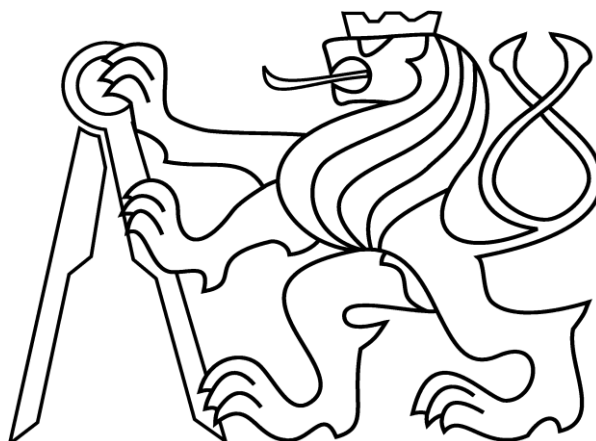


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STAVEBNÍ

KATEDRA ZDRAVOTNÍHO A EKOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ



**PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKY BAZÉNOVÉHO
RECIRKULAČNÍHO SYSTÉMU ÚPRAVY VODY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Kateřina Prokopová

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Filip Horký, Ph.D.

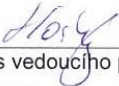
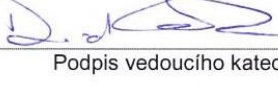
01/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE


Příjmení: <u>Prokopová</u>	Jméno: <u>Kateřina</u>	Osobní číslo: <u>438013</u>
Zadávací katedra: <u>Katedra zdravotního a ekologického inženýrství</u>		
Studijní program: <u>Stavební inženýrství</u>		
Studijní obor: <u>Vodní hospodářství a vodní stavby</u>		

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: <u>Provozní charakteristiky bazénového recirkulačního systému úpravy vody.</u>	
Název diplomové práce anglicky: <u>Operating characteristics of the pool water recirculation system.</u>	
Pokyny pro vypracování: Rešerše literatury k dané problematice. Experimentální měření provozních charakteristik RS. Vyhodnocení naměřených dat. Závěry a doporučení.	
Seznam doporučené literatury: Sklenář J.: Balneotechnika II. Praha: ČVUT, 1992, ISBN 80-01-008006-1 Šťastný B. Stavba a provoz bazénů, Praha: ABF, 2006 Kolář V., a kol.: Hydraulika. Praha: SNTL, 1983, Melichar J., Úvod do čerpací techniky. Praha: ČVUT, 2012, ISBN 9788001050569	
Jméno vedoucího diplomové práce: <u>Ing. Filip Horký, Ph.D.</u>	
Datum zadání diplomové práce: <u>26.09.2019</u>	Termín odevzdání diplomové práce: <u>05.01.2020</u> <small>Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku</small>
 Podpis vedoucího práce	 Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

<u>26.09.2019</u> Datum převzetí zadání	 Podpis studenta(ky)
--	--

PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

.....

Místo vypracování, úplné datum

.....

podpis

PODĚKOVÁNÍ:

Tímto bych chtěla poděkovat těm, kteří mi v průběhu mé práce poskytovali potřebné informace. Zvláště pak chci poděkovat panu Ing. Filipu Horkému, Ph.D. za cenné rady a připomínky a hlavně za čas, který mi věnoval při vedení mé práce.

Poděkování také patří mým nejbližším, za veškerou podporu a trpělivost, kterou mi poskytovali po celou dobu studia.

ANOTACE:

Předmětem této práce je zjištění a ověření provozních charakteristik vybraného bazénového recirkulačního systému úpravy vody. Teoretická část popisuje recirkulační systém bazénového provozu, jak funguje a jaké jsou jeho jednotlivé části. Zabývá se hydraulikou tlakového potrubí, popisuje charakteristiku potrubí a čerpadel a měřicí techniku pro zjišťování důležitých dat. Praktická část zahrnuje vybraný bazénový recirkulační systém, seznamuje s jeho provozem a použitou bazénovou technologií. Popisuje použití měřících pomůcek a postup měření čerpadel vybraného bazénového provozu. Představuje naměřená data a jejich vyhodnocení včetně diskuze výsledků. Účelem práce je na základě zjištěných informací ověřit vybraný recirkulační systém z hydraulického a ekonomického hlediska. Cílem měření je odhalení možných nedostatků. Cílem práce je navrhnout opatření pro zlepšení původního stavu a vybrat nejvhodnější variantu řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Recirkulační systém; Hydraulika; Charakteristiky; Čerpadlo; Měření; Průtok; Dopravní výška; Pracovní bod; Spotřeba elektrické energie

ANNOTATION:

The topic of this thesis is to determine the operating characteristics of the particular swimming pool water recirculation system. The theoretical part describes the recirculation system of swimming pool operation, how it works and what are its individual parts. It deals with the pressure piping hydraulics, describes the characteristics of piping and pumps, and a measurement technology for collecting important data. The practical part includes the selected pool recirculation system, introduces its operation and used pool technology. It describes the use of measuring aids and the procedure of measuring pumps of selected pool operation. It introduces the measured data and their evaluation including discussion about the results. The main purpose of this thesis is to verify the economical and hydraulic aspect of the selected recirculating system based on the discovered information. The main aim of the measurement is exposing its potential imperfections. The goal of this thesis is to propose measures for improvement of the original state and to choose the most suitable variant of the solution.

KEYWORDS:

Recirculation system; Hydraulics; Characteristics; Pump; Measurement; Flow; Head; Pump Operating point; Power consumption

OBSAH

ÚVOD.....	1
NÁPLŇ A CÍL PRÁCE.....	2
A. TEORETICKÁ ČÁST	3
1. ÚVOD DO LÁZEŇSTVÍ.....	4
1.1. BALNEOTECHNIKA.....	4
1.2. DĚLENÍ LÁZNÍ.....	5
2. RECIRKULAČNÍ SYSTÉM.....	9
3. VYBAVENÍ RECIRKULAČNÍHO SYSTÉMU	11
3.1. POTRUBÍ	11
3.1.1. Gravitační potrubí.....	11
3.1.2. Sací potrubí.....	11
3.1.3. Výtlačné potrubí	11
3.2. BAZÉN	11
3.2.1. Hydraulické systémy bazénu	12
3.3. AKUMULAČNÍ NÁDRŽ	13
3.4. LAPAČ VLASŮ	14
3.5. ČERPADLA	14
3.5.1. Třídy účinnosti asynchronních motorů.....	16
3.5.2. Čerpadla s frekvenčním měničem	17
3.5.3. Rozdíl motorů s účinností IE4	18
3.6. KOAGULACE A FLOKULACE.....	19
3.7. FILTRACE	19
3.7.1. Pískové filtry	20
3.8. OHŘEV.....	20
3.8.1. Teplota bazénové vody a prostor bazénu	21
3.9. ÚPRAVA pH.....	22
3.10. HYGIENIZACE.....	23
4. HYDRAULIKA	25
4.1. CHARAKTERISTIKA POTRUBÍ.....	25
4.1.1. Rovnice kontinuity	25
4.1.2. Bernoulliho rovnice	27
4.1.3. Ztráty třením v potrubí	30

4.1.4.	Ztráty místní	32
4.1.5.	Charakteristika potrubí - čerpání	35
4.2.	CHARAKTERISTIKY ČERPADEL	35
4.2.1.	Měrná energie – Q-H křivka.....	36
4.2.2.	Výkon čerpadla.....	37
4.2.3.	Příkon - Q-P křivka	38
4.2.4.	Účinnost – Q- η křivka,	38
4.2.5.	NPSH – Q-NPSH křivka	39
5.	MĚŘENÍ ČERPADEL	42
5.1.	MĚŘENÍ PRŮTOKU	42
5.1.1.	Mechanické průtokoměry	42
5.1.2.	Indukční průtokoměry	44
5.1.3.	Ultrazvukové průtokoměry.....	44
5.2.	MĚŘENÍ TLAKU.....	45
5.3.	MĚŘENÍ PŘÍKONU	46
B.	PRAKTICKÁ ČÁST	47
6.	ZÁJMOVÁ LOKALITA.....	48
6.1.	VYBAVENÍ AQUAPARKU	48
7.	ŘEŠENÝ RECIRKULAČNÍ SYSTÉM.....	49
7.1.	DĚTSKÉ BROUZDALIŠTĚ.....	49
7.2.	POTRUBÍ	51
7.3.	AKUMULAČNÍ NÁDRŽ	52
7.4.	ČERPADLA	53
7.5.	KOAGULACE.....	53
7.6.	PÍSKOVÝ FILTR.....	54
7.7.	TEPELNÝ VÝMĚNÍK.....	55
7.8.	ÚPRAVA pH A HYGIENICKÉ ZABEZPEČENÍ VODY	56
8.	MĚŘENÁ KAMPAŇ	58
8.1.	POPIS MĚŘENÍ	59
8.1.1.	Měření potrubí	59
8.1.2.	Měření tlaku.....	60
8.1.3.	Měření příkonu	61
8.1.4.	Měření průtoku	62

8.2.	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT	65
8.2.1.	Porovnání průtokoměrů	65
8.2.2.	Charakteristické křivky - čerpadlo č. 1	68
8.2.3.	Charakteristické křivky - čerpadlo č. 2.....	70
8.2.4.	Charakteristické křivky - souběh obou čerpadel	73
8.2.5.	Charakteristická křivka potrubí – pracovní bod čerpadla.....	75
8.3.	POROVNÁNÍ VYHODNOCENÝCH DAT	76
8.3.1.	Recirkulace vody čerpadly – čerpané množství za čas.....	77
8.3.2.	Charakteristiky udávané výrobcem – porovnání	78
8.3.3.	Charakteristiky čerpadel	82
8.3.4.	Spotřeba elektrické energie a provozní náklady	84
8.4.	VYHODNOCENÍ SOUČASNÉHO STAVU.....	87
9.	NÁVRH ŘEŠENÍ.....	89
9.1.	VARIANTY.....	91
9.1.1.	Varianta 1	91
9.1.2.	Varianta 2	92
9.1.3.	Varianta 3	92
9.1.4.	Varianta 4	93
9.1.5.	Varianta 5	94
9.1.6.	Varianta 6	95
9.2.	SHRNUTÍ.....	95
9.3.	VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍ VARIANTY	97
9.3.1.	Posouzení vybraných variant.....	99
10.	ZÁVĚR.....	102
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	104
	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	108
	SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ	111
	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK	112
	PŘÍLOHY	
	SEZNAM PŘÍLOH	

ÚVOD

S vodou se setkáváme každý den a nezbytně jí potřebujeme ke svému životu. Jde nejen o vodu určenou k pitnému režimu, ale i o vodu, kterou se umýváme. Zprvu byla voda člověkem brána jako pitný zdroj, který je potřebný k udržení života, postupem času začal člověk poznávat nejen její příjemné vlastnosti k očištění těla, ale také její blahodárné účinky jako vody léčivé. Tak se voda začala ve větší míře využívat jako lázeňský prostředek.

Současný vývoj lázeňství postupuje ve dvou základních směrech. Jde o směr osobní hygieny, která je dána každodenní privátní očištěnou a osvěžující lázní v rámci bytové kultury (koupelny, vany a sprchové kouty, soukromé bazény) a o směr, který zahrnuje různé formy veřejných lázní. Mezi veřejné lázně se řadí různé druhy přírodních koupališť, umělých koupališť, kterými jsou kryté i nekryté bazény nebo léčebné lázně. Součástí lázeňství jsou i různé sestavy lázní, které jsou řešené jako plavecké areály s převažující zábavnou funkcí – vodní aquaparky, či plavecká střediska, jejichž hlavní činností je výuka a výcvik plavání, nebo plavecké stadiony pro závodní plavecké sporty. [1]

Aktivita, jako jsou koupání a plavání, patří k nejoblíbenějším činnostem, kterým se lze ve volném čase věnovat. Plavání je uznáváno za nejlepší formu aktivního odpočinku, která má blahodárný vliv na rozvoj celého lidského organismu. Je tedy zřejmé, že nejvýznamnějším hlediskem využívání lázní, je hledisko zdravotní. Podstatnou úlohu, vzhledem k tuzemským podnebním podmínkám, mají umělá koupaliště, protože umožňují vykonávat tyto oblíbené a zdraví prospěšné aktivity během celého roku. U většiny bazénových komplexů mohou návštěvníci, vedle klasických plaveckých bazénů, využívat i jiných částí určených k zábavě a relaxaci (např. vířivky, sauny, pára, masáže, vodní atrakce, posilování atd.). [1]

Nezbytnou součástí bazénového provozu je čerpací technika. Čerpadla jsou hlavním hnacím článkem celého recirkulačního bazénového systému a zajišťují výměnu vody v bazénu. Jsou jedním z hlavních faktorů, který rozhoduje o kvalitě bazénové vody. Pokud jsou čerpadla správně navržena, vede tento návrh k hospodárnému provozu a tím pádem ke značné úspoře elektrické energie. Hospodárný návrh čerpadel v bazénovém provozu je v dnešní době, ve které se stále více projednává nedostatek energetických zdrojů z hlediska dlouhodobého pojetí, velmi důležitý.

NÁPLŇ A CÍL PRÁCE

Daná diplomová práce je zaměřena na provozní charakteristiky recirkulačního systému úpravy vody ve vybraném bazénovém provozu. Závěrečná práce je rozdělena na dvě části. Na část teoretickou a na část praktickou.

Do teoretické části je zahrnut úvod do lázeňství, co to je balneotechnika a jaké je dělení lázní. Je v ní popsán bazénový recirkulační systém, jak funguje, jaké jsou jeho jednotlivé části a jejich popis a princip technologie úpravy bazénové vody. Součástí teoretické části je také část zabývající se hydraulikou, která zahrnuje základní odvození hydraulických výpočtů tlakového proudění v potrubí a také popis charakteristik potrubí a charakteristik hydrodynamických čerpadel. Uvádí se v ní i měření čerpadel, jaké vlastnosti čerpadel se nejčastěji měří a jakou měřicí techniku lze k tomuto účelu využít.

V praktické části se představuje vybraný bazénový provoz, který není na základě sjednaných podmínek provozovatelem jmenován. Jsou v ní popsány jeho provozní podmínky a využívaná bazénová technologie. V této části je také popsána použitá měřicí aparatura a vlastní měření čerpadel vybraného recirkulačního okruhu. Jsou zde uvedena naměřená data, která byla zpracována a následně vyhodnocena včetně provedené diskuze výsledků.

Předmětem měření byla stávající čerpadla vybraného recirkulačního systému bazénového provozu. Účelem měření a vyhodnocení naměřených dat bylo zjištění provozních charakteristik těchto čerpadel. Součástí vyhodnocení současného stavu provozních podmínek je i vyhodnocení spotřeby elektrické energie stávajících čerpadel, neboť je v současné době trendem snižování její spotřeby.

Cílem této práce je posouzení všech zjištěných charakteristik v současné době využívaných čerpadel a zhodnocení nynějšího provozu, který může být kvůli jeho možným nedostatkům z provozního i ekonomického hlediska nevhodný. Součástí je návrh několika možností, které by vedly ke zlepšení provozních podmínek.

Závěrem práce je výběr nejvhodnější varianty.

Podrobné zpracování ekonomického hlediska nebylo s ohledem na rozsah práce jejím předmětem. V případě využití nového návrhu a jeho finálního výběru by bylo vhodné tento výpočet doplnit.

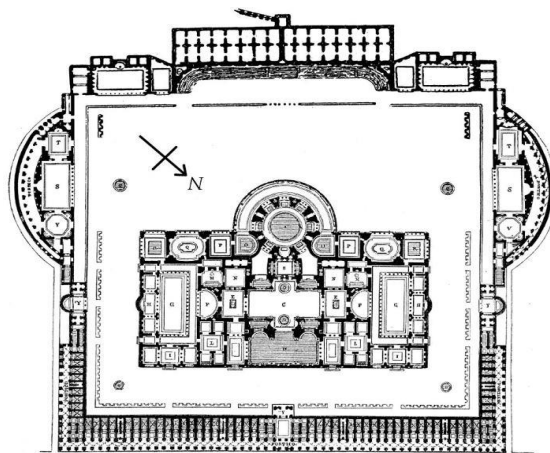
A. TEORETICKÁ ČÁST

1. ÚVOD DO LÁZEŇSTVÍ

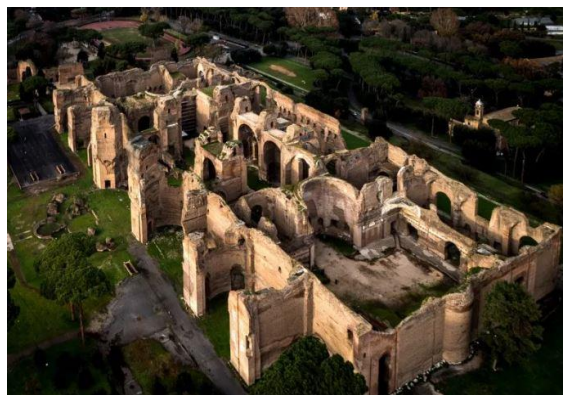
1.1. BALNEOTECHNIKA

Obecně jde o nauku zabývající se **lázeňstvím**, která zahrnuje problematiku očištnou, sportovně rekreační a léčebnou. Balneotechnika je technický obor, který se zabývá technickým vybavením lázní. [1]

Problematika lázeňství se vyvíjí již několik tisíciletí. Využívání lázní bylo vždy součástí životního stylu a jeho rozvoj odpovídal rozvoji společnosti. Mimořádného rozvoje doznalo lázeňství v antice, zejména v době císařské, a to nejen v Římě, ale i v celém římském impériu. Lázně byly důležitou součástí společenského života a sloužily nejen k lázeňským účelům, ale byly centrem kulturním a hospodářským. Příkladem jsou Carracalovy lázně v Římě (Obr. 1, Obr. 2). [2]



Obr. 1 Carracalovy lázně v Římě, půdorys původního uspořádání, Dostupné z WWW: https://www.wikiwand.com/hu/Caracalla_term%C3%A1i



Obr. 2 Carracalovy lázně v Římě, dnešní podoba, Dostupné z WWW : <https://www.ruggeroarena.com/terme-di-caracalla-3/>

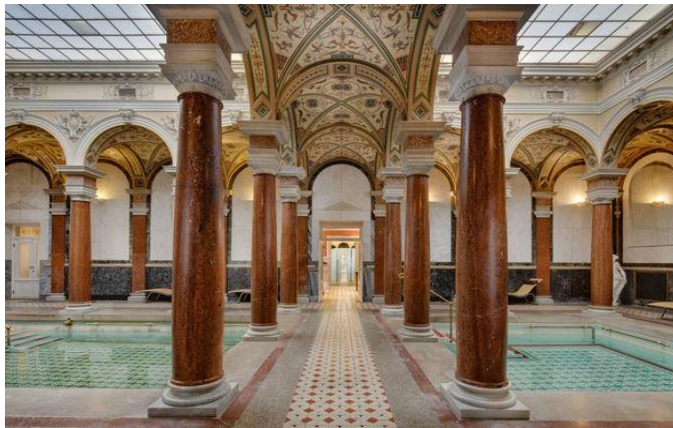
1.2. DĚLENÍ LÁZNÍ

Obecně můžeme lázně rozdělit do tří skupin [1] a to na bazény:

