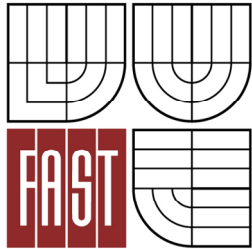




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ  
ÚSTAV VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ OBCÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MUNICIPAL WATER MANAGEMENT

## ŘÍZENÍ PROVOZU ČERPADEL VE VODÁRENSTVÍ PUMP CONTROL IN WATER SUPPLY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

RADEK MUNZAR

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. TOMÁŠ KUČERA, Ph.D.

BRNO 2013

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá popisem, návrhem čerpadel a automatických čerpacích stanic. V první části se práce zabývá rozdělením čerpací techniky a způsobem řízení čerpací techniky, dále se pak zabývá snížením provozních nákladů a rozborem souvislosti ztrát na vodovodním potrubí a tlaku. V poslední části bakalářské práce je reálně řešená lokalita a prokázání výhodnosti modernizace čerpací techniky.

## **ABSTRAKT**

The bachelor thesis deals with a description and construction of pumps and automated pumping stations. The first part concerns the classification of pumping technology and the way of pumping machines controlling. Then, it also discusses the reduction of operational costs and an analyzes consequences of water loss in pipes, and pressure. The final part of the thesis practically analyzes an in-question location and a proof of advantages pumping of technology modernization.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Čerpací stanice, čerpadlo s frekvenčním měničem, ztráty vody v potrubí.

## **KEY WORDS**

Pump station, pumps with frequency changer, loss of water

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP**

MUNZAR, Radek. *ŘÍZENÍ PROVOZU ČERPADEL VE VODÁRENSTVÍ*. Brno, 2013. 55 str.  
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. Ústav vodního  
hospodářství obcí. Vedoucí bakalářské práce Ing Tomáš Kučera, Ph.D.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny informační zdroje.

V Brně dne .....

Podpis.....

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Kučerovi, Ph.D. za výborné vedení, motivaci a podporu při vytváření této bakalářské práce. Dále bych pak rád poděkoval Miroslavě Munzarové za jazykovou korekci práce.

# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>ČERPACÍ TECHNIKA.....</b>	<b>4</b>
<b>2.1</b>	<b>Rozdělení čerpadel dle ČSN 11 0000 .....</b>	<b>4</b>
2.1.1	Hydrodynamická čerpadla .....	4
2.1.2	Hydrostatická čerpadla .....	6
<b>2.2</b>	<b>Návrhové charakteristiky čerpadla .....</b>	<b>8</b>
2.2.1	Návrhové veličiny .....	8
2.2.2	Návrhové charakteristiky .....	10
2.2.3	Možnosti zapojení.....	11
<b>2.3</b>	<b>výpočtové charakteristiky .....</b>	<b>13</b>
2.3.1	Charakteristika potrubí .....	13
2.3.2	Určení pracovního bodu čerpadla .....	16
<b>3</b>	<b>TYPY A POPIS ČERPACÍCH STANIC.....</b>	<b>18</b>
<b>3.1</b>	<b>čerpací stanice .....</b>	<b>18</b>
<b>3.2</b>	<b>automatické tlakové stanice .....</b>	<b>18</b>
3.2.1	ATS s velkou tlakovou nádobou.....	18
3.2.2	ATS bez tlakové nádoby nebo s malou tlakovou nádobou .....	19
<b>4</b>	<b>ŘÍZENÍ ČERPADEL.....</b>	<b>20</b>
<b>4.1</b>	<b>Pracovní Režim čerpadel.....</b>	<b>20</b>
4.1.1	Konstantní chod čerpadla.....	20
4.1.2	Soft starter.....	20
4.1.3	Frekvenční měnič.....	21
<b>4.2</b>	<b>řízení čerpadel .....</b>	<b>22</b>
	Řídící panel Hydro MPC .....	22
<b>5</b>	<b>SOUČASNÝ STAV .....</b>	<b>24</b>
<b>5.1</b>	<b>koncepce úspor .....</b>	<b>24</b>
<b>5.2</b>	<b>Proporcionální tlak .....</b>	<b>24</b>
<b>6</b>	<b>VZOROVÁ LOKALITA .....</b>	<b>26</b>
<b>6.1</b>	<b>modelace lokality v epanetu 2.0 .....</b>	<b>26</b>
<b>6.2</b>	<b>technicko-energetický audit firmy grundfos S.R.O. ....</b>	<b>33</b>
6.2.1	Varianta 1.....	35
6.2.2	Varianta 2.....	37
6.2.3	Varianta 3.....	39
6.2.4	Závěr a vyhodnocení.....	41

---

<b>6.3</b>	<b>Lokalita nord galeni .....</b>	<b>42</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>44</b>
	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>45</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>46</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>47</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>48</b>
	<b>SUMMARY .....</b>	<b>49</b>

# 1 ÚVOD

V dnešní době je stále vzrůstající poptávka po energiích, tedy i zvyšující se nutnost zabezpečení distribuce. Finanční zdroje a jejich využití je trendem podstatně vyššího zhodnocení. Směr co nejvyššího efektu využívání vody ve vodárenství a podstatně se zvyšující cena vody nás tedy vede k otázce, jak co nejvíce snížit náklady na vodu nefakturovanou. Voda nefakturovaná vzniká vlastní spotřebou dodavatele (tj. provozní voda), dále pak vodou požární a ztrátovou. Voda ztrátová vzniká v zásadě nepřesností měření průtokoměrů při extrémních průtocích nebo netěsností na vodovodním řadu. Tlak na vodovodní síti v průběhu dne velice kolísá, a to především v nočních hodinách. V čase nejmenšího odběru je tlak nejvyšší a tedy i úniky vody vlivem netěsností jsou vysoké. Řešení pak záleží na koncepci řešení distribuce, která může být gravitační, nebo výtlačková. Pokud, je distribuce gravitační, sestava se skládá z vodojemu a potrubí, v zásadě se pak redukce tlaku řeší redukčním ventilem (PRV). Na výtlačkovém řadu, který se skládá z čerpací stanice a potrubí je pak nejefektivnějším řešením idealizace tlakového režimu přímo na čerpadlech, pomocí frekvenčních měničů a vhodnou kombinací výkonů čerpadel. Výsledný požadovaný efekt je snížení ztrát vody, úspora elektrické energie a prodloužení životnosti potrubí.

## 2 ČERPACÍ TECHNIKA

Čerpadlo je komponentové zařízení, které přeměňuje energii mechanickou  $E_m$  na energii hydraulickou  $E_h$ , nebo naopak v případě turbíny. Komponent jako takový je vždy napojen na nějaký zdroj mechanické energie. V dnešní době již v zásadě elektrický, případně spalovací motor. Čerpadlo se skládá z motoru, obalu a akčního prvku, kterým může být například oběžné kolo či píst.

### 2.1 ROZDĚLENÍ ČERPADEL DLE ČSN 11 0000

#### 2.1.1 Hydrodynamická čerpadla

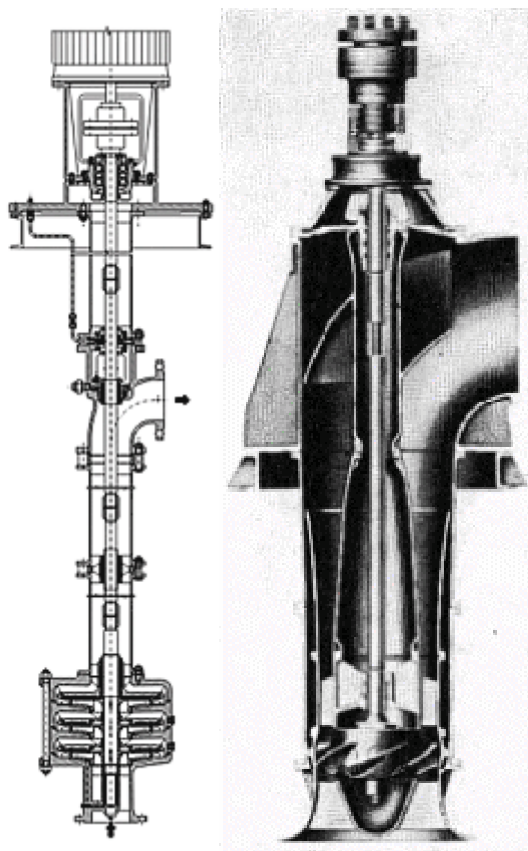
Hydrodynamická čerpadla jsou čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v kinetickou a potenciální energii kapaliny.

##### A. Odstředivá

Čerpadla dopravující kapalinu točivým pohybem činné části rotoru, kterým je oběžné kolo. Kapalina proudí oběžným kolem, otevřeným proti výtoku a pohybuje se odstředivě. Dále tyto čerpadla dělíme na:

##### *Diagonální*

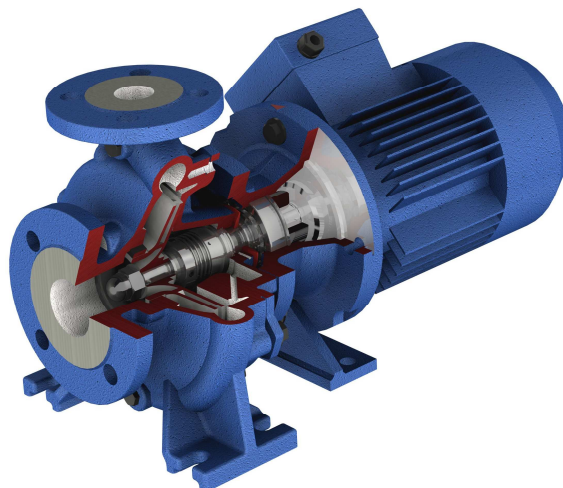
Kapalina vstupuje na oběžné kolo rovnoběžně s osou a vystupuje z oběžného kola úhlopříčně, tedy diagonálně (šikmo k ose otáčení).



Obr. 1 Diagonální odstředivé čerpadlo [1]

### ***Radiální***

Kapalina vstupuje do oběžného kola rovnoběžně s osou a vystupuje z oběžného kola kolmo k ose, tedy radiálně.



Obr. 2 Radiální čerpadlo [2]

### ***B. Axiální***

Kapalina oběžného kola vstupuje a vystupuje rovnoběžně s osou, tedy axiálně.



Obr. 3 Axiální čerpadlo [3]

### **C. Obvodová**

Obvodová neboli vířivá - kapalina vstupuje do oběžného kola a vystupuje z něho nejčastěji jen na části obvodu.

### **D. Labyrintová**

Kapalina vstupuje a vystupuje ve směru mezery mezi rotorem a statorem, v níž ve spirálových drážkách (labyrintech) se zvyšuje její tlak.

### **E. Kombinovaná**

Kombinace čerpadel stejného nebo různého konstrukčního provedení, zapojení za sebou nebo vedle sebe.

## **2.1.2 Hydrostatická čerpadla**

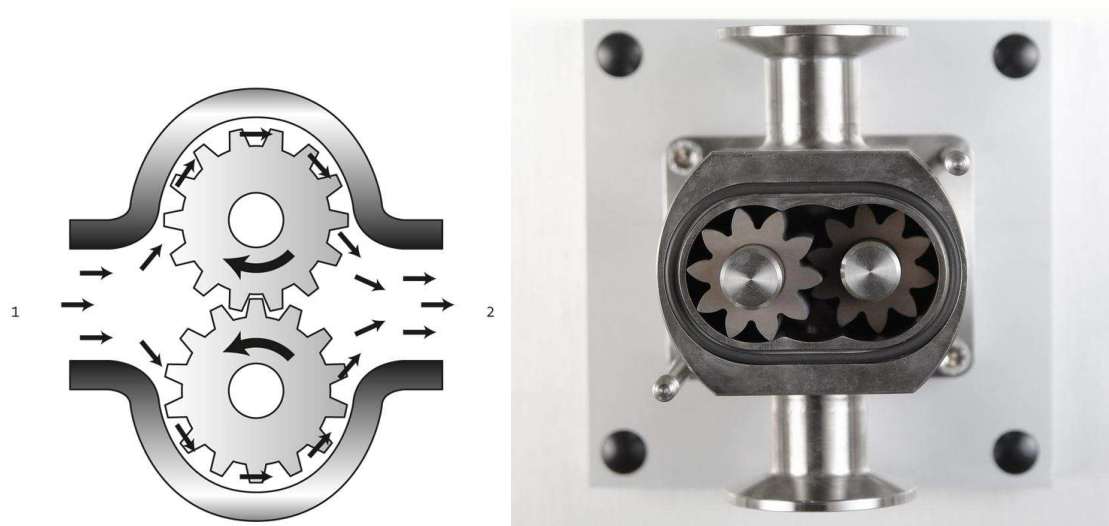
Jsou to objemová čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální hydraulickou energii.

