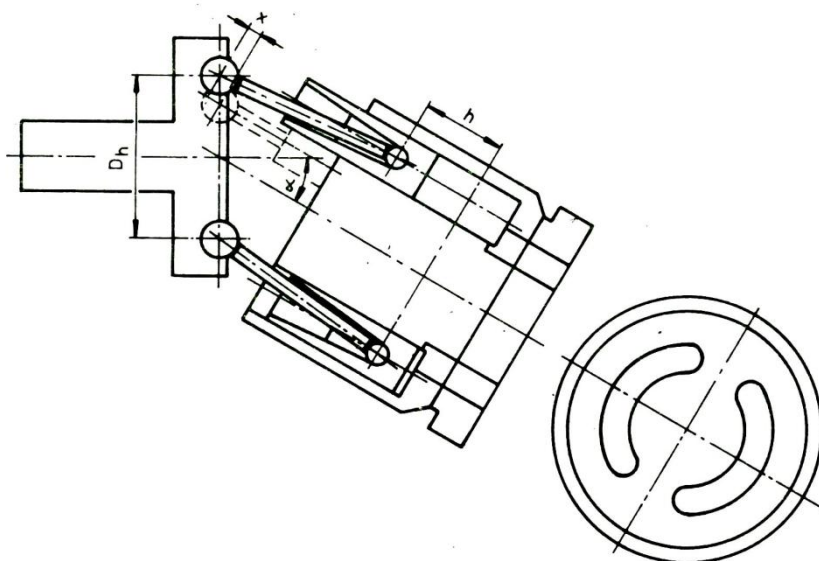


Obr. 3.1.2 Čerpadlo s radiálními písty s vnitřním rozvodem [1]

3.2 Čerpadla s axiálními písty

Jsou to pístová čerpadla, jejichž osa rotace hnacího hřídele je rovnoběžná s osou pístů nebo s ní svírá úhel menší jak 45° . Jejich celková účinnost bývá 0,85 až 0,9 [12]. Čerpadla s axiálními písty se rozdělují na čerpadla s nakloněným blokem válců nebo s nakloněnou deskou.

Schéma čerpadla s nakloněným blokem válců je na obr. 3.2.1. Na hnacím hřídeli je připevněna deska s ojnicemi uložených v kloubech, které leží v rovině kolmé k ose rotace hřídele. Na ojnice jsou pak namontovány písty pohybující se ve válcích. Osa bloku válců svírá s osou rotace hnacího hřídele právě úhel α . Otáčením hnacího hřídele se začnou jak pohybovat písty ve válcích tak i otáčet celý blok válců. Ve skříni čerpadla je nehybně namontováno šoupátko, které tak nuceně zajišťuje rozvod kapaliny.



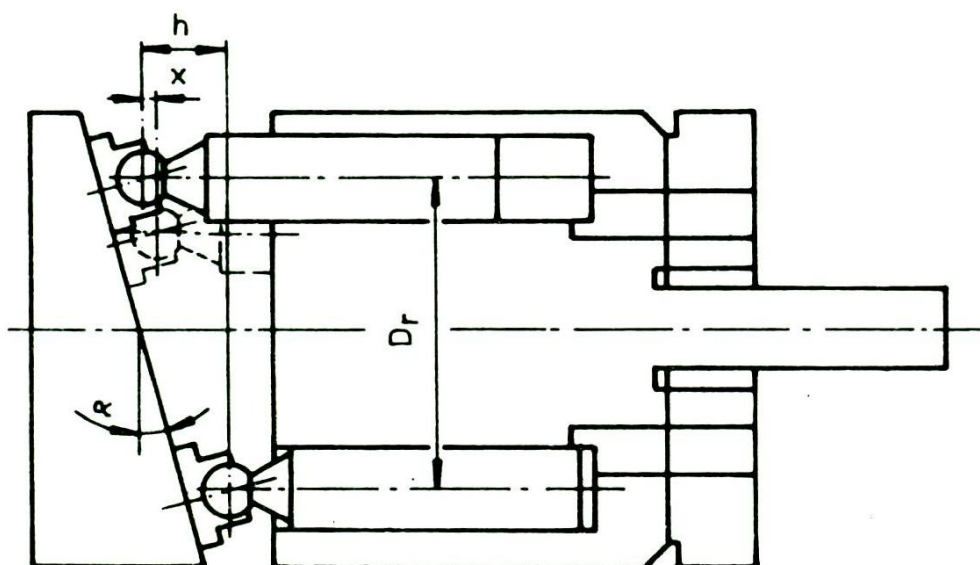
Obr. 3.2.1 Čerpadlo s nakloněným blokem válců [7]

Teoretický průtok čerpadla s nakloněným blokem válců lze určit ze vztahu [7]:

$$Q_{teoret.} = V_g \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i \cdot D_h \cdot n \cdot \sin \alpha \quad (3.2)$$

kde: d je průměr pístu, i je počet pístů, D_h je průměr roztečné kružnice kloubů na desce, α je natočení bloku válců.

Tento typ čerpadla se užívá pro dopravní tlaky 25 až 40 MPa. Lze ještě dále rozlišit čerpadla s nakloněnou deskou rotující a nakloněnou deskou nerotující. Pro případ nerotující desky je blok válců připevněn přímo k hnacímu hřídeli. Čerpadlo s axiálními písty s nakloněnou nerotující deskou je znázorněno na obr. 3.2.2. Ve válcích jsou písty, které jsou pomocí kloubů spojeny s kluzáky, které kloužou po nakloněné desce. Nakloněním desky o úhel α dochází ke zdvihu pístů.



Obr. 3.2.2 Čerpadlo s nakloněnou nerotující deskou [7]

Teoretický průtok čerpadla s nakloněnou deskou určujeme ze vztahu [7]:

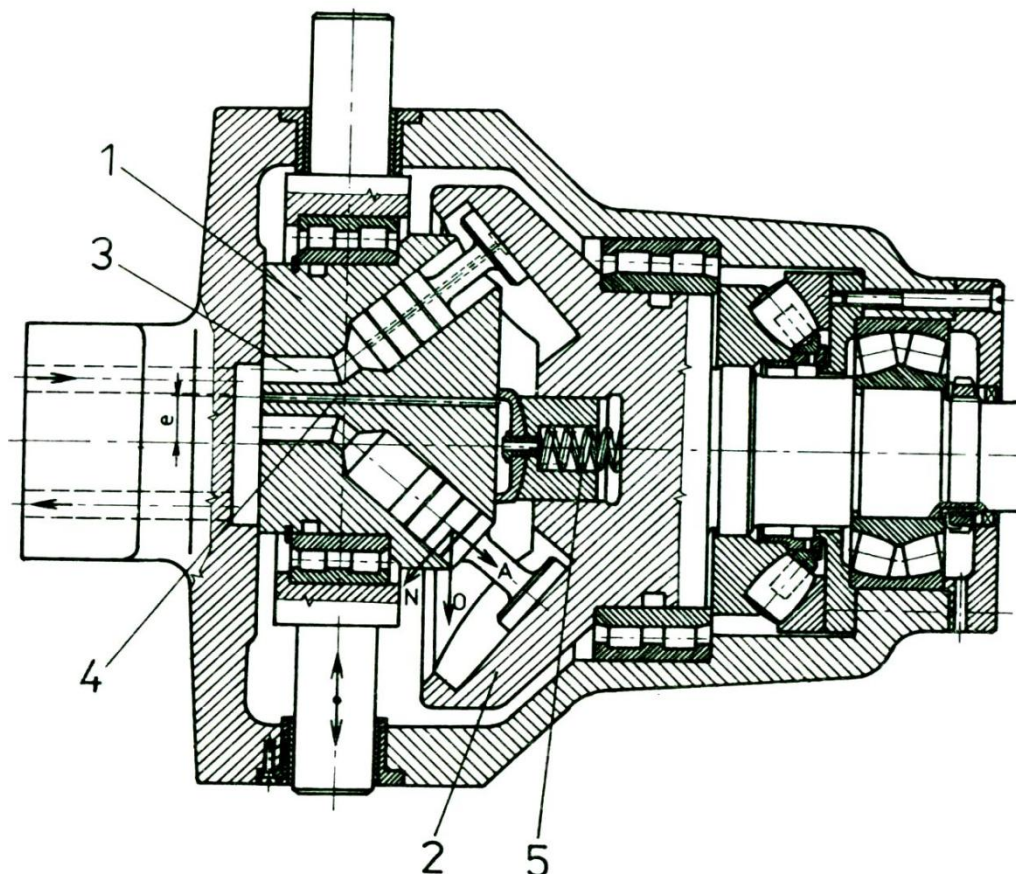
$$Q_{teoret.} = V_g \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i \cdot D_r \cdot n \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.3)$$

kde: d je průměr pístu, i je počet pístů, D_r je průměr roztečné kružnice os válců, α je natočení desky.

3.3 Čerpadla s diagonálními písty

Čerpadla s diagonálními písty jsou svými vlastnostmi kompromisem mezi čerpadly s radiálními a axiálními písty. Řez takovýmto čerpadlem znázorňuje obr. 3.3.1. Oproti radiálním pístovým čerpadlům mají menší rozměry a snesou větší tlaky než čerpadla s axiálními písty. Zdvih pístů nastává díky excentricitě bloku válců (1) vůči opěrnému talíři

(2). Přičemž excentricitu lze plynule měnit, čímž se mění i průtok čerpadla. Kanálky (3), procházející blokem válců jsou sací i výtlačné zároveň. Podle polohy bloku válců vůči tělesu čerpadla (resp. vůči sacímu nebo výtlačnému prostoru zakončených tvarovými zářezy) dochází k propojení kanálku se sacím nebo výtlačným prostorem.

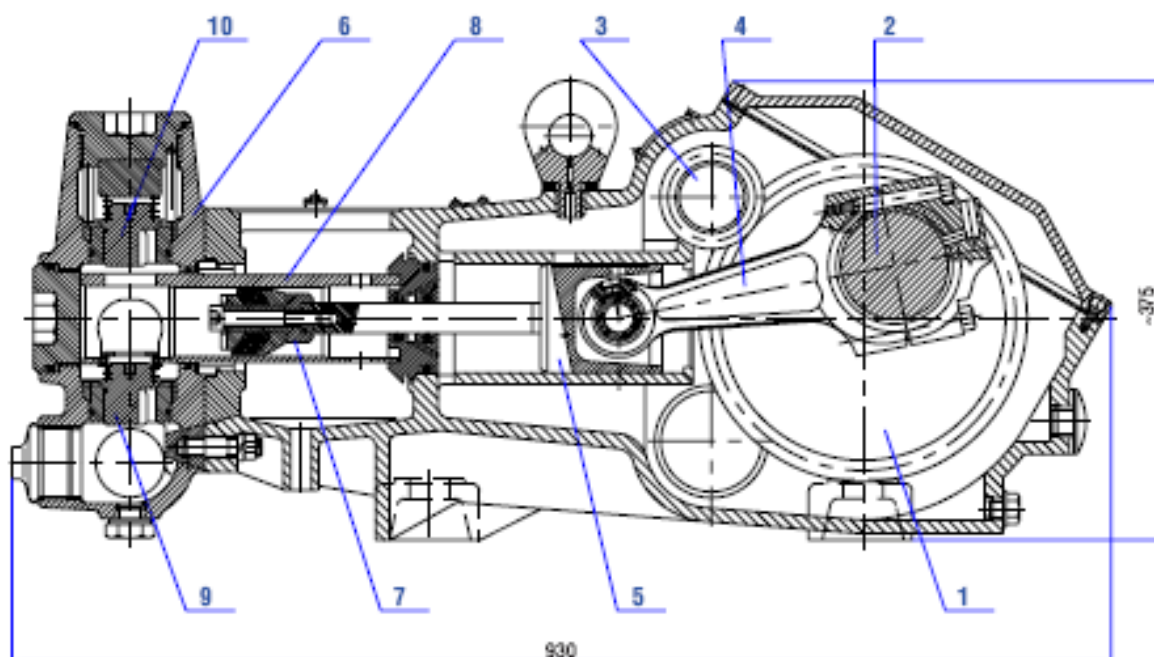


Obr. 3.3.1 čerpadlo s diagonálními písty [1]

3.4 Řadová pístová čerpadla

Tento typ čerpadel se používá v oblastech vysokých dopravních tlaků. Jejich celková účinnost se pohybuje okolo 0,92 [12]. Typickým představitelem je jednočinné jednopístové čerpadlo. Schematicky znázorněný typ tohoto čerpadla je na obr. 3.4.1. V klikové skříní (1) je uložen předlohový hřídel (3), který pomocí ozubeného soukolí pohání klikový hřídel (2). Na klikový hřídel je přiveden určitý konstantní krouticí moment, který udělí klikovému hřídeli konstantní úhlovou rychlost ω . Přes ojnici (4) a křížák (5) se transformuje vstupní rotační pohyb na pohyb přímočarý vratný translační. V křížáku je přes uložení (8) uložen pracovní píst- plunžr (7). Plunžrem myslíme tedy píst, který má větší výšku než svůj průměr. Plunžr již přímo ovlivňuje velikost pracovního prostoru, resp. koná-li se sací nebo výtlačný pracovní režim. Je zřejmé, že zvětšuje-li se velikost pracovního prostoru (plunžr klesá) dochází k sání a opačně při zmenšování pracovního prostoru (plunžr stoupá) dochází k výtlačku. Plunžr, který je uložen ve válci, je dotěsněn pomocí těsnění tak, aby byl minimální průsak. Na válec a těleso čerpadla je namontována přímo ventilová komora (6). Ta se sestává z pracovního

prostoru, sacího ventilu (9) a výtlačného ventilu (10). Sací ventil propojuje pracovní prostor se sacím potrubím a výtlačný ventil s potrubím výtlačným.