- léčebné (Obr. 3, Obr. 4)
- veřejné (tzv. komunální)
- soukromé

Léčebné lázeňství

Využívá léčebné plyny, vody a léčivé zeminy – peloidy (humolity a bahna). Minerální vody se dělí, podle obsahu rozpuštěných látek nebo obsahu CO₂ (dělení dle ČSN 86 8000 - norma již není platná a zůstává bez náhrady), na: přírodní vody minerální, přírodní vody léčivé s prokázanými léčebnými účinky a přírodní minerální vody stolové. Léčivé plyny obvykle doprovázejí výskyt léčivých vod. [2]



Obr. 3 Léčebné lázně v Mariánských lázních, Dostupné z WWW: <<http://www.lecebnelazne.cz/profiles/34-lecebne-lazne-marianske-lazne-a-s>>



Obr. 4 Léčebné a jeskynní lázně Miskolc v Maďarsku, Dostupné z WWW: <https://www.wellnesstips.cz/lazne/jaskynne-a-liecebne-kupele-miskolctapolca_60011_0_1.html>

Veřejné a soukromé lázeňství

Do veřejného lázeňství jsou zahrnuty především zařízení, která jsou navštěvována širokou veřejností nebo vymezeným okruhem návštěvníků. Jde zejména o lázně očištné, rekreační, potní a sportovní. Podle majitele objektu sem lze zařadit aquaparky, školní a městské bazény, podnikové a hotelové bazény, apod. [1]

K soukromým lázním se řadí bazény patřící k rodinným domům, chatám a chalupám (Obr. 5). [1]

Komunální (veřejné) i soukromé lázně pak lze dělit na přírodní (Obr. 6) či umělá koupaliště a kryté či nekryté bazény. [1]



Obr. 5 Ilustrační obrázek soukromého bazénu se zastřešením, Dostupné z WWW:
<http://www.prag-info.cz/webadmin_db/uzivatel/5392002ai/galerie/img_1_1_247.jpg>

Přírodní koupaliště, jsou taková zařízení, u nichž se vodní zdroj neupravuje a voda si zachovává svůj přirozený charakter. Jako vodní zdroj jsou využívány vody povrchové, nebo podzemní, které jsou akumulovány v přírodních nebo umělých nádržích nebo jsou využívány přímo ve vodních tocích. Tato koupaliště lze umístit buď na jezerech, rybnících, vodních nádržích, na vodních tocích, potokách či řekách, nebo na akumulovaných vodách podzemních, v zatopených lomech, vytěžených štěrkovištích a pískovnách. Z hygienického hlediska jsou nejvýhodnější řešení pro přírodní koupaliště právě zatopená štěrkoviště a pískovny. [1]

Při výběru vhodného místa pro přírodní koupaliště hraje velkou roli kvalita a nezávadnost přírodní vody (čistota, barva, zákal a zápach), dále její chemické složení (voda nesmí obsahovat větší koncentrace železa, manganu, amoniaku, chloridů, organických látek a látek ohrožujících zdraví uživatelů), dalšími kritérii jsou - geografická poloha, klimatické poměry, teplota vody, kvalita a zdravotní nezávadnost okolí,

hydrologické poměry, velikost a malebnost vodní plochy a jejího okolí i její dostupnost vhodnými komunikacemi. [1]



Obr. 6 Jezero Konětopy, přírodní koupaliště, Dostupné z WWW:
<<https://www.megaubytko.cz/images/attractionphotos/eb6f8fd3-5ba8-4a9f-b1c8-3927f8a34159.jpg>>

Umělá koupaliště se zřizují převážně v oblastech, kde je nedostatek povrchových vodních zdrojů, které by se daly využít ke zbudování přírodního koupaliště. Tyto bazény mohou být buď trvale či přechodně zakryté, nebo nekryté (vhodné v letních měsících). Zpravidla obsahují více bazénů, které mohou být různých tvarů a různého využití, bazény pro děti, plavce a neplavce. Nezbytné pro jejich provoz je zajištění úpravy vody, která nepřetržitě zabezpečuje požadovanou kvalitu vody. Dalšími součástmi bazénů jsou provozní technické prostory, sociální zařízení, dostatečně velká plocha na odpočinek, parkovací plochy a u venkovních bazénů například i prostor na hry a slunění. [1]

Umělá koupaliště lze rozdělit na bazény: rekreační (Obr. 7), plavecké (Obr. 8), dětské bazény (tzv. brouzdaliště, Obr. 9), bazény pro výcvik neplavců, bazény vířivé, rehabilitační, univerzální a bazény zábavné (Obr. 10). [1]

System umělých koupališť je dále předmětem této práce.



Obr. 7 Krytý bazén Valašské Meziříčí, Rekreační bazén, Dostupný z WWW:
<<https://www.bazenvm.cz/bazeny/rekreacni-bazen>>



Obr. 8 Krytý bazén Valašské Meziříčí, Plavecký bazén, Dostupný z WWW:
<<https://www.bazenvm.cz/bazeny/plavecky-bazen>>



Obr. 9 Venkovní bazén, Tyršovo koupaliště, Dětský bazén (brouzdaliště), Dostupný z WWW:
<https://m.mudk.cz/galerie/1107683_1600_1067.jpg>



Obr. 10 Krytý bazén, Aquapark Čestlice, Zábavný bazén, Dostupný z WWW:
<http://www.prijdu.cz/noRW_photodisplay/>

2. RECIRKULAČNÍ SYSTÉM

Podmínky recirkulace se v balneotechnice řídí podle *Vyhlášky Ministerstva zdravotnictví č. 238/2011 Sb., O stanovení hygienických požadavků na koupaliště, sauny a hygienické limity písku v pískovištích venkovních hracích ploch*. [1]

V bazénové technologii se využívá výměnného neboli recirkulačního systému, jehož hlavním cílem je zajistit dokonalé smíšení bazénové vody a vody upravené. To znamená, že bazénová voda, která se z bazénového objektu dostává buď odtokem přelivnými žlábků, nebo odtokem ze dna bazénu, prochází recirkulační úpravou a poté se vrací zpět do bazénu. Tato bazénová voda často bývá promíchávána ještě s ředící vodou, odebíranou ze zdroje pitné vody (promíchávání se děje v akumulární nádrži). [3]

Cirkulující voda se dostává do bazénu pomocí vstupních trysek – vpustí, nejčastěji se dnes využívá vertikálního systému, kdy je voda přiváděna do dna bazénu. Odtok vody z bazénu se děje pomocí přelivných žlábků, do kterých je voda vytlačována především v důsledku recirkulace bazénové vody, a dále je do žlábků voda vytlačována vstupem návštěvníků do bazénu a jejich pohybem ve vodě. Dalším odtokovým zařízením jsou odtokové trysky, neboli sací trysky, které odvádějí vodu a především nečistoty ze dna bazénu, a které zároveň slouží pro jeho úplné vypuštění. Voda, která přepadá do přelivných žlábků, je odváděna ideálně pomocí gravitačního potrubí do technologického zázemí bazénu, které začíná akumulární nádrží. Voda z dnového odběru, je pomocí sacího potrubí přiváděna do potrubí vedoucího z akumulární jímky před lapač vlasů. Lapačem vlasů prochází voda odebraná z dnového odběru a voda odtékající z akumulární nádrže. Za lapačem vlasů je umístěno recirkulační čerpadlo, které vytlačuje vodu k filtrům. Před samotným filtrem musí být zařazeno dávkování koagulačního činidla. Filtrační jednotka, pokud tak místní podmínky dovolí, by měla být napojena na kanalizační potrubí, kam je odváděna odpadní voda, která vzniká z praní filtru. Za filtrem je zařazen ohřev vody a za ním hygienické zabezpečení vody (dezinfekční činidlo a úprava pH) a zařízení pro kontrolu jakosti vody. Jeli nutné, lze za filtr zařadit jednotku ke snížení chloraminů (např. UV jednotku) (Obr. 11, [4]). Takto upravená a hygienicky zabezpečená voda, která protekla celým recirkulačním systémem, přitéká zpět do bazénu pomocí vstupních trysek – vpustí. [1]

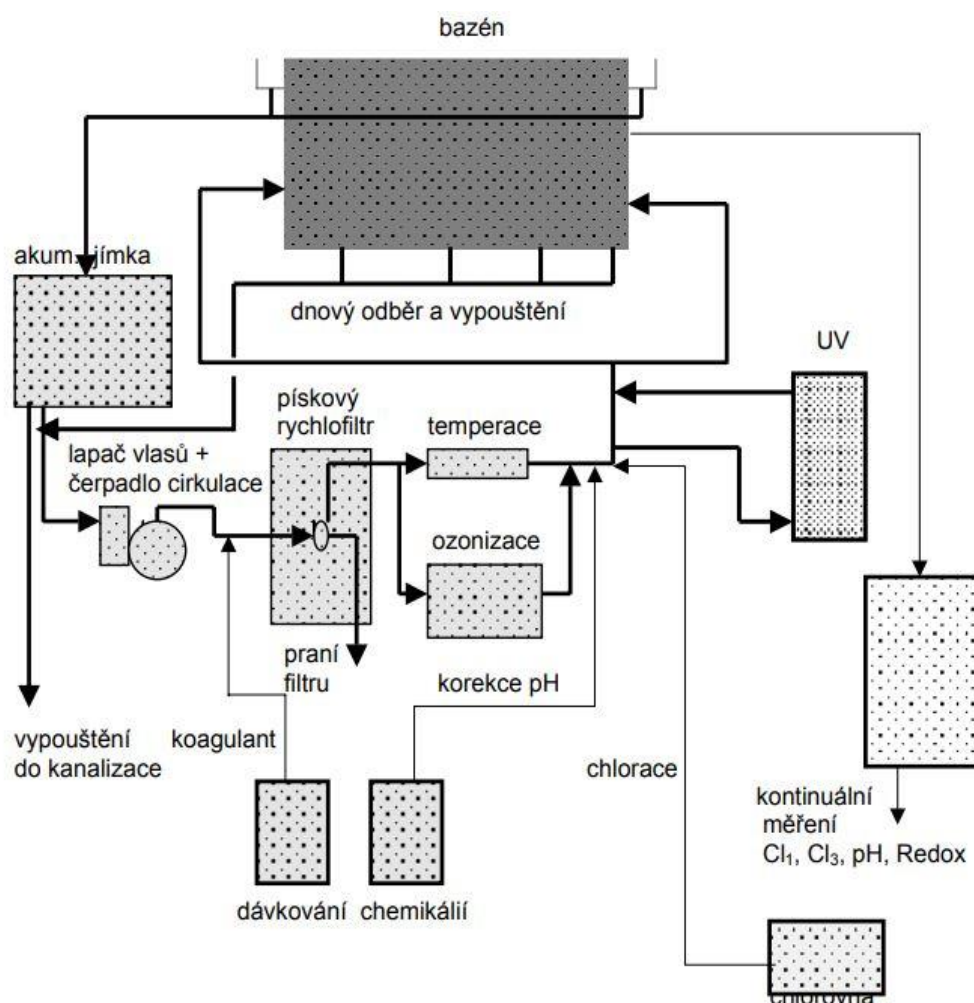
Důležité je během recirkulace vody provádět její pravidelné kontroly jakosti a to pomocí zařízení pro odběr vzorků. První odběr vzorků se provádí za lapačem vlasů před

TEORETICKÁ ČÁST

dávkováním koagulantu (pro správné dávkování jeho množství) a druhý odběr vzorků se provádí za hygienickým zabezpečením vody, aby byla známá správná jakost vody přitékající do bazénu. V recirkulačním systému se provádí také odběr vody přitékající z hladiny do přelivných žlábků, aby byl přehled o míře znečištění samotné bazénové vody. [1]

Intenzita recirkulace odpovídá aktuálním potřebám jednotlivých bazénů. Jak často se bude voda vyměňovat nebo přefiltrovávat celý objem bazénu, záleží na jeho velikosti – objemu [3]:

- bazény s objemem vody do 5 m³ včetně – nejméně jednou za 15 minut
- bazény s objemem vody 5-10 m³ nejméně jednou za 45 minut
- bazény s objemem vody více než 10 m³ – dle výpočtu, ale nejméně jednou za 2 hodiny



Obr. 11 Schéma recirkulačního systému [4]

3. VYBAVENÍ RECIRKULAČNÍHO SYSTÉMU

3.1. POTRUBÍ

V balneotechnice rozlišujeme celkem tři druhy potrubí a to gravitační, sací a potrubí výtlačné. Nejčastěji se využívají plastová potrubí, která mají hladký povrch, který minimalizuje ztráty třením (tření proudící kapaliny o povrch potrubí je minimální), jsou velmi dobře chemicky odolná a zároveň cenově přijatelná. Nejvíce se z plastových materiálů pro výrobu potrubí využívá polyvinylchlorid (PVC) a polyetylen (PE).

3.1.1. Gravitační potrubí

Gravitační potrubí spojuje přelivné žlábků bazénu s akumulací nádrží (ze žlábků je do akumulací nádrže přiváděno přibližně 70% cirkulovaného množství bazénové vody). Objekty bazénu a akumulací nádrže, je vhodné umístit, pokud možno, v co nejkratší vzdálenosti tak, aby nemusela být pro odvod vody do akumulací nádrže použita žádná čerpací technika. Gravitačním potrubím je voda vedena tzv. samospádem, což znamená, že odtok vody se děje přirozeně po spádu potrubí.

3.1.2. Sací potrubí

Pro přepravu vody sacím potrubím, je vždy nutno použít čerpací techniky, tedy vhodného čerpadla, kterým bude voda přepravována. Sací potrubí je vedeno od dnového odběru (cca 30% cirkulovaného množství vody je odebírané ze dna bazénu), až po zaústění potrubí v místech za akumulací nádrží a před čerpadlem.

3.1.3. Výtlačné potrubí

Výtlačné potrubí je vedeno od čerpadla až po vstupní trysky, které musí zajišťovat dokonalé promíchávání vody ve svém okolí. [1] Výtlačným potrubím protéká 100% cirkulačního množství vody.

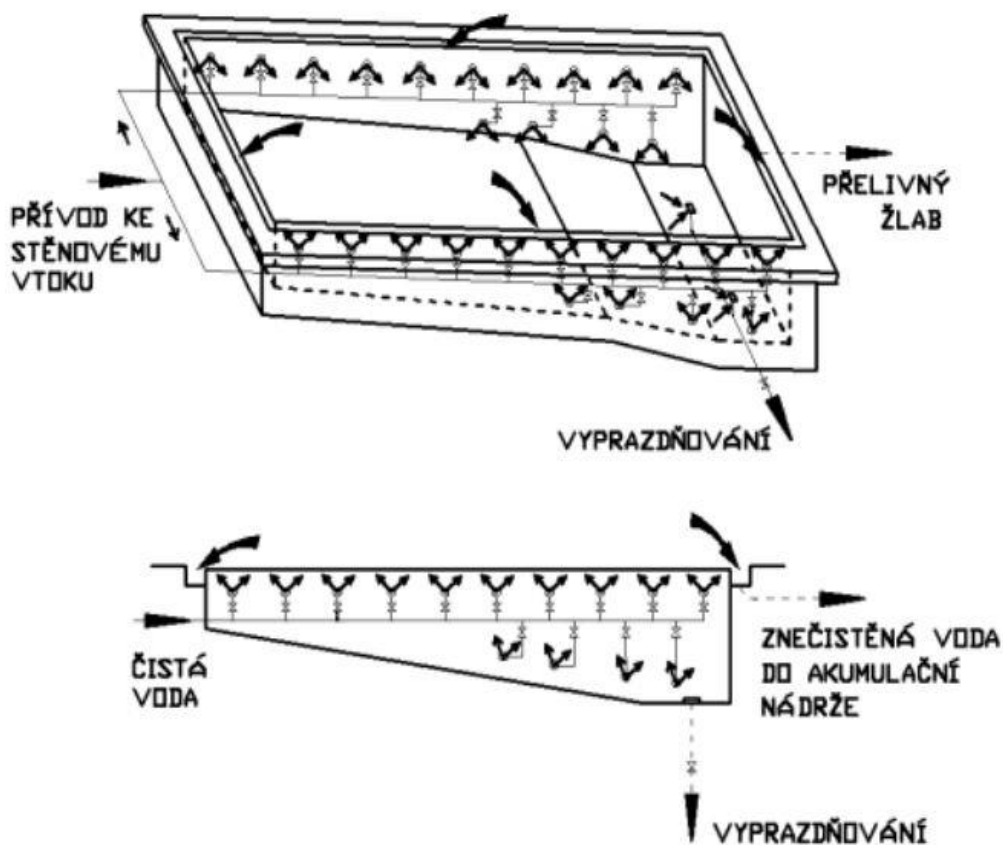
3.2. BAZÉN

Jde o umělé koupaliště, které, jak již bylo zmíněno v úvodu, lze obecně dělit na léčebné, veřejné (tzv. komunální) nebo soukromé. Mezi základní druhy umělého koupaliště patří bazény - rekreační, plavecké, dětské (tzv. brouzdaliště), bazény pro výcvik neplavců, vířivé bazény, bazény rehabilitační, univerzální nebo zábavné. [1]

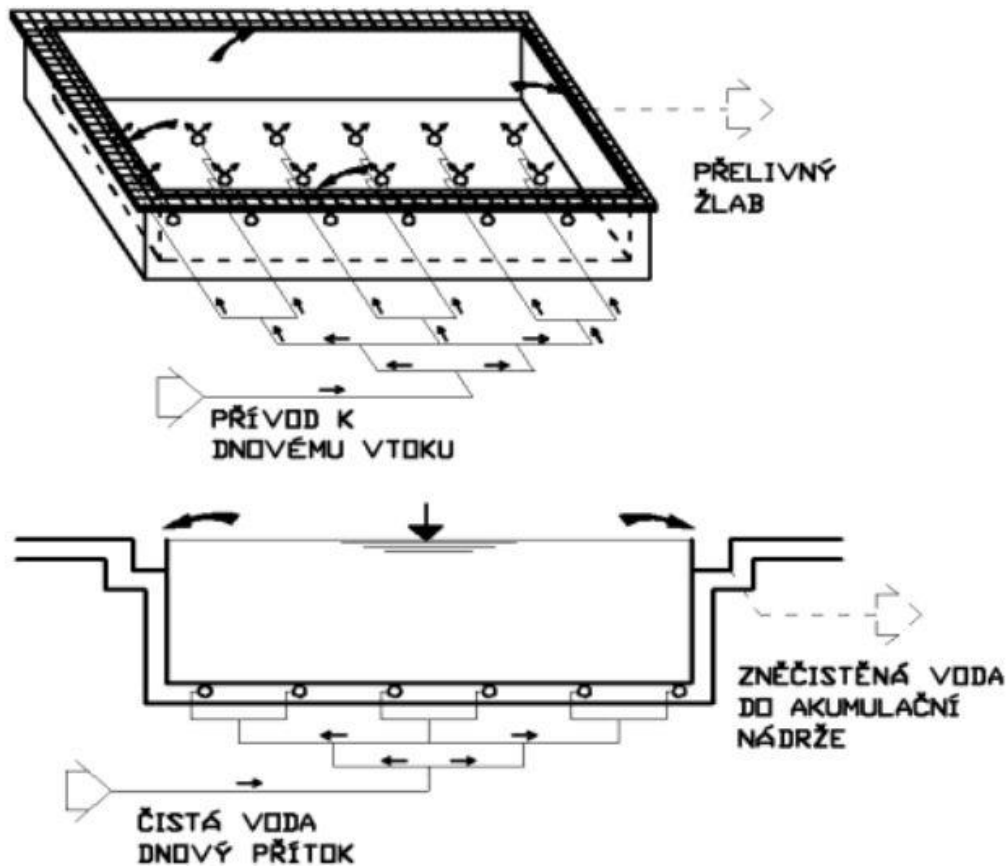
Samotné bazénové těleso lze popsat jako nádrž, ve které se akumuluje voda a je tvořena bazénovou vanou z různých materiálů – beton, kov, plastové hmoty, nebo může být tvořena kombinací těchto materiálů. Bazénová vana je vybavena systémem vpustí a výpustí, přelivnými žlábkami (musí tvořit nejméně dvě třetiny omočeného obvodu bazénu), vstupem do bazénu – žebříky, schůdky, a dalšími prvky, jako je například podvodní osvětlení, trysky nebo úchyty na lana oddělující plavecké dráhy. [1]