### **A. Rotační**

Čerpadla dopravující kapalinu točivým pohybem činné části rotoru. Kapalina je v uzavřeném prostoru proti vtoku a výtoku. Teoretickou účinností je vždy stejný objem kapaliny na jednu otáčku.

#### **Zubová**

Doprava kapaliny probíhá ve vnitřním nebo vnějším mezi zubovém prostoru.



**Obr. 4 Zubové čerpadlo [7]**

## Vřetenová

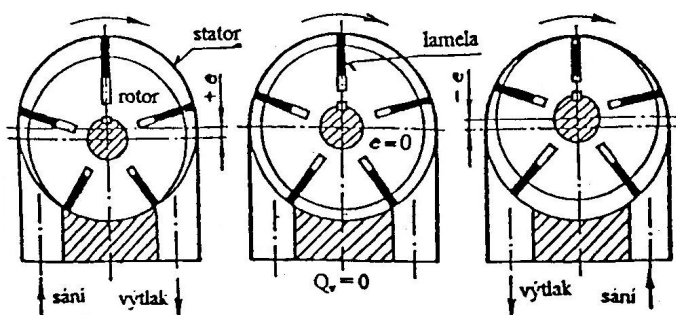
Akční rotorový prvek má u těchto čerpadel tvar šroubovice. Funkci uzávěru zde má tvarovaný stator nebo další protichůdné vřetenno.



Obr. 5. Vřetenové čerpadlo [4]

## Lamelová

Lamely jsou uloženy v radiálních drážkách, které při otáčení sledují válcovou dutinu statoru. Boční víka statoru těsní čela rotoru i lopatek. Stator je radiálně přestavitelný vůči ose rotoru a to díky výstřednosti. Při stejném smyslu otáček se první hrdlem kapalina nasává a druhým vytlačuje. Průtok se mění výstředností od maxima do nuly. Při záporné excentricitě dojde k obrácení toku čerpané kapaliny, hrdlo výtlčné se stává sacím, a naopak.



Obr. 6 Lamelové čerpadlo [5]

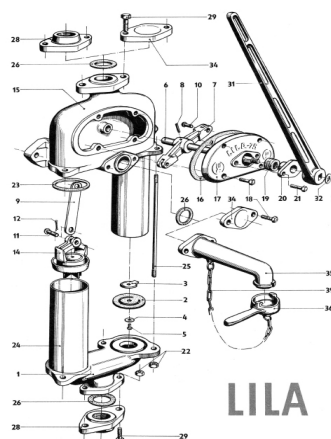
## Rotujícím pístem

V oválném těle čerpadla jsou dvojitě vytvořeny dva válcové prostory, v nich se proti sobě otáčejí dva neokrouhlé písky různého tvaru. Písky se po sobě nuceně odvalují synchronizovaným spojením pomocí dvou ozubených kol upevněných na hnací hřídeli ve skříni, která je vně čerpadla.

## B. S kmitavým pohybem

Objemová čerpadla, která dopravují kapalinu kmitavým vratným pohybem činné části v tělese čerpadla.

**Pístová** -činný prvek je píst, nebo více pístů



Obr. 7 Pístové čerpadlo [6]

**Plunžrová**

**Membránová**

### C. S jiným pohybem

**Hadicová**

Čerpadla, která dopravují kapalinu postupným stlačováním činné části a nějakého plastického materiálu, přičemž je hadice v každém okamžiku stlačena minimálně v jenom místě.

## 2.2 NÁVRHOVÉ CHARAKTERISTIKY ČERPADLA

Čerpadlo jako soustrojí je definováno několika charakteristickými veličinami, jako jsou výkon, průtok, sací výška a výtlačk. Pro volbu vhodného čerpadla nebo soustavy čerpadel je nutné znát okrajové podmínky, neboli podmínky za jakých má čerpadlo pracovat.

### 2.2.1 Návrhové veličiny

$Q_{\check{c}}$ .....	[l/s, m <sup>3</sup> /s]	- Průtok čerpadla
-	množství kapaliny dodávané za jednotku času	
$Q_{opt}$ .....	[l/s, m <sup>3</sup> /s]	- Optimální průtok
-	průtok při v bodě s nejlepší účinností čerpadla	
$Q_n$ .....	[l/s, m <sup>3</sup> /s]	- Návrhový průtok (nominální, jmenovitý)
$H_g$ .....	[m]	- Geodetická dopravní výška

- rozdíl mezi dolní hladinou v sací jímce a hladinou v horní nádrži

**$H_v$ .....[m]** - **Výtlačná výška**

- rozdíl mezi vstupní výškou do čerpadla a horní hladinou ve výtlačné nádrži

**$H_s$ .....[m]** - **Sací výška**

- rozdíl mezi dolní hladinou v sací jímce a osou čerpadla



Obr. 8 Schéma dopravních výšek

**$Y$ .....[J/kg]** - **Měrná energie**

$$Y = g \cdot H$$

- potřebná energie a výtlač jednotku čerpané kapaliny

**$P$ .....[W]** - **Příkon čerpadla**

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta} = \frac{P_n}{\eta}$$

- výkon přenesený z motoru na hřídel čerpadla

**$P_n$ .....[W]** - **Užitečný příkon čerpadla**

$$P_n = \rho \cdot Q \cdot Y$$

$\eta$ .....[-] - Účinnost

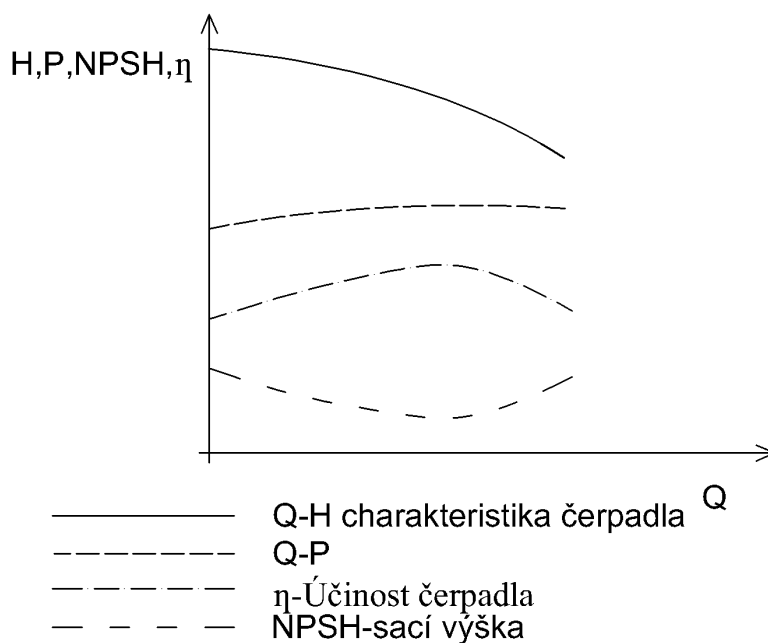
$$\eta = \frac{P_n}{P}$$

**NPSH**.....[m] - Sací výška čerpadla

Net positive suction head, charakter vyjadřující schopnost čerpadla nasát kapalinu ze sací jímky do akční části čerpadla.

## 2.2.2 Návrhové charakteristiky

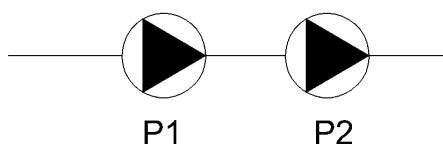
Výběr vhodného čerpacího zařízení se provádí pomocí čtyř návrhových parametrů, které definují vlastní čerpadlo, a je obvykle dodáváno výrobcem spolu s technickou dokumentací čerpadla. Jeden z prvních parametrů nás zajímá tzv. **Q-H** křivka, která přesně vystihuje závislost čerpaného množství a výšky, do které je čerpadlo schopné tento průtok dopravit. Další návrhový parametr je **NPSH** křivka, která přesně vystihuje čerpané množství v sacím potrubí v závislosti na sací výšce ( $H_s$ ). **Q- $\eta$**  určuje závislost průtoku na účinnosti, to nám vymezuje optimální a ekonomické využití čerpadla. **Q-P** křivka určuje závislost průtoku na výkonu.



Obr. 9 Návrhové charakteristiky čerpadla

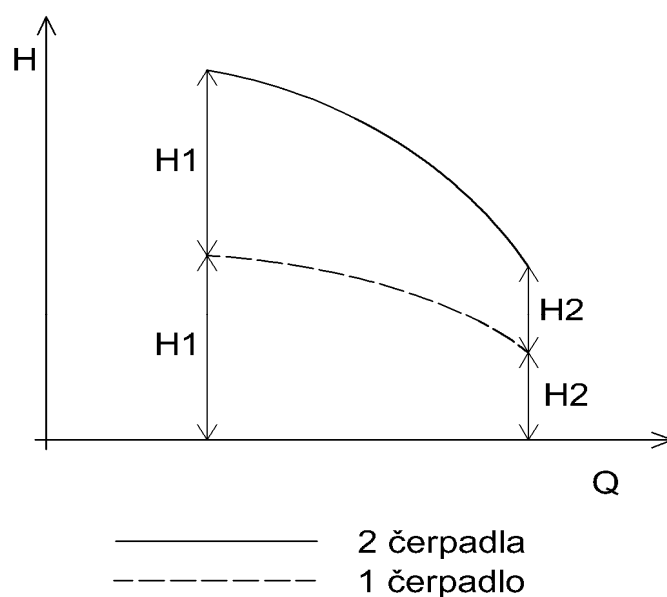
## 2.2.3 Možnosti zapojení

### 2.2.3.1 Sériově



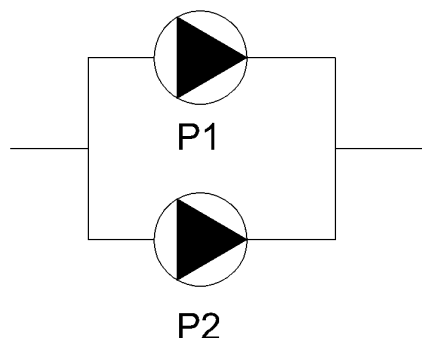
Obr. 10 Schematické sériové zapojení

Zařazení více čerpadel za sebou se ve vodárenství vyskytuje velice málo, avšak odpovídá to taktéž označení více stupňových čerpadel, které se naopak používají velice často. Sériové zapojení vyvolá na fyzikálních veličinách zvýšení dopravní výšky při zachování čerpaného množství. Voda prochází sacím potrubím do čerpadla a vychází výtlačným potrubím a rovnou vstupuje do sacího potrubí čerpadla druhého. Graficky lze tento jev popsat jako posunutí křivky Q-H ve směru osy H, viz Obr. 11. Více stupňová čerpadla jsou charakterizována tak, že jsou oběžná kola řazena přímo za sebou a jsou spojena jednou hřídelí. Toto zapojení je v zásadě velice výhodné.



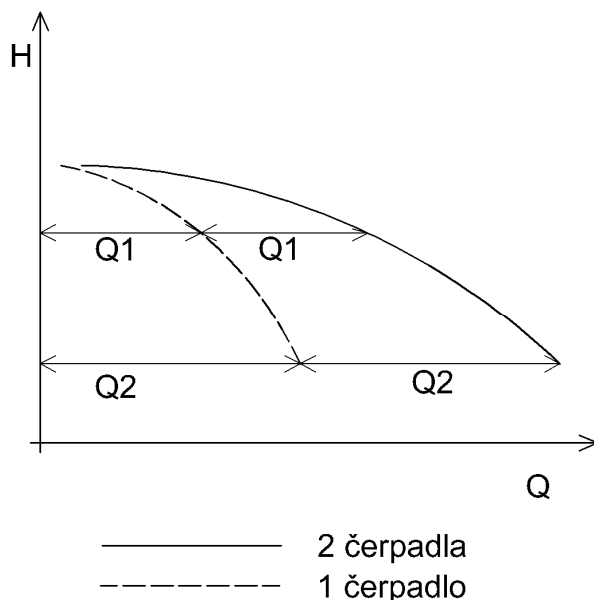
Obr. 11 Grafické znázornění Q-H křivky sériového zapojení

### 2.2.3.2 Paralelně



Obr. 12 Schéma zapojení paralelně

Zařazení více čerpadel paralelně, tedy vedle sebe se ve vodárenství používá často. Toto zapojení se používá v čerpacích stanicích zejména v použití 1+1, kde jedno čerpadlo je používáno jako provozní a druhé čerpadlo je používáno jako stoprocentně rezervní. Čerpadla z důvodu stejného opotřebení pak pracují střídavě. Zapojení čerpadel vedle sebe můžeme zapojit libovolné množství čerpadel a lze využít především tam, kde se v čase velice mění čerpané množství. Regulace čerpadel se pak provádí různě, například změnou provozního tlaku. Voda se čerpá společným sacím potrubím, nebo má každé čerpadlo sací potrubí svoje, dále pak voda vstupuje do společného výtlaku. Při zapojení čerpadel vedle sebe je vhodné použít stejná čerpadla, aby nedocházelo v provozu k problémům. Graficky lze toto zapojení popsat jako posunutí Q-H křivky ve směru osy Q viz obr.13.