Obr. 3.4.1 Schéma horizontálního pístového čerpadla Sigma typu PVA [9]

Ventily se otevírají a zavírají samočinně. Klesne-li v pracovním prostoru tlak pod jistou úroveň, otevře se sací ventil, plunžr se přibližuje k dolní úvrati a nastává sání. Začne-li se plunžr blížit k horní úvrati, v pracovním prostoru vzrůstá tlak a až se otevře výtlačný ventil, dojde k výtlačku.

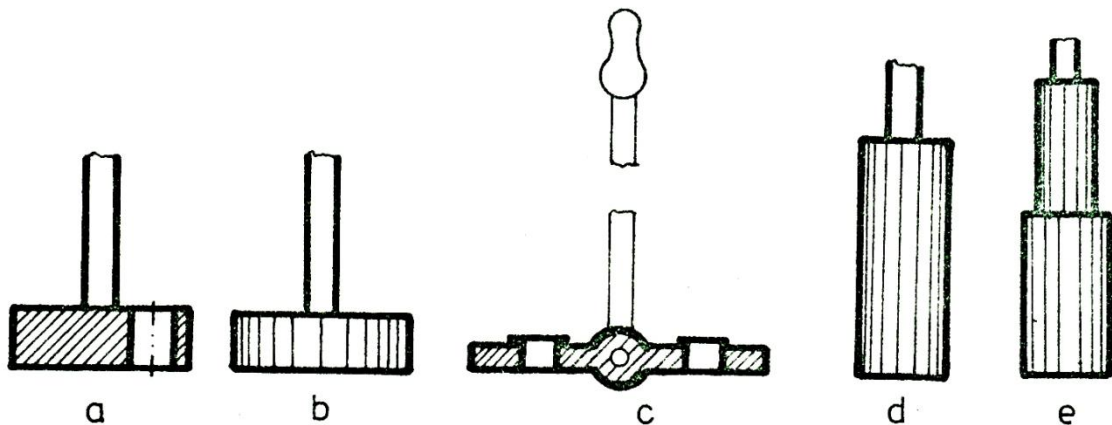
Teoretický průtok, resp. geometrický objem V_g závisí na poloze pístu a je dán vztahem:

$$Q_{teoret.} = V_g \cdot n = s \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n = r \cdot (1 - \cos \varphi) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n \quad (3.4)$$

kde: r je poloměr roztečné kružnice čepu klikového hřídele, d je průměr pístu a φ je úhel natočení klikového hřídele zhledem k horní úvrati

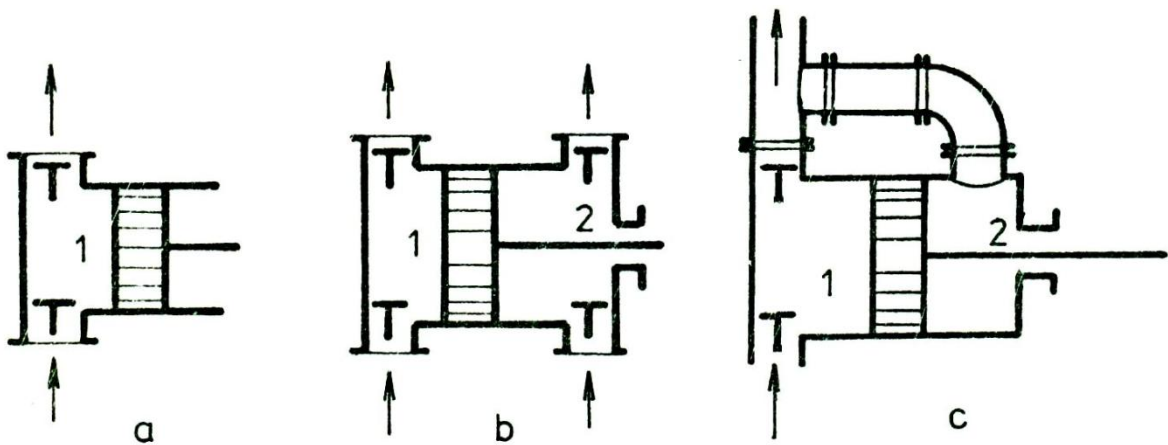
3.4.1 Rozdělení řadových pístových čerpadel

Konstrukčních řešení pístových čerpadel je velmi mnoho a řídí se podle pracovních podmínek a účelu použití. Podle typu pracovního členu rozdělujeme tato pístová čerpadla (viz. obr. 3.4.1.1) na čerpadla s diskovým pístem s dírou pro klapku (a), s diskovým pístem (b), s diskovým pístem a klapkou (c), s plunžrem (d) a s odstupňovaným plunžrem (d).



Obr. 3.4.1.1 Druhy pracovních členů [4]

Čerpadla je obecně možno pohánět ručně a nebo pomocí jiného zařízení (nejčastěji elektromotorem). Důležitější rozdělení je ale podle způsobu činnosti, jak znázorňuje obr. 3.4.1.2. Pístová čerpadla jsou tedy jednočinná (a), dvojčinná (b) a diferenciální (c).



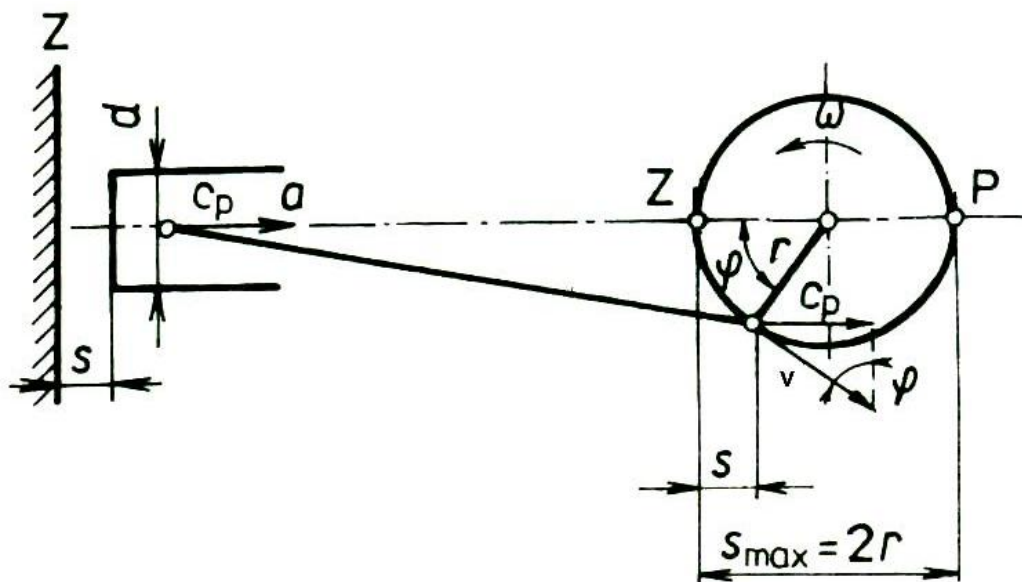
Obr. 3.4.1.2 Rozdělení čerpadel podle způsobu činnosti [4]

Jednočinná čerpadla mají během jednoho pracovního cyklu (např. otočení klikového hřídele o 360°) jeden neúčinný zdvih (sání kapaliny) a jeden účinný zdvih (výtlak kapaliny). Dochází tedy k přerušovanému čerpání kapaliny. Oproti tomu dvojčinné čerpadlo má během jednoho pracovního cyklu jak sací tak výtlačný zdvih. Pracovní prostor je zde rozdělen pístem na dvě části. Dochází-li v jedné části k výtlaku (tzn. píst v této části zmenšuje její objem), tak naopak z druhé strany pístu (píst zde svým pohybem objem zvětšuje) dochází k sání kapaliny. Čerpání je tak plynulé. Diferenciální čerpadlo rozděluje pracovní prostor opět na dvě části 1 a 2 jak uvádí obr. 3.2.3c). Výtlačné potrubí je zde spojeno s druhou částí pracovního prostoru. Nasaje-li se kapalina do části 1 tak zároveň dojde k výtlaku z části 2. Naopak dochází-li k výtlaku z 1. části, tak část kapaliny se přepustí pod píst do 2. části.

Často je možné setkat se s jednočinnými vícepístovými čerpadly. Tady je rovnoměrnost čerpání zajištěna přesazením čepů klikového hřídele o 120° (v případně 3-pístového čerpadla) nebo o 90° (pro případ 4-pístového čerpadla) a podobně.

3.4.2 Kinematické poměry řadového pístového čerpadla

Kinematické poměry zde budou zjišťovány pro čerpadlo s jedním pístem. Budou zde tedy uvažovány dva základní členy hydrostatické jednotky (viz. obr. 3.4.2.1), a to píst a klikový mechanismus. Pro zjednodušení bude ještě uvažována nekonečně dlouhá ojnice [1].



Obr. 3.4.2.1 Schéma hydrostatické jednotky [1]

Nyní budou rozebrány kinematické poměry pro píst i pro klikový mechanismus zvlášť [1].

Klikový mechanismus:

Předpokládá-li se konstantní úhlová rychlost ω je potom obvodová rychlost v ve vzdálenosti r od osy klikového hřídele dána vztahem:

$$v = r \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \quad (3.5)$$

kde: n jsou otáčky klikového hřídele v $[s^{-1}]$

Píst:

Zdvih s je popsán vztahem, plynoucím z geometrie klikového mechanismu (viz. obr. 3.4.2.1) [1]:

$$s = r \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (3.6)$$

Rychlost pístu bude [1]:

$$c_p = v \cdot \sin \varphi = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (3.7)$$

Zrychlení pístu je časová derivace rychlosti pístu, tedy [1]:

$$a = \dot{c}_p = r \cdot \omega \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (3.8)$$

Dosazením do vztahu (3.8) vyjádřený $\cos\varphi$ ze vztahu (3.6), závislost zrychlení a na zdvihu s je popsána vztahem [1]:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{r-s}{r} = \omega^2 \cdot r - \omega^2 \cdot s \quad (3.9)$$

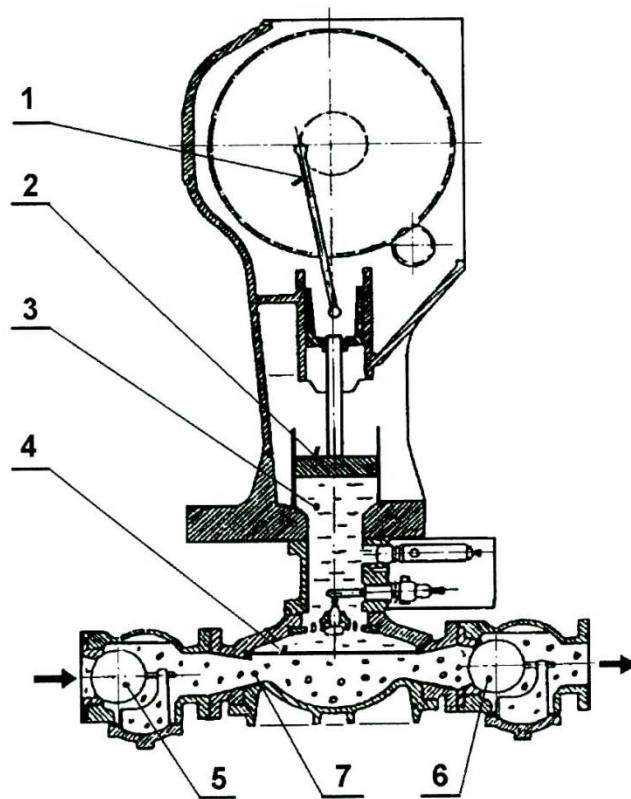
Vztah (3.9) tedy popisuje přímkovou závislost. Přímka tedy má směrnici $-\omega^2$ a posunutí $\omega^2 r$.