3.2.1. Hydraulické systémy bazénu

Bazénová vana je plněna vodou buď tzv. **horizontálním systémem** (Obr. 12), kdy jsou vstupní trysky umístěny na bočních stěnách bazénové vany (stěnový přítok, častější v zahraničí, popř. u nás využívané jako masážní prvky v koupacích - relaxačních bazénech), nebo tzv. **vertikálním systémem** (Obr. 13), kdy jsou vstupní trysky rovnoměrně rozmístěny ve dně bazénové vany (dnový přítok). [5]



Obr. 12 Horizontální hydraulický systém ve veřejném bazénu [5]



Obr. 13 Vertikální hydraulický systém ve veřejném bazéně [5]

3.3. AKUMULAČNÍ NÁDRŽ

Akumulační nádrž slouží k retenci, neboli zachycení bazénové vody přitékající do akumulace nádrže přelivnými žlábkami za pomoci gravitačního potrubí a k retenci vody odebírané ze zdroje. Měla by být se svou hladinou umístěna níže, než je hladina v bazénovém objektu. Akumulační nádrž zároveň zásobuje celý systém, a následně bazén, vodou. [1]

Nádrž je navrhována tak, aby bez problémů pojmula požadovaný objem vody, který se liší dle velikosti a typu bazénového objektu a tak, aby odolala maximálním nárazovým průtokům. Celkový objem lze vypočítat jako součet čtyř objemů - objemu čerpadlového, objemu potřebného k praní filtru, objemu vytlačeného návštěvníky a objemu vln. Další možný způsob, kterým lze zjistit objem akumulace nádrže, je vynásobení bazénové plochy 5-10% (7-10% pro bazény velké – např. plavecké, 5-7% pro bazény malé – např. dětská brouzdaliště).

Při návrhu nádrže by se mělo dbát na to, aby nádrž byla snadno přístupná, aby bylo možné provádět její kontroly a čištění. Měla by být vybavena bezpečnostním přelivem a měla by mít řešené dostatečné odvětrávání a osvětlení. Rozměry nádrže by měly být min. 2,0 x 2,5 x 2,0 m (záleží na velikosti bazénové plochy) a měla by dodržet spád (cca 1-3%), který by měl směřovat směrem k odtoku a sání. [1]

3.4. LPAČ VLASŮ

Lapač vlasů slouží jako lapač hrubých mechanických nečistot. Může být umístěn samostatně, může být řešen jako součást akumulární nádrže nebo jako součást recirkulačních čerpadel, se kterými tvoří tzv. monoblok. Vždy je však umístěn před samotným čerpadlem. Samostatně navržený lapač vlasů musí být navrhován dle recirkulovaného průtoku (dle katalogu výrobce). Jejich hlavní úlohou je chránit cirkulační čerpadla, která by mohla být poškozena nezachycenými plovoucími mechanickými nečistotami a to především vlasy nebo vlákny z plavek. Jde o válcovou nádobu s košem s otvory, které zachytí hrubé nečistoty. U menších bazénových technologií převládá plastové pouzdro s perforovaným košíkem, který je též z plastu a u větších je to pak kovové provedení pouzdra (nejčastěji litina, nebo nerez) s nerezovým sítím. Důležité je pravidelné čištění lapače vlasů, aby nedošlo k jeho zanešení a tím pádem i snížení či zamezení jeho funkce. Při čištění je vždy důležité odstavit čerpadlo, aby během čištění neprobíhal recirkulační cyklus. [1] [4]

3.5. ČERPADLA

Čerpadla tvoří část hydraulického systému, ve kterém dochází k převodu mechanické energie (moment a otáčky) na energii hydraulickou (průtok a tlak kapaliny). Čerpadlo je zdrojem měrné energie kapaliny, slouží k uvedení kapaliny do pohybu, aby byla přepravena na požadované místo tam, kam ji nelze dopravit samovolně samospádem. [6]

Podle principu čerpání lze čerpadla dělit na hydrostatická, u kterých dochází ke změně mechanické energie na energii hydraulickou přímo – tlak je hydrostatický a není závislý na rychlosti a poloze (např. čerpadla rotační – zubová, lamelová, atd., peristaltická čerpadla – hadicová, čerpadla s kmitavým pohybem – pístová, křídlová, atd. nebo čerpadla kombinovaná) a na čerpadla hydrodynamická, u kterých dochází ke změně mechanické energie na hydraulickou nepřímo přes energii kinetickou – tlak kapaliny

je hydrodynamický, tedy závislý na rychlosti a poloze (např. odstředivá, axiální, obvodová labyrintová nebo kombinovaná čerpadla). [7] [8]

V balneotechnice se pro vedení vody celým systémem využívají čerpadla hydrodynamická – odstředivá, oběhová a pro chemické hospodářství (dávkování chemikálií pro úpravu vody) se využívají především čerpadla hydrostatická – peristaltická.

Dříve se využívala hlavně univerzální odstředivá čerpadla, dnes se v balneotechnice využívají tzv. “bazénová“ čerpadla, která jsou konstruována na nižší výtlačné výšky, ale na větší dopravovaný objem vody. [4]

Čerpadlo je hlavním hnacím článkem celého výměnného systému vody v bazénu, díky kterému dochází k cirkulaci vody a její úpravě. Umisťuje se za lapač vlasů a před filtr. Materiál čerpadel bývá plast, litina, případně bronz nebo nerezová ocel (vyšší životnost v prostředí bazénové vody). Zapojení čerpadel je buď sériové (tzv. za sebou), nebo paralelní (tzv. vedle sebe). V bazénové technice se častěji využívá zapojení paralelní a nesmí se zapomenout zařadit za každé čerpadlo vždy zpětnou klapku a ventil. Sací potrubí čerpadla musí být zatopeno vodou, aby bylo zajištěno tzv. pasivní saní. Čerpadlo se proto umisťuje pod úroveň hladiny v akumulární nádrži, nebo v bazénu a musí být vždy umístěno na podstavci (Obr. 14), kdyby došlo k zatopení strojovny. Volba čerpadla a jeho umístění je závislá na velikosti a typu bazénu. [1]



Obr. 14 Zapojení a umístění bazénových čerpadel [4]

3.5.1. Třídy účinnosti asynchronních motorů

Motory v současné době mají na svědomí přibližně 30% celosvětové spotřeby elektrické energie a z toho 10% je připisováno čerpadlům. [9]

Rostoucí ceny energií vedou ke snaze o energetické úspory a o snížení především provozních nákladů. Dalším důvodem, který vede výrobce k tomu, aby co nejefektivněji využívali disponibilní zdroje, je snaha o významnou redukci emisí CO₂.

Pro snižování jak spotřeby elektrické energie, ale také množství emisí CO₂, vypracovala Evropská unie směrnici, která se zabývá využitím energie a účinnosti asynchronních motorů *Energy related Products (ErP, 2009/125/EC – dříve Energy using Products EuP, 2005/32/EG a 2008/28/EG) – požadavky na provedení výrobků spotřebovávajících energie z hlediska ochrany životního prostředí*. Tato směrnice EU prosazuje tzv. integrovanou produktovou politiku Evropské unie (IPP). Ta zahrnuje celkový životní cyklus elektrického zařízení od výroby až po jeho likvidaci. [10] [11]

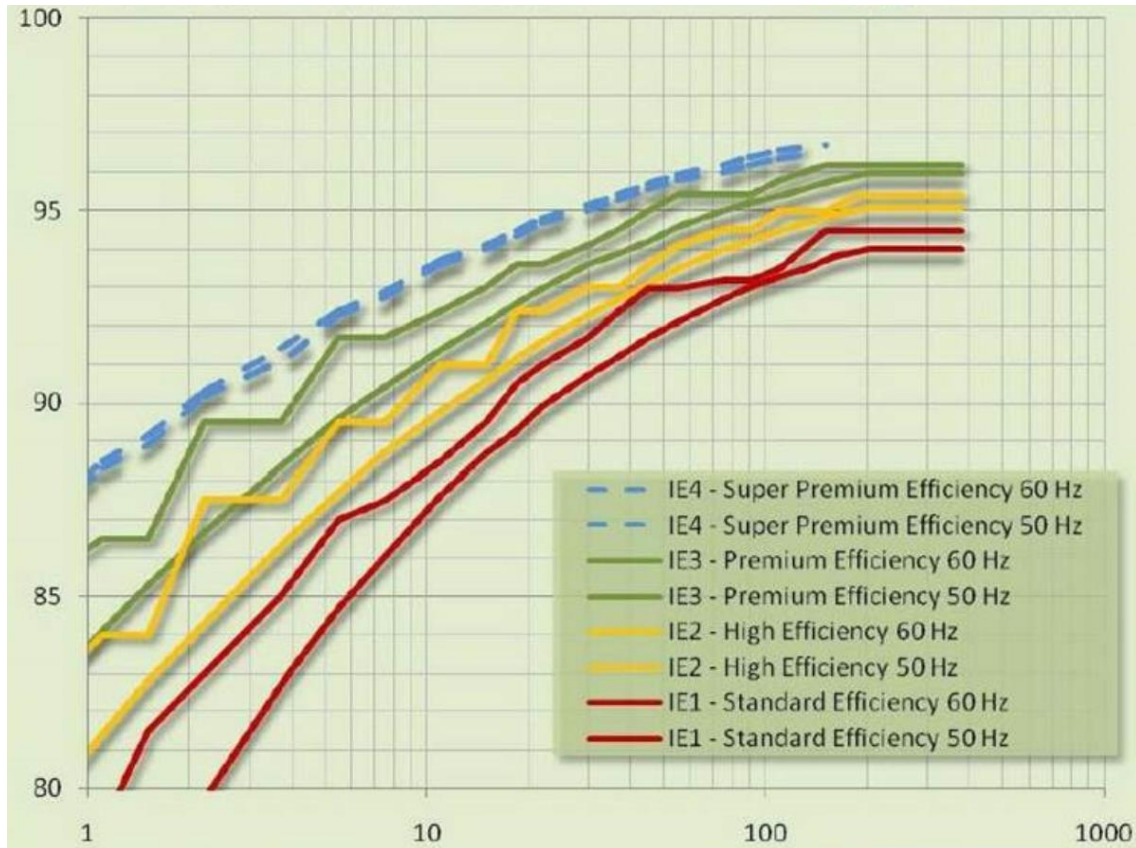
V České republice se třídami asynchronních motorů zabývá norma ČSN EN 60034-30 – *Točivé elektrické stroje*, která stanovuje nové třídy účinnosti asynchronních motorů s označením IE (*Část 30: Třídy účinnosti jednofázových trojfázových asynchronních motorů nakrátko /IE kód/, International Efficiency*). Rozlišují se celkem 4 třídy účinnosti [11]:

- IE1 – standardní účinnost (Standard)
- IE2 – zvýšená účinnost (High)
- IE3 – velká účinnost (Premium)
- IE4 – velmi velká účinnost (Super Premium)

Přičemž motory třídy IE4 už pracují na jiném principu (použití permanentního magnetu).

Ke změnám dochází už od roku 2011. Poslední změna byla stanovena 1. ledna 2017, kde norma uvádí, že motory s výkony 0,75 – 375 kW musí splňovat minimální zákonem stanovenou třídu účinnosti IE3 (Premium) nebo mohou být využity motory s účinností IE2 řízených z měničů frekvence. [11]

Pro lepší představu rozdílu jednotlivých účinností je níže, na přiloženém obrázku, uveden graf (Obr. 15), který porovnává účinnosti jednotlivých tříd asynchronních motorů IE1 – IE4. Na ose X je uvedena účinnost v procentech a na ose Y je uveden jmenovitý výkon v kW v logaritmickém měřítku [9].



Obr. 15 Graf porovnání účinností asynchronních motorů [9]

3.5.2. Čerpadla s frekvenčním měničem

Frekvenční měnič umožňuje řídit otáčky a výkon čerpadla v závislosti na tlaku vody. U bazénových čerpadel dochází k regulaci otáček elektromotoru čerpadla, toho se docílí současnou změnou frekvence a napětí (po dosažení jmenovitých hodnot napětí pouze změnou frekvence). [12] [13]

V případě umožnění změny otáček, dochází k možnosti regulace dopravovaného množství vody čerpadlem – proměnlivost v závislosti na čase – dle počtu návštěvníků v bazénovém objektu. Metoda řízení otáček frekvenčním měničem je hospodárnou metodou, neboť má velmi nízkou spotřebu elektrické energie. V praxi se běžně během projektování přidávají rezervy jak na čerpadlo, tak na motor a další prvky a ve finále bývá pohon předimenzovaný (skutečný odběr se tak může pohybovat něco kolem 80%). Díky regulaci otáček motorů měničem frekvence dojde k úspoře elektrické energie. Z toho vyplývá, že investice do nákladnější technologie se vyplatí, neboť se sníží dlouhodobé provozní náklady. [12]

3.5.3. Rozdíl motorů s účinností IE4

Motory IE4 jsou motory s permanentními magnety. Jedná se o synchronní motory, které používají na vytvoření magnetického toku permanentní magnety z moderních materiálů na bázi vzácných zemin (např. Sa-Co, nebo Nd-Fe-B), takže motor neobsahuje budicí vinutí/kroužky. Tak dochází ke zjednodušení motoru a odpadá zdroj budicího proudu. Takový motor pracuje s podstatně vyšším účinkem, než srovnatelný asynchronní motor a zároveň neodebírá ze sítě magnetizační proud. Další výhodou motoru s permanentním magnetem je, že na rozdíl od synchronního motoru (budicí vinutí) nebo motoru asynchronního (rotorová klec), nevznikají v rotoru žádné ztráty. Z toho vyplývá, že motor o stejném výkonu má nejen podstatně menší rozměry, ale především o něco vyšší účinnost. [14]

Specifická konstrukce synchronních motorů s permanentním magnetem má oproti asynchronním motorům a klasickým synchronním motorům s budicím vinutím celou řadu výhod, ale i nevýhod [15]:

Výhody:

- vyšší účinnost
- rotor neobsahuje vinutí
- rotor není nutné před rozběhem stroje nabudit
- relativně malý objem s velkým výkonem
- není třeba budicího zdroje a odpadá problém s přívodem budicího proudu
- možnost konstrukce pomaluběžného stroje s dostatečným výkonem

Nevýhody:

- technologicky náročnější – složitější výroba – vyšší cena (permanentní magnety)
- složitější a nákladnější opravy
- problematika zkratu – může dojít až k demagnetizaci permanentního magnetu
- menší robustnost
- nestálost permanentních magnetů - koroze
- vysoká teplotní závislost magnetických vlastností permanentních magnetů

3.6. KOAGULACE A FLOKULACE

Při procesu koagulace (srážení) dochází k destabilizaci koloidních částic a makromolekulárních organických nečistot (vnesených návštěvníky) ve vodě a pomocí flokulantu dochází k agregaci těchto částic (vločkování – shlukování do větších vloček).

Koagulant má kladný náboj, zatímco nečistoty mají náboj záporný, takže jsou snadno ke koagulačnímu činidlu přitahovány. Dávkuje se před filtrační jednotku a to v dostatečné vzdálenosti, aby včas došlo ke srážecímu procesu. Díky vysrážení nečistot do větších celků, se zvyšuje účinnost filtrace, protože větší částičky se lépe zachytí ve filtrační jednotce. Koagulant může být na bázi hliníkových nebo železitých solí (např. aluminiumhydroxidchlorid – PAC, nebo chlorid železitý – FeCl_3), případně v podobě organických vysokomolekulárních polymerů (př. polyakrylamid – PAA). Nejčastěji se používá síran hlinitý ($\text{Al}_2(\text{NH}_4)_3$). [16]

Účinnost procesu koagulace a flokulace je závislá na čase (na místě, kde je umístěné dávkování činidla), dále je závislá na pH vody a množství dávkovaného činidla. Doporučená hodnota kyselinové neutralizační kapacity ($\text{KNK}_{4,5}$) je v rozmezí 0,8-1,2 m/mol. [1]

3.7. FILTRACE

Filtrace je proces, při kterém dochází k zachycení částic, které jsou větší než otvory na filtračním médiu, jímž cezená voda protéká. Dochází tak k odstranění nečistot z bazénové vody.