Obr. 13 Grafické znázornění Q-H křivky paralelního zapojení

## 2.3 VÝPOČTOVÉ CHARAKTERISTIKY

### 2.3.1 Charakteristika potrubí

Každé potrubí vyvolává v závislosti na mnoha faktorech a především průtoku, určitý odpor. Tento odpor lze pozorovat jednoduchými zařízeními, jako jsou například piezometry. Odpor se projeví jako snížení tlaku a tedy ho lze jednoduchým způsobem změřit. Jako hlavní jednotka je zde metr. Charakteristika potrubí je závislost průtoku  $Q$  a ztrátové výšky  $H_z$  v určitém potrubí. Výsledkem je křivka, která charakterizuje konkrétní ztráty při určitém průtoku dle rovnice.

$$H_z = Q^2 \cdot \chi$$

$H_z$ .....[m]	-Ztrátová výška
$Q$ .....[m <sup>3</sup> /s]	-Průtok
$\chi$ .....[-]	-Odporový součinitel

Výpočet tlakových ztrát se při přesném řešení počítá numerickým součtem ztrát místních a ztrát po délce.

$$H_z = H_t + H_m$$

$H_z$ .....[m]	- Ztrátová výška
$H_t$ .....[m]	- Ztrátová výška způsobená třením
$H_m$ .....[m]	- Místní ztrátová výška

#### 2.3.1.1 Ztráty po délce

Potrubí můžeme obecně rozdělit na potrubí hydraulicky dlouhá, kde zásadní měrou převažují ztráty třením nad místními ztrátami. Za hydraulicky dlouhé potrubí pak považujeme například řády vodovodů na delší vzdálenost. Ztráty po délce jsou způsobeny drsností potrubí, hodnotou Reynoldsova čísla, které svojí hodnotou udává typ proudění a následným vnitřním třením kapaliny. Pro každý typ proudění určíme součinitele tření malinko jinak. Ztráty místní počítáme pomocí Darcy-Weissbachovy rovnice.

### Darcy-Weissbachova rovnice:

$$H_t = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$H_t$ .....[m]	- Ztrátová výška třením
$\lambda$ .....	- Součinitel tření
$v$ .....	- Střední průřezová rychlost
$L$ .....	- Délka potrubí
$D$ .....	- Průměr potrubí
$g$ .....	- Gravitační zrychlení

#### 2.3.1.2 Ztráty místní

Místní ztráty počítáme především u hydraulicky krátkého potrubí, tedy potrubí, kde velice místní ztráty převažují nad ztrátami po délce. Ztráty místní jsou způsobeny vždy změnou okrajových podmínek, jako jsou:

- změnou směru proudění (kolena různých úhlů)
- rozšířením nebo zúžením proudu (přechodky a redukce)
- obtékáním nebo naražením proudu (průtokoměry, clony, klapky)
- dělením a sjednocováním proudu (T-kusy a odbočky)
- jiným rušivým elementem (šoupata )

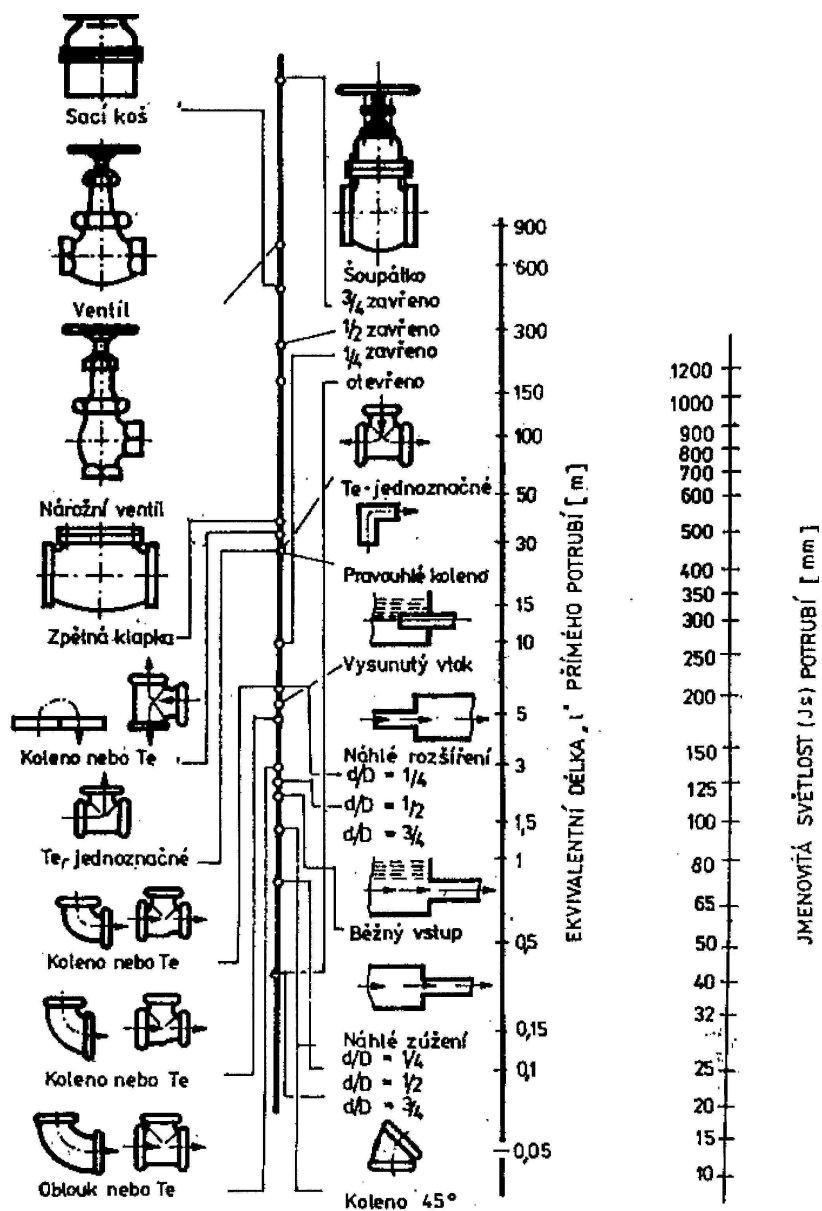
První způsob určení místní ztráty počítáme podle Weissbachova vztahu.

$$H_m = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$H_m$ .....[m]	- Místní ztrátová výška
$\xi$ .....	- Součinitel místní ztráty
$v$ .....	- Střední průřezová rychlost
$g$ .....[m/s <sup>2</sup> ]	- Gravitační zrychlení

Součinitel místních ztrát se určuje experimentálně nebo ve výjimečných případech je ztráta nutná propočítat. Pro většinu armatur a prvků vyvolávající místní ztrátu jsou již stanoveny a hledáme je v hydraulických tabulkách nebo jsou dokladovány výrobcem. Pokud součinitel místních ztrát nelze nalézt, je zapotřebí součinitel experimentálně změřit.

Druhý způsob je pomocí ekvivalentních délek. V příslušného diagramu spojíme vstupní návrhové hodnoty prvku, jako jsou typ a dimenze a protnutím třetí osy následně odečteme ekvivalentní délku. Ekvivalentní délku pak přičteme k délce potrubí a následně počítáme jako ztrátu po délce.



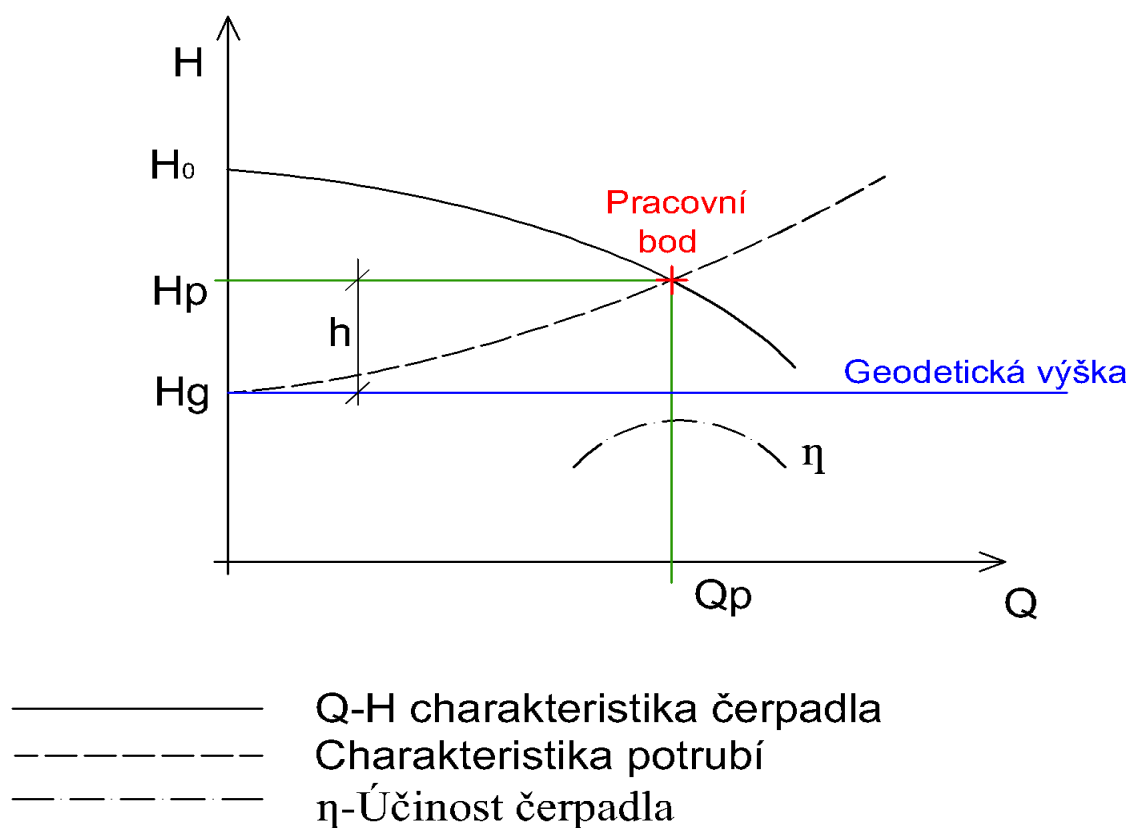
Obr. 14 Ukázka monogramu pro odečet ekvivalentních délek

## 2.3.2 Určení pracovního bodu čerpadla

Pro návrh vhodného čerpadla je jeden z nejdůležitějších parametrů výtlačná výška. Pro správné stanovení výtlačné výšky je nutné znát výškové převýšení čerpaných hladin a také odpor potrubí. Stanovení skutečné výtlačné výšky je součet geodetické výšky rozdílu čerpaných hladin a skutečnému odporu potrubí.

### 2.3.2.1 Grafické řešení

Grafické řešení spočívá v překrytí Q-H charakteristiky čerpadla, návrhové dopravní výšky a účinnosti. Z ekonomického hlediska je důležité, aby se křivky Q-H a Odporu potrubí protnuli v oblasti nejvyšší účinnosti čerpadla.



Obr. 15 Grafické určení pracovního bodu

### 2.3.2.2 Početní řešení

Početní řešení spočívá ve stanovení souřadnic pracovního bodu o souřadnicích Q a H. K určení hodnot používáme následující vztahy.

$$Q = \sqrt{\frac{H_0 - H_g}{\chi + \rho}}$$

Q .....	[m <sup>3</sup> /s]	-Průtok
H <sub>0</sub> .....	[m]	-Závěrný bod čerpadla
H <sub>g</sub> .....	[m]	-Geodetická dopravní výška
χ.....	[-]	-Odporový součinitel
ρ.....	[-]	-Pomocný součinitel

$$H_0 = \frac{\sum H_i \cdot \sum Q_i^4 - \sum (H_i \cdot Q_i) \cdot \sum Q_i^2}{3 \cdot \sum Q_i^4 - (\sum Q_i^2)^2}$$

$$\rho = \frac{\sum H_i \cdot \sum Q_i^2 - 3 \cdot \sum (H_i \cdot Q_i^2)}{3 \cdot \sum Q_i^4 - (\sum Q_i^2)^2}$$

H <sub>i</sub> .....	[m]	-Dopravní výška čerpadla v i-tém bodě
Q <sub>i</sub> .....	[m]	-Průtok čerpadla v i-tém bodě

## 3 TYPY A POPIS ČERPACÍCH STANIC

Typy čerpacích stanic můžeme v dnešní době dělit do dvou kategorií podle strojovny a typu řízení čerpadla.