3.5 Membránová čerpadla

U tohoto typu čerpadel je dosahováno změny pracovního prostoru pomocí průhybu pružné kruhové (nebo též válcové) membrány. Průhyb membrány je vyvolán buď mechanicky, hydraulicky nebo pneumaticky. V případě hydraulického pohonu se často využívá pístu, který koná přímočarý vratný pohyb. Ten pomocí kapaliny (často olej) pak rozpohybuje samotnou membránu. Geometrický objem V_g je dán pro případ kruhové membrány objemem dvou parabolických vrchlíků, které se vytvoří jejím průhybem.

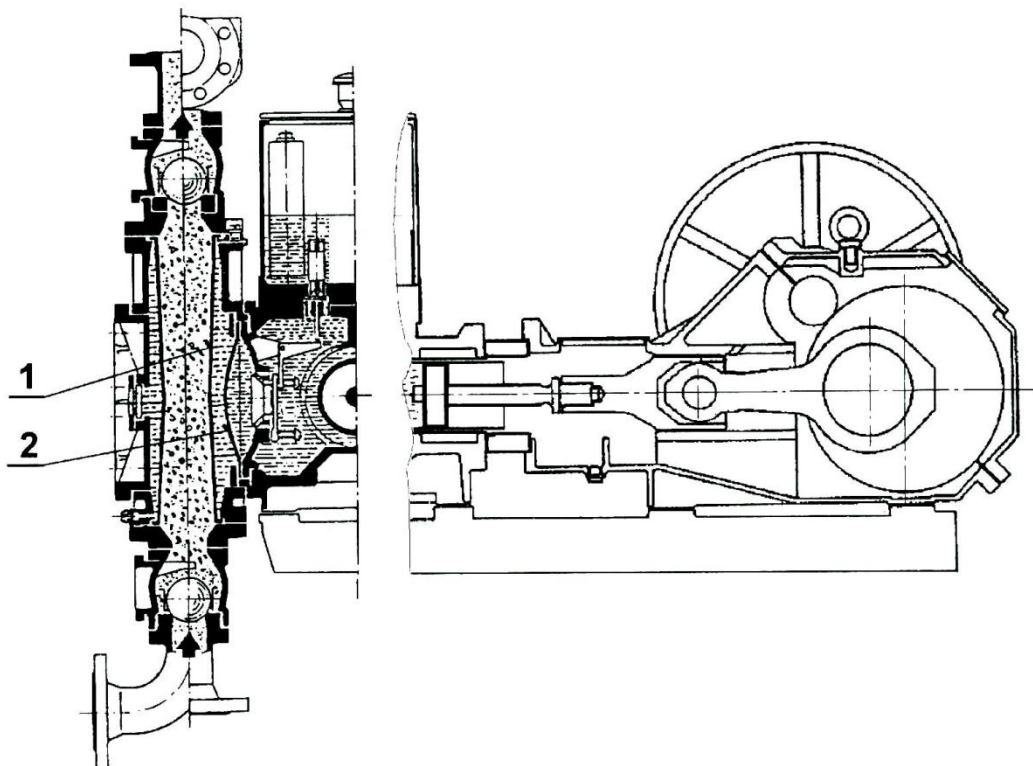
Membránová čerpadla mají velkou škálu použití. Jsou vhodná pro čerpání znečištěných kapalin, které mohou obsahovat částice pevné látky nebo pro čerpání jedů a různých těkavých látek. Jejich celková účinnost bývá ale o 5 až 10% menší jak u plunžrových čerpadel [12] tj. mezi 80 a 85 %. Membrána se vyrábí z pružných materiálů, které ale navíc musí splňovat odolnost vůči čerpané kapalině (např. žáruvzdornost či odolnost proti kyselinám). V úvahu přicházejí různé oceli, teflon nebo pryže. I přesto se ale často dávají dvě membrány za sebou, aby v případě protržení jedné nedošlo ke znehodnocení média, zadření ložisek apod.

Na obr. 3.5.1 je membránové čerpadlo, které se užívá k dopravě hustých suspenzí, jako je beton, malta či struska nebo popílek. Toto čerpadlo využívá píst (2), který pomocí oleje v olejové náplni (3) prohýbá kruhovou membránu (4). Píst je poháněn klikovým mechanismem (1). Membrána přečerpává suspenzi (7) od sacího ventilu (5) k výtlačnému (6).



Obr. 3.5.1 Membránové čerpadlo na husté suspenze [5]

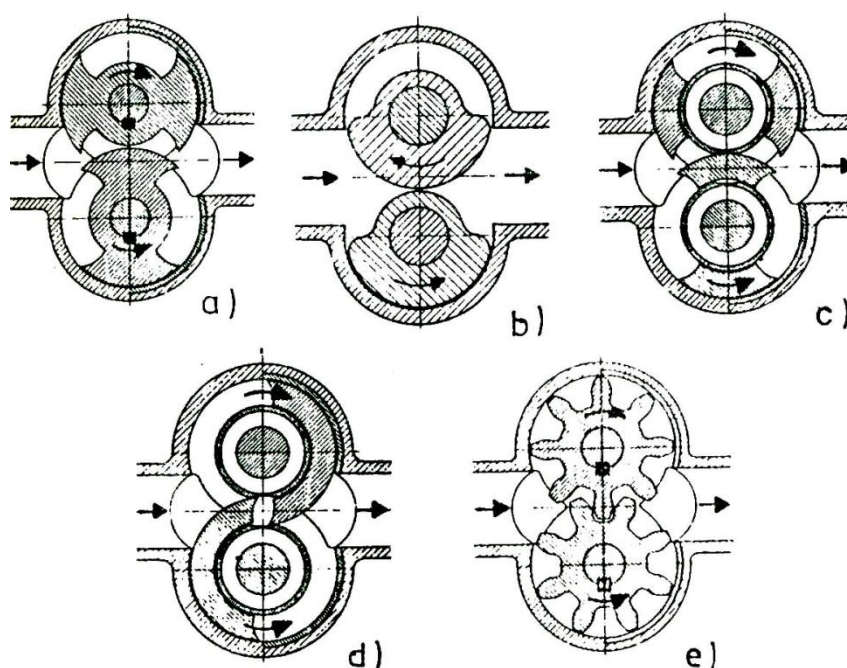
Na obr. 3.5.2 je znázorněno membránové čerpadlo s dvěma membránami. Má tedy jak válcovou pracovní membránu (1) tak i pojistnou kruhovou (2).



Obr 3.5.2 Membránové čerpadlo s válcovou membránou [5]

3.6 Rotační pístová (vačková) čerpadla

Rotační pístová čerpadla jsou čerpadla, jejichž pracovní prvek koná spojitý rotační pohyb. Velikost pracovního prostoru se plynule mění, přičemž funkci uzavíracího členu plní samotný pracovní člen- rotační píst (vačka). Rotační píсты (vačky) jsou uloženy na dvou rovnoběžných hřídelích, přičemž jeden z hřídelů je hnací a pomocí ozubeného soukolí pohání hřídel hnaný. Obě vačky jsou uloženy ve skříni, která je připojena jak na sací tak i výtlačné potrubí a zabíhají do sebe. Vytlačují tak dopravovanou kapalinu do pracovního prostoru mezi skříň a vačku. Otáčením hřídelů se postupně přesunuje kapalina od sacího otvoru až k výtlačnému. Vačky mohou mít různý tvar, podle vlastností dopravované látky. Svou geometrií ovlivňují píсты tvar a velikost pracovního prostoru. Vačková čerpadla lze rozdělit podle toho, zda mají pevný nebo rotační náboj. Hlavní rozdělení ale spočívá v počtu vaček. Jak ukazuje obr. 3.6.1, máme čerpadla jednovačková (obr. 3.6.1 b) a d)), dvouvačková (obr. 3.6.1 a) a c)) a vícevačková (obr. 3.6.1 e)).



Obr. 3.6.1 Typy vačkových čerpadel [4]

Čerpadlo na obr. 3.6.1 a) se využívá při dopravním tlaku do 0,6 MPa a do max. otáček 500 min⁻¹. Jednovačkové čerpadlo (b) našlo uplatnění při čerpání kapaliny s velkou viskozitou při maximálním tlaku 0,4 MPa a poměrně malých otáčkách (do 350 min⁻¹). Provedení (c) a (d) mají solidní účinnost a jsou schopna pracovat při dopravním tlaku 2,5 MPa při 500 min⁻¹.

3.6.1 Výpočet teoretického průtoku rotačního pístového čerpadla

Geometrický objem pro jednovačkové čerpadlo s výškou vačky (pístu) L lze spočítat ze vztahu [4]:

$$V_g = 2 \cdot L \cdot A \quad (3.10)$$

kde: A je rozdíl plochy, kterou opíše vačka ve skříní čerpadla a plochy řezu (kolmého na osu) samotné vačky. Často se užívá pojmu součinitel využitelnosti α , tedy [4]:

$$\alpha = \frac{A}{\pi \cdot R^2} \quad (3.11)$$

A je pro jednováčková čerpadla rovno 0,5. Lze říct, že $0,4 < \alpha < 0,7$. Teoretický průtok potom bude pomocí součinitele (tj. dosazením (4.1) do (4.2)) využitelnosti dán vztahem:

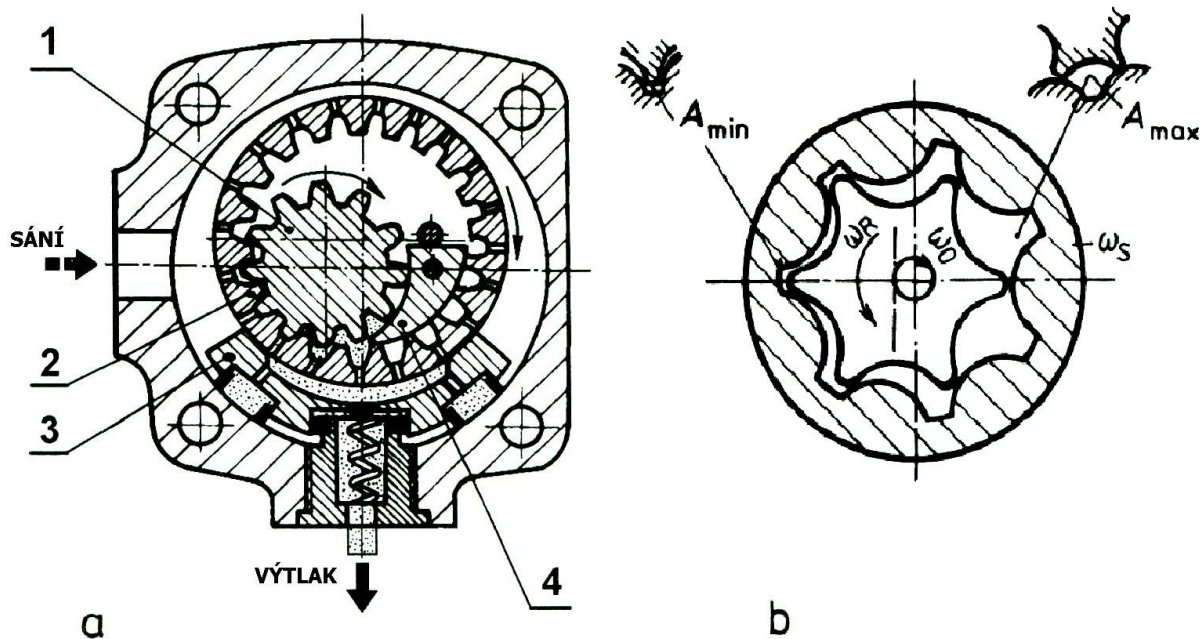
$$Q_{teor.} = V_g \cdot n = 2 \cdot L \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \alpha \cdot n \quad (3.12)$$

4. ZUBOVÁ ČERPADLA

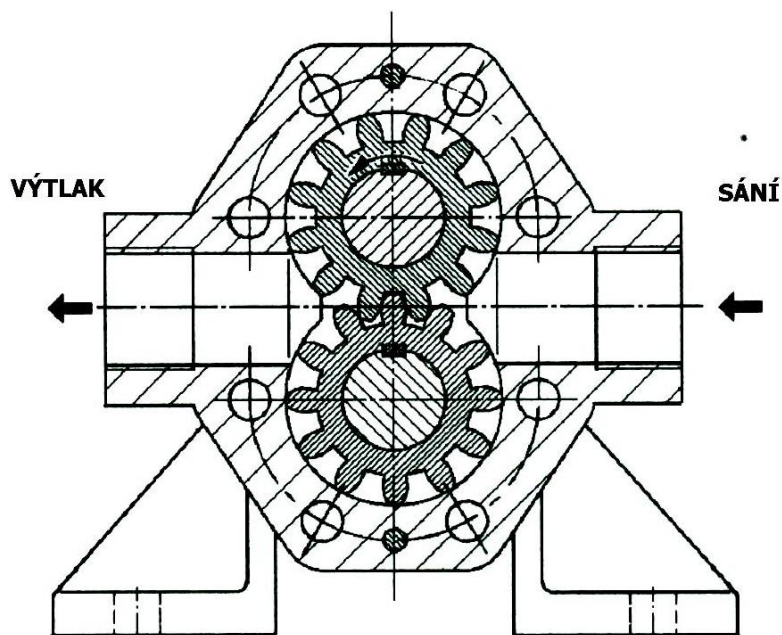
Zubová čerpadla se na první pohled neliší od víceváčkových čerpadel. U víceváčkových čerpadel je poměrně velká radiální vůle mezi jednotlivými ozubenými koly, neboť kroutící moment od hnacího hřídele na hnaný hřídel přenášejí jiná ozubená kola, která jsou mimo pracovní prostor čerpadla. U zubových čerpadel tyto strojní součásti zcela odpadají, protože jejich funkci suplují přímo pracovní členy- ozubená kola. Ty jako u ostatních strojů zabíhají do sebe s obvyklou radiální vůlí. Princip těchto čerpadel je jinak totožný s čerpadly s rotačními písty (3.6).