Filtrační jednotka se v bazénové sestavě umísťuje za čerpadlo. Filtr by měl být napojen na kanalizační potrubí, do něhož je odváděná odpadní voda z praní (čištění) filtru. Praní filtru se provádí při vyčerpání kalové kapacity filtračního média, kdy se musí nečistoty odstranit a filtr vyprat. K tomu dochází průměrně cca 1x za 4 dny (závisí na velikosti a typu bazénu a na typu a velikosti navrženého filtru). Ovládání filtru je nejčastěji pomocí šesti cestného ventilu (přepínání z filtrace na praní), které může být ruční, nebo automatické. U nás jsou filtry nejčastěji ovládány pomocí pákových uzávěrů, které vyžadují ruční obsluhu. Ta je poměrně jednoduchá a rychlá a navíc jde o levnější variantu, než při použití automaticky ovládaných elektroventilů nebo ventilů pneumatických. [4]

Efektivnost filtrace závisí na době zdržení vody ve filtrační jednotce. Platí zde nepřímá úměra, že čím je rychlejší proces filtrace, tím nižší je jeho účinnost a naopak. [1] [4]

Návrh je závislý na mnoha faktorech, jako jsou: návštěvnost bazénu, filtrační rychlost, plocha, velikost a náplň filtru, jeho materiál, nebo recirkulované množství vody. Jeho kapacita se vždy navrhuje na maximální možné zatížení. [1]

Filtry můžeme dělit na gravitační (otevřené) a na tlakové (uzavřené). Gravitační filtry se dnes nenavrhují a jsou nahrazovány filtry tlakovými. Ty musí při návrhu splňovat řadu provozních požadavků: maximální provozní tlaky, automatické odvzdušnění, měření tlaků a průzor. Dle materiálu je můžeme dělit na plastové (PP – polypropylen), na filtry z laminátu, šedé oceli nebo oceli ušlechtilé. Podle filtračního materiálu lze filtry dělit na: pískové, náplavové, kartušové, látkové či pěnové (molitanové). U veřejných bazénů se nejčastěji používají filtry pískové, které mají sice vyšší pořizovací náklady, ale za to mají nižší provozní náklady, než např. filtry vložkové. [1]

3.7.1. Pískové filtry

Pískové filtry (Obr. 16) jsou tvořeny tlakovou nádobou, která je naplněná filtračním pískem, přes který prochází (je filtrována) voda. Dnes je běžná výška náplně 1,0-1,2 m. Tam, kde se předpokládají extrémní podmínky nebo větší zátěže, může být výška pískové náplně až 1,5 m. Minimální výška filtrační náplně je stanovena na 0,5 m. [4]

Filtrační náplň může být tvořena z jednotné velikosti zrn nebo ze zrn vícevrstevných s vyšší zachytnou schopností. Nejčastěji se lze setkat s křemičitým pískem. Dalším filtračním materiálem v pískovém filtru může být například aktivní uhlí, případně zeolitické materiály nebo materiály ve formě skleněných granulí. Zeolitické materiály mají například 2-5x vyšší zachytnou schopnost než křemičitý písek, tak lze přejít až na prostou filtraci bez použití doplňkových koagulantů a tím snižovat chemizaci vody. [1] [4]

3.8. OHŘEV

Ohřev bazénové vody je zajištěn buď pomocí uzavřeného okruhu (primární okruh), na který je dalším okruhem (sekundárním) bazén napojen (ohřev pomocí topného paliva a přenos tepla na sekundární okruh se děje pomocí výměníků), nebo pomocí přímého ohřevu bazénové vody (ohřev elektrickou energií, alternativně tepelnými čerpadly, nebo solárními kolektory). [1]

Pro přenos na sekundární okruh se nejčastěji používají deskové a trubkové výměníky (Obr. 17). Materiál výměníků je nejčastěji z nerezové oceli a u náročných provozů lze najít i výměníky titanové. [4]



Obr. 16 Pískový filtr [4]



Obr. 17 Tepelný trubkový výměník [4]

3.8.1. Teplota bazénové vody a prostor bazénu

Teplota bazénové vody má vliv na dávkování chemikálií pro hygienické zabezpečení vody a vytápění má velký vliv na energetické nároky provozu bazénu a s tím i spojené náklady na tento provoz.

Teplota bazénové vody by dle *Vyhlášky č. 238/2011 Sb.* měla být u plaveckých objektů do 28°C a u koupacích vod by teplota vody měla být vyšší než 28°C. [17]

Stejně, jako jsou kladeny požadavky na teplotu bazénové vody, jsou kladeny požadavky i na teplotu vzduchu v bazénovém prostředí. Teplota vzduchu by měla být o 1-3°C vyšší, než je teplota vody v bazénu, ale neměla by přesahovat teplotu 30°C. Ve vyhlášce je také uvedena teplota vzduchu pro sprchy (24-27°C), pro šatny a místnosti pro pobyt osob (20-22°C) a pro vstupní halu (17-19°C). Teplota vody a vzduchu se měří alespoň 3x denně a to před zahájením provozu a pak vždy po 4-8 hodinách provozu. [17]

3.9. ÚPRAVA pH

Jaké by mělo být optimální pH pitné vody (tedy i vody, která je využívána pro plnění bazénu), stanovuje *Vyhláška Ministerstva zdravotnictví č. 252/2004 Sb., kterou se stanoví hygienické požadavky na pitnou a teplou vodu a četnost a rozsah kontroly pitné vody.*

Hodnota pH je definována jako záporný logaritmus obsahu vodíkových iontů. Kyselé vody jsou takové vody, jejichž pH je nižší než 7 (obsah vodíkových iontů ve vodě je nižší, než 10^{-7} mol/l) a naopak vody zásadité jsou při hodnotě pH vyšší než 7. pH vody odebírané od zdroje se pohybuje mezi hodnotami 6-8. V bazénové vodě by se hodnota pH měla pohybovat mezi 7-7,5. Ideální hodnota by měla být kolem 7,4, což přibližně odpovídá hodnotě pH lidského oka. Kolísání hodnoty pH by nemělo být nárazové, protože by se mohly měnit podmínky pro chemické reakce v bazénové vodě a tím by se mohla měnit (zhoršovat) také její kvalita. [1] [16]

Nízké hodnoty pH mohou vést například k ničení technologického zařízení, k nežádoucímu zbarvení vody, jejímu zakalení či ke zhoršení koagulačního procesu (ke snížení účinnosti filtrace), k pálení a zarudnutí očí nebo dokonce k vypadávání vlasů.

Použitím dezinfekce chlornanem sodným nebo hydrogenuhličitanem sodným, dojde ke zvýšení hodnoty pH. Vysoké hodnoty pH mohou napomáhat růstu znečištění, zanášení filtračního systému, k zákalu vody či usazování látek na stěnách nebo k vysušování pokožky. Pro snížení hodnoty pH se využívají kyseliny, jako například kyselina chlorovodíková nebo kyselina sírová. Druh a množství použité chemikálie závisí na vodním zdroji a na chemické reakci vody. Pro zjištění hodnoty pH se využívá pH sonda, která je připojena k digitálnímu pH metru s jednobodovou nebo dvoubodovou kalibrací. [1] [16]

3.10. HYGIENIZACE

Hygienizací se rozumí hygienické zabezpečení vody. Provádí se dávkováním dezinfekčního činidla, neboli látky, která má extrémně silnou oxidační schopnost. Obvykle se řadí za filtr. [16]

Jaký typ dezinfekčního činidla se použije, záleží na typu a velikosti bazénu, na jeho provozních podmínkách, na teplotě vody a chemických parametrech vody, která se využívá pro plnění bazénového objektu. Dezinfekce vody zabraňuje rozvoji mikrobiálního rizika – ničí nežádoucí bakterie a viry. Nejčastěji se využívá chemická dezinfekce například elementární plynný chlór, chlór tekutý – chlornan sodný, chlornan vápenatý – granulovaný chlór nebo chlórové tablety, elektrochlorace, stabilizační chlorové tablety nebo granule – kyselina kyanurová, dichlor, trichlor, nebo oxid chloričitý. [1] [16]

Chlorování vody je dosud nejrozšířenějším způsobem dezinfekce bazénové vody. Jde o způsob se snadnou aplikací, účinný a s poměrně nízkými náklady. Nejznámější je použití elementárního plynného chlóru nebo chlóru tekutého (chlornanu sodného). Při dávkování chlornanu sodného, se musí brát v úvahu, že obsah látky, která zajišťuje dezinfekci vody (tzv. aktivního chloru) je maximálně 12,5%. V koncentrovaném roztoku se tak chlor chlornanu sodného rozkládá působením světla a kyslíku. Časem dochází ke snížení jeho obsahu v dodaném koncentrátu, a proto se musí upravit jeho dávkování. Tento roztok chlornanu sodného, se smí míchat pouze s vodou, neměl by se míchat s žádnými jinými roztoky. Skladování chlornanu sodného by nemělo přesahovat 30 dní, protože dochází k poklesu aktivního chloru pod hodnotu, která je pro dezinfekci použitelná. Jak již bylo zmíněno v odstavci 3.9., chlornan sodný zvyšuje pH vody a proto se zařazuje ještě dávkování kyseliny, aby došlo ke snížení hodnoty pH. [16]

Dalšími způsoby, kterými lze vodu zdravotně zabezpečit jsou například dezinfekce pomocí ozonu, UV záření, peroxidem vodíku, ionty těžkých kovů – př. mědi, stříbra, nebo ionizací. Nevýhodou je, že nezajišťují dezinfekční a oxidační účinek s reziduálním charakterem, tedy, že účinek není v bazénové vodě patrný a čistí vodu pouze v místě aplikace. Proto je nutné, tyto dezinfekční způsoby doplnit dávkováním chloru. Avšak výhodou těchto dezinfekčních způsobů je to, že jsou schopny zbavit vodu i některých mikroorganismů, které nelze běžným dávkováním chloru odstranit. [1] [16]

Dávkování roztoků se děje pomocí dávkovacích čerpadel (nejčastěji hydrostatická). Lze díky nim s velkou přesností dávkovat požadované množství dezinfekčního činidla.

TEORETICKÁ ČÁST

Často je možné kombinovat hlídání obsahu dezinfekční látky a automatické hlídání pH hodnoty vody. Hodnotu volného chloru (Cl_2), lze měřit a regulovat pomocí sondy, která měří redox-potenciálu (Rx). V případě použití jiného dezinfekčního činidla, které není na bázi chloru, se využívá jiný typ sondy, kterou určí dodavatel zařízení. [16]

Poznámka:

Negativní jevy, které se mohou na návštěvníkovi projevit například drážděním očí a sliznice dýchacích cest nebo vysušováním pokožky či je v bazénovém prostředí cítit silný chlorový zápach, jsou způsobeny přítomností chloraminů. Chloraminy jsou sloučeniny chloru a organických nečistot, které obsahují dusík. To znamená, že je zanedbaná péče o kvalitu vody. Toxicita chloraminů může mít významné negativní účinky na lidské zdraví. [18]

4. HYDRAULIKA

4.1. CHARAKTERISTIKA POTRUBÍ

Lze říci, že jde o závislost mezi potřebou dodat tekutině takovou měrnou energii, aby v daném potrubí nastal objemový průtok tekutiny. Charakteristiku potrubí počítáme z výškového tvaru Bernoulliho rovnice pro jednorozměrné proudění. [7]

4.1.1. Rovnice kontinuity

Neboli rovnice spojitosti. Vyjadřuje vztah mezi rychlostí proudění v [m/s] a obsahem průřezu S [m²] při ustáleném proudění ideální (nestlačitelné) kapaliny v daném místě uzavřené trubice. Platí, že objem kapaliny ΔV [m³], který proteče daným průřezem trubice za jednotku času Δt [s], je konstantní. [19] Neboli [20]:

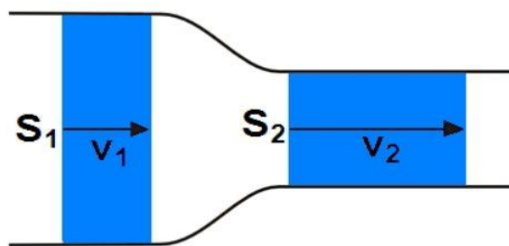
$$Q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{S \cdot L}{\Delta t} = S \cdot v = \text{konst.} \quad (1)$$

kde Q_v [m³/s] je objemový průtok, S [m²] je plocha trubice v daném průřezu, L [m] je délka průřezu, Δt [s] je čas, za který proteče kapalina daným průřezem a v [m/s] je velikost průměrné rychlosti v tomto průřezu a platí, že $v = \frac{L}{\Delta t}$ [m/s]. [20]

Protože u nestlačitelné kapaliny je objemový tok konstantní, pak lze napsat rovnici kontinuity pro dva libovolné body v potrubí, jako (Obr. 18) [20]:

$$Q_{v1} = Q_{v2} = \text{konst.} \rightarrow S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \text{konst.} \quad (2)$$

kde Q_{v1} [m³/s] a Q_{v2} [m³/s] jsou objemové průtoky v průřezech 1 a 2, S_1 [m²] a S_2 [m²] jsou plochy průřezu 1 a 2 v daném místě trubice a v_1 [m/s] a v_2 [m/s] jsou průměrné rychlosti v průřezu 1 a 2. [20]



Obr. 18 Kontinuita pro dva libovolné body v potrubí s proměnným kruhovým průřezem [19]

Z toho plyne, že poměr rychlostí v_1 [m/s] a v_2 [m/s] proudění v průřezu 1 a 2 je převrácený k poměru ploch S_1 [m²] a S_2 [m²] těchto dvou průřezů. [20]

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (3)$$

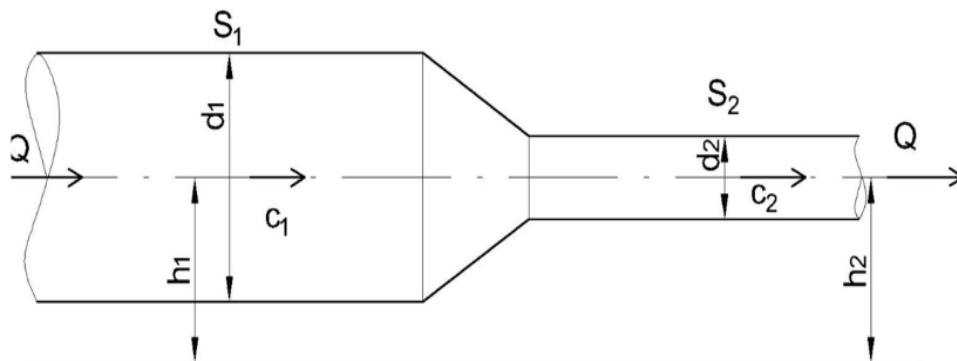
Tento vztah (3) lze zobecnit pro kapaliny stlačitelné (reálné). U těchto kapalin dochází ke změně hustoty, a proto dochází i ke změně objemového toku. Pro ustálené proudění reálné kapaliny platí, že hmotnostní tok kapaliny Q_m [kg/s] se v libovolném kolmém průřezu proudové trubice nemění, tudíž je konstantní. To znamená, že kapalina, která proteče daným průřezem za jednotku času má konstantní hmotnost. Potom platí tvar rovnice kontinuity [19] [20]:

$$Q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{\rho \cdot \Delta V}{\Delta t} = S \cdot c \cdot \rho = \text{konst.} \quad [\text{kg/s}] \quad (4)$$

kde Q_m [kg/s] je hmotnostní tok kapaliny, S [m²] je plocha trubice v daném průřezu, c [m/s] je střední rychlost proudění v průřezu a ρ [kg/m³] je hustota kapaliny. I zde platí, že hmotnostní tok kapaliny Q_{m1} [kg/s] v průřezu S_1 [m²] je roven hmotnostnímu toku Q_{m2} [kg/s] v průřezu S_2 [m²] (Obr. 19) [20].

$$Q_{m1} = Q_{m2} = \text{konst.} \rightarrow S_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1 = S_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2 = \text{konst.} \quad (5)$$

kde Q_{m1} [kg/s] a Q_{m2} [kg/s] je hmotnostní tok kapaliny v průřezu 1 a 2, S_1 [m²] a S_2 [m²] je plocha trubice v průřezu 1 a 2, c_1 [m/s] a c_2 [m/s] je střední rychlost proudění v průřezu 1 a 2 a ρ_1 [kg/m³] a ρ_2 [kg/m³] je hustota kapaliny v průřezu 1 a 2. [19] [20]



Obr. 19 Kontinuita průtoku pro dva libovolné body v potrubí s proměnným kruhovým průřezem [20]

4.1.2. Bernoulliho rovnice

Vztah, který udává Bernoulliho rovnice, nám popisuje zákon o zachování mechanické energie pro ustálené proudění ideální (nestlačitelné) kapaliny. Bernoulliho rovnice nám říká, že součet potenciální energie (tlakové a vnější polohové energie) a kinetické energie kapaliny, která má jednotkový objem, je ve všech částech trubice stejný. [20]

Tvar rovnice, který platí pro tíhové nebo homogenní gravitační pole, je následující [21]:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p + \rho gh = konst. \quad (6)$$

kde ρ [kg/m^3] je hustota kapaliny, v [m/s] je rychlost proudící kapaliny, p [Pa] vyjadřuje tlak v kapalině, g [m/s^2] je tíhové zrychlení (odpovídá $9,81 m/s^2$) a h [m] je geodetická výška (výška osy potrubí nad srovnávací rovinou). [21]

První člen představuje dynamický tlak, který je vyjádřen objemovou hustotou kinetické energie. Druhý člen vyjadřuje tlakovou potenciální energii objemové jednotky kapaliny a třetí člen představuje vnější potenciální energii mechanické síly objemové jednotky kapaliny, která působí v silovém poli, v němž se kapalina nachází (v tomto případě v tíhovém nebo homogenním gravitačním poli). [21]

Ze zákona zachování energie (energii nelze vyrobit, ani zničit, lze ji pouze přeměnit na jiný druh energie), je možné rovnici poměrně snadno odvodit. Jestliže provedeme součet energie kinetické E_k [J], potenciální tlakové energie E_p [J] a potenciální polohové energie působící vnější síly (gravitační) E_g [J]: $E_k + E_p + E_g = konst.$, dostáváme rovnici [21]:

$$\frac{1}{2}mv^2 + pV + mgh = konst. \quad (7)$$

kde m [kg] je hmotnost kapaliny a V [m^3] její objem.