### 3.1 ČERPACÍ STANICE

Čerpací stanicí obecně nazýváme místa nebo budovy, kde jsou čerpadla umístěna. Obecně čerpací stanice slouží k ochraně čerpací techniky a vytvoření vhodného pracovního prostředí. Čerpací stanice mají různé použití a různé spínací impulzy. Ve vodárenství můžeme nalézt použití například zesilovací tlakové stanice u lokalit, kde nevystačí tlak nebo nelze technicky provést. Tyto stanice se používají u výškových budov nebo v lokalitách s velkým převýšením.

### 3.2 AUTOMATICKÉ TLAKOVÉ STANICE

Automatické čerpací stanice jsou stanice, u kterých je řídicí impuls udáván poklesem tlaku na výtláčné straně. ATS stanice můžeme rozdělit dle vystrojení do dvou skupin.

#### 3.2.1 ATS s velkou tlakovou nádobou

Velká tlaková nádoba je z určité části vyplněna vodou a zbytek je vyplněn vzduchem. Čerpací stanice pod tlakem načerpá vodu do nádoby a tím se vzduch nad kapalinou stlačí. Když čerpadlo dosáhne vypínacího tlaku, vypne se. Tlak v nádobě průběžně klesá díky stlačenému vzduchu až na hodnotu zapínacího tlaku, který zapne čerpadlo a celý cyklus se opakuje. Tímto způsobem je pak zajištěný stálý přísun vody. Tlaková nádoba má také funkci protirázové ochrany.



Obr. 16 Automatické tlakové stanice Grundfos Hydro Solo-S [7]

### 3.2.2 ATS bez tlakové nádoby nebo s malou tlakovou nádobou

ATS bez tlakové nádoby jsou většinou doplněny čerpadly s frekvenčním měničem a sofistikovaným panelem, který hlídá tlak vody a podle potřeby pak zapíná a řídí čerpadla. Malá tlaková nádoba zde pak plní funkci stabilnějšího tlaku a překlenutí krátké doby, než čerpadla zareagují na rychlé změny. V poslední řadě má funkci protirázové ochrany.



Obr. 17 Automatické tlakové stanice Grundfos Hydro MPC [7]

## 4 ŘÍZENÍ ČERPADEL

Čerpadla mohou pracovat v různých režimech podle potřeby a návržení. Hydraulické sestavy s konstantním provozem jsou sestavy, u kterých se čerpadlo vypíná jen při údržbě nebo výměně. Hydraulické systémy s přerušovanou dobou provozu jsou sestavy, kde se provoz čerpadel řídí například výškou hladiny vodojemu nebo poklesem tlaku na výtlačku. U těchto sestav pak máme možnosti, jak čerpadlo řídit.

### 4.1 PRACOVNÍ REŽIM ČERPADEL

#### 4.1.1 Konstantní chod čerpadla

Konstantní chod čerpadla znamená, že čerpadlo je buď vypnuté, nebo zapnuté. Spínacím impulzem může být prakticky cokoli změřitelné, například teplota, tlak a světlo, nebo jednoduše vypínač. Čerpadlo se tedy po zapnutí roztočí na své jmenovité otáčky a v tomto režimu pracuje až do vypnutí. Tento způsob řízení čerpadel je vhodný pro menší čerpací systémy nebo pro systémy s konstantní potřebou. Velkou nevýhodou je velký spínací proud, možnost vzniku vodního rázu a vyšší možnost poruchy na potrubí.

#### 4.1.2 Soft starter

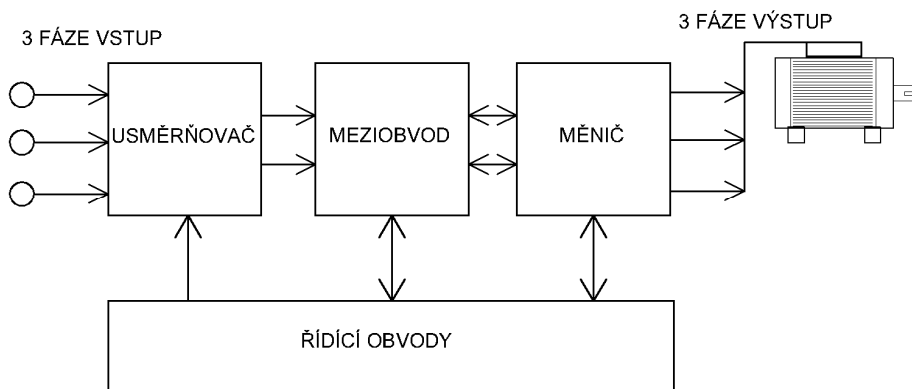
Soft starter je způsob řízeného náběhu čerpadel. Toto zařízení má za úkol plynulé naběhnutí otáček do pracovního režimu. Funguje tak, že si nastavíme nebo je neměnná doba náběhu, a po tuto dobu se motor lineárně rozbíhá. Tímto procesem velice snížíme startovní napětí a zatížení motoru. Veliké výhody tohoto zařízení jsou tedy na životnosti hnací jednotky, plynulejší pohyb kapalin v potrubí a v případě velkých čerpadel nutnost menších přívodních kabelů a jističů. Další výhodou je jednoduchá montáž a možnost zapojení na stávající čerpadla. Hlavní nevýhodou tohoto zařízení je vysoká cena.



Obr. 18 Soft starter značky Grundfos s.r.o [7]

### 4.1.3 Frekvenční měnič [15]

Frekvenční měnič je zařízení pro řízení otáček třífázového elektrického motoru, ke změně otáček dochází přeměnou jmenovitého síťového kmitočtu třífázové sítě 50 Hz a jeho napětí na hodnoty, které lze řízeně měnit.



Obr. 19 Schéma frekvenčního měniče

Usměrňovač - je napájen jedno nebo třífázovým napětím z elektrické sítě a na výstupu vytváří pulzující napětí.

Meziobvod - mění nebo stabilizuje napětí z usměrňovače a předává dále měniči.

Měnič - je také silová část frekvenčního měniče. Vytváří kmitočet napětí, které jde k motoru. Některé typy dokážou také měnit konstantní napětí na proměnné.

Řídící elektronika je jednotka, která přijímá a posílá signály mezi usměrňovačem. Konkrétní fungování pak závisí na přesné konstrukci.



Obr. 20 Motor s frekvenčním měničem firmy Grundfos s.r.o [7]

**Frekvenční měnič** je sofistikované elektronické zařízení, které umožňuje měnit otáčky motoru a tím velice přesně a ekonomicky regulovat čerpadlo. Frekvenčním měničem lze velice přesně regulovat také rozběh a doběh čerpadla. Mezi hlavní výhody frekvenčního měniče patří tedy možnost ekonomického regulování průtoku podle aktuální spotřeby, a je to tedy velice vhodný nástroj do lokalit, kde se mění průtoky a tlaky. Díky pomalému rozběhu a doběhu čerpadla pak eliminuje vznik vodního rázu a je tedy zároveň vhodnou protirázovou ochranou. Největší nevýhodou frekvenčních měničů je jejich vysoká cena.

## 4.2 ŘÍZENÍ ČERPADEL

V současné době je nejnovějším a také nejdokonalejším způsobem řízení čerpadel řídicí jednotky. Ve výrobním programu značky Grundfos s.r.o jsou to panely pod obchodním názvem Hydro MPC.



Obr. 21 Ovládací panel Hydro MPC [7]

### Řídicí panel Hydro MPC

Panel MPC (Multi Pump Controller) je tedy počítač, který řídí chod čerpadel přesně podle požadavků. Hlavním komponentem MPC panelů je MPC řídicí jednotka, která byla vyvinuta k řízení čerpadel Grundfos s.r.o.. MPC je vyvinuta tak, aby mohla ovládat dvě až šest paralelně zapojených typově stejných čerpadel zároveň.



Obr. 22 Tlaková stanice Grundfos Hydro MPC – E [7]

### Volba požadovaných parametrů

MPC panel má možnost zvolit si vhodný signál pro správné fungování čerpací stanice. Rozhodující parametr se pak volí dle použití stanice. V případě, že požadujeme na výstupu konstantní tlak, vložíme do požadovaného místa tlakový senzor, který předává MPC stanici aktuální informace a řídicí jednotka pak vypočítá optimální zapnutí čerpadel. Jako vhodný parametr pak dle užití může být třeba teplota, tlak nebo jiná měřitelná požadovaná veličina.

### Kaskádový chod čerpadel

Řídicí jednotka se stará o kaskádovitý běh čerpadel a hlídá, aby každé čerpadlo, i v případě záloh, bylo používáno stejnou dobu z důvodu stejnoměrného opotřebení čerpadel. Konkrétně to znamená, že pokud bude v provozu jen jedno čerpadlo, spustí se vždy to, které má nejméně provozních hodin.

### Inteligentní funkce náběhu čerpadel

MPC vyhodnocuje aktuální potřebu vody a dává čerpadlům informaci o tom, kolik čerpadel musí být v chodu a jaké mají mít otáčky. Frekvenční měnič potom zajistí, že při postupném zvyšování odběru vody nejprve pomalu nabíhá první čerpadlo, a když pracuje na optimální účinnosti, začne pak postupně dle požadavků nabíhat další čerpadlo. Stejným principem následně čerpadla vypíná. Při rychlém poklesu nebo nárůstu potřeby, pak jednotky rychle vyhledá optimální kombinaci pracujících čerpadel. Tato funkce zajišťuje efektivní a levný provoz stanice.

### Monitoring chodu

Do MPC panelu lze vložit různé moduly, které pomohou odesílat a řídit stanici na dálku, třeba i pomocí mobilního telefonu. Pomocí paměti lze také předpovědět stav čerpadla a tedy vhodnou dobu pro údržbu a servis čerpadel. Tímto způsobem lze výrazně zmenšit riziko přerušení dodávky vody.

### Možnost nastavení regulace tlaku

Proporcionální tlak je veličina, která přispívá ke snížení ztrát vody vlivem netěsností systému. Tlakové stanice Hydro MPC mají díky přehlednému a uživatelsky přijatelnému displeji nastavení snížení proporcionálního tlaku rychlé a jednoduché.

## 5 SOUČASNÝ STAV

V současné době je trendem šetřit. Ztráta začíná u odběratele. V minulosti byl trend stoupaní poptávky po vodě, takže veškeré dopravní a infrastrukturní kapacit se navrhovali větší s předpokladem konstantního růstu spotřeby vody. Trend spotřeby vody se rapidně posunul během 20 let ze 130 l/osobu/den na hodnotu 85-90 l/osobu/den. Veškeré současné výrobní a dodávající kapacity jsou silně předdimenzovány a nefungují efektivně. Budovy čerpacích stanic, byly navrženy na velká čerpadla. V současnosti jsou čerpadla menší a motory výkonnější, takže již není potřeba tak velkých prostor. S postupným stárnutím vodovodní sítě zde pak dochází ze strany provozovatele k velkým ztrátám na únikách vody. Rozdíl mezi vodou produkovanou a vodou změřenou a zaplacenou, se nazývá voda nefakturovaná. Voda nefakturovaná vzniká součtem vody technologické a vody ztrátové. Ztráty vody vlivem netěsností nebo přetlakování systému pak může dosahovat až 40% z celkové produkce vody. Dalším zdrojem problémů s úsporami ve vodárenství je vzrůstající množství zpětného využívání dešťové vody. Dnes v rámci ekologie se vyplatí při dostatečně velké ploše střechy, vybudovat si dešťovou nádrž a na podružné domácí činnosti jako například zalévání květin, mytí aut, splachování toalet. Tento fakt snižování poptávky po pitné vodě nepříznivě ovlivňuje vývoj pro vodárenské společnosti.