Tento typ čerpadel je konstrukčně jednoduchý a spolehlivý. Zubová čerpadla jsou hlučná, nevhodná pro čerpání suspenzí s tvrdými částicemi a nelze u nich měnit geometrický objem. Jejich celková účinnost se pohybuje kolem 0,6 až 0,9 [12]. Otáčky se volí podle viskozity dopravované tekutiny, mohou dosahovat i 3000 min^{-1} . Opravdu extrémní hodnoty otáček mohou dosahovat miniaturní čerpadla- až 36000 min^{-1} . Dopravní tlak se pohybuje okolo 3 až 5 MPa, výjimečně až 16 MPa. Rozlišujeme čerpadla s vnitřním (obr. 4.1 a), 4.1 b)) nebo vnějším (obr. 4.2) ozubením. Prvně jmenovaná mají lepší samonasávací schopnost a menší hlučnost. Tyto vlastnosti jsou vykoupeny většími nároky na výrobu. Někdy se používají čerpadla se šikmými zuby. Mají sice rovnoměrnější průtok a menší hlučnost, vznikají zde ale axiální síly, které tlačí ozubená kola na stěnu a vzniká tak axiální vůle. Axiální síly lze vyrušit buď použitím ozubených kol s šípovitými zuby, nebo dvěma dvojicemi kol se šikmými zuby umístěnými proti sobě. Prvně jmenovaná varianta se moc nepoužívá, neboť je výrobně složitá a poměrně drahá.

Ozubená kola zubových čerpadel nemusí mít jen evolventní profil zubu. Zejména u čerpadel s vnitřním ozubením lze nalézt ozubení cykloidní nebo trochoidní. Tyto profily ozubení se používají zejména u čerpadel s hnacím ozubeným kolem konajícím orbitální pohyb (viz. obr. 4.1 b)). Čerpadla s trochoidním ozubením (G-rotory) se používají například k dopravě tlakového oleje pro mazání spalovacích motorů, neboť mají větší geometrický objem než klasická zubová čerpadla.



Obr. 4.1 a) Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením [5]: 1- hnací ozubené kolo, 2- věnec s vnitřním ozubením, 3- opěrný segment, 4- krycí ostruha
 b) Zubové čerpadlo s vnitřním cykloidním ozubením [1]



Obr. 4.2 Zubové čerpadlo s vnějším ozubením [5]

Teoretický průtok zubového čerpadla se dvěma stejnými evolventními koly lze určit ze vztahu [1][8]:

$$Q_{teor.} = V_g \cdot n = 2 \cdot \frac{\pi(D_1^2 - D^2)}{4} \cdot b \cdot n \quad (4.1)$$

kde: D_1 je hlavová kružnice ozubeného kola, D je průměr roztečné kružnice a b je šířka ozubeného kola, která se často volí [1][8]:

$$b = 3 \cdot \pi \cdot m \quad (4.2)$$

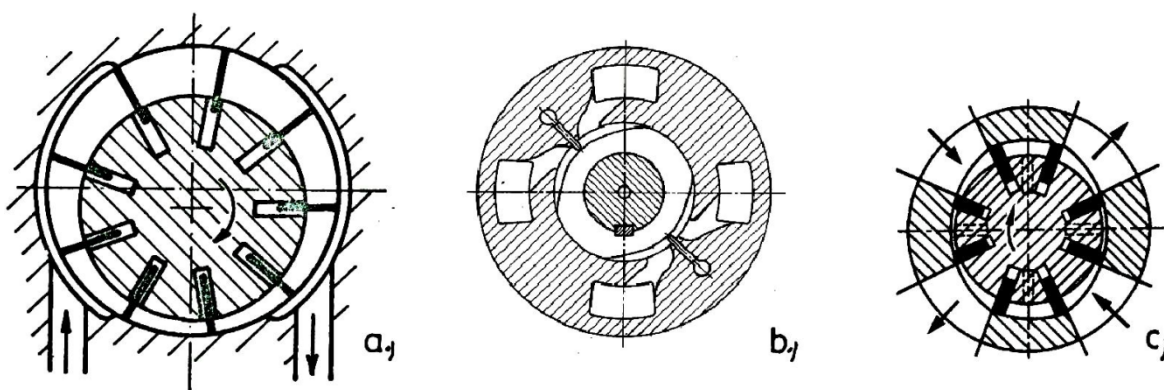
Dosadíme-li do vztahu (4.1) známý vztah pro výpočet hlavové kružnice $D_1 = D + 2m$ lze potom pro teoretický průtok čerpadla s evolventními koly psát:

$$Q_{teor.} = 2 \cdot \pi \cdot m(D + m) \cdot b \cdot n \quad (4.3)$$

5. LAMELOVÁ ČERPADLA

Lamelová čerpadla jsou dalším představitelem čerpadel s radiálním pohybem pracovního členu. Jejich celková účinnost je mezi 0,7 až 0,8 [12]. Oproti zubovým čerpadlům mají rovnoměrnější průtok a mají malou hmotnost připadající na jednotku průtoku. To je dáno poměrně velkým geometrickým objemem. Lamelová čerpadla se používají k čerpání čistých kapalin, v ideálním případě s mazacími schopnostmi (např. doprava hydraulického oleje pro hydraulické lisy).

Lamelové čerpadlo se skládá z rotoru, statoru a lamel. Lamely slouží zároveň jako těsnící i pracovní prvek. Čerpadlo nasává kapalinu do pracovního prostoru, který je tvořen stěnami rotoru, statoru, skříně čerpadla a plochami sousedních lamel. Lamely rozdělují pracovní prostor do komůrek. Otáčením rotoru se kapalina přemísťuje směrem k výtlačku. Lamely mají obvykle tvar desky a jsou umístěny v drážkách buď v rotoru nebo ve statoru. Ať už jde o kterékoliv uspořádání, jsou lamely namáhány vlivem tlaku kapaliny na ohyb. Lamely umístěné v rotoru jsou proto ukotveny tak, aby délka vedení byla vždy alespoň $2e$. Jsou-li lamely umístěny ve statoru, potom plní pouze těsnící funkci. Pracovní člen je zde rotor, který je vhodně tvarován tak, aby se plynule měnil geometrický objem.



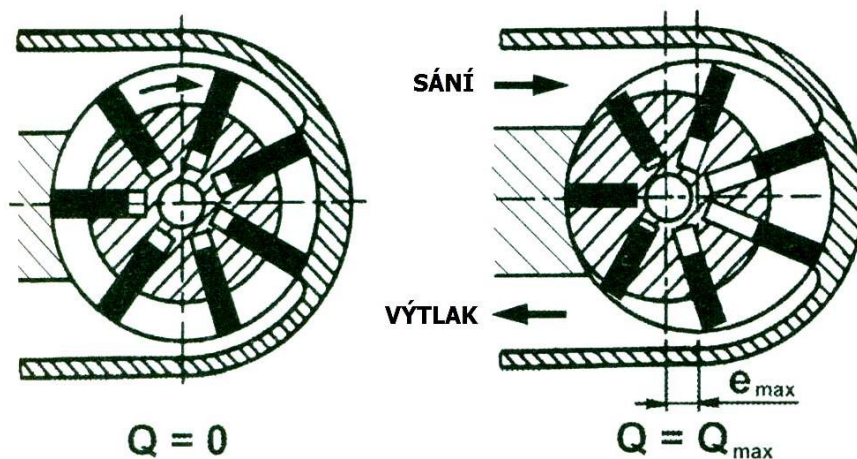
Obr. 5.1 Typy lamelových čerpadel [4]

Tento typ čerpadel má různé konstrukční provedení. Rotor může být kruhový (obr. 5.1a) nebo oválný (obr. 5.1b)). Stejně tak se je možno setkat se státorem jak kruhovým tak oválným (obr. 5.1c)). Lamelová čerpadla lze dělit podle funkce na jednonásobná (otočí-li se rotor o 2π rad, dojde jedenkrát k sání a výtlačku), dvojnásobná a více násobná.

Dále lze rozdělit čerpadla na čerpadla s vyváženým a nevyváženým rotorem (rotor má vůči statoru určitou excentricitu). Je zřejmé, že čerpadla s nevyváženým rotorem mají ložiska

více zatěžována, mají menší životnost a používají se pro tlaky do 10 MPa [11]. Oproti tomu čerpadla se symetricky uloženým rotorem nevyžadují tak velkou tuhost rotoru a lze je použít pro tlaky do 16 MPa [11].

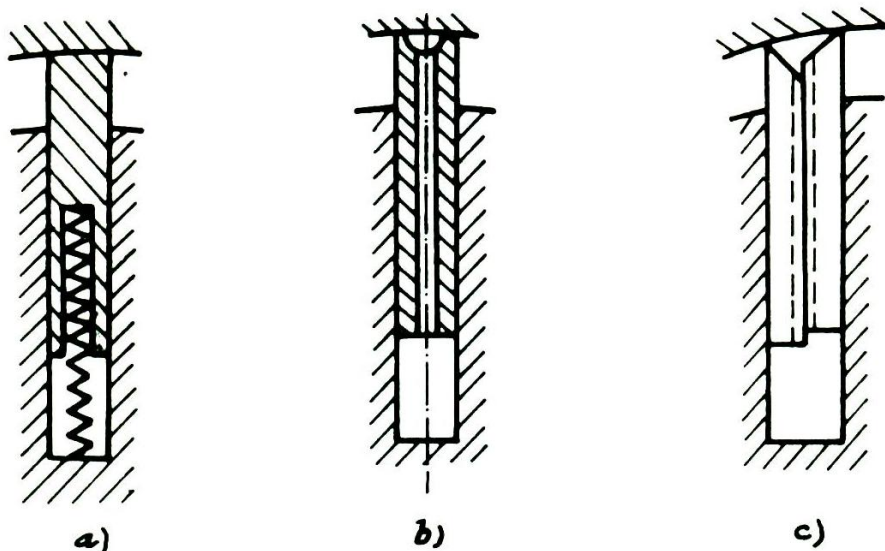
Obr. 5.2 ukazuje čerpadlo s kruhovým statorem. Na excentricky umístěném rotoru (excentricitu označíme e) je v drážkách zasunuto sedm lamel. Čerpadlo má jeden sací a jeden výtlačný otvor. Jde tedy o typ jednonásobného čerpadla. Zdvih lamely v drážce je dán dvojnásobkem excentricity. Bude-li $e = 0$, čerpadlo bude mít nulový průtok.



Obr. 5.2 Schéma lamelového čerpadla s excentricky uloženým rotorem. [5]

Velikost otáček rotoru je omezena velikostí obvodové rychlosti (do 7 m/s [11]) lamel v místě styku se statorem. Mezi lamely a statorem dochází ke značnému tření. Lamely se proto vyrábějí z kalené rychlořezné oceli a vnitřní plochu statoru často vyrábíme z oceli, kterou také zušlechťujeme či jinak tepelně zpracováváme. Důležitou vlastností je těsnost lamel. Ta lze zvýšit zvětšením přitlaku lamel ke stěně statoru, což ovšem zvětšuje třecí sílu.