Vztažením energie na 1 kg kapaliny a vydělením rovnice hmotnostmi, získáváme tzv. energetický tvar rovnice [21]:

$$\frac{1}{2}v^2 + \frac{p}{\rho} + gh = konst. \quad (8)$$

vydělením energetického tvaru rovnice hustotou kapaliny ρ [kg/m^3] získáváme tvar tlakový [21]:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p + \rho gh = \text{konst.} \quad (9)$$

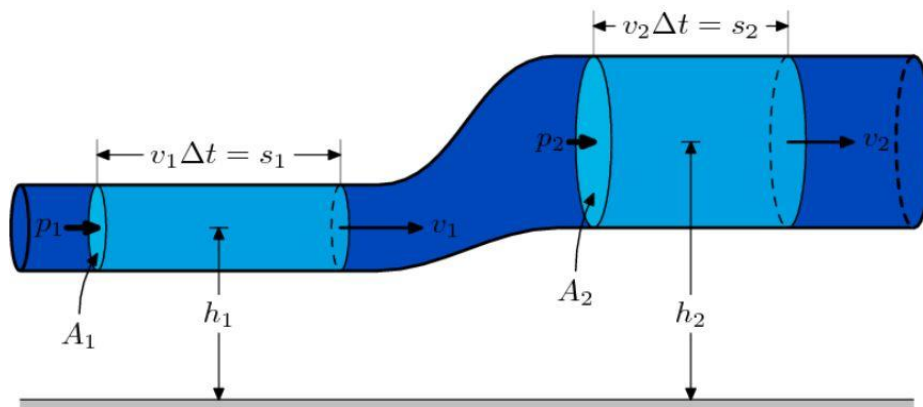
a vydělením rovnice součinem hustoty kapaliny ρ [kg/m^3] a tíhového zrychlení g [m/s^2], získává rovnice tzv. výškový tvar [21]:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h = \text{konst.} \quad (10)$$

Výškový tvar rovnice bývá využíván k vyjádření ztrát potrubí (ztráty místní a ztráty třením). [20]

Jestliže platí, že energie se při proudění trubicí nevyrábí, ale ani nezaniká, pak musí platit, že energie, která do trubice vstupuje, z ní také vystupuje. Lze tedy tvrdit, že Bernoulliho rovnice v průřezu 1 se rovná Bernoulliho rovnici v průřezu 2 (Obr. 20) [20]:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_2 \quad (11)$$



Obr. 20 Schéma k odvození Bernoulliho rovnice [21]

Pokud na kapalinu, která je v klidu, působí tíhová síla, je ve stejné hloubce v každém bodě také stejný tlak. Tento vztah neplatí, pokud je kapalina v pohybu. [20]

Z Bernoulliho rovnice je patrné, že s rostoucí rychlostí proudící kapaliny, nám klesá její tlak a naopak. To znamená, že v místě s menším průřezem, bude mít proudící kapalina vyšší rychlost (důsledek z rovnice kontinuity) a tím pádem bude mít nižší tlak, než u větších průřezů, kde kapalina bude proudit pomaleji, ale její tlak bude vyšší. [21]

Ztráta energie – hydraulický odpor

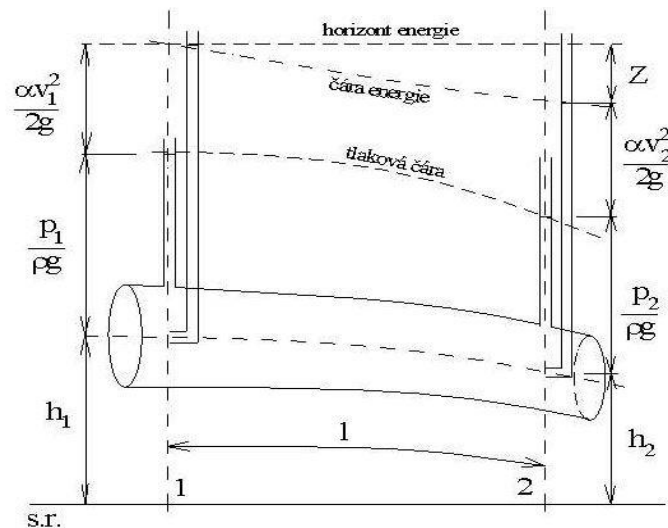
Hydraulický odpor neboli ztrátu energie, lze vyjádřit pomocí součtu ztrát třením (viz 4.1.3.) a ztrát místních (viz 4.1.4.), který nám tvoří celkové tzv. hydraulické ztráty proudící kapaliny trubící. Tyto celkové ztráty můžeme vyjádřit pomocí úpravy Bernoulliho rovnice na tvar (Obr. 21) [20]:

$$\frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 = \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \sum Z \quad (12)$$

po úpravě:

$$\frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 - \left(\frac{\alpha v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_2 \right) = \sum Z \quad (13)$$

kde $\alpha [-]$ je bezrozměrné Coriolisovo číslo, které nám udává poměr skutečné kinetické energetické výšky vyjádřené ze střední průřezové rychlosti, $v_1 [m/s]$ a $v_2 [m/s]$ jsou střední průřezové rychlosti v jednotlivých průřezech, $g [m/s^2]$ je tíhové (gravitační) zrychlení (hodnota $9,81 m/s^2$), $p_1 [Pa]$ a $p_2 [Pa]$ je tlak v průřezu 1 a 2, $\rho [kg/m^3]$ je hustota kapaliny, $h_1 [m]$ a $h_2 [m]$ jsou tzv. geodetické výšky, neboli výšky od osy potrubí nad srovnávací rovinou a $\sum Z [m v. sl.]$ jsou celkové ztráty na potrubním úseku. [20]



Obr. 21 Schéma Bernoulliho rovnice ve výškovém tvaru s hydraulickým odporem [21]

U potrubí tvořeného několika potrubními úseky s různými parametry, se celková ztráta vypočítá, jako součet sumy ztrát třením a ztrát místních [20]:

$$\sum Z = \sum Z_t + \sum Z_m \quad (14)$$

kde ΣZ [m v. sl.] je celková ztráta energie, ΣZ_t [m v. sl.] je celková ztráta třením (součet všech ztrát třením) a ΣZ_m [m v. sl.] je celková ztráta místní (součet všech místních ztrát). [20]

4.1.3. Ztráty třením v potrubí

Ztráty třením vznikají po celé délce potrubí. Jsou přímo úměrné délce potrubí a ve směru proudění tekutiny vzrůstají a jsou nepřímo úměrné průměru potrubí. Při proudění tekutiny potrubím dochází ke tření tekutiny o povrch potrubí a současně ke vzájemnému tření částic tekutiny (vazkost) a tím ke snížení mechanické energie proudící tekutiny. Na velikost ztrát třením má vliv hydraulická drsnost potrubí, která se liší podle materiálu a stavu potrubí (Tab. 1). [20]

Tab. 1 Hydraulická drsnost Δ pro technicky vyráběná potrubí [22]:

DRUH POTRUBÍ	STAV POTRUBÍ	Δ [m]
Ocelové svařované	nové	0,00003 - 0,0001
	po delším provozu - vyčištěné	0,0001 - 0,0002
	po použití - mírně zrezivělé	0,0003 - 0,0007
	staré zrezivělé a inkrustované	0,0008 - 0,0015
	silně zrezivělé a inkrustované	0,002 - 0,004
Litinové	nové, bituminované, asfaltované	0,00001 - 0,00016
	nové - bez úpravy	0,0002 - 0,0005
	po použití	0,0005 - 0,0015
	silně zrezivělé a inkrustované	0,002 - 0,003
Betonové	nové železobetonové - hladká omítka	0,00001 - 0,00005
	po použití	0,0003 - 0,0008
	po delší době provozu	0,001 - 0,003
plastové (PVC, PE)	nové	0,000001-0,000003
	po delším provozu	0,00001-0,000015

Ztráty třením lze vypočítat pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice [20]:

$$Z_t = \lambda \frac{L}{D} \frac{\alpha v^2}{2g} \quad (15)$$

kde Z_t [m v. sl.] jsou ztráty třením, λ [-] je součinitel ztráty třením, L [m] je délka úseku potrubí, D [m] průměr potrubí, α [-] je Coriolisovo číslo, v [m/s] je střední průřezová rychlost, g [m/s²] je gravitační zrychlení [20].

Součinitel ztrát třením λ [-] je závislý na hustotě a viskozitě proudící tekutiny, na rychlosti tohoto proudění, na vnitřním průměru potrubí a na jeho drsnosti. Zároveň tak lze vyjádřit závislost na teplotě. Jedinou bezrozměrnou proměnou je Reynoldsovo číslo Re [-]. [23]

$$\lambda = \lambda \left(Re = \frac{v \cdot D}{\nu}, \frac{\Delta}{D} \right) \quad (16)$$

kde $\lambda [-]$ je součinitel ztrát třením, $Re [-]$ je bezrozměrné Reynoldsovo číslo vypočítané jako poměr součinu střední průřezové rychlosti proudící kapaliny $v [m/s]$ s vnitřním průměrem potrubí $D [m]$ a kinematické viskozity kapaliny $\nu [m^2/s]$, kterou lze získat z tabulek dle teploty proudící kapaliny a její hustoty (Tab. 2) a *relativní drsnost* $[-]$, která je dána poměrem hydraulické (absolutní) drsnosti povrchu potrubí $\Delta [m]$ a charakteristického rozměru potrubí $D [m]$. [20]

Tab. 2 Hustota ρ a kinematická viskozita vody v při tlaku 10^5 Pa [22]:

T °C	ρ kgm ⁻³	$\nu \cdot 10^6$ m ² s ⁻¹	T °C	ρ kgm ⁻³	$\nu \cdot 10^6$ m ² s ⁻¹	T °C	ρ kgm ⁻³	$\nu \cdot 10^6$ m ² s ⁻¹
2	999,94	1,6738	14	999,24	1,1756	50	988,24	0,515
4	999,97	1,5671	16	998,94	1,1166	60	983,38	0,478
6	999,94	1,4726	18	998,59	1,0616	70	977,99	0,415
8	999,85	1,3873	20	998,20	1,0105	80	972,01	0,367
10	999,70	1,3101	30	995,65	0,804	90	965,95	0,327
12	999,50	1,2396	40	992,36	0,661	100	959,69	0,294

Díky těmto charakteristikám, lze určit hodnotu součinitele ztráty třením pomocí empirických vzorců (Obr. 22) nebo podle Moodyho diagramu (Obr. 23). Ten nám rozděljuje oblasti ztrát třením dle rychlosti proudění do 5 oblastí. Rozlišujeme [20]:

- 1) Lineární oblast ztrát třením, kde je laminární proudění, tam je součinitel ztrát třením $\lambda [-]$ funkcí pouze Reynoldsova čísla $Re [-]$.
- 2) Oblast přechodu, tzv. kritickou oblast, ve které dochází k přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním. I zde je součinitel ztrát třením $\lambda [-]$ funkcí pouze Reynoldsova čísla $Re [-]$. A Reynoldsovo číslo v této oblasti je: $Re_k \approx 2320$.
- 3) Turbulentní proudění v hydraulicky hladkém potrubí, kde je součinitel ztrát tření $\lambda [-]$ funkcí pouze Reynoldsova čísla $Re [-]$.
- 4) Turbulentní proudění v oblasti přechodné, v níž je součinitel ztrát tření $\lambda [-]$ funkcí jak Reynoldsova čísla $Re [-]$, tak i relativní drsnosti $\Delta/D [-]$.
- 5) Hydraulicky drsné potrubí v kvadratické oblasti ztrát třením, kde součinitel ztrát třením $\lambda [-]$ je pouze funkcí relativní drsnosti $\Delta/D [-]$.

TEORETICKÁ ČÁST

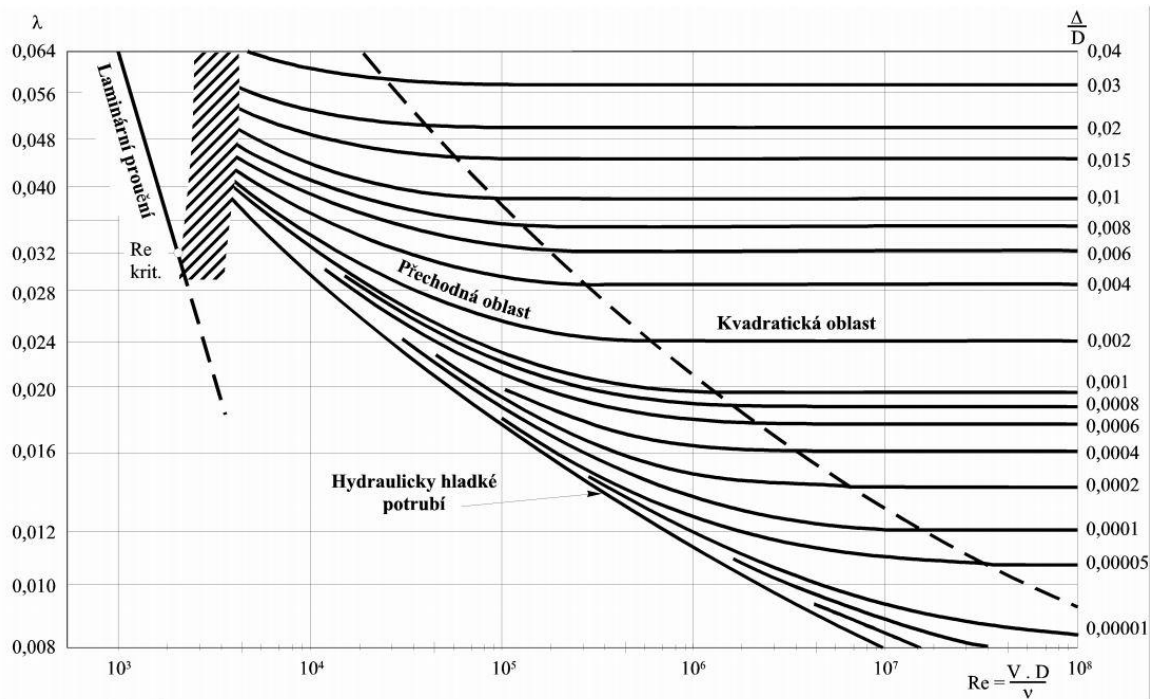
Hydraulicky hladké potrubí: Blasius: $\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$; $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$

Přechodná oblast ztrát třením: Colebrook-White: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta}{3.71 \cdot D} \right]$

Frenkel: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\left(\frac{6.81}{Re} \right)^{0.9} + \frac{\Delta}{3.7 \cdot D} \right]$; $Re > 4 \cdot 10^3$

Kvadratická oblast ztrát třením: Šifrinson: $\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25}$; $Re \cdot \frac{\Delta}{D} > 500$

Obr. 22 Vybrané vzorce pro výpočet součinitele ztrát třením [22]



Obr. 23 Moodyho diagram pro určení součinitele ztrát třením [22]

Pokud je potrubí složeno z několika úseků, které mají různé parametry, je třeba celkové ztráty třením uvádět, jako součet těchto ztrát [20]:

$$\sum Z_t = Z_{t1} + Z_{t2} + Z_{t3} + \dots + Z_{tn} \quad (17)$$

4.1.4. Ztráty místní

Potrubí vždy nebývá přímočaré a může být tvořeno dalšími potrubními prvky, jako jsou redukce, odbočky různých tvarů, oblouky, apod., dále se na potrubní trase mohou vyskytovat také armatury, filtry, měřidla (př. tlaku, průtoku, ...) a další průtočné části, ve kterých vzniká tlaková ztráta. Tyto tlakové ztráty bývají mnohem výraznější než ty, které vznikají na rovném úseku potrubí a to vzhledem k tomu, že při průtoku těmito částmi

TEORETICKÁ ČÁST

dochází například i ke změně tvaru průtočného potrubí, směru proudění a často i ke škrncení. [24]

Lze tedy říci, že místní ztráty jsou způsobeny deformací rychlostního a tlakového pole vlivem změny směru proudění, rozšířením a zúžením proudu (může nastat náhle nebo k němu může docházet pozvolně), dělením a spojováním proudu, vytvářením úplavu a vírových oblastí při nedokonalém obtékání překážek v proudu kapaliny a ostatními rušivými vlivy. [20]

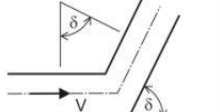
Pro výpočet místní ztráty může být využito matematického modelování například metodou konečných prvků, nebo objemů. Častěji se však používá výpočet místní ztráty pomocí měrné energie, ve které je používán tzv. ztrátový součinitel neboli korekční součinitel měrné energie proudící kapaliny. Příslušný ztrátový součinitel lze u jednodušších trubních prvků vypočítat. Častěji se však využívá měření a v praxi by měl být stanoven výrobcem daného potrubního prvku nebo popřípadě, dovoluje-li to přesnost výpočtu, lze tento součinitel vyčíst z tabulek (vybrané tabulky: Tab. 3, Tab. 4, Tab. 5, Tab. 6, Tab. 7, Tab. 8), ve kterých jsou uvedeny jeho hodnoty získané z experimentálního měření. [20] [24]

Tab. 3 Místní ztráty vtokem do potrubí a výtokem do velké nádrže [22]:

TYP VTOKU	Platnost	ζ_v
a) Potrubí zasahuje do nádrže		0,8 - 1,0
b) Ostrá vstupní hrana		0,5
c) Seříznutá vstupní hrana	$L/D \cong 0,1$	0,25
d) Zaoblená vstupní hrana	$r/D \cong 0,06$	0,20
e) Kruhově zaoblený vtok	$r = 0,2.D$	0,11
Výtok do velké nádrže		1,0

Tab. 4 Ztrátový součinitel ostrých kolen podle Thomy ($Re > 2.10^5$) [22]:

δ	15°	30°	45°	60°	90°
ζ_{s} hladká potrubí	0,04	0,13	0,24	0,47	1,13
ζ_{s} drsná potrubí	0,06	0,17	0,32	0,68	1,27



Tab. 5 Ztrátový součinitel sacího koše se zpětnou klapkou o průměru D [mm] [22]:

D[mm]	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500
ζ_k	8,0	7,0	6,4	6,0	5,2	4,4	3,7	3,4	3,1	2,5

TEORETICKÁ ČÁST

Tab. 6 Součinitel ztráty vnitřních uzávěrů [22]:

uzávěr	Šoupě	Klapka	Ventil
otevření [%]	ζ_u	ζ_u	ζ_u
10	190	2499	6756
20	30	203,08	624
30	10,5	50,02	122,4
40	4,3	21,67	50
50	2,06	10,11	24
60	0,98	5,06	13,79
70	0,44	3,52	9,4
80	0,15	2,56	7,16
90	0,06	1,44	5,57
100	0,03	0,56	4,95

Tab. 7 Součinitel ztrát náhlým zúžením podle Tullise [22]:

součinitel ζ_z vztážen k průměru D_2									
D_2 / D_1	0,95	0,89	0,83	0,775	0,71	0,63	0,55	0,45	0,32
S_2 / S_1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ζ_z	0,01	0,062	0,10	0,164	0,22	0,27	0,31	0,34	0,36

Tab. 8 Součinitel ztrát náhlým rozšířením průřezu K_r (Bordova ztráta) [22]:

součinitel ζ_r vztážen k průměru D_2									
D_2 / D_1	1,00	1,20	1,25	1,33	1,50	1,67	2,00	2,50	3,00
S_2 / S_1	1,00	1,44	1,56	1,78	2,25	2,78	4,00	6,25	9,00
ζ_r	0,00	0,19	0,32	0,60	1,56	3,17	9,00	27,6	64,0

Vztah pro výpočet místních ztrát pomocí ztrátového součinitele [20]:

$$Z_m = \zeta \frac{v^2}{2g} \tag{18}$$

kde Z_m [m v. sl.] je místní ztráta, ζ [-] je součinitel místní ztráty, v^2 [m/s] je střední rychlost proudění v potrubí a g [m/s²] je gravitační zrychlení (uvažováno 9,81 m/s²). Pro výpočet celkových místních ztrát se používá, jako v případě ztrát třením, součet ztrát místních v jednotlivých potrubních prvcích. [20]

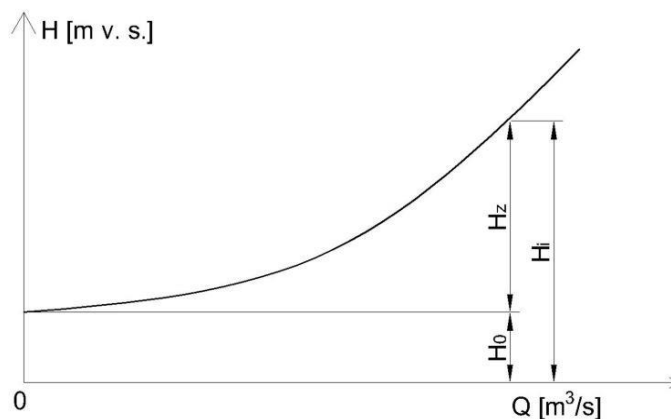
$$\sum Z_m = Z_{m1} + Z_{m2} + Z_{m3} + \dots + Z_{mn} \tag{19}$$

4.1.5. Charakteristika potrubí - čerpání

Charakteristika potrubí má kvadratický průběh, což je dáno tím, že hydraulická ztráta narůstá s kvadrátem rychlostí, neboli stoupá v závislosti na průtoku. To znamená, že se zvětšující rychlostí, rostou také ztráty v potrubí. Při nulovém průtoku odpovídá hodnota charakteristiky potrubí energii, kterou čerpadlo musí pro čerpání překonat. Lze tedy říci, že funkcí této charakteristické křivky, je funkce celkových ztrát v potrubí (Obr. 24). Matematicky lze vyjádřit hodnotu ztrátové energie, jako součet počáteční energie a odporové energie, která odpovídá ztrátám. [25]

$$H_i = H_0 + H_z \quad (20)$$

kde H_i [m v. sl.] je celková ztrátová výška v i-tém bodě, H_0 [m v. sl.] je počáteční energie a H_z [m v. sl.] je odporová energie, která odpovídá ztrátám.