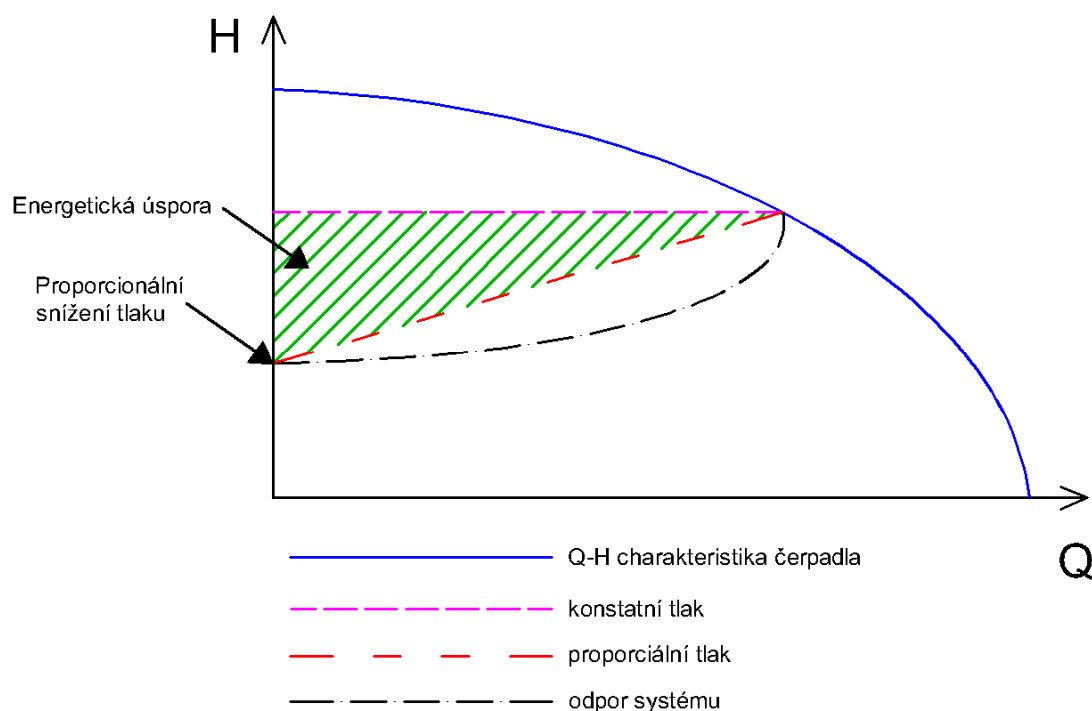
### 5.1 KONCEPCE ÚSPOR

Šetření domácností v podstatě nelze ovlivnit. Možností jak tedy ušetřit z hlediska distributora je velice omezené. Vzhledem k předimenzování výtlačků a čerpacích stanic lze tedy z pohledu provozovatele ušetřit rekonstrukcí celé nebo nejkrizovější části sítě. Toto je nejdražší varianta a přichází v úvahu pro staré řady, které jsou již na pokraji životnosti. Další variantou, jak ušetřit je optimalizace a sanace čerpacích systémů. Čerpací stanice je prostorově větší než je potřeba, a v zimních měsících je tedy menší ztráta i na vytápění. Větší ztráty nastávají na straně čerpadel a nevhodného řízení čerpadel. Na čerpacích stanicích s vyšším nebo nepřetržitým provozem se používají čerpadla s lepší účinností a účinnějším pracovním bodem, který odpovídá skutečnému stavu, lze velké množství prostředků ušetřit právě na elektrické energii. Další způsob jak ušetřit alespoň část nákladů na provoz, ale hlavně snížit množství nefakturované vody, je zavedení takzvaného proporcionálního tlaku.

### 5.2 PROPORCIONÁLNÍ TLAK

Zavedení proporcionálního tlaku znamená, že v době s nulovým průtokem snížíme konstantní tlak a tím snížíme také množství nefakturované vody. V době s minimálním průtokem totiž nepotřebujeme vysoký tlak a se změnou průtoku se pak tlak v systému vyrovná na hodnotu stálého tlaku.

Pokud tlaková ztráta v potrubním systému během období s vysokým průtokem činí 0,2 MPa, musí být výtlačný tlak čerpadla nastaven na 0,6 MPa tak, aby tlak ve vodovodu mohl být 0,4 MPa. V období s nízkým průtokem může ovšem tlaková ztráta klesnout na 0,1 MPa. Zůstane-li nastavená hodnota výtlačného tlaku na 0,6 MPa, zvýší se tlak u spotřebitele na hodnotu 0,5 MPa. Nadbytečný 0,1 MPa zvýší v systému ztrátu způsobenou netěsnostmi a bude mít za následek nadměrnou spotřebu energie, což znamená zvýšení nákladů v obou směrech. Řídící jednotky MPC, mají možnost nastavení velikosti snížení proporcionálního tlaku a tím šetřit zdroje. U spotřebitele zůstane konstantní tlak na 0,4 MPa, ale ztráty provozovatele se úměrně sníží.



**Obr. 23 Schéma proporcionálního tlaku**

Místo kde je nejvhodnější umístit tlakové čidlo, se volí dle hydraulických podmínek v potrubí. Většinou vybereme kritické místo kde je požadován výstupní tlak a propojí se s MPC panelem. MPC panel poté vyhodnotí ztrátu tlaku a odvodí vhodné otáčky čerpadla. V případě, že tlak neustále klesá, znamená to, že poptávka po vodě vzrostla a MPC panel na to zareaguje zvýšením otáček nebo rozběhnutím dalšího čerpadla tak, aby ve zvoleném místě byl požadovaný konstantní tlak. Jakmile se průtok v systému zastaví, zastaví se i čerpadla a tlak se nechá klesnout na hodnotu nastaveného proporcionálního tlaku, který se udržuje.

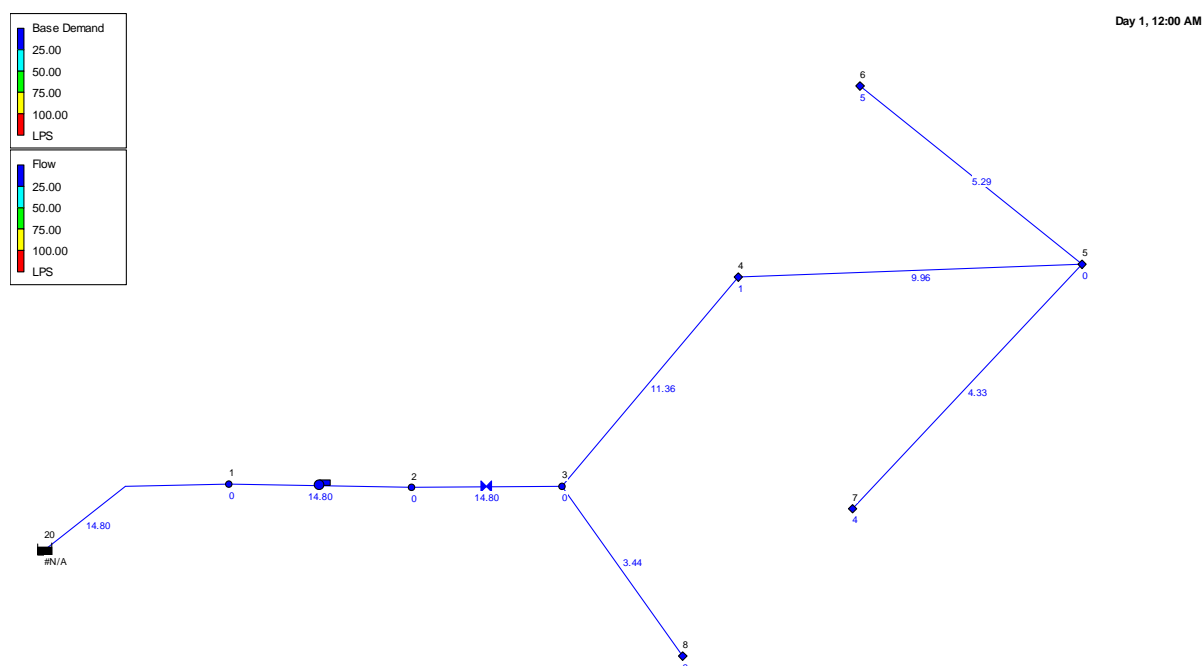
## 6 VZOROVÁ LOKALITA

V následujících kapitolách se budu věnovat praktickému použití získaných informací a přiblížit numericky. V kapitole 6.1 jsem se rozhodl použít výpočtový program Epanet 2.0 a v kapitolách následujících jsem jako podklad využil podklady vytvořené v rámci Auditů firmy Grundfos s.r.o..

### 6.1 MODELACE LOKALITY V EPANETU 2.0

Modelací vybrané lokality v Epanetu jsem se rozhodl simulovat různé průtokové a tlakové poměry, aby byly výpočetně prokázány závislosti mezi tlakem, případně proporcionálním tlakem a ztrátou vody v potrubí. Zatěžovací stavy jsem zvolil tak, aby vystihli nejproblematictější průtokové poměry. V potrubí uvažuji ztrátu vody oproti vodě distribuované 20%. Modelace ztráty vody byla zadána do výpočtu jako koeficient ztráty. Tímto způsobem jsem definoval velikosti otvorů na potrubí pomocí průtoku. Délky potrubí jednotlivých úseků, byly zvoleny náhodně a jsou vypsány vždy na zkráceném výstupu z Epanetu. Tlaky v potrubí jsou zvoleny tak, aby vystihovali obvyklou tlakovou potřebu pro vodovodní výtlaky. Hodnota nejnižší simuluje proporcionální tlak. Nejvyšší hodnota tlaku jsem pak zvolil jako nejvyšší dovolený přetkal v systému. Z důvodu vyšší přesnosti je tlak zvyšován po 5 m.v.sl..

#### *Vizualizace lokality v Epanetu*



Obr. 24 Náhled na lokalitu v Epanetu

Na obrázku 24 je vykreslená modelovaná lokalita, kde je nad uzlem zobrazený odběr a na potrubí vypočítaný průtok a je to výpočet pro odběr 13 l/s a přetlak na potrubí 50 m.v.sl.. Veškeré uváděné hodnoty průtoků jsou vztaženy k uzlu č. 1.. Z prostorových důvodů zde uvedu pouze dva extrémní stavy a výstupy z programu Epanet.

## *Zatěžovací stav 1*

V prvním zatěžovacím stavu je zvolen odběr vody na 0 l/s. Tento zatěžovací stav má simulovat dobu s žádným nebo minimálním průtokem. Zatěžovací stav se většinou vyskytuje v pozdních nočních a brzkých ranních hodinách. Tento zatěžovací stav je ideální právě pro využití moderního řízení čerpacích stanic, jako jsou třeba proměnné otáčky pomocí frekvenčního měniče a MPC řídicí jednotky. Hodnota minimálního tlaku je snížena přibližně o 10% oproti normové hodnotě a simuluje hodnotu nastaveného proporcionálního tlaku.

**Tabulka 1 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.1**

<b>Název</b>	<b>Přetlak</b> m.v.sl.	<b>Odběr</b> l/s	<b>Průtok</b> l/s	<b>Ztráta</b> l/s
POT35	35	0	1,85	<b>1,85</b>
POT40	40	0	1,98	<b>1,98</b>
POT45	45	0	2,1	<b>2,1</b>
POT50	50	0	2,22	<b>2,22</b>
POT55	55	0	2,33	<b>2,33</b>
POT60	60	0	2,43	<b>2,43</b>
POT65	65	0	2,53	<b>2,53</b>
POT70	70	0	2,62	<b>2,62</b>

## Výstup z Epanetu 2.0 ZS1

Link - Node Table:

Link ID	Start Node	End Node	Length m	Diameter mm
6	20	1	485	200
1	3	4	400	200
2	4	5	6700	150
3	5	6	6900	120
4	5	7	5000	120
5	3	8	4880	120

### Link Results: Tlak 35 m.v.sl.

Link ID	Flow LPS	Velocity m/s	Unit Headloss m/km	Status
6	1.85	0.06	0.03	Open
1	1.47	0.05	0.02	Open
2	1.12	0.06	0.04	Open
3	0.38	0.03	0.02	Open
4	0.38	0.03	0.02	Open
5	0.38	0.03	0.02	Open

### Link Results: Tlak 70 m.v.sl.

Link ID	Flow LPS	Velocity m/s	Unit Headloss m/km	Status
6	2.43	0.08	0.04	Open
1	1.93	0.06	0.03	Open
2	1.46	0.08	0.07	Open
3	0.50	0.04	0.03	Open
4	0.50	0.04	0.03	Open
5	0.50	0.04	0.03	Open

## *Zatěžovací stav 2*

V druhém zatěžovacím stavu je zvolen odběr vody na 13 l/s. Tento zatěžovací stav má simulovat dobu s maximálním průtokem. Zatěžovací stav se většinou vyskytuje v hodinách ranních a večerních. Tento zatěžovací stav vyžaduje konstantní a to normou vymezený tlak.