Pro rychloběžná čerpadla jsou lamely přitlačeny jen pomocí odstředivé síly, která na ně působí. Čelní plochy lamel v tomto případě bývají zaobleny a těsnost nebývá nijak velká. Častěji jsou lamely čerpadel těsněny pomocí pružin (viz. obr. 5.3a). Tohoto konstrukčního řešení lze použít u čerpadel s menšími zdvihy lamel. Čerpadla, u kterých je požadována velká těsnost lamel lze lamely přitáčet pomocí tlakové kapaliny, která se pod lamely přivede. Lamely jsou v tomto případě přitlačeny velkou silou. Zejména při sacím cyklu je tato síla zbytečně velká. Docházelo by tedy k nadměrnému opotřebování statoru. Z tohoto důvodu se používají speciální provedení lamel. Tlaková kapalina se přivede ještě do komůrky mezi čelo lamely a stěnu statoru pomocí kanálků v lamele (obr. 5.3b). V drážce rotoru mohou být také místo jedné lamely lamely dvě, které mají mezi sebou vytvořený kanálek na rozvod tlakové kapaliny. Zešikmení jejich čel tvoří pak komůrku pro tlakovou kapalinu (viz. obr. 5.3c) [13].



Obr. 5.3 Provedení lamel [13]

5.1 Teoretický průtok lamelového čerpadla

Výpočet teoretického průtoku je zde uveden pouze pro úplnost a bez odvození. Pro průtok jednonásobného lamelového čerpadla tedy platí následující vztah [4]:

$$Q_{teor.} = 4 \cdot \pi \cdot b \cdot n \cdot R \cdot e \cdot k \quad (5.1)$$

kde: b je šířka lamely, n jsou otáčky rotoru, R je vnitřní průměr statoru a e je excentricita. Koeficient k je závislý na počtu lamel z a lze jej určit dle následující tabulky [4].

z	3	4	5	6	7	8	9	10
k	0,827	0,9	0,936	0,956	0,968	0,977	0,98	0,984

6. ŠROUBOVÁ ČERPADLA

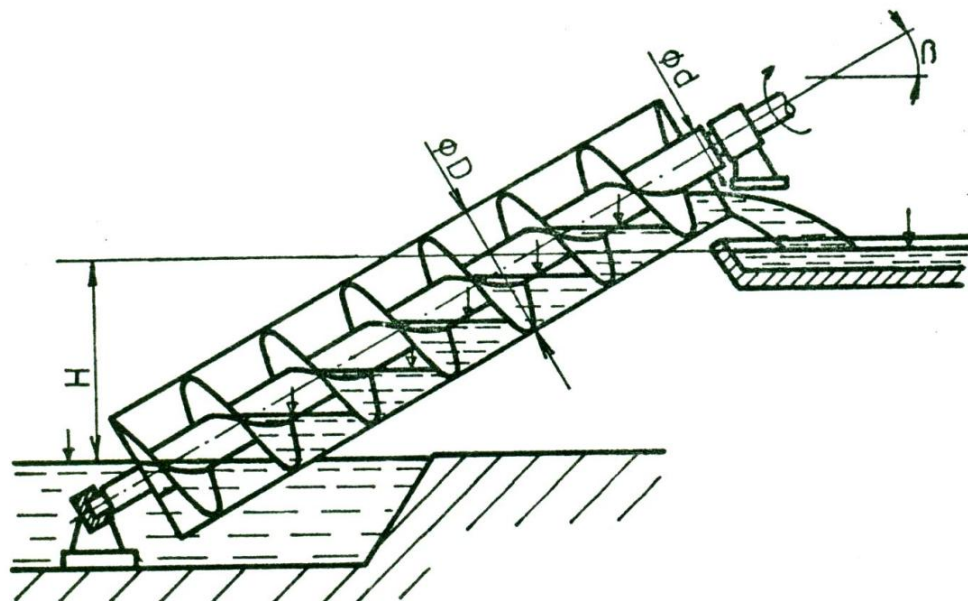
Hlavním znakem šroubových čerpadel je fakt, že nasávací a výtlačný prostor čerpadla je od sebe oddělen jedním nebo několika pracovními členy- vřeteny ve tvaru šroubovice. Proto někdy je možné označit tento typ čerpadel jako čerpadla vřetenová. Šroubová čerpadla jsou lehká, tichá a spolehlivá zařízení, mají rovnoměrný průtok a často pracují ve vysokých otáčkách. Tyto vlastnosti jsou však vykoupeny vysokými nároky na výrobu. Jejich celková účinnost se pohybuje mezi 0,75 až 0,8 [12].

Tento typ čerpadel lze rozdělit podle počtu vřeten na jednovřetenová, dvojevřetenová a více vřetenová. Další dělení může být podle tvaru profilu vřeten. Jsou tedy čerpadla s jednoduchým profilem (lichoběžníkovým nebo obdélníkovým), evolventním profilem, cykloidním profilem a se speciálním tvarem vřeten. Konečně lze čerpadla rozdělit podle hermetičnosti na hermetická a nehermetická. Pro hermetická čerpadla je splněn předpoklad dokonalého oddělení nasávacího a výtlačného prostoru při teoreticky přesně vyrobených

součástí čerpadla. Nehermetická čerpadla nedokáží ani při přesném vyrobení hermeticky oddělit nasávací a výtlačný prostor.

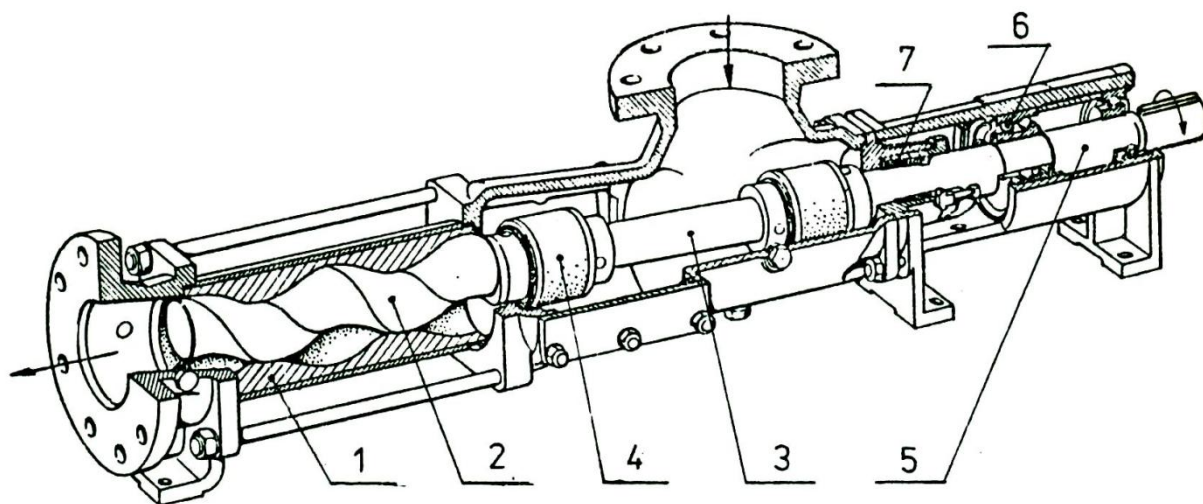
6.1 Jednovřetenová čerpadla

Princip činnosti jednovřetenového čerpadla spočívá v zaplňování závitové mezery kapalinou. Při otočení vřetena o 2π rad se kapalina vytlačí o výšku stoupání šroubovice. Obr. 6.1.1 zobrazuje nejjednodušší jednovřetenové rovnotlaké čerpadlo- Archimédův šroub.



Obr. 6.1.1 Schéma Archimédova šroubu [4]

Dalším jednovřetenovým čerpadlem je typ MOHNO (viz obr. 6.1.2). Jde o velmi rozšířený typ čerpadla se speciálním tvarem vřetena. Hlavní výhodou tohoto typu je možnost čerpání kapaliny s velkým rozsahem viskozity dopravním tlakem překračujícím 0,6 MPa. Lze čerpat i kapalinu značně znečištěnou částmi pevné látky. Rotorem tohoto čerpadla je vřeteno (2) s kruhovým profilem posunutým o excentricitu e vzhledem k ose rotace. Tvar rotoru vznikne opisováním tohoto profilu po šroubovici se stoupáním t . V případě pravotočivém otáčení rotoru je šroubovice levotočivá. Stator (1) je objímka ve tvaru válce s dvojchodým pravotočivým závitem o stoupání $2t$ (pro případ levotočivé šroubovice rotoru), která se vyrábí s pružného materiálu např. gumy. Šroubovice má profil ve tvaru dvou půlkruhů, jejichž středy jsou od sebe vzdáleny $4e$. Princip činnosti spočívá v tom, že se kapalina přečerpává do komůrek, vytvářených rozdílnými geometriemi rotoru a statoru. Rotací vřetene se komůrky hermeticky uzavírají a posouvají směrem k výtlaku. Vřeteno je spojeno pomocí dvou spojek (4) a spojovacího hřídele (3) s hnacím hřídelem (5). Aby nedošlo k vniknutí čerpané kapaliny do ložisek (6) je těsně za druhou spojkou umístěna ucpávka (7).



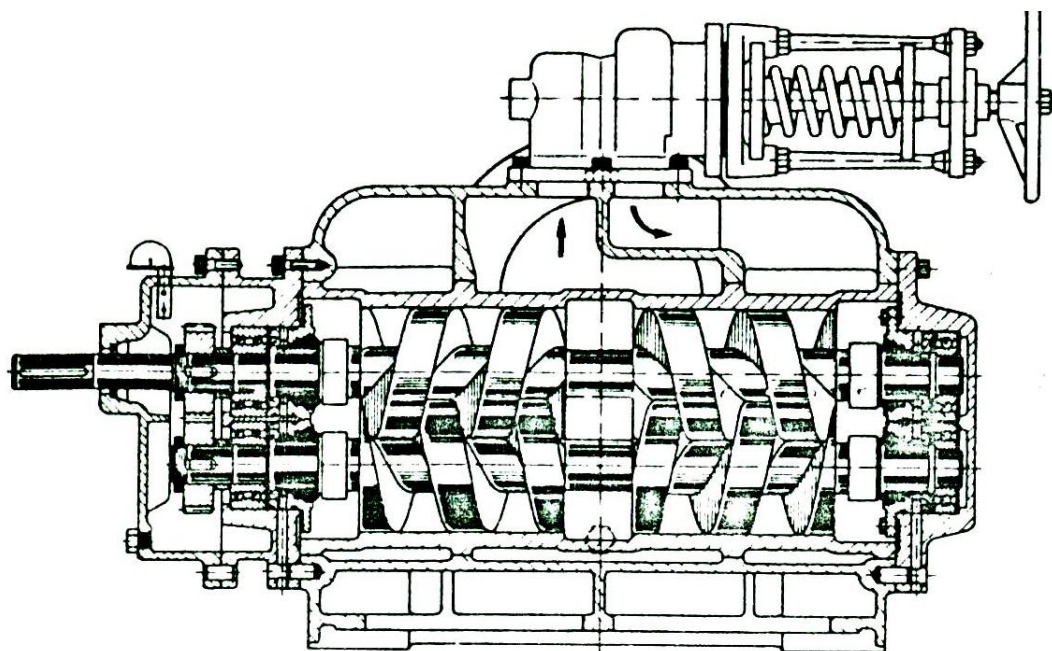
Obr. 6.1.2 Jednovřetenové čerpadlo typu MOHNO [4]

Pro výpočet teoretického průtoku jednonásobného lamelového čerpadla platí následující vztah [4]:

$$Q_{teor.} = V_g \cdot n = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n \quad (6.1)$$

kde: e je excentricita vřetene, D je průměr kruhového profilu vřetene, T je stoupání šroubovice vřetene a n jsou otáčky vřetene.

6.2 Dvojvřetenová čerpadla



Obr. 6.2.1 Dvojvřetenové čerpadlo s horizontálním uspořádání [4]

Na obr. 6.2.1 je znázorněno dvojvřetenové čerpadlo s horizontálními osami vřeten. Aby nedocházelo k přenosu kroutícího momentu mezi vřeteny, jsou vřetena doplněna o dvojici ozubených kol. Dvojvřetenová čerpadla se používají pro čerpání kapalin a suspenzí o poměrně velkém rozmezí kinematické viskozity při dopravním tlaku do 2,5 MPa. Princip práce je obdobný jako u jednovřetenových čerpadel. Dvě do sebe zabíhající vřetena se otáčejí s navzájem opačnou orientací. Kapalina se tak přemísťuje v komůrkách, tvořených stěnou statoru a tou částí závitové mezery prvního vřetene, která nezabíhá do druhého vřetene.