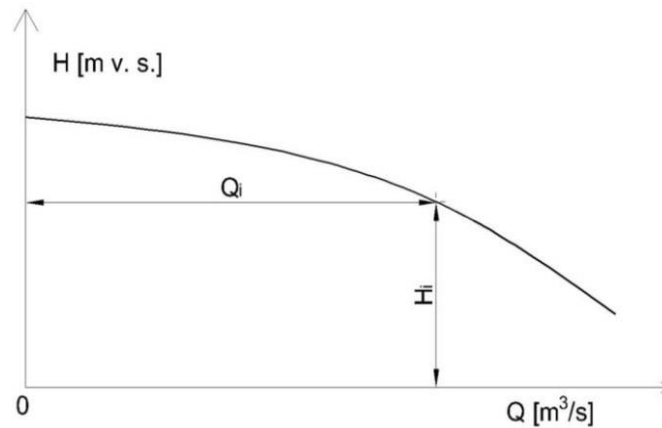
Obr. 24 Charakteristická křivka potrubí

4.2. CHARAKTERISTIKY ČERPADEL

Charakteristika čerpadla vyjadřuje jeho čerpací možnosti. Jde o charakteristickou křivku, která znázorňuje závislost dopravní výšky čerpadla (výstupní tlak čerpadla, resp. výtlačná výška) na dopravovaném průtoku čili množství protékající kapaliny. Charakteristická křivka čerpadla je rozhodujícím dokumentem pro správný výběr čerpadla a tento dokument dodává výrobce čerpadla. Nejdůležitějšími charakteristickými křivkami (závislostmi) jsou: závislost měrné energie (H-Q křivka), účinnost (efektivita čerpadla), příkon čerpadla a NPSH na průtoku čerpadlem při konstantních otáčkách (Net Positive Suction Head, neboli sací výška čerpadla). [7] [26]

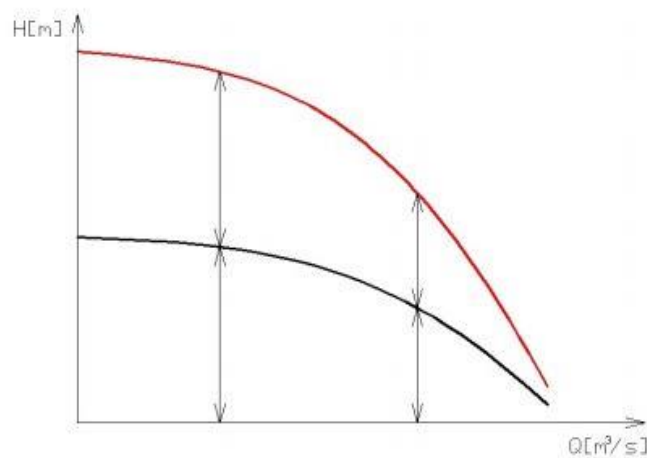
4.2.1. Měrná energie – Q-H křivka

Měrná energie, nebo-li Q-H křivka čerpadla, je charakteristika čerpadla, která vyjadřuje vztah mezi dopravní výškou H [m v. s.] (rozdíl tlaku vody před a za čerpadlem) a průtokem Q [m^3/s] (objemové množství kapaliny, které proteče čerpadlem za jednotku času) (Obr. 25). Charakteristická křivka čerpadla je nezbytná pro stanovení pracovního bodu čerpadla. [26]

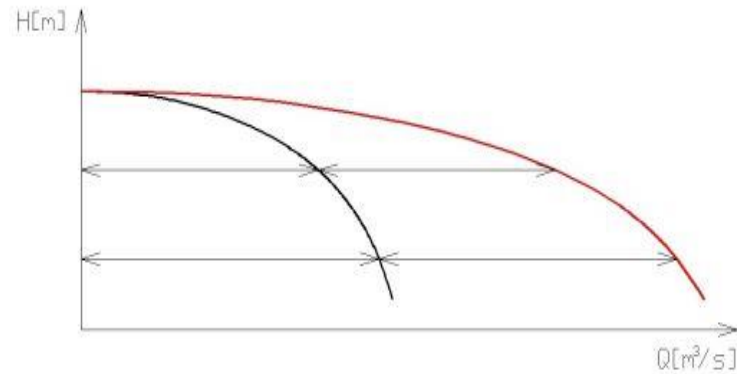


Obr. 25 Charakteristická křivka čerpadla

V bazénové technice se většinou zapojuje více čerpadel. Ta mohou být zapojena sériově, nebo paralelně. Dle toho se mění charakteristika čerpadel. Při zapojení čerpadel sériově, neboli za sebou, je docíleno při stejném průtoku vyšší dopravní výšky, která odpovídá přibližně součtu dopravních výšek jednotlivých čerpadel (Obr. 26). Při zapojení paralelním, kdy jsou čerpadla zapojena vedle sebe, dochází při stejné dopravní výšce ke zvýšení průtoku (Obr. 27).



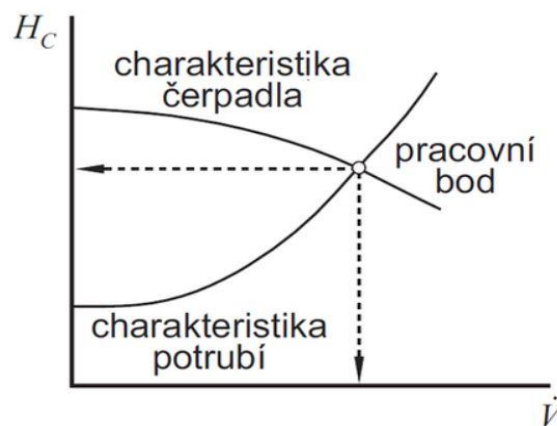
Obr. 26 Schéma sériově zapojených čerpadel [26]



Obr. 27 Schéma paralelně zapojených čerpadel [26]

Pracovní bod čerpadla:

Neboli provozní bod, je dán průsečíkem charakteristiky čerpadla s charakteristikou potrubí (Obr. 28). Jde o rovnovážný stav, kdy dojde k vzájemnému vyrovnání tlaku od čerpadla, tedy jeho výtlačnou výšku s odporem, který klade potrubí, s jeho hydraulickou ztrátou při shodném množství protékající vody. Čili, co čerpadlo dodává, to potrubím protéká. Tento bod nám tedy ukazuje, jakého průtoku a dopravní výšky, bude čerpadlo dosahovat. [26]



Obr. 28 Pracovní bod čerpadla [25]

4.2.2. Výkon čerpadla

Výkonem u čerpadla se rozumí hydraulický výkon, který čerpadlo předá čerpané kapalině. Tento výkon bývá nižší, než příkon čerpadla, protože je snížen o ztráty vzniklých v čerpadle. [26] Hydraulický výkon čerpadla lze vypočítat pomocí rovnice [7]:

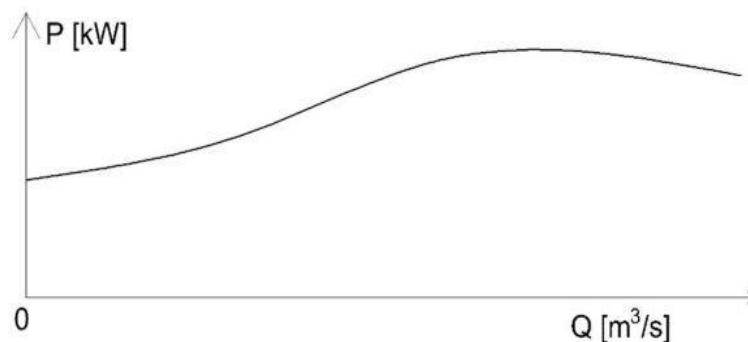
$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (21)$$

kde $P_h [W]$ je hydraulický výkon čerpadla, $\rho [kg/m^3]$ je hustota kapaliny, $g [m/s^2]$ je gravitační zrychlení (uvažuje se $9,81 m/s^2$), $Q [m^3/s]$ je průtok dané kapaliny a $H [m]$ je dopravovaná výška čerpadlem. [7]

U výrobce lze často vidět uváděné hodnoty P_1 a P_2 . P_1 značí celkový výkon čerpadla neboli jeho jmenovitý výkon. P_2 značí výkon elektromotoru, čili hydraulickou část čerpadla (výkon na hřídeli). Přičemž P_1 , celkový výkon čerpadla, bývá vyšší, než P_2 , výkon jeho motoru.

4.2.3. Příkon - Q-P křivka

Příkon čerpadla je většinou naměřená hodnota, kterou uvádí výrobce a vyjadřuje nám množství energie, kterou je třeba dodat čerpadlu za jednotku času. Dá se tedy říci, že rozhoduje o pohonu. Hodnota příkonu stoupá s hodnotou průtoku, nikoliv s hodnotou tlaku. Jde o nutný výkon motoru, který je potřebný k tomu, aby čerpadlo bylo schopné při určitém průtoku vyvodit danou dopravní výšku. Vztah mezi průtokem a příkonem je znázorněn pomocí charakteristické Q-P křivky (Obr. 29). [26]



Obr. 29 Charakteristická křivka příkonu čerpadla

4.2.4. Účinnost – Q- η křivka,

Hydraulická účinnost je dána poměrem hydraulického výkonu a příkonu. Udává se v procentech a lze říci, že popisuje ekonomii provozu. Znázorňuje se pomocí Q- η křivky, která vyjadřuje závislost účinnosti na průtoku (Obr. 30). [26] Matematický vztah pro účinnost je [7]:

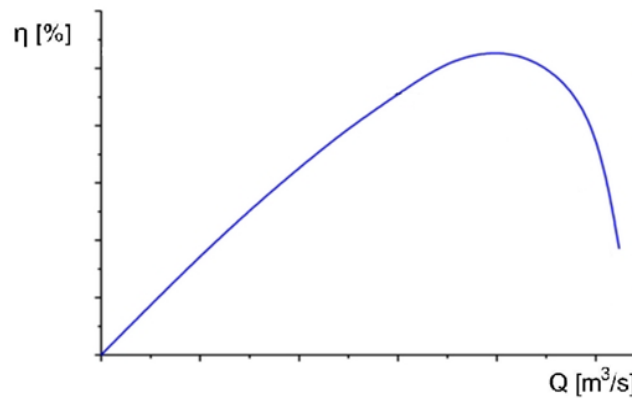
$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad (22)$$

kde $\eta [-]$ je účinnost, $P_h [W]$ je hydraulický výkon čerpadla a $P [W]$ je celkový výkon čerpadla. [7]

Celková účinnost je tvořena součinem účinnosti hydraulické (je dána hydraulickými ztrátami, které vznikají v čerpadle mezi sacím a výtlačným hrdlem), objemové (jedná se o úniky kapaliny z oběžného kola) a mechanické (jde o ztráty vzniklé třením v ložiskách, třením hřídele v ucpávkách apod.). [26] Matematický zápis celkové účinnosti pak je [7]:

$$\eta_c = \eta_h \cdot \eta_o \cdot \eta_m \quad (23)$$

kde $\eta_c [p]$ je celková účinnost, $\eta_h [p]$ je hydraulická účinnost, $\eta_o [p]$ je účinnost objemová a $\eta_m [p]$ je účinnost mechanická. [7]



Obr. 30 Účinnost čerpadla [26]

4.2.5. NPSH – Q-NPSH křivka

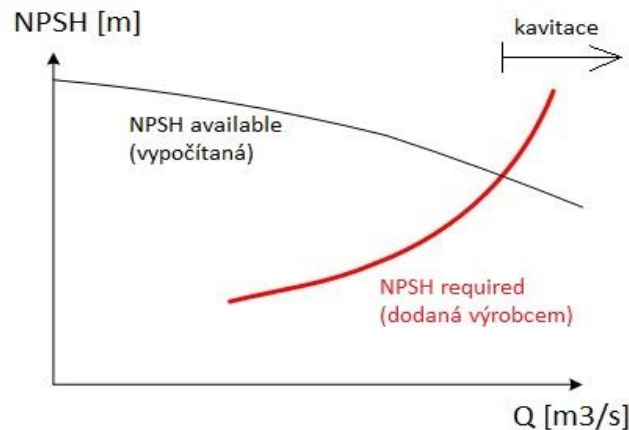
NPSH neboli Net Positive Suction Head je nejvyšší dovolená sací výška čerpadla, která informuje o tlakových poměrech v přívodu do čerpadla s ohledem na možnost vzniku kavitace. Lze ji definovat jako rozdíl mezi tlakem kapaliny při sání čerpadla a tlakem nasycených par kapaliny, vyjádřených jako výška sloupce kapaliny. Z toho vyplývá, že je nutné dodržet správný tlak na sání čerpadla, aby nedocházelo k jevu, nazývaného - kavitace. [27] Tomu lze předejít vhodným umístěním čerpadla vůči hladině v sací (u bazénů akumulací) nádrži tak, aby bylo zajištěno tzv. pasivní sání. [1]

Rozlišujeme dvě NPSH (Obr. 31) [28]:

1. NPSH_r (Net Positive Suction Head required), která charakterizuje požadovanou NPSH na vstupu čerpadla – na sací straně a udává provoz bez poškození, čili NPSH nutná k zabránění kavitace. Měla by být poskytována výrobcem.

2. $NPSH_A$ (Net Positive Struction Head available), která udává charakteristiku na sání čerpadla, neboli míra toho, jak blízko má kapalina v daném bodě ke kavitaci. Jde o vypočtenou sací výšku.

Minimální hodnotu sacího tlaku lze získat pomocí NPSH křivky čerpadla.



Obr. 31 NPSH křivky, Dostupné z WWW:
https://www.powderprocess.net/Tools_html/Pumps/Tools_Pump_NPSH.html

$NPSH_A$ lze vypočítat pomocí vztahu:

$$NPSH_A = H_{atm} - H_{nvp} - H_s - H_{zts} \quad (24)$$

kde $NPSH_A$ [m v. sl.] je dostupná pozitivní sací výška, H_{atm} [m v. sl.] je atmosférický tlak (cca 10 m v. sl.), H_{nvp} [m v. sl.] je tlak nasycených vodních par (cca 0,40 m v. sl.), H_s [m v. sl.] je sací tlaková výška a H_{zts} [m v. sl.] jsou ztráty třením na sacím potrubí.

Posouzení NPSH lze provést pomocí nerovnice [7]:

$$1,2 \cdot NPSH_r < NPSH_A \quad (25)$$

kde 1,2 je součinitel bezpečnosti, $NPSH_r$ [m v. sl.] je čistý spád kavitační deprese (charakteristika udávající provoz bez poškození) a $NPSH_A$ [m v. sl.] je dostupný spád kavitační deprese (charakteristika na sání čerpadla). [7]

Kavitace

Při kavitaci dochází k náhlému stlačení bublin, které jsou naplněné párou. Proces se vyskytuje uvnitř čerpadla a to v místech, kde dochází k poklesu tlaku pod tlak vodní páry (tlak, při kterém se kapalina začne vařit nebo odpařovat). Kavitace, která může poškodit čerpadlo, nastává ve chvíli, kdy není k dispozici čistý spád kavitační deprese ($NPSH_r$), který čerpadlo potřebuje. [29]

Aby nevznikala kavitace, musí být v sacím hrdle čerpadla k dispozici minimální přetlak, který se nazývá – čistý dostupný spád kavitační deprese ($NPSH_A$). Tak nedochází k varu, ani k odpařování kapaliny. Musí se zajistit, aby tlak v sacím hrdle byl vždy vyšší, než tlak páry dané kapaliny při dané teplotě média. [29]

Kavitace má za následek: snížení dopravní výšky čerpadla, snížení průtoku a celkové účinnosti, zvýšení hluku a vibrací čerpadla, a další negativní vlivy jako je mechanické rozrušení oběžného kola (Obr. 32), apod.



Obr. 32 Ilustrativní obrázek, důsledek kavitace – mechanické poškození oběžného kola, Dostupný z WWW: < <https://www.rodelta.com/pump-cavitation/> >

5. MĚŘENÍ ČERPADEL

Měřením čerpadel se lze přesvědčit, zda jsou splněny požadavky, které jsou na čerpadlo kladeny a také ověřit, zda vypočtené parametry, nebo hodnoty udávané výrobcem, jsou správné. Měření se provádí ve zkušebně (laboratoři) nebo přímo v místě instalace čerpadla. Na čerpadlech se měří a vyhodnocují především data o průtoku, tlaku a příkonu. V laboratořích je také možné měřit, zda bude dosaženo žádané dopravní výšky a účinnosti. [30]

Aby byl zajištěn správný provoz čerpadel, je důležité provádět pravidelné kontroly, při kterých dojde k naměření a vyhodnocení charakteristik čerpadel. Tak je možné se vyhnout nechtěným poruchám, které mají vliv na vlastnosti čerpadel a na jejich funkci.

5.1. MĚŘENÍ PRŮTOKU

K měření průtoku se používají průtokoměry. Ty mohou být založeny na mnoha principech. Volba průtokoměru záleží na chemických i fyzikálních vlastnostech dané tekutiny a dle účelu a podmínek měření. Většina přístrojů udává průtok či proteklé množství při provozních podmínkách (teplota, tlak). [31] Pro měření průtoku v balneotechnice se nejčastěji používají průtokoměry mechanické, indukční (elektromagnetické) nebo ultrazvukové.

Průtokoměry se osazují za tzv. uklidňující délku potrubí (bez ohybů, zúžení, apod.), aby do měřicího zařízení vstupovalo proudění, které by se co nejvíce podobalo proudění laminárnímu, čili takové, které bude mít co možná nejlépe rovnoměrně rozložené deformační pole. Tuto délku předepisuje výrobce průtokoměru a jde o násobek DN potrubí (často 5x DN před průtokoměrem a 3x DN za ním). [32]

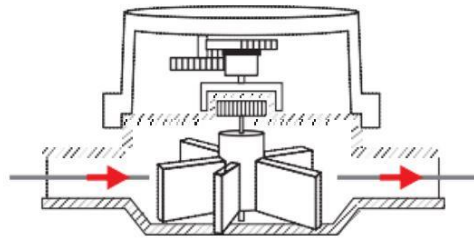
5.1.1. Mechanické průtokoměry

Principem mechanického průtokoměru je mechanický přenos proudění (rychlosti nebo objemu) pomocí pohybu turbín (lopatek) na číselník průtokoměru. Tyto průtokoměry bývají připojeny k potrubí pomocí šroubení nebo pomocí přírub. Umísťují se buď ve vodorovné poloze (horizontální potrubí), nebo ve svislé poloze (vertikální potrubí – “stoupačky“, “klesačky“). Avšak průtokoměry umístěné ve svislé poloze mohou vykazovat horší přesnost měření, než ty, které jsou umístěné v poloze vodorovné (jde především o způsobu uložení turbíny (lopatek)). [33]

TEORETICKÁ ČÁST

Podle umístění převodového soustrojí lze rozlišit dva typy mechanických průtokoměrů [33]:

- Suchoběžné – soustrojí je umístěno mimo protékající vodu a přenos otáčivého pohybu je proveden buď mechanicky, nebo magneticky s ochranou proti vnějšímu vlivu (Obr. 33).