**Tabulka 2 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.2**

<b>Název</b>	<b>Přetlak</b> m.v.sl.	<b>Odběr</b> l/s	<b>Průtok</b> l/s	<b>Ztráta</b> l/s
P13T35	35	13	14,34	<b>1,34</b>
P13T40	40	13	14,51	<b>1,51</b>
P13T45	45	13	14,66	<b>1,66</b>
P13T50	50	13	14,8	<b>1,8</b>
P13T55	55	13	14,93	<b>1,93</b>
P13T60	60	13	15,05	<b>2,05</b>
P13T65	65	13	15,17	<b>2,17</b>
P13T70	70	13	15,26	<b>2,26</b>

## Výstup z Epanetu 2.0 ZS2

Link - Node Table:

Link ID	Start Node	End Node	Length m	Diameter mm
6	20	1	485	200
1	3	4	400	200
2	4	5	6700	150
3	5	6	6900	120
4	5	7	5000	120
5	3	8	4880	120

**Link Results: Tlak 35 m.v.sl.**

Link ID	Flow LPS	Velocity m/s	Unit Headloss m/km	Status
6	14.34	0.46	0.97	Open
1	10.98	0.35	0.60	Open
2	9.64	0.55	1.90	Open
3	5.16	0.46	1.81	Open
4	4.23	0.37	1.27	Open
5	3.36	0.30	0.85	Open

**Link Results: Tlak 70 m.v.sl.**

Link ID	Flow LPS	Velocity m/s	Unit Headloss m/km	Status
6	15.05	0.48	1.06	Open
1	11.57	0.37	0.66	Open
2	10.12	0.57	2.07	Open
3	5.35	0.47	1.93	Open
4	4.39	0.39	1.36	Open
5	3.48	0.31	0.90	Open

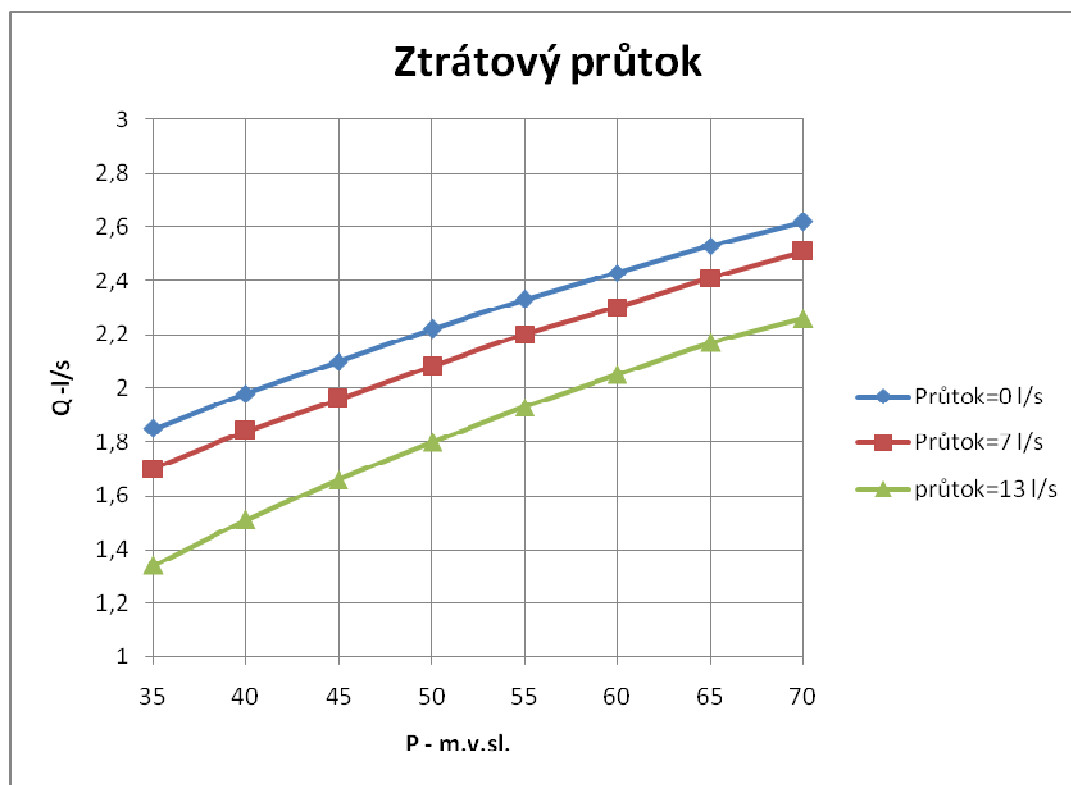
## Vyhodnocení

Modelace v Epanetu prokázala, že vysoký tlak negativně ovlivňuje ztráty vody v potrubí. Pro lepší představu o průběhu ztrát jsem se rozhodl nasimulovat ještě dodatkový zatěžovací stav č.3, který odpovídá průtoku 7 l/s.

Tabulka 3 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.3

Název	Přetlak m.v.sl.	Odběr l/s	Průtok l/s	Ztráta l/s
P7T35	35	7	8,7	1,7
P7T40	40	7	8,84	1,84
P7T45	45	7	8,96	1,96
P7T50	50	7	9,08	2,08
P7T55	55	7	9,2	2,2
P7T60	60	7	9,3	2,3
P7T65	65	7	9,41	2,41
P7T70	70	7	9,51	2,51

## Graf výsledků



Obr. 25 Souhrnné závislosti ztrátového průtoku a tlaku

## ***Závěr***

Měření prokázalo, že za předpokladu využití proporcionálního tlaku a v případě snížení tlaku, při žádných nebo nízkých průtocích, snížit ztráty vody. V modelové situaci mělo každé snížení tlaku o 5 m.v.sl. za následek ušetření přibližně 0,12 l/s. Ročně tento průtok vzroste na hodnotu 3785 m<sup>3</sup>/rok, když na tomto modelovém příkladě budeme uvažovat cenu za vodu 67,61 Kč/m<sup>3</sup> což odpovídá aktuální ceně v Brně, snížení nákladů bude v hodnotě 256 000 Kč. Moderní způsoby řízení provozu čerpadel, zavedení proporcionálního tlaku, je pro snížení ztrát vody vhodný nástroj.

## 6.2 TECHNICKO-ENERGETICKÝ AUDIT FIRMY GRUNDFOS S.R.O. [8]

V rámci technického a energetického auditu v roce 2011 proběhlo ve chvaletické elektrárně, společnosti ČEZ a.s., měření zde instalovaných požárních čerpadel. Cílem auditu bylo posoudit současný způsob provozu čerpadel z hlediska jejich energetické náročnosti a navrhnout kroky či postupy, které by dosáhly významné energetické úspory a zvýšení provozní spolehlivosti. Současná čerpadla 250-CVAV-400-300/2 jsou paralelně instalované dva kusy se 100% zálohou. Výrobce je Sigma Lutín. Střídavě pracující čerpadla pracují v jediném režimu, do chladicího či požárního systému. Potřebný výkon je vyregulován pomocí obtoku, tzv. bypass, vedeného do regulační armatury a sací jímky.



Obr. 26 Čerpadlo Sigma Lutín [8]

### Vyhodnocení

Uskutečněné měření upřesňuje trvale nastavený pracovní režim chladicího čerpadla, který je zaznamenaný v tab.4 dále ještě obsahuje výkonové parametry požadované provozovatelem pro štítkové parametry a požární režim současného čerpadla.

Tabulka 4 Stávajícího řešení

	Průtok Q (m <sup>3</sup> /h)	Dopravní výška H (m)	Zpětný průtok Q' (bypass) (m <sup>3</sup> /h)	Příkon P (kW)	Účinnost čerpadla η (%)	Účinnost čerpadla vč. zpět. průtoku η (%)	Podíl provozu (%)	Poznámka
1	127,9	73,3	112,0	86,0	30,3	56,8	100	chladicí režim (změřeno)
2	230,0	75,0	0				?	požární režim vč. rezervy výkonu (požadováno)
3	198,0	88,0	0	75,6		64,0		parametry stávajícího čerpadla

Z výše uvedené tabulky pracovních režimů a z postřehů během měření je zřejmé několik skutečností:

- čerpání probíhá s velmi nízkou účinností, protože se velká část kapaliny vrací zpět do sání, čerpadla pak pracují mimo své optimum a jsou také technicky zastaralá a provozně již opotřebená
- regulace odtoku je hlavním zdrojem ztrát, která maří téměř 1/2 přivedené energie, která činí 47%
- s přihlédnutím na značný podíl zmařené elektrické energie je možné konstatovat, že čerpadla jsou z hlediska průměrně vyžadovaných parametrů silně předimenzována. Nadbytečný výkon by mohl sloužit pro požární režim čerpadel
- v praxi je plný, tedy dvojnásobný, výkon čerpadel potřebný pouze v nouzovém požárním režimu. Prakticky ještě nikdy nenastal a přesto čerpadla v něm ve skutečnosti pracují nepřetržitě (bypass).

V návaznosti na výše uvedené skutečnosti a následné závěry je možno určit opatření, která povedou k energetickým úsporám a vyšší spolehlivosti provozu:

- čerpání zajistit čerpadly s výkonem nastaveným skutečným podmínkám s rezervou výkonu pro požární režim, která ale nebude během normálního provozu mařena
  - pracovní režimy zajistit i zde pomocí čerpacích agregátů se 100% zálohou a bezztrátovou otáčkovou regulací
  - pro případnou otáčkovou regulaci vytipovat nejvhodnější řídicí signál, např. teplotu chladicí vody na vratné větvi
  - veškeré pracovní režimy zaštitit čerpacím agregátem s maximální účinností (tzv. optimum) poblíž nejfrekventovanějšího režimu tak, aby celkový provoz probíhal při maximální účinnosti
  - vytipovat vhodná čerpadla s konstrukčním provedením, které bude schopné instalace v daných podmínkách
  - střídat čerpadla v provozu automaticky tak, aby docházelo k jejich především rovnoměrnému a stejnému opotřebení
  - zajistit dostatečnou pohotovou rezervu výkonu
- dalších úspor energie se dosáhne řízením od vhodného externího signálu

### **Návrh čerpadel:**

Nabízí se řada variant pro řešení stávající situace. Velké energetické úspory dosáhneme vyloučením použití bypassu.

Nejvýhodnějším řešením dle výše uvedené podmínky se ukazuje vhodně dimenzovaná automatická tlaková stanice, případně s otáčkovou regulací. Protože regulační rozsah není příliš velký, není nutné otáčkově regulovat všechna čerpadla. Požadovaný výkon se dosáhne paralelním provozem více čerpadel za sebou, přičemž výkon posledního z nich může být otáčkově regulován externím frekvenčním měničem. Tak docílíme přesně požadovaného výkonu. V provozu se pravidelně automaticky střídají jednotlivá čerpadla a kterékoliv z nich je možno regulovat jediným měničem kterékoliv z nich. V případě poruch čerpadla je toto

zálohováno dalším čerpadlem. Poruchy měniče lze čerpadla provozovat v kaskádě bez otáčkové regulace.

### 6.2.1 Varianta 1

Automatická tlaková stanice Hydro MPC-F 4 CR 64-4-2 se použije k čerpání chladicí vody osazená 4 čerpadly řady CR Stanice obsahuje jeden externí frekvenční měnič. 100% zálohu chladicího výkonu v obě zahrnuje dimenzování čerpadel. Požární výkon 200 m<sup>3</sup>/h je sestaven přibližně 3 čerpadly, takže je zálohován z 50%.

	Průtok Q (m <sup>3</sup> /h)	Dopravní výška H (m)	Příkon P (kW)	Účinnost η (%)	v provozu čerp.	Podíl provozu (%)	Poznámka
1	127,9	73,3	35,3	73,8	2 z 4	100	chladicí režim (dle měření)
2	230,0	75,0	66,1	72,5	4 z 4	?	požární režim vč. rezervy výkonu (požadováno)

Tab. Hodnoty návrhu první varianty

V provozu za rok	8760	hod
Celkový podíl provozu	100	%
Načerpáno za rok	1120404	m
Spotřebováno	316236	kWh
V ceně	379483	Kč

Tab. Čerpání varianty 1

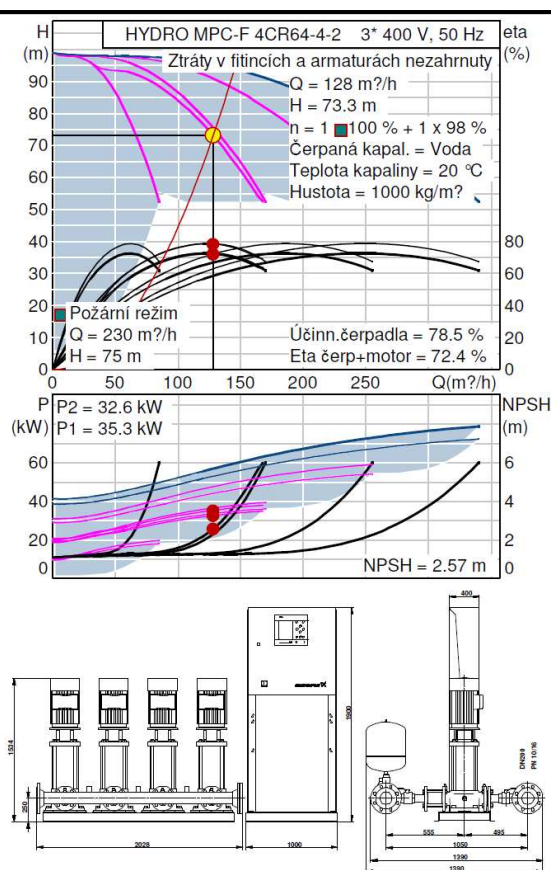
#### Finanční zhodnocení

- přečerpáno	1 120 147 m <sup>3</sup> /rok	
- spotřeba energie původní	752 424 kWh/rok	
- spotřeba energie nová	316 236 kWh/rok	
- úspora	436 188 kWh/rok	523 426,- CZK/rok