Teoretický průtok dvojvřetenového čerpadla lze určit ze vztahu [4]:

$$Q_{teor.} = V_g \cdot n = \left[\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_2^2 \cdot 4 \cdot \alpha}{360} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{8} \cdot \text{tg} \alpha \right] \cdot t \cdot n \quad (6.2)$$

7. VYBRANÝ TYP ČERPADEL: PLUNŽROVÁ VÍCEVÁLCOVÁ ČERPADLA

Víceválcová plunžrová čerpadla jsou zde vybrána z důvodu hojného výskytu ve strojírenství a čerpací technice především v oblasti vysokých dopravních tlaků a průtoků. Ve stati 7.1 bude popsáno konkrétní tří a pětiplunžrové řadové čerpadlo. Výrobce užil tohoto uspořádání s lichým počtem válců, neboť je výhodnější oproti čerpadlu se sudým počtem válců, protože u něj dochází k menším průtokovým pulzacím. Odůvodnění této skutečnosti je následující:

Pro připomenutí je uveden výpočet geometrického objemu pro jednoválcové plunžrové čerpadlo [1]:

$$V_g = s \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = r \cdot (1 - \cos \varphi) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7.1)$$

Okamžitý průtok je potom [1]:

$$\frac{dV_g}{d\varphi} = r \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7.2)$$

Protože pístové čerpadlo má jak sací cyklus, tak výtlačný cyklus vzniká pulzující průtok. Pro více válcová čerpadla o počtu pístů z s čepy klikového hřídele vůči sobě posunutými o $2\pi/z$ mají celkový okamžitý průtok (tj. součet okamžitých průtoků od jednotlivých pístů) dán vztahem [1]:

$$\sum \frac{dV_g}{d\varphi} = r \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left[\sin \varphi + \sin\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{z}\right) + \sin\left(\varphi + \frac{4 \cdot \pi}{z}\right) + \dots + \sin\left(\varphi + \frac{n \cdot \pi}{z}\right) \right] \quad (7.3)$$

kde: $n = 2(z - 1)$. Počet členů výrazu (7.3) představuje počet válců čerpadla. Stane-li se, že i -tý člen je < 0 , potom jej klademe = 0. V tomto případě dochází v i -tém válci k sacímu zdvihu.

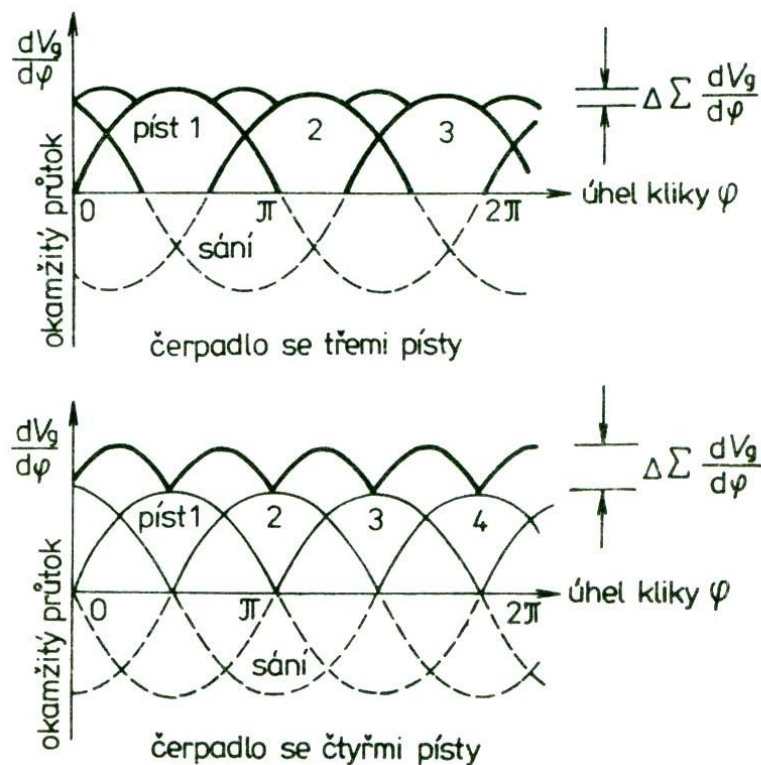
Pro pojem pulzace je třeba zavést pojem střední okamžitý průtok, tedy [1]:

$$\overline{\left(\frac{dV_g}{d\varphi}\right)} = r \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{z}{2 \cdot \pi} \quad (7.4)$$

Pulzace je potom definována jako [1]:

$$\delta = \frac{\left(\frac{dV_g}{d\varphi}\right)_{\max} - \left(\frac{dV_g}{d\varphi}\right)_{\min}}{\left(\frac{dV_g}{d\varphi}\right)} \quad (7.5)$$

Obr. 7.1 znázorňuje průběh okamžitého průtoku pro tříválcové a čtyřválcové čerpadlo. Ukazuje se tedy, že je výhodnější použít čerpadlo s lichým počtem válců, kde je pulzace menší.



Obr. 7.1 Průběh okamžitého průtoku pro víceválcová čerpadla [1]

7.1 Plunžrové čerpadlo Sigma typu PAR

V této stati je popsáno konkrétní plunžrové čerpadlo tuzemského výrobce Sigma Pumpy Hranice s.r.o. Jedná se o typ PAR, který byl vybrán jako typický představitel sortimentu této firmy.

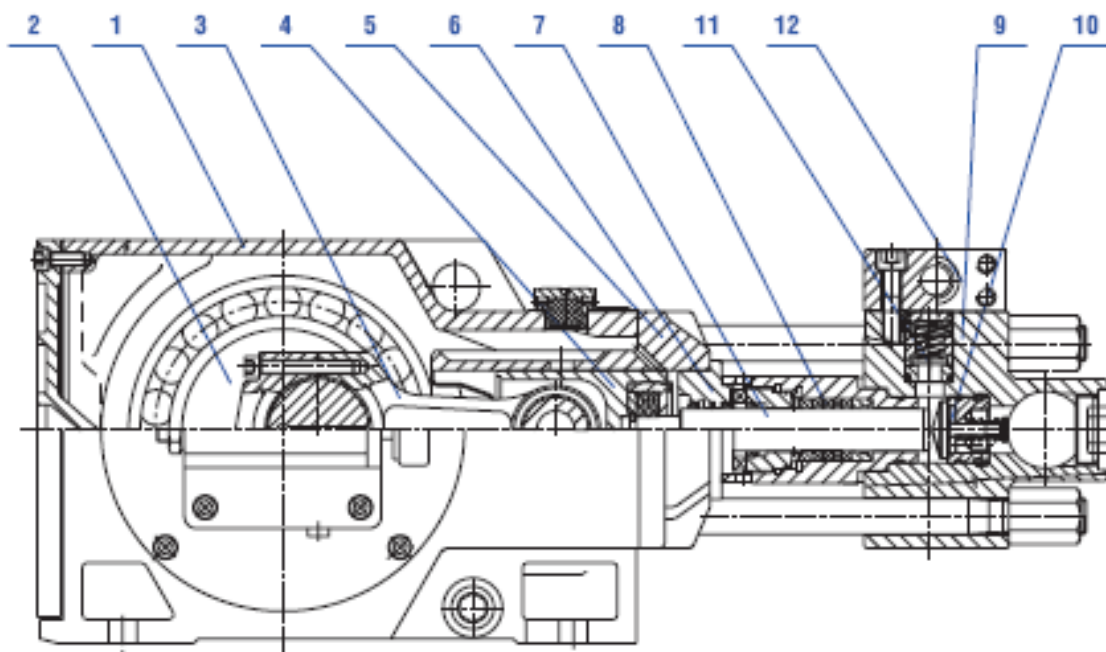
Použití [9]

Vysokotlaká horizontální plunžrová čerpadla PAR jsou určena pro čerpání, emulzí, olejů a jiných chemicky neaktivních kapalin a roztoků s hodnotami pH v rozmezí 6-8, s maximálním obsahem 1% objemového množství nevydírajících přímísenin s maximální velikostí zrna do 50 mm a s teplotou do 60 °C. Čerpadla jsou vhodná jako zdroj tlakového média v hydraulických obvodech tvářecích strojů a v tlakových stanicích o výkonu do 125 kW.

Konstrukce [9]

Čerpadla typu PAR jsou konstruována jako horizontální tříplunžrová nebo pětiplunžrová. Dodávána jsou v různých velikostech a výkonových verzích. V případě tříválcového typu se teoretický výkon pohybuje od 33 do 65 kW a pětiplunžrového typu od 56 do 109 kW (viz. tab. 7.1.1). Částečný řez tímto čerpadle je na obr. 7.1.1. Kliková skříň (1) je odlévaná a je připravena pro montáž zubového čerpadla, jež slouží k tlakovému mazání, a případně pro montáž externí převodovky. Zubové čerpadlo je vybaveno manometrem pro kontrolu mazacího tlaku a olejovým filtrem. Tento typ čerpadla je dodáván spolu s pojistným ventilem, který chrání čerpadlo před případným překročením dopravního tlaku. Na obr. 7.1.2 jsou znázorněny hlavní rozměry tohoto čerpadla. Obr. 7.1.3 ještě znázorňuje informativní oblastní diagram.

Hmotnost tříplunžrového čerpadla včetně pojistného ventilu je 630 kg, pětiplunžrového čerpadla je 900 kg (nejvýkonnější verze).



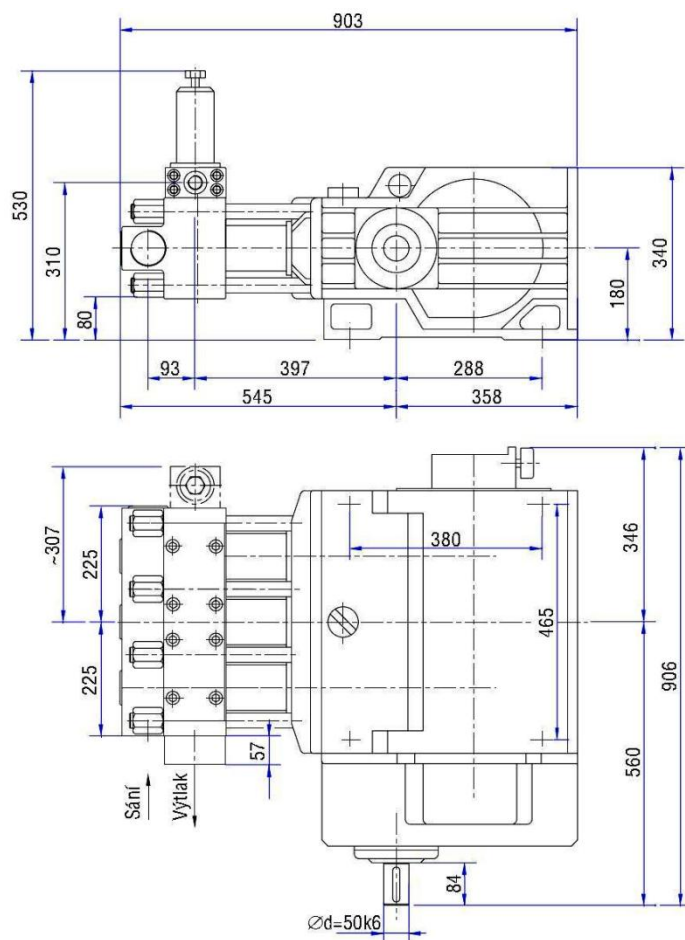
Obr. 7.1.1 Částečný řez čerpadlem Sigma typu PAR [9]: 1- kliková skříň, 2- klikový hřídel, 3- ojnice, 4- křížák, 5- vedení křížáku, 6- prachová ucpávka, 7- plunžr, 8- vysokotlaká ucpávka, 9- těleso hydraulické části, 10- sací ventil, 11- výtlačný ventil, 12- ventilové víko

			PAR-3-60				PAR-5-60			
Vstupní otáčky	[1.min ⁻¹]		985		1480		985		1480	
Převodový poměr	[-]		2,61		2,61		2,61		2,61	
Otáčky klíkové hřídele	[1.min ⁻¹]		377		567		377		567	
Střední pístová rychlost	[m.s ⁻¹]		0,75		1,13		0,75		1,13	
Označení čerpadla	Průměr plunžrů [mm]	Max. tlak [bar]	Qt [l.min ⁻¹]	Nt [kW]	Qt [l.min ⁻¹]	Nt [kW]	Qt [l.min ⁻¹]	Nt [kW]	Qt [l.min ⁻¹]	Nt [kW]
PAR-x-60-25	25	800	33	44	50	67	56	74	84	111
PAR-x-60-28	28	650	42	45	63	68	70	76	105	113
PAR-x-60-32	32	500	55	46	82	68	91	76	137	114
PAR-x-60-36	36	400	69	46	104	69	115	77	173	115
PAR-x-60-40	40	320	85	46	128	68	142	76	214	114
PAR-x-60-45	45	250	108	45	162	68	180	75	271	113
PAR-x-60-50	50	200	133	44	200	67	222	74	334	111
PAR-x-60-55	55	160	161	43	242	65	269	72	404	108
PAR-x-60-63	63	125	212	44	318	66	353	74	530	110
PAR-x-60-70	70	100	261	44	393	65	436	73	655	109