Obr. 33 Suchoběžný mechanický průtokoměr [32]

- Mokroběžné - číselníky jsou plně zaplaveny vodou a dochází tak k přímému mechanickému přenosu proudící kapaliny z turbíny na číselník (Obr. 34).



Obr. 34 Mokroběžný mechanický průtokoměr [32]

Rozdělení mechanických průtokoměrů podle konstrukce:

Rychlostní průtokoměry:

Nejpoužívanější typ průtokoměru, který funguje na principu působení dynamického tlaku kapaliny na oběžné kolo. Dělí se na lopatkové a šroubové průtokoměry. [33]

- Lopatkové – protékající kapalina uvádí do pohybu lopatkové kolo, které svým otáčivým pohybem přenáší přes převodové ústrojí záznamy o rychlosti průtoku na číselník.
- Šroubové vodoměry – protékající kapalina roztočí speciální šroubové kolo a rotačním pohybem se přenáší údaje o rychlosti průtoku na číselník. Šroubové kolo se umísťuje horizontálně, nebo vertikálně. Tyto průtokoměry se využívají v průmyslových objektech s vysokým odběrem vody.

Objemové průtokoměry:

Objemové průtokoměry se používají pro měření odběru vody s malým průtokem. Principem je střídavé plnění nádob uvnitř průtokoměru. [33]

5.1.2. Indukční průtokoměry

Jsou založeny na Faradayově zákoně o elektromagnetické indukci při pohybu vodiče v magnetickém poli. Pohybem vodiče (tekutiny se v homogenním magnetickém poli indukuje elektrické napětí. Úsek potrubí mezi póly magnetu musí být z nemagnetického materiálu. Na vnitřní průměr trubky se, kolmo na směr magnetických siločar, zabudují dvě elektrody pro snímání indukovaného napětí (jde o bezdotykové měření) (Obr. 35). V podstatě se měří střední rychlost v jednom podélném řezu. Tato metoda má vysokou přesnost a provází jí téměř nulové ztráty. Zpravidla vyžadují síťové napájení. [31] [32]



Obr. 35 Ilustrativní obrázek indukčního průtokoměru, Dostupný z WWW: https://automatizace.hw.cz/files/images/image/FMG600_1.jpg

5.1.3. Ultrazvukové průtokoměry

Pro měření průtoku kapaliny potrubím se používá ultrazvukový průtokoměr, u něhož se měří doba průchodu ultrazvukového signálu. Na potrubí jsou šikmo proti sobě instalována dvě čidla, která v pravidelných časových intervalech vysílají ultrazvukové impulsy – proti směru a po směru proudění. Vyhodnocují se časové rozdíly při průchodu impulsů proudící tekutinou v obou směrech šíření. Snímače mohou být v kontaktu s proudící kapalinou, pak jde o měření dotykové a v případě, že je přístroj nasazen na potrubí z vnějšku (Obr. 36), jde o měření bezdotykové. Nevýhodou je náročné technické provedení a obtížná kalibrace. Výhodou je poměrně malá tlaková ztráta, měření malých i velkých průtoků a nezávislost na síťovém napájení. [31] [32]



Obr. 36 Ilustrativní obrázek příložného ultrazvukového průtokoměru, Dostupný z WWW: <https://www.ppsengineering.cz/prilozny-ultrazvukovy-prutokomer-typ-u1000-v2>

5.2. MĚŘENÍ TLAKU

Měření tlaku se provádí pomocí tlakoměrů. Tlakoměry jsou připojeny na přírubách čerpadla a snímá se tlak před čerpadlem - na sání (kde vzniká podtlak), a na výtlačném hrdle (kde pro změnu vzniká přetlak). [30]

Stejně jako u průtokoměrů, i tlakoměry pracují na různých principech a vyskytuje se jich celá řada. Dnes je pro běžné měření nejčastěji využíván digitální tlakoměr (Obr. 37), který se instaluje napevno, nebo se používá přenosný digitální manometr. Jde o poměrně jednoduchý aprát, který měří diferenční tlak, tah a statický tlak v potrubích. Funguje na principu piezodporového snímače (membrány), která se hýbá působením tlaku a tím se generuje elektrický signál, který je úměrný aplikovanému tlaku. Vhodné je použití digitálního tlakoměru, který umožňuje zapojení dvou snímačů najednou (před – na sání i za čerpadlo – na výtlačku). [34]



Obr. 37 Ilustrativní obrázek digitálního manometru, Dostupný z WWW: <https://www.wekonn.de/druckmessgeraet-s4600st-handmessgeraet.html>

5.3. MĚŘENÍ PŘÍKONU

Měření příkonu můžeme provádět pomocí analyzátoru výkonu neboli wattmetru (Obr. 38). Je to poměrně přesné přístroj, který měří spotřebu nebo výrobu energie zařízení. Vzorkuje průběhy napětí a proudu, které vstupují nebo vystupují z testovaného zařízení a tento proces probíhá v určitých intervalech. Instaluje se na rozvody elektrické energie pohonu čerpadla a připojuje se ke každé fázi, kde měří její napětí, frekvenci, proud, výkon a další parametry (záleží na typu zvoleného zařízení). [35] Pro měření čerpadel bazénové techniky se využívá buď jednofázový, nebo třífázový wattmetr. Měřením příkonu lze měřit a číselně vyjádřit energetické ztráty, které mohou v systému vznikat a tak lze předejít zbytečnému plýtvání energií při provozu čerpadla.



Obr. 38 Ilustrativní obrázek analyzátoru výkonu, Dostupný z WWW:
< http://www.mikrona.sk/obchod_homedir/data/1762/obrazky/pq3450-obr2-1.png >

B. PRAKTICKÁ ČÁST

6. ZÁJMOVÁ LOKALITA

Obec, ve které je umístěn aquapark s řešeným bazénem, se nachází ve východních Čechách a čítá zhruba 91 tisíce obyvatel. Přibližně 10 km severně od obce se nachází nejbližší přírodní koupaliště, nejbližší krytý bazén se nachází cca 15 km jižně od zájmového území a necelých 13 km severozápadně od obce lze narazit na léčebné lázně. V samotné obci se nacházejí dva bazény. Jeden je krytý s nekrytou venkovní zónou pro využívání v letním období a jeden je nekrytý - venkovní. V obou případech se jedná o umělé bazény. Konkrétní mnou řešený bazén se nachází uvnitř areálu krytého aquaparku.

6.1. VYBAVENÍ AQUAPARKU

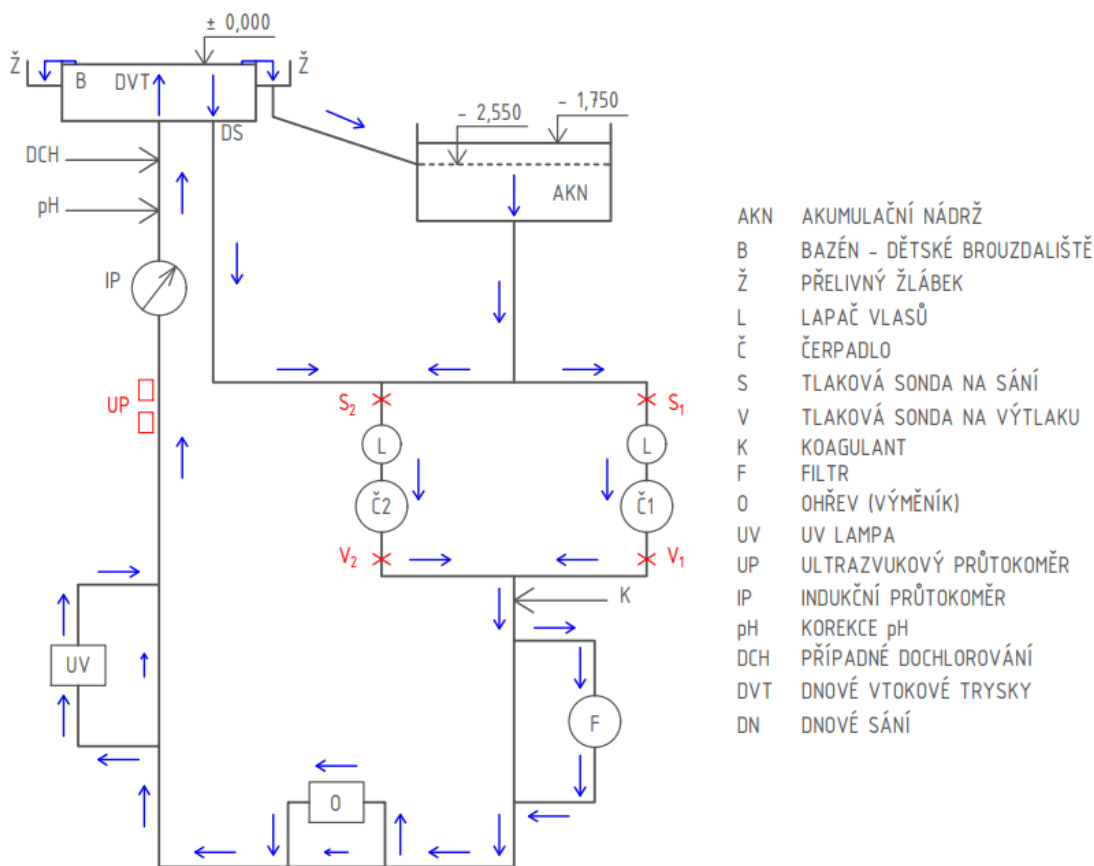
Uvnitř zájmového aquaparku se nacházejí prostory pro aktivní odpočinek jeho návštěvníků a řada bazénů a bazénových atrakcí. V prostorách aquaparku lze nalézt:

- 2 plavecké bazény (dráhy 25 m a 50 m)
- zábavnou zónu, ve které jsou následující atrakce:
 - o divoká řeka
 - o člunový tobogán
 - o divoká troj skluzavka
 - o horolezecká stěna a skokanský bazén
 - o dětský výukový bazén
 - o dětské brouzdaliště
 - o vířivky
 - o mokrý bar
- wellness část (sauny, lázně, masáže, odpočívárna a wellness bar)
- fitness a posilovnu

7. ŘEŠENÝ RECIRKULAČNÍ SYSTÉM

Měření, které jsem dále popisovala a které jsem řešila v rámci své závěrečné práce, jsem prováděla pro recirkulační systém dětského brouzdaliště umístěného uvnitř krytého aquaparku.

Zjednodušené schéma recirkulačního systému pro dané dětské brouzdaliště jsem zpracovala do níže přiloženého obrázku (Obr. 39), ze kterého lze vybrat i vybraná místa pro umístění měřící techniky. Schéma jsem vyhotovila pro stávající dlouhodobě nastavený provoz recirkulačního systému řešeného bazénu. Podrobnější schéma stávajícího recirkulačního systému je uvedeno v **Příloze č. 1**.



Obr. 39 Schéma recirkulačního systému řešeného dětského brouzdaliště – stávající stav

7.1. DĚTSKÉ BROUZDALIŠTĚ

Řešené dětské brouzdaliště je určeno pro děti od 1 roku do 6 let. Teplota vody v brouzdališti se má, podle *Vyhlášky 238/2011 Sb.*, pohybovat v bazénech pro děti od 12 měsíců mezi 28-30°C a teplota vzduchu v prostorách bazénu by měla být 28-30°C [17]. Tyto podmínky byly v řešeném provozu splněny, kdy teplota vody

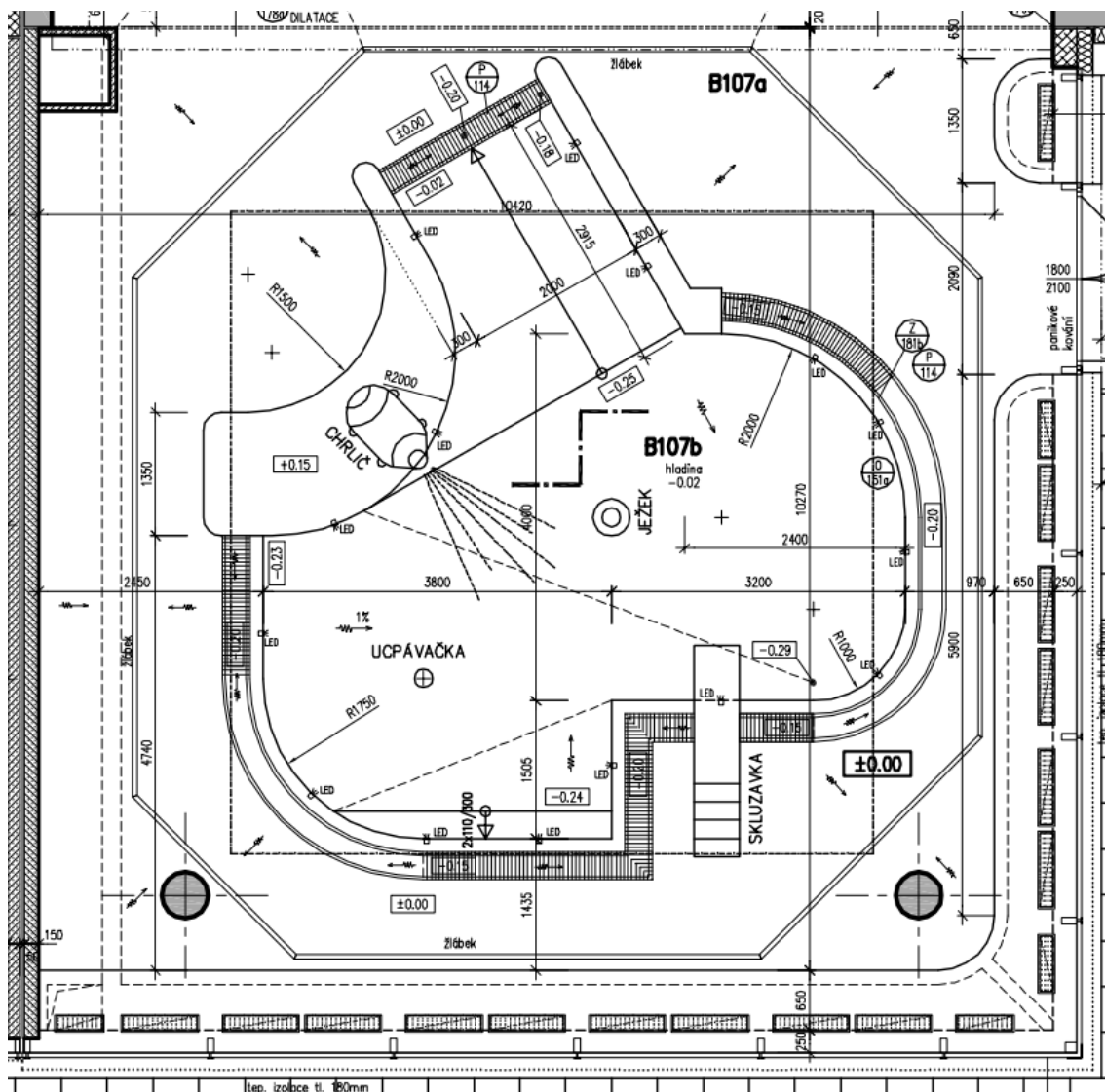
PRAKTICKÁ ČÁST

v dětském brouzdališti byla kolem 28,5°C a teplota v prostorách dětského bazénu byla 29°C.

Ve výše uvedené *Vyhlášce* je také předepsáno, že hloubka vody v dětském brouzdališti nesmí být větší, než 40 cm. V zájmovém brouzdališti je minimální hloubka bazénové vody 23 cm a maximální hloubka dosahuje 29 cm.

Konstrukce bazénu je tvořena železobetonem a bazén je nepravidelného tvaru (Obr. 40, [36]). Vnitřní povrchová úprava je ze skleněné mozaiky (20 x 20 mm) s protiskluzovou povrchovou úpravou. Objem vody v bazénech je 8,5 m³.

Brouzdaliště je vybaveno vodními zvířátky (delfín a vodní ježek), domečkem, skluzavkou a interaktivní vodní ucpávačkou (Obr. 41).



Obr. 40 Půdorys řešeného dětského brouzdaliště [36]



Obr. 41 Prostory dětského brouzdaliště

7.2. POTRUBÍ

Potrubní rozvody jsou z PVC-U pevnostní třídy PN 10*. DN potrubí se místy mění, nejčastěji je využito potrubí DN 90. V trasování jsou využity potrubní komponenty:

- kolena 90° a 45°
- T - tvarovky
- ventily a klapky
- redukce

Potrubí je vedeno většinou podél stěn a u stropu a to tak, aby nebyl problém při možné tepelné roztažnosti materiálu potrubí a tak, aby potrubí nebránilo v pohybu osob po strojovně, která je průchozí. Nejdelší trubní úseky jsou tvořeny potrubím, které je spojeno nejdále po 5 metrech. Bližší informace o vedení, délkách a DN potrubí a umístění jednotlivých potrubních komponentů je patrné z výkresové části (**Příloha č. 1**).

Podle za provozu měřených údajů se, během běžného provozu, pohybuje v technologii (armatury, komponenty a potrubí) přibližně 2,0 m³ vody.

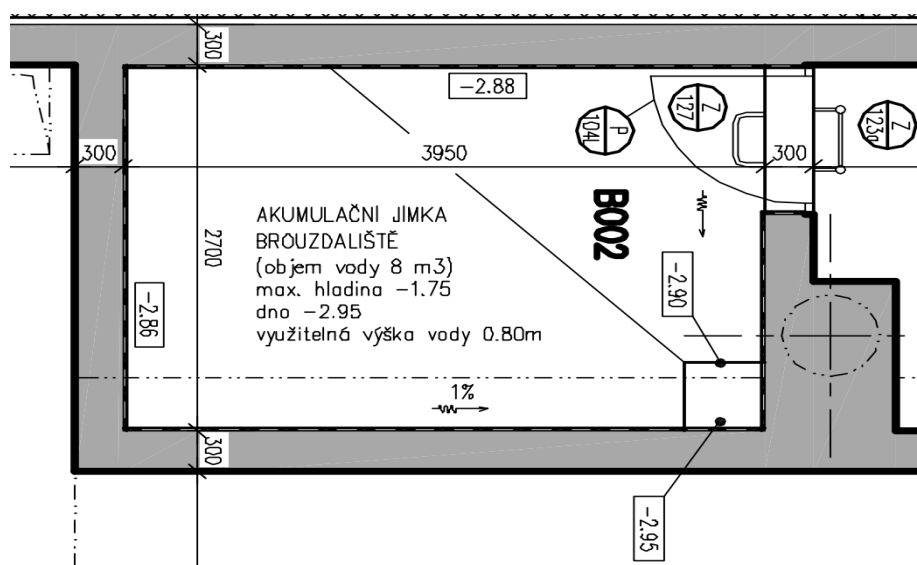
* Kanalizační trubky z PVC-U se běžně používají pro dopravu kapalin, kde maximální teplota kapaliny nebo okolí nepřesahuje trvale 50°C a pevnostní třída PN 10 znamená, že jmenovitý tlak, který je v tomto případě 10,0 bar se rovná nejvyššímu pracovnímu přetlaku v systému pro pracovní stupeň I (pro pracovní teploty 0-200°C) a odpovídá pracovnímu tlaku 1,0 MPa (= hydrostatickému tlaku 100 m v. sl.).