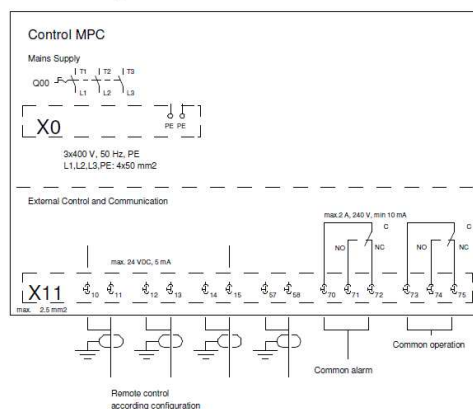
**návratnost investice 2,3 roku**

(cena zařízení 1 205 596,- CZK/ks bez DPH)

Popis	Hodnota
Název výrobku:	HYDRO MPC-F 4CR64-4-2
Číslo výrobku:	97520862
EAN kód:	5700317510531
<b>Techn.:</b>	
Skutečná vypočítaná hodnota průtoku:	128 m <sup>3</sup> /h
Min. Q systému:	30 m <sup>3</sup> /h
Max. průtok:	340 m <sup>3</sup> /h
Systém s max. Q:	255 m <sup>3</sup> /h
Výsledná dopravní výška čerpadla:	73.3 m
Max. dopravní výška:	99 m
Počet oběž. kol hlavního čerp.:	4
Max. provozní tlak	16 bar
Typ hlavního čerpadla:	CR64-4-2
Číslo hlav. čerpadla:	96123534
Počet čerpadel:	4
Poloha ventilů:	Na výtlač. straně
<b>Instalace:</b>	
Max. provozní tlak	16 bar
Max. tlak na sání	6.1 bar
Standardní příruba:	DIN
Sací hrdlo:	DN200
Výtlačné hrdlo:	DN200
PN pro potrubní přípojku:	PN 10/16
<b>Kapalina:</b>	
Rozsah teploty kapaliny	5 .. 70 °C
Teplota kapaliny:	20 °C
<b>Elektrické údaje:</b>	
Výkon (P2) pro hlavní čerpadlo	18.5 kW
Frekvence el. sítě:	50 Hz
Jmenovité napětí:	3 x 400 V, 50 Hz, PE
Jmen. napětí hlavního čerpadla	3 x 400 V
Typ spínání hlav. čerp.:	Hvězda/trojúhelník
Jmen. el. proud systému	136 A
Krytí (IEC 34-5):	IP54
Napájecí kabel	L1,L2,L3,PE: 4x50 mm <sup>2</sup>
Zařízení proti rušení radiového příjmu:	IEC/CISPR 11-1B
<b>Řídící jednotky:</b>	
Typ řízení:	F
Ovládací panel:	CU 351
<b>Nádrž:</b>	
Objem tlakové nádoby:	25 l
Membránová tlaková nádoba:	Ano
<b>Jiné:</b>	
Základní výrobek:	Y
Čistá hmotnost:	1180 kg
Hrubá hmotnost:	1220 kg
Jazyk:	RU
Výrobní program:	Rusko
Konfigurační soubor pro Control MPC	96307053
Konfigurační soubor pro Hydro MPC	96307209



### Field Wiring



Tab. Shrnutí první varianty

## 6.2.2 Varianta 2

Stanici MPC-S 6 CR64-4-2 je možné použít v případě požadavku 100% zálohování i požárního výkonu ( min. cca 400m<sup>3</sup>/h), která je osazena 6 obdobnými čerpadly jako v předchozím případě, ale bez frekvenčního měniče.

	Průtok Q (m <sup>3</sup> /h)	Dopravní výška H (m)	Příkon P (kW)	Účinnost η (%)	v provozu čerp.	Podíl provozu (%)	Poznámka
1	130,0	74,9	36,6	73,9	2 z 6	100	chladicí režim (dle měření)
2	239,0	79,4	71,4	73,8	4 z 6	?	požární režim vč. rezervy výkonu (požadováno)

Tab. Hodnoty návrhu druhé varianty

V provozu za rok	8760	hod
Celkový podíl provozu	100	%
Načerpáno za rok	1138800	m
Spotřebováno	320616	kWh
V ceně	384739	Kč

Tab. Čerpání druhé varianty

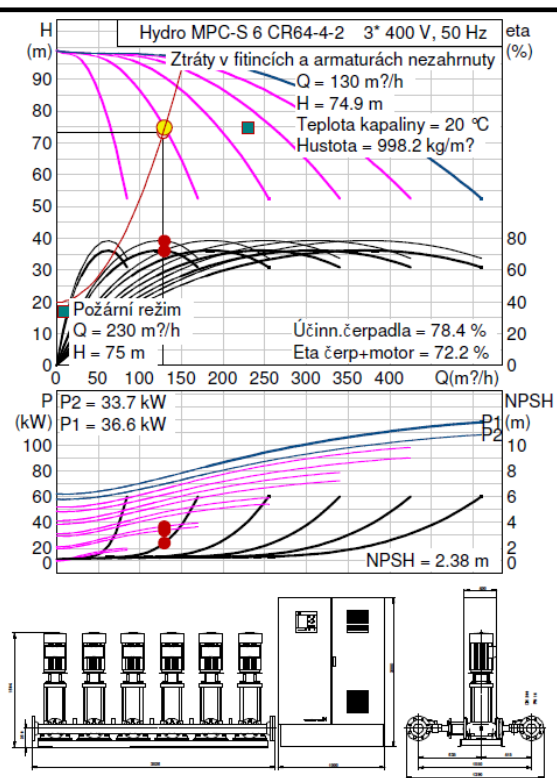
### Finanční zhodnocení

- přečerpáno	1 138 800 m <sup>3</sup> /rok	
- spotřeba energie původní	752 424 kWh/rok	
- spotřeba energie nová	320 616 kWh/rok	
- úspora	431 808 kWh/rok	518 170,- CZK/rok

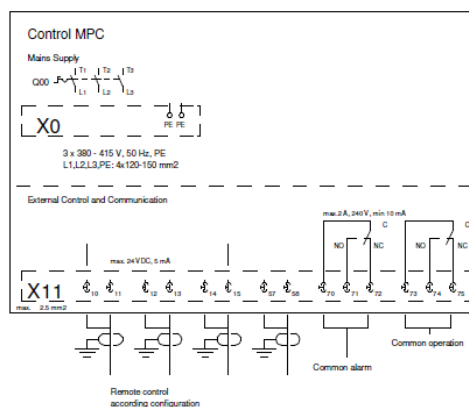
**návratnost investice 2,4 roku**

(cena zařízení 1 234 875,- CZK/ks bez DPH)

Popis	Hodnota
Název výrobku:	Hydro MPC-S 6 CR64-4-2
Číslo výrobku:	95009094
EAN kód:	5700835167163
<b>Techn.:</b>	
Skutečná vypočítaná hodnota průtoku:	130 m <sup>3</sup> /h
Min. Q systému:	30 m <sup>3</sup> /h
Max. průtok:	510 m <sup>3</sup> /h
Systém s max. Q:	425 m <sup>3</sup> /h
Výsledná dopravní výška čerpadla:	74.9 m
Max. dopravní výška:	99 m
Počet oběž. kol hlavního čerp.:	4
Max. provozní tlak:	16 bar
Typ hlavního čerpadla:	CR64-4-2
Číslo hlav. čerpadla:	96123534
Počet čerpadel:	6
Poloha ventilu:	Na výtláč. straně
<b>Instalace:</b>	
Max. provozní tlak	16 bar
Max. tlak na sání	6.1 bar
Standardní příruba:	DIN
Sací hrdlo:	DN 200
Výtláčné hrdlo:	DN 200
PN pro potrubní přípojku:	PN 16
<b>Kapalina:</b>	
Rozsah teploty kapaliny	5 .. 70 °C
Teplota kapaliny:	20 °C
Hustota:	998.2 kg/m <sup>3</sup>
<b>Elektrické údaje:</b>	
Výkon (P2) pro hlavní čerpadlo	18.5 kW
Frekvence el. sítě:	50 Hz
Jmenovité napětí:	3 x 380 - 415 V, 50 Hz, PE
Jmen. napětí hlavního čerpadla	3 x 380 V
Typ spínání (DOL, SD):	Hvězda/trojúhelník
Typ spínání hlav. čerp.:	Hvězda/trojúhelník
Jmen. el. proud systému	207 A
Krytí (IEC 34-5):	IP54
Napájecí kabel	L1,L2,L3,PE: 4x120-150 mm <sup>2</sup>
Zařízení proti rušení radiového příjmu:	EMC Certificate - Hydro MPC 1 [2007]
<b>Řídící jednotky:</b>	
Typ řízení:	S
Ovládací panel:	CU 351
Řízení otáček:	Žádný
<b>Nádrž:</b>	
Membránová tlaková nádoba:	Ne
<b>Jiné:</b>	
Základní výrobek:	Y
Čistá hmotnost:	1930 kg
Hrubá hmotnost:	2230 kg
Jazyk:	GB
Výrobní program:	Mezinárodní
Konfigurační soubor pro Control MPC	96307061
Konfigurační soubor pro Hydro MPC	96307205
Verze programu Epstan:	V5.1049



### Field Wiring



Tab. Shrnutí druhé varianty

### 6.2.3 Varianta 3

V případě požadavku 100% zálohování celého systému, včetně požárního výkonu (cca 400 m<sup>3</sup>/h), můžeme také použít dvě stanice MPC-S 3 CR64-4-2, které jsou osazeny vždy třemi obdobnými čerpadly jako v předchozím případě, a to rovněž bez frekvenčního měniče.

	Průtok Q (m <sup>3</sup> /h)	Dopravní výška H (m)	Příkon P (kW)	Účinnost $\eta$ (%)	v provozu čerp.	Podíl provozu (%)	Poznámka
1	130,0	74,9	36,6	73,9	2 z 3	100	chladičí režim (dle měření)
2	215,0	68,3	56,6	73,8	3 z 3	?	požární režim vč. rezervy výkonu (požadováno)

Tab. Hodnoty návrhu třetí varianty

V provozu za rok	8760	hod
Celkový podíl provozu	100	%
Načerpáno za rok	1138800	m
Spotřebováno	320616	kWh
V ceně	384739	Kč

Tab. Čerpání třetí varianty

#### Finanční zhodnocení

- přečerpáno	1 138 800 m <sup>3</sup> /rok	
- spotřeba energie původní	752 424 kWh/rok	
- spotřeba energie nová	320 616 kWh/rok	
- úspora	431 808 kWh/rok	518 170,- CZK/rok

**návratnost investice 2,5 roku**

(cena zařízení 1 269 703,- CZK/ks bez DPH)



## 6.2.4 Závěr a vyhodnocení

Provedené vyhodnocení ukázalo, že současný stav a regulace čerpadel je zastaralá a finančně značně náročná. Firma Grundfos s.r.o. navrhla variantní řešení a poukázala na fakt, že zde existují velké reálně použitelné energetické úspory. V případě jednotlivých variant je ale nutné přesně určit rezervy z požárního hlediska a tím pomoci zvolit vhodnou variantu. Pro variantu č.1 by bylo nutné zvolit vhodný signál pro řízení frekvenčního měniče, kde se přímo nabízí teplota vráceného média. Návratnost všech variant je relativně krátká, cca 2,5 roku, při minimální počítané a garantované životnosti 10 let. Při minimální životnosti 10 let jsou úspory na energii vypočítány až na 6,0 mil. Kč. Do ceny návratnosti je přímo započítáno roční růst cen v minimální hodnotě 3% ročně.

### 6.3 LOKALITA NORD GALENI [9]

Nejefektivnějším řízením čerpadel se ukázalo, že je čerpadlo s frekvenčním měničem a jeho vlastnost přizpůsobovat pracovní bod konkrétní poptávce. Méně vhodné řízení průtoku jako jsou například bypassy, škrčení pomocí ventilů, kaskádové razení čerpadel apod. mají negativní vliv na životnost potrubí i čerpadel.

Jako příklad optimální distribuce tlaku u distribuce výtlaku lze zmínit čerpadlo firmy Grundfos s.r.o.. Realizace proběhla ve spolupráci APA NOVA Ploiesti, která je součástí skupiny Veolia Water a Grundfos s.r.o..