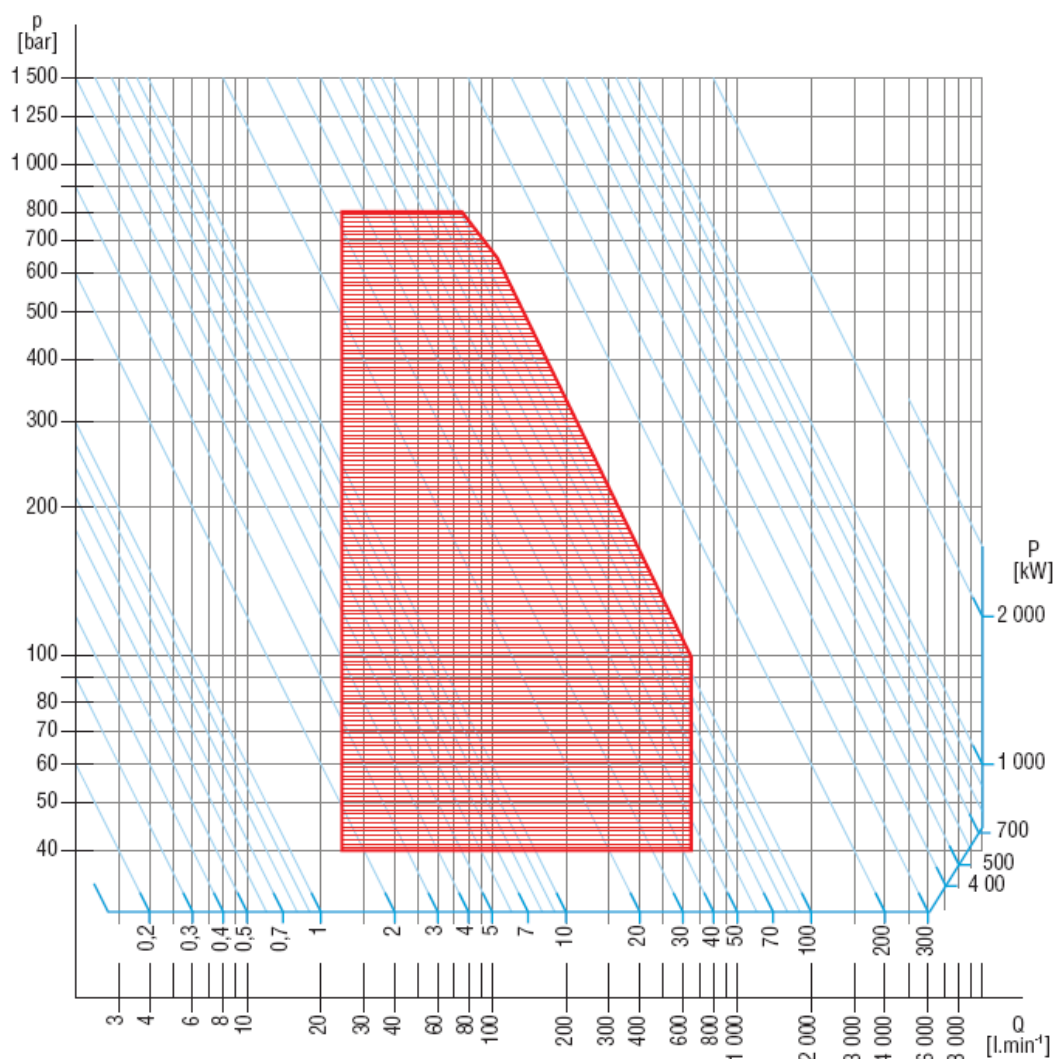
Q_t teoretický průtok
N_t teoretický výkon

- průtok vypočtený z geometrických charakteristik čerpadla a otáček, neuvažuje vliv škodného prostoru
- teoretický hydraulický výkon čerpadla vypočtený z maximálního tlaku a teoretického průtoku

Tab. 7.1.1 Technické údaje čerpadel typu PAR [9]



Obr. 7.1.3 Rozměry čerpadla typu PAR [9]



Obr. 7.1.3 Informativní oblastní diagram čerpadel PAR [9]

7.2 Čerpadlo typu 6801, 6811 firmy Cat pumps

Toto čerpadlo je zde uvedeno pro srovnání s výše uvedeným čerpadlem firmy Sigma. Čerpadlo typu 6801, 6811 americké firmy Cat pumps má totiž podobné hodnoty maximálního tlaku a průtoku (viz. tab. 7.2.1) jako již zmiňované čerpadlo PAR.

Jedná se o tříplunžrové řadové čerpadlo s keramickými písty. Tento typ čerpadel je vhodný pro čerpání slané vody, průsakové vody a speciální dezinfekce chemických a potravinářských výrobků [15].

V tabulce (tab. 7.2.1) jsou uvedeny hodnoty tlaků a průtoků pro různá provedení.

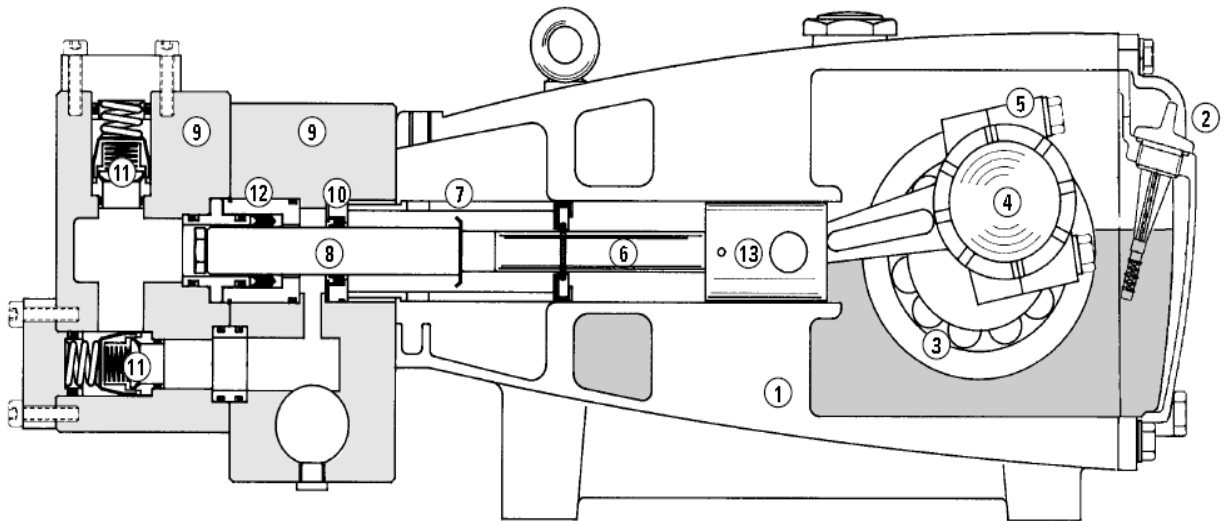
Elektrický příkon								
model	průtok		tlak					RPM
			PSI 3000	PSI 4000	PSI 5000	PSI 6000	PSI 7000	
	U.S GPM	L/M	BAR 210	BAR 275	BAR 345	BAR 415	BAR 485	
6801 6801K	15	57	30,8	41,1	51,4	61,6	71,9	600
	12	45	24,7	32,9	41,1	49,3	57,5	480
	10	38	20,5	27,4	34,2	41,1	47,9	400
6811 6811K	15	57	30,8	41,1	51,4	N/A	N/A	600
	12	45	24,7	32,9	41,4	N/A	N/A	480
	10	38	20,5	27,4	43,2	N/A	N/A	400

Tab. 7.2.1 Základní parametry čerpadla 6801, 6811 [14]

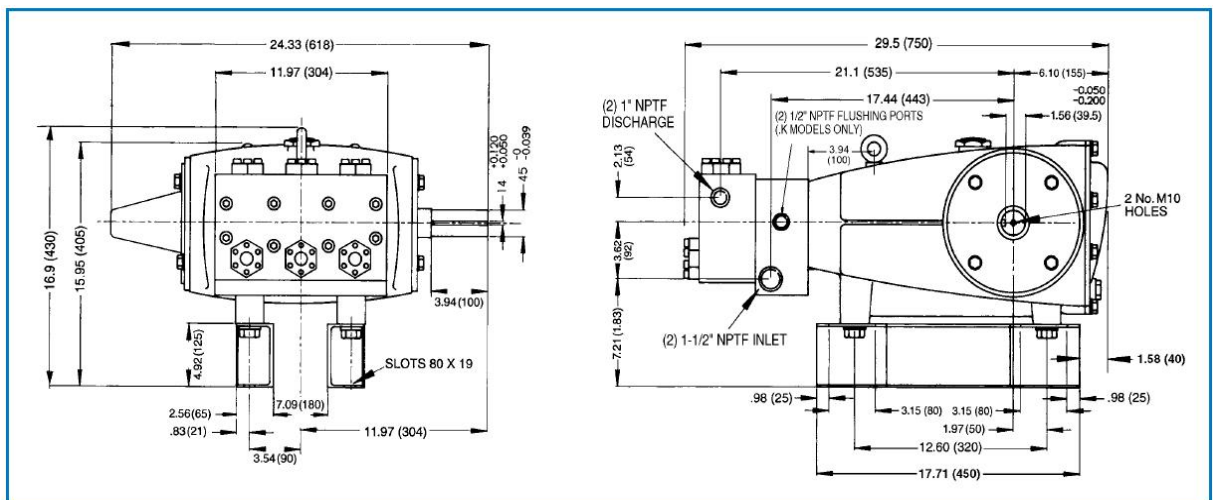
Ostatní parametry jsou pro srovnání uvedeny na obr. 7.2.1. Standardní modely (6801, 6811) jsou přímo mazány a chlazeny čerpanou tekutinou. Modely označené jako speciální (6801K, 6811K) jsou ještě upraveny pro čerpání kapalin s nízkou mazací schopností. Obr. 7.2.2 znázorňuje ještě řez tímto čerpadlem.

Specifikace		
	U.S. jednotky	metrické jednotky
modely 6801, 6801K		
průtok	15,0 GPM	57 L/M
tlakový rozsah	od 100 do 7000 PSI	od 7 do 485 BAR
otáčky	600 RPM	600 min ⁻¹
vrtání	0,984''	25 mm
modely 6811, 6811K		
průtok	15,0 GPM	57 L/M
tlakový rozsah	od 100 do 5000 PSI	od 7 do 345 BAR
otáčky	600RPM	600min ⁻¹
vrtání	0,984''	25mm
Společná specifikace		
vstupní tlak	do 50 PSI	do 3,5 BAR
zdvih	2,579''	65,5 mm
kapacita klikové skříně	10 Qts	9,46 L
Maximální teplota kapaliny	140°F	60°C
průměr hřídele	1,772''	45 mm
hmotnost	355 lbs.	161 kg
Rozměry	29,5 x 24,33 x 11,98''	750 x 618 x 305 mm

Obr. 7.2.1 Ostatní parametry čerpadla 6801, 6811 [14]



Obr. 7.2.2 řez čerpadlem 6801, 6811 [14]



Obr. 7.2.3 Hlavní rozměry čerpadla 6801, 6811 [14]

7.3 Porovnání čerpadel PAR a čerpadel 6801, 6811

Porovnáním parametrů např. čerpadla 6801K s čerpadlem PAR-3-60-32 nelze si nevšimnout téměř shodného uspořádání hlavních prvků. Oba typy mají tříplunžrové uspořádání, neboť se výrobci drží teorie menší pulzace průtoku pro lichý počet plunžrů (viz. kapitola 7).

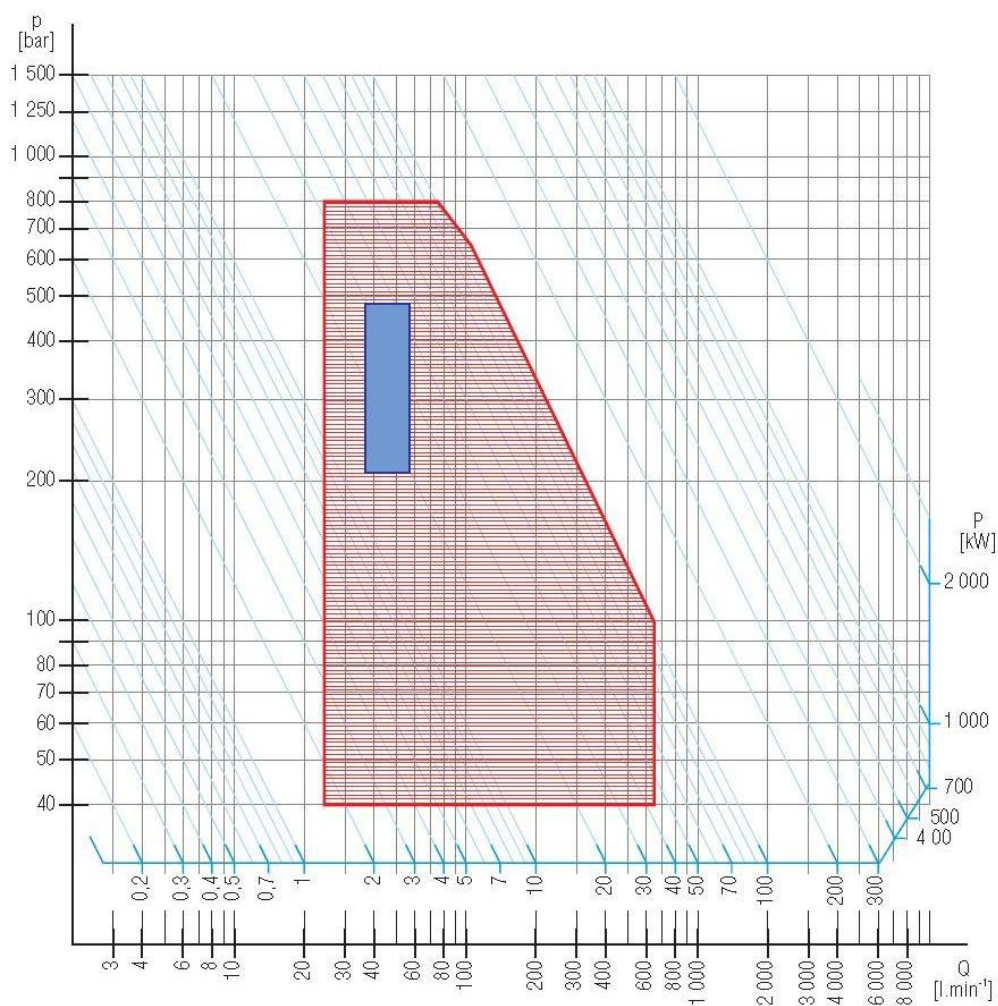
Čerpadlo amerického výrobce má levostranné uspořádání (čerpadlo PAR lze na přání vyrobit taktéž) a nepoživá tlakového mazání. Zatímco čerpadlo typu PAR lze provozovat při dvojích provozních otáčkách (377 a 567 min^{-1}), čerpadla 6801 a 6811 lze provozovat dokonce při trojích (400 , 480 , 600 min^{-1}). Jmenovité otáčky jsou tedy u obou typů dosti blízké. Po srovnání dvou konkrétních provedení obou čerpadel, sice čerpadla PAR-3-60-32 ($p = 500 \text{ bar}$,

$Q = 55 \text{ l/min}$) a čerpadla Cat pumps 6801 ($p = 485 \text{ bar}$, $Q = 57 \text{ l/min}$) lze vyvodit následující: Čerpadlo 6801 pracuje při vyšších otáčkách (600 oproti 377 min^{-1}), má tedy vyšší výkon (71,9 oproti 46 kW) a menší průměr plunžru (25 oproti 32 mm).

Čerpadlo Sigma má mazání tlakové, na které má pomocné zubové čerpadlo. Klikový hřídel není spojen se vstupním hřídelem přímo, nýbrž pomocí předlohového ozubeného kola. Čerpadlo typu PAR má také velmi malou střední pístovou rychlost, což mu ve spojení s kvalitním mazáním dává velkou životnost.

Po vynesení do oblastního diagramu čerpadel typu PAR pracovní oblast čerpadel 6801, 6811 je možné pracovní oblasti obou čerpadel porovnat (viz. obr. 7.3.1). Čerpadla typu PAR mají pracovní oblast výrazně větší, neboť se vyrábějí s plunžry od 25 do 70 mm a to v tří a pětiplunžrovém provedení- mají tedy velký rozsah geometrických objemů.

Čerpadla firmy Cat pumps se vyrábějí pouze tříplunžrová a to s plunžry o jednotném průměru 25 mm. Z obr. 7.1.3 a obr. 7.2.3 také vyplývá, že čerpadla 6801 a 6811 mají menší hmotnost a rozměry než čerpadla od firmy Sigma.



Obr. 7.3.1 Oblastní diagram obou čerpadel: oblast čerpadel PAR (červená barva), oblast čerpadel 6801K (modrá barva)

ZÁVĚR:

Cílem této bakalářské práce bylo provést základní rozdělení hydrostatických čerpadel a uvést u každé skupiny stručný popis spojený s uvedením některých jejich kladů a záporů.

V první části byly uvedeny základní výpočtové vztahy a bylo popsáno hledisko (měrné otáčky), podle kterého dělíme hydraulické stroje na hydrostatické a hydrodynamické. Dále bylo provedeno rozdělení hydrostatických čerpadel a byly popsány jednotlivé typy. V práci byla také uvedena čerpadla (lamelová čerpadla, čerpadla s radiálními písty), která se používají jak v generátorovém tak i v motorickém režimu. Jsou tedy hydraulickými převodníky. Zde byl uvažován pouze generátorový provoz. Na závěr byl popsán konkrétní typ víceválcového plunžrového čerpadla tuzemského výrobce spolu s jeho skutečnými parametry. Pro srovnání bylo vybráno ještě podobné čerpadlo a obě čerpadla byla srovnána. Po porovnání obou čerpadel lze konstatovat, že základní konstrukční uspořádání zůstávají stejná, rozdíly lze nalézt např. v technice mazání nebo geometrii klikového mechanismu, rozměrech apod. Například výše uvedené tříplunžrové čerpadlo PAR má mazání tlakové k čemuž potřebuje pomocné zubové čerpadlo. Jde sice o kvalitní mazací systém, je ale nutno říci, že konstrukční složitost tohoto čerpadla je v porovnání s čerpadlem amerického výrobce vyšší, což pravděpodobně vede i k vyšší výrobní ceně. U víceválcových plunžrových čerpadel se setkáváme tedy nejčastěji s koncepcí tři nebo pěti válců v řadě.

Porovnáním vlastností hydrostatických čerpadel s hydrodynamickými lze vyvodit určité závěry. Hydrostatická čerpadla mají téměř nezávislý průtok na měrné energii (viz. obr. 1.4.1), mají tedy tzv. tvrdou charakteristiku. U čerpadel hydrodynamických s rostoucím průtokem poměrně výrazně klesá měrná energie, mají tedy tzv. měkkou charakteristiku [1], [11].

Bude-li u hydrodynamických čerpadel růst tlak (resp. měrná energie) dojde k poklesu průtoku postupně až na nulovou hodnotu. U čerpadel hydrostatických průtok s rostoucím tlakem téměř neklesá a dochází k jejich přetěžování. Z tohoto důvodu je nutné hydrostatická čerpadla chránit proti přetěžování pojistným ventilem. Obecně lze konstatovat, že hydrostatická čerpadla nemají celkovou účinnost tolik citlivou na změně jejich parametrů jako čerpadla hydrodynamická, mají malý moment setrvačnosti, dobrou schopnost reverzace a vysoký měrný výkon. Jako hlavní nevýhody oproti hydrodynamickým čerpadlům lze zmínit nutnost olejového hospodářství a složitost konstrukce (především pístová čerpadla) a s výjimkou membránových čerpadel nemožnost čerpat výrazně znečištěné kapaliny. Lze sice vyrobit plastová hydrostatická čerpadla, která mohou čerpat znečištěnou kapalinu, ty ale mají alespoň prozatím poměrně malou životnost a lze je použít spíše pro nižší tlaky. Jejich vývoj úzce souvisí s rozvojem moderních plastů, jsou tedy doménou několika posledních let. Hydrodynamická čerpadla mají často tišší chod, obecně menší pulzace průtoku a mají vyšší životnost.

Každý stroj prodělává během let určitý vývoj, který se jeho vlastnosti snaží měnit k lepšímu. I čerpadla nejsou v tomto směru výjimkou. Od čerpadel žádáme vyšší účinnost a spolehlivost, přičemž při stejných jejich pozitivech chceme pokud možno co nejmenší hmotnost a rozměry.

Hydrostatická čerpadla se i v budoucnu budou stále hojně využívat. Mají svoje výhody, díky kterým budou v úzké oblasti překrytí s čerpadly hydrodynamickými často upřednostňována. Například již zmiňovaná tvrdost charakteristiky bude jedna z určujících vlastností pro výběr dávkovacích čerpadel.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ:

- [1] BLAHA J.,BRADA K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992, 757 s. ISBN 80-03-00665-1
- [2] MAŠTOVSKÝ O. *Hydromechanika pro strojní inženýry*. Praha: SNTL, 1964, 319 s.
- [3] BAUER F., BRŮHA O., JAŇOUR Z. *Základy proudění*
- [4] VARCHOLA M. *Hydrostatická čerpadla*. Bratislava: Edičné stredisko STU v Bratislave, 1992, 220 s. ISBN 80-227-0490-3
- [5] MELICHAR J. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*, nakladatelství ČVUT, Praha 2009, 139 s. ISBN 978-80-01-04383-7
- [6] STRÝČEK O. *Hydraulické stroje*. Edičné stredisko STU v Bratislave, 1998, 206 s. ISBN 80-227-1061-X
- [7] PEŇÁZ V., BENŽA D. *Tekutínové mechanismy*. Rektorát VUT v Brně, 1990, 211 s. ISBN 80-214-0082-X
- [8] BLÁHA J., BRADA K. *Čerpadla*. Praha: vydavatelství ČVUT, 1972, 181 s.
- [9] Sigma Pumpy Hranice s.r.o. - firemní dokumentace a reklamní materiály
- [10] ŠEBESTA S., TURZA J. *Teória tekutinových mechanizmov*. Bratislava: Edičné stredisko STU v Bratislave, 1989, 124 s. ISBN 80-227-0120-3
- [11] BRADA K., BLAHA J. *Hydrostatické stroje a převody*. Praha: vydavatelství ČVUT, 1990, 154 s. ISBN 80-01-00432-5
- [12] KOPÁČEK J. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. Ostrava: Rektorát VŠB, 1968, 333 s.
- [13] VOSTROVSKÝ J. *Hydraulické a pneumatické mechanizmy*. Praha: vydavatelství ČVUT, 1991, 248 s. ISBN 80-01-00626-3
- [14] Cat pumps - firemní dokumentace a reklamní materiály
- [15] ŠOB F. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0

- [16] <http://www.catpumps.com/pumpdetail.cfm?PumpID=349&link=1>
- [17] http://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana
- [18] <http://www.sigmapumpy.com/>
- [19] <http://www.hydrocom.cz/sortiment/cerpadla/>
- [20] <http://www.tomoz.cz/cs/cerpadla/UDOR/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ:

A [m ²]	- rozdíl ploch
Ca [-]	- Cauchyho kritérium
Dr, D_h [m]	- průměr roztečné kružnice
Eu [-]	- Eulerovo kritérium
F [N]	- síla
Fr [-]	- Froudeho kritérium
M [Nm]	- moment
$M_{teoret.}$ [Nm]	- teoretický moment
Ma [-]	- Machovo kritérium
N [-]	- Newtonovo kritérium
P [W]	- výkon
$P_{teoret.}$ [W]	- teoretický výkon
Q [m ³ /s]	- objemový průtok
$Q_{teoret.}$ [m ³ /s]	- teoretický objemový průtok
Re [-]	- Reynoldsovo kritérium
Sh [-]	- Strouhalovo kritérium
V [m ³]	- objem
V_g [m ³]	- geometrický objem
W [-]	- Weberovo kritérium
Y [J]	- měrná energie kapaliny
c [m/s]	- rychlost proudění
c_p [m/s]	- rychlost pístu
d [m]	- průměr pístu
e [m]	- excentricita
g [m/s ²]	- tíhové zrychlení
h [m]	- výška
i [-]	- počet pístů
l_M [m]	- rozměr délky modelu
l_S [m]	- rozměr délky stroje
m' [kg/s]	- hmotnostní průtok
m_M [kg]	- rozměr hmotnosti modelu
m_S [kg]	- rozměr hmotnosti stroje
n [s ⁻¹]	- otáčky
n_q, n_s [s ⁻¹]	- měrné otáčky
p [Pa]	- tlak
p_V [Pa]	- výstupní tlak
p_S [Pa]	- vstupní tlak
q [m ³ /s]	- průsakové ztráty
r [m]	- poloměr
t [s]	- čas
t_M [s]	- rozměr času modelu
t_S [s]	- rozměr času stroje
α [°]	- úhel
δ [-]	- pulzace
ε [m ³]	- charakteristický objem
η [-]	- účinnost

η_M [-]	- mechanická účinnost
η_P [-]	- tlaková činnost
η_Q [-]	- průtoková účinnost
λ [-]	- modul délky
μ [-]	- modul hmotnosti
ρ [kg/m ³]	- hustota
τ [-]	- modul času
φ [rad]	- úhel natočení
ω [rad/s]	- úhlová rychlost