Úkolem tohoto průzkumu bylo minimalizovat ztráty vod, maximalizovat úspory elektrické energie a optimalizovat čerpací stanice s udržováním minimálního tlaku se zajištěním stálých dodávek vody.

Pro projekt byla vybrána jedna ze čtyř lokalit města Ploiesti, které je devátým největším městem Rumunska. Čerpací stanice Nord Galeni leží na město, zásobuje severovýchodní část, která je o 16 m výše než centrum města. Průměrně odhadované množství úniků a fyzických ztrát bylo 40% z vody k realizaci.

*Do čerpací stanice Nord Galeni bylo navrženo a v projektu nainstalováno čerpadlo firmy Grundfos s.r.o. HS 300x250x380, s průtokem až 1000 m<sup>3</sup>/h, s dopravní výškou 30 m, frekvencí 50 Hz a maximálním provozním tlakem 1,6 MPa. Bylo využito axiálně dělené čerpadlo firmy Grundfos s.r.o. – spirálové čerpadlo bez samonasávání, odstředivé, jednostupňové, s radiálním sacím a výtlačným hrdlem.*

Současně s čerpadlem byl naistalován řídicí a regulační systém Control MPC s kompletním řídicím panelem (již testován firmou Grundfos s.r.o. – Demand Driven Distribution systém, neboli „DDD“). Běžně se používá pro paralelní připojení čerpadel v systémech zásobování vody, v zavlažovacích systémech, v úpravkách vody, v průmyslových zařízeních i v protipožárních hasicích systémech.

V průběhu testu byl pokles ztrát o 6,6 % oproti běžnému ponechání stálého tlaku a specifická spotřeba energie byla snížena o 7,5 % energií ve srovnání s využitím konstantního tlaku. Dále byla zjištěna při regulaci průtoku úspora vody, která může být až 4500 m<sup>3</sup> týdně.

Na jaře roku 2011 probíhalo druhé testování technologie, které sledovalo řízení vodovodní sítě. Byly použity tři čerpadla s frekvenčním měničem. Lokalizována byla dvě kritická místa, kde v kritických bodech byl zajištěn minimální požadovaný tlak 0,36 MPa.

V průběhu testu na stanici Nord Galeni bylo ověřeno možné uspoření 7-18 % elektrické energie a 12-20% objemu dodávky vody. Velikost úspor je závislá na využití způsobu regulování výstupního tlaku. Ověřena byla také čerpadla pracující blíže k pracovnímu bodu zajišťující i úsporu elektrické energie. Při použití menších čerpadel zapojených sériově za sebou vzniká méně vodních rázů, které mají negativní vliv na případně popraskané potrubí. Dále pak při využití průtoku dle aktuálního tlaku v potrubí lze snížit ztráty vznikající netěsnostmi.

**Tabulka 5 Výsledky měření úspory za rok Nord Galeni**

	Konstantní tlak	Využití změny tlaku dle poptávky	Úspora	Úspora v %
Celková spotřeba energie [kWh/rok]	411320	363272	48048	1,68
Celkový čerpaný objem [m <sup>3</sup> /rok]	5093036	4856436	236000	4,65
Specifická energie [kWh/m <sup>3</sup> ]	0,0748	0,0748	0,006	7,43

Závěrem tedy můžeme konstatovat, že:

- 1) před instalací regulační armatury je vhodné lokalitu řádně monitorovat a vyhodnotit hydraulický model oblasti
- 2) systém sledování ztrát v samostatných částech s jejich tlakovým oddělením se potvrdilo jako výhodné a efektivní. Zhodnotili se náklady vložené do rozdělení na tlakově a fakturačně oddělené celky
- 3) jednoznačné úspory přináší i realizace regulace provozních tlaků vody v distribuční síti a to jak na vyrobené vodě a snížení ztrát, tak i na energii.

## 7 ZÁVĚR

Závěrem bakalářské práce bych zhodnotil současný stav a také směr vývoje v oblasti čerpání vody. V současné době je zvyšujícím se trendem zdražování energií a vody, toto má za následek zvyšující potřebu šetřit s provozními náklady v domácnostech i u distribučních firem. Distribuční firmy by vůči tomuto problému měli udržovat vodovodní síť v ekonomickém provozuschopném stavu a činné prvky jako jsou čerpadla a čerpací stanice co nejvíce optimalizovat. Regulace průtoku jako jsou například bypassy škrtkící ventily jsou dnes neefektivní a neekonomické. S velkým nástupem a vývoje počítačové technologie je dnes mnohem jednodušší a přesnější vybrat správné čerpadlo pomocí počítačové podpory. Sofistikované počítačové programy jako například WebCAPS od firmy Grundfos s.r.o. jsou schopné po zadání vstupních nároků na čerpadlo vybrat nejvhodnější produkt výrobního programu a jsou dostupné na internetu. Pomocí frekvenčního měniče lze také efektivně přizpůsobit výkon a tedy také pracovní bod čerpadla k aktuální potřebě. Díky provozu čerpadel dle aktuální potřeby lze měřitelně snížit náklady na energii. Tento fakt byl prokázán v kapitole 6.2. Výměna starších čerpadel za novější a volba správného řídicího signálu pak v kapitole 6.3 prokázala zásadní ušetření elektrické energie i snížení ztrát vody v potrubí. Rozhodnutí modernizace může ročně ušetřit statisíce, doba životnosti čerpadel je pak mnohonásobně delší než doba návratnosti a proto je to velmi efektivní zúročení kapitálu. Nejmodernější přístup k čerpání vody pak využívá proporcionální tlak, který efektivně sníží ztráty vody v potrubí. Proporcionální tlak v době nulového průtoku zastaví čerpadla a udržuje hodnotu tlaku sníženou o nastavenou hodnotu. Tím podle kapitoly 6.1 efektivně sníží úniky vody vlivem netěsností potrubí a prostředky na vynaloženou energii.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] *Diagonální čerpadlo* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z:
- [2] *Radiální čerpadlo* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.axflow.com>
- [3] *Axiální čerpadlo*. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: [www.automatizace.hw.cz](http://www.automatizace.hw.cz)
- [4] *Vřetenové čerpadlo* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: [www.georgia.cz](http://www.georgia.cz)
- [5] *Lamelové čerpadlo* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: [www.eamos.cz](http://www.eamos.cz), [www.de.all.biz](http://www.de.all.biz)
- [6] *Pístové čerpadlo* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: [www.cerpacitechnika.cz](http://www.cerpacitechnika.cz)
- [7] *Foto archiv Grundfos* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: [www.grundfos.cz](http://www.grundfos.cz)
- [8] Grundfos s.r.o. *Závěrečná zpráva: Audit A 68/2011, Rev.0*. Olomouc, 2011.
- [9] Veolia Voda Česká republika, a.s. *Regulace tlaků vody v distribuční síti*. Karlovy Vary, 2012.
- [10] ARNALICH, Santiago. *Epanet and Development. How to calculate water networks by computer*.
- [11] WALSKI, Tom. *Advanced water distribution modeling and management*. Exton, PA: Bentley Institute Press, 2007, p. cm. ISBN 978-193-4493-014.
- [12] LIN, Shun Dar. *Water and wastewater calculations manual*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, c2007, 945 s. ISBN 00-714-7624-5.
- [13] BRADA, Karel a Petr HLAVINEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Vyd. 1. Brno: NOEL 2000, 2004, 195 s. ISBN 80-860-2043-6
- [14] TUHOVČÁK, Ladislav, Pavel ADLER, Tomáš KUČERA a Jaroslav RACLAVSKÝ. *Vodárenství: Studijní opora pro studijní program s kombinovanou formou studia* [online]. Brno: VUT v Brně, 2006 [cit. 2013-05-20].
- [15] *Princip frekvenčního měniče* [online]. [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: [www.pohonnatechnika.cz](http://www.pohonnatechnika.cz)

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.1 .....	27
Tabulka 2 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.2 .....	29
Tabulka 3 Přehled průtoků v zatěžovacím stavu č.3 .....	31
Tabulka 4 Stávajícího řešení .....	33
Tabulka 5 Výsledky měření úspory za rok Nord Galeni.....	43

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Diagonální odstředivé čerpadlo .....	4
Obr. 2 Radiální čerpadlo .....	5
Obr. 3 Axiální čerpadlo .....	5
Obr. 4 Zubové čerpadlo.....	6
Obr. 5. Vřetenové čerpadlo .....	7
Obr. 6 Lamelové čerpadlo .....	7
Obr. 7 Pístové čerpadlo .....	8
Obr. 8 Schéma dopravních výšek.....	9
Obr. 9 Návrhové charakteristiky čerpadla.....	10
Obr. 10 Schematické sériové zapojení .....	11
Obr. 11 Grafické znázornění Q-H křivky sériového zapojení .....	11
Obr. 12 Schéma zapojení paralelně.....	12
Obr. 13 Grafické znázornění Q-H křivky paralelního zapojení.....	12
Obr. 14 Ukázka monogramu pro odečet ekvivalentních délek .....	15
Obr. 15 Grafické určení pracovního bodu.....	16
Obr. 16 Automatické tlakové stanice Grundfos Hydro Solo-S .....	18
Obr. 17 Automatické tlakové stanice Grundfos Hydro MPC .....	19
Obr. 18 Soft starter značky Grundfos s.r.o .....	20
Obr. 19 Schéma frekvenčního měniče .....	21
Obr. 20 Motor s frekvenčním měničem firmy Grundfos s.r.o .....	21
Obr. 21 Ovládací panel Hydro MPC .....	22
Obr. 22 Tlaková stanice Grundfos Hydro MPC – E .....	22
Obr. 23 Schéma proporcionálního tlaku .....	25
Obr. 24 Náhled na lokalitu v Epanetu .....	26
Obr. 25 Souhrné závislosti ztrátového průtoku a tlaku .....	31
Obr. 26 Čerpadlo Sigma Lutín .....	33

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$E_m$ ...	mechanická energie
$E_h$ ...	hydraulická energie
$Q_{\check{c}}$ ...	průtok čerpadla [ $l \cdot s^{-1}$ ]
$Q_{opt}$ ...	průtok optimální [ $l \cdot s^{-1}$ ]
$Q_n$ ...	návrhový průtok [ $l \cdot s^{-1}$ ]
$H_g$ ...	geodetická dopravní výška [m]
$H_v$ ...	výtlačná výška [m]
$H_s$ ...	sací výška [m]
$Y$ ...	měrná energie [ $J \cdot kg^{-1}$ ]
$P$ ...	příkon [W]
$\eta$ ...	účinnost [-]
NPSH...	sací výška čerpadla [m]
$H_z$ ...	ztrátová výška [m]
$\chi$ ...	odporový součinitel [-]
$H_t$ ...	ztrátová třecí výška [m]
$H_m$ ...	místní ztrátová výška [m]
$\lambda$ ...	součinitel tření [m]
$v$ ...	střední průřezová rychlost [ $m \cdot s^{-1}$ ]
$L$ ...	délka potrubí [m]
$D$ ...	průměr potrubí [m]
$g$ ...	gravitační zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]
$\xi$ ...	součinitel místní ztráty [-]
$H_0$ ...	závěrný bod čerpadla [m]
$Q$ ...	pomocný součinitel [-]
$H_i$ ...	dopravní výška čerpadla v i-tém bodě [m]
$Q_i$ ...	průtok čerpadla v i-tém bodě [ $l \cdot s^{-1}$ ]

## SUMMARY

These days, there is a growing trend of energy and water prices raising, which results in an increasing need of household and distributional companies' costs reduction. In consequence, distributional institutions should keep the water supply system in an economically functional state and they should also highly optimized active items, such as pumps and pumping stations. Flow rate reductions, such as bypasses and throttle valves, are nowadays ineffective and uneconomical. The increasing employment and development of computational technology enabled the constructors to select an appropriate pump more easily and accurately. The sophisticated computer applications, e.g. WebCAPS developed by Grundfos, Ltd, can choose the most suitable pump on the basis of demands on the product. Moreover, frequency changer is able to effectively adjust the output as well as the pump working point according its immediate need. Due to the immediate need operating, it is possible to decrease measurably the energy costs, which was proved in chapter 6.2. Consequently, chapter 6.3. showed that replacement of old pumps by new ones and right controlling signal alternative was significant for electrical power sparing as well as decrease in water loss in pipes. A suitable upgrade can save thousands of crowns every year, the lifetime period of pumps is then multiply longer than the payback period. Therefore, it is unarguably a demonstration of effective capital utilization. The latest approach to water pumping employs proportional pressure which effectively decreases the water loss in pipes. Proportional pressure, during a time of zero flow rate, stops the pumps and keeps the pressure rate on the decreased level. As argued in chapter 6.1., this fact effectively decreases water losses owing to bad compression of pipes and the expenses on invested energy.