7.3. AKUMULAČNÍ NÁDRŽ

Jedná se o betonovou odizolovanou nádrž umístěnou ve strojovně bazénové technologie v těsné blízkosti brouzdaliště a v nižší úrovni (Obr. 42). Do akumulace přitéká voda z brouzdaliště pomocí gravitačního potrubí a zároveň je v případě potřeby dopouštěna vodou ze zdroje, jímž je obecní vodovodní řad. Dopouštění nádrže je automatizováno a hlídáno pomocí snímačů hladiny vody v nádrži. Půdorysná plocha akumulace je $2,7 \text{ m} \times 3,95 \text{ m} = 10,67 \text{ m}^2$ a výška hladiny v nádrži je cca $0,8 \text{ m}$ (Obr. 43, [37]). Objem vody v nádrži byl ke dni měření (29. 11. 2019) roven objemu vody v samotném brouzdališti a to $8,5 \text{ m}^3$. Za akumulaci nádrž a před čerpadlo je řazen přívod sání dnové bazénové vody (umístění je patrné z Přílohy č. 1).



Obr. 42 Akumulační nádrž řešeného dětského brouzdaliště



Obr. 43 Půdorys akumulace nádrže řešeného dětského brouzdaliště [37]

7.4. ČERPADLA

Za akumulární jímkou jsou umístěna dvě totožná recirkulační třífázová čerpadla Agronaut AV250-3DN-S, která dopravují vodu výtlačným potrubím celým recirkulačním systémem. Čerpadla jsou umístěna na dostatečně vysokém betonovém podstavci, aby byla chráněna v případě neočekávaného zatopení strojovny vodou. Materiál čerpadel je nerezová ocel. Čerpadla jsou zapojena paralelně (vedle sebe, Obr. 44). Za každým čerpadlem je umístěna zpětná klapka a před i za čerpadlem je umístěn ručně ovládaný ventil. Sací i výtlačné potrubí je řešeno v dimenzi DN 50.

V současné době je provoz čerpadel řešen střídavě, kdy je samostatně spuštěno buď čerpadlo č. 1, nebo čerpadlo č. 2. Parametry současných čerpadel jsou uvedené na štítku výrobce čerpadla (Obr. 45).



Obr. 44 Umístění a zapojení stávajících čerpadel

HydroAir INTERNATIONAL Roustvej 50, DK-6800 Varde Series-Argonaut Model- AV250-3DN-2 400 Vac 3~, 50 Hz, P ₁ 1.9 kW, 3.8 A, IP X5 H(max)- 18 m Q(max)- 32 m ³ /h rpm 2850 MOTOR'S EFFICENCY LEVEL: IE2 www.hydroair.dk		92384 CE Made in Italy Nr. 265629850114		G352A943H3DE2 Type 3 ~ HES 80 2 Serv. S1		Nr. 265629860114 IP 55 Cl. F	
Kw	Hz	D	V	Y	A	min ⁻¹	cosφ
1.5	50	230	400		6.43/3.71	2850	0.72
IE2 0.814 (100%) ; 0.815 (75%) ; 0.793 (50%) 50Hz							

Obr. 45 Štítek stávajících čerpadel – parametry pro jedno čerpadlo uváděné výrobcem

7.5. KOAGULACE

K dávkování koagulantu dochází za spojením výtlačných potrubí čerpadel č. 1 a č. 2, v dostatečné vzdálenosti před filtrem, aby během dopravy cirkulované vody do filtru, stihlo dojít k procesu koagulace a tím ke zvýšení účinnosti procesu filtrace. Bližší umístění je patrné z **Přílohy č. 1**.

7.6. PÍSKOVÝ FILTR

K filtraci je využíván pískový tlakový rychlofiltr typ HP253012075, jehož průměr je 1,2 m. Náplň je tvořena křemičitanovým pískem o výšce filtračního materiálu 1,2 m. Obecně lze říci, že čím je vyšší filtrační vrstva, tím je vyšší i kalová kapacita filtru a tím se prodlužuje interval mezi dvěma praními filtračního materiálu neboli pracovní fáze filtru. Maximální průtok filtrem je 33 m³/hod a maximální provozní tlak je do 2,5 bar (0,25 MPa). Parametry jsou uvedeny na přiloženém obrázku (Obr. 46), kde je vyfocen štítek výrobce používaného filtru (dříve název výrobce MMC dnes DAQUA) a samotný filtr.

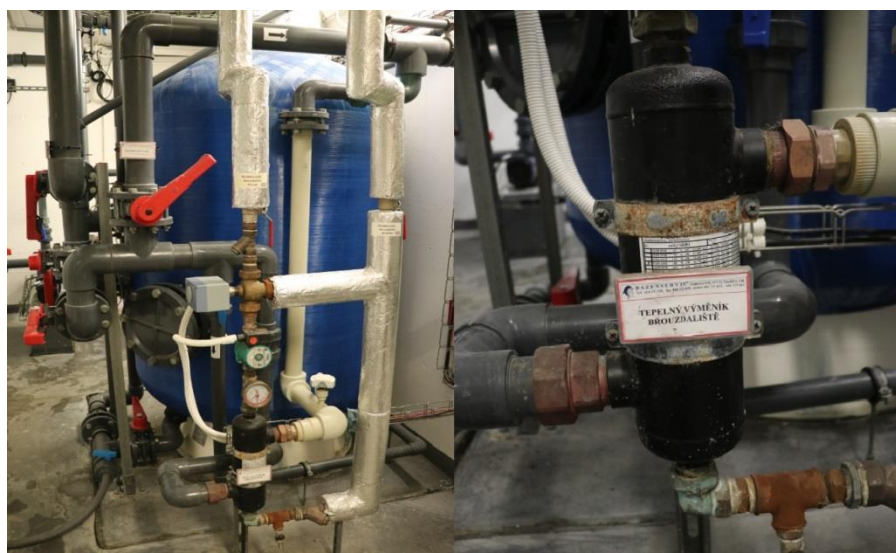
Filtr je navrchu konstrukce opatřen bezpečnostním přepadem s vlastním ručně uzavíratelným ventilem, který se napojuje zpátky na hlavní potrubí. Toto potrubí pak odvádí vodu směrem od hlavní cirkulační trasy. Bezpečnostní přepad je navržen z důvodu, kdyby došlo k přetížení (přeplnění) filtru filtrovanou vodou. Ve spodní části filtru se nachází potrubí, také s vlastním ručně ovladatelným ventilem, které slouží k odvádění prací vody, vznikající z praní (čištění) filtru. Tato voda je odváděna odpadním potrubím do obecní kanalizace. Před filtrační jednotkou je, v případě potřeby dezinfekce filtru, osazeno potrubí pro dávkování chloru s vlastním ručně ovladatelným ventilem. Toto dávkování má vlastní malé čerpadlo, které zároveň slouží k dávkování dezinfekce (chloru) za filtrační jednotku, které se napojuje na cirkulační trasu na potrubí umístěné za UV lampou. Přesné řazení jednotlivých částí je uvedeno v **Příloze č. 1**.



Obr. 46 Pískový rychlofiltr řešeného recirkulačního systému a štítek parametrů udávaných výrobcem

7.7. TEPELNÝ VÝMĚNÍK

Přenos tepla do cirkulující bazénové vody zajišťuje tepelný trubkový výměník VÁGNER POOL typ OVB 180, 53 kW (Obr. 47). Jeho parametry jsou uvedené výrobcem na štítku produktu (Obr. 48). Ohřev bazénové vody je řešen pomocí uzavřeného okruhu, umístěného na hlavní cirkulační trase a to tak, aby byl přenos tepla z primárního okruhu na okruh sekundární co nejefektivnější. Materiál výměníku je z nerezového materiálu, který je odolný i vůči agresivní vodě. Při běžném provozu řešeného dětského brouzdaliště, je část vody ohřívána a vedena přes výměník a část vody je vedena přes obtok. Více o umístění a vedení cirkulující vody je patrné z výkresové části (Příloha č. 1)



Obr. 47 Tepelný výměník řešeného recirkulačního systému

SWIMMINGPOOL TECHNOLOGY		WÄRMEAUSTAUSCHER		
Nº: 10N2703091		Hot Water Flow	Cold Water Flow	
TYPE OVB	45 13 kW	11.000 kcal	23 l/min 150 l/min	45.000 Bru/hr
TYPE OVB	70 20 kW	17.000 kcal	25 l/min 170 l/min	70.000 Bru/hr
TYPE OVB	130 38 kW	32.000 kcal	27 l/min 200 l/min	130.000 Bru/hr
X TYPE OVB	180 53 kW	46.000 kcal	30 l/min 210 l/min	180.000 Bru/hr
TYPE OVB	250 73 kW	64.000 kcal	35 l/min 270 l/min	250.000 Bru/hr
TYPE OVB	300 88 kW	75.000 kcal	40 l/min 300 l/min	300.000 Bru/hr
TYPE OVB	500 146 kW	122.000 kcal	55 l/min 360 l/min	500.000 Bru/hr
TYPE OVB	1000 293 kW	250.000 kcal	95 l/min 705 l/min	1000.000 Bru/hr

Max. Pressure 1,72 MPa, 250 PSI, Max. Temp. 208°C, 435°F

DESIGNED AND MANUFACTURED ACCORDING TO PED 97/23/EC

Obr. 48 Štítek parametrů tepelného výměníku uváděných výrobcem

7.8. ÚPRAVA pH A HYGIENICKÉ ZABEZPEČENÍ VODY

Kvalitu bazénové vody brouzdaliště, zajišťuje automatické zařízení (regulátory) pro měření parametrů jakosti bazénové vody (Obr. 49). Z brouzdaliště je kontinuálně odebírán vzorek bazénové vody, který je pomocí sond vyhodnocen. Zjišťují se parametry bazénové vody a porovnávají se s nastavenými hodnotami. Součástí automatické jednotky pro hygienické zabezpečení vody je regulační jednotka, která automaticky upravuje činnost dávkování chemikálií. Měřicí a regulační jednotka měří hodnotu aktivního volného chlóru a pH s Redoxem potenciálu. Naměřené hodnoty jsou zobrazovány na displeji, který je pro každý údaj umístěn zvlášť. Tyto hodnoty jsou současně zapisovány do centrálního řídicího počítače.



Obr. 49 Automatický regulátor Cl, pH a Rx pro řešené dětské brouzdaliště

Pro hygienické zabezpečení vody (dezinfekci), je použita středotlaká UV lampa BEST UV model AlfaLine a typ AM1350 L2 Mc Us2 s připojením NW80 a velikostí tlaku do 10 bar (PN 10). UV jednotka je zařazena za ohřevem vody a umístěna na by-passu (Obr. 50, Obr. 51). Detailní umístění lze vyčíst z výkresové přílohy (Příloha č. 1).

Čištění UV lampou je založeno na UV záření, které je zajištěno pomocí průtokových středotlakých UV zářičů s rozsahem vlnového spektra se zvýšenou účinností vlnových délek odpovídajících jednotlivým chloraminům. Bližší a podrobnější mikrobiologické rozborů jsou prováděny na odebraných vzorcích v akreditovaných chemických

laboratořích. Výběr místa pro odběr vzorků a intervaly odběru stanovuje Vyhláška č. 238/2011 Sb.



Obr. 50 Umístění UV lampy řešeného bazénového provozu - by-pass

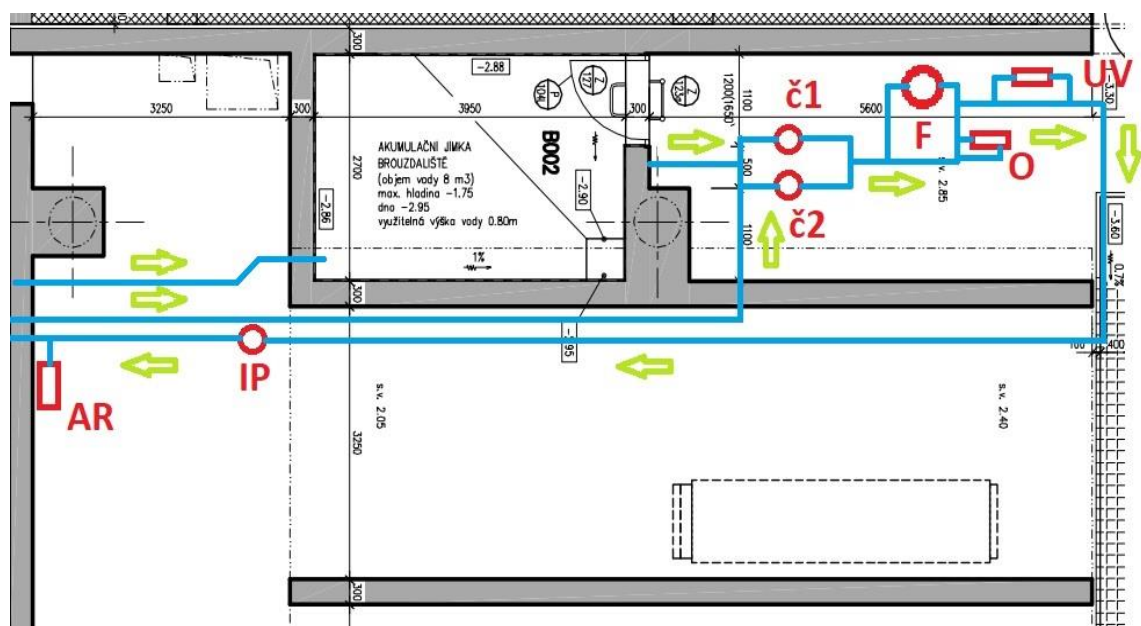


Obr. 51 Umístění UV lampy řešeného bazénového provozu na by-passu za filtrem a ohřevem vody

8. MĚŘENÁ KAMPAŇ

Měření technických parametrů recirkulačního okruhu dětského brouzdaliště probíhalo v pátek 29. listopadu 2019 od 9:30 do 17:00. Celé měření se odehrálo v technickém zázemí bazénového objektu, kde byla umístěna akumulční nádrž, potrubní vedení, čerpadla, filtr, ohřev cirkulující bazénové vody, UV jednotka a automaticky měřící zařízení pro vyhodnocování parametrů kvality bazénové vody (Obr. 52). V tomto prostoru byly umístěny i jiné recirkulační systémy pro další bazénové zóny (plavecké bazény, vířivky, atd.).

Měření probíhalo pro dlouhodobě nastavený provoz recirkulačního systému řešeného dětského brouzdaliště. V rámci mé závěrečné práce nebylo prováděno měření průtoků na by-passech (ohřev, UV lampa). Podle aktuálního stavu nastavení obtokové klapky u tepelného výměníku lze tvrdit, že část průtočného množství při běžném dlouhodobě nastaveném provozu, protékala obtokem a část přes ohřev (Obr. 51). Vzhledem k nastavení obtokové klapky u UV lampy se dá usuzovat, že většina průtočného množství procházela právě přes UV jednotku (Obr. 51).



č ... čerpadlo 1 a 2, F ... filtr, O ... ohřev, UV ... UV jednotka, IP ... indukční průtokoměr, AR ... automatický regulátor kvality bazénové vody

Obr. 52 Půdorys strojovny s přibližným umístěním recirkulačního zařízení s potrubním vedením [37]

8.1. POPIS MĚŘENÍ

Nejprve bylo důležité zorientovat se v potrubí recirkulační trasy a v armaturách, které patří řešenému brouzdališti, tuto trasu si projít a zakreslit její schéma a zároveň si stanovit nejlepší vhodná místa pro měření potřebných charakteristik. Na tato místa pak proběhla instalace měřících zařízení (nejprve pro měření tlaku, pak pro měření příkonu a nakonec pro měření průtoku). Konečné umístění některých měřících přístrojů je znázorněno na níže přiloženém obrázku (Obr. 60) a jejich přesné umístění je patrné z výkresové přílohy (**Příloha č. 1**).

Po napojení a umístění měřících jednotek následovalo samotné měření dat. Naměřená data se vždy zobrazila na displeji konkrétního měřícího zařízení. Z měřících přístrojů jsem údaje zapisovala do připravené tabulky (tlak, celkový výkon čerpadel a průtok) a současně jsem, pro ověření správnosti, provedla fotodokumentaci zobrazených dat. Tato data jsou nutná pro výpočet charakteristik čerpadel, pro sestavení pracovního grafu čerpadel a pro výpočet hydraulických ztrát v potrubním systému.

Měření jsem provedla nejprve pro čerpadlo č. 1 (čerpadlo č. 2 bylo po obou stranách uzavřeno), potom pro čerpadlo č. 2 (čerpadlo č. 1 bylo po obou stranách uzavřeno) a následně jsem naměřila údaje při spuštění obou čerpadel současně (pro souběh obou čerpadel při plném otevření jsem provedla dvě měření). Zároveň jsem během měření regulovala průtok recirkulačním systémem pomocí ručně ovládaného ventilu umístěného za čerpadlem. Údaje jsem začínala měřit vždy při 100% otevřeném ventilu, který jsem postupně uzavírala až do nulového průtoku. Ten vycházel vždy po sedmé poloze otevření ventilu. Celkem jsem naměřila $4 \times 7 = 28$ stavů.

8.1.1. Měření potrubí

Potrubní trasu jsem kreslila ve strojovně do schématu, do kterého jsem si postupně zapisovala naměřené délky jednotlivých potrubních úseků, informace o materiálu a DN potrubí (jmenovitá světlost potrubí, která označuje vnitřní skladebný průměr potrubí). Dále jsem do daného schématu zapisovala informace o umístění tvarovek (kolena 90° a 45°, T - kusy, redukce), ventilů a míst, ve kterých dochází k dávkování koagulantu, umístění filtrační jednotky, ohřevu a UV lampy a dávkování případného chloru za UV lampu. Přesné vedení, včetně všech zapsaných informací je vykresleno ve výkresové části (**Příloha č. 1**).

K zakreslení recirkulačního systému jsem použila tyto pomůcky:

- svinovací a skládací metr (milimetrové měřítko)
- tužka a papír

8.1.2. Měření tlaku

Pro měření tlaku jsem využívala digitální tlakoměry Greisinger (GMH5155 a GMH 5100), které umožňují měření na dvou sondách současně a čtyři snímací sondy (2x podtlaková sonda do 30 m v. sl. Greisinger MSD-1/3 BRE a 2x Greisinger MSD 10 BRE) (Obr. 53).

Tlak jsem měřila na dvou místech, jedno bylo před čerpadlem na sacím potrubí (PVC-U DN 50) a druhé za čerpadlem. Umístění tlakových sond bylo voleno jednak s ohledem na zklidňující délky potrubí, ale také s ohledem na možnosti provedení navrtávek do potrubí. Z tohoto důvodu jsou sondy na výtlačném potrubí (PVC-U DN 50) umístěny až za zpětnou klapkou a ventilem (Obr. 54). Konečné umístění je znázorněno na obrázku na konci této kapitoly (Obr. 60).

Přístroje na měření tlaku byly nastaveny v jednotkách *m v. sl.* a tlak na sání měřily s přesností na 2 desetinná místa (setiny) a tlak na výtlačku měřily s přesností na 1 desetinné místo (desetiny). Zobrazované hodnoty byly průměrem hodnot, které přístroj naměřil vždy během 10 vteřin (interval měření a aktualizace naměřených dat přístroje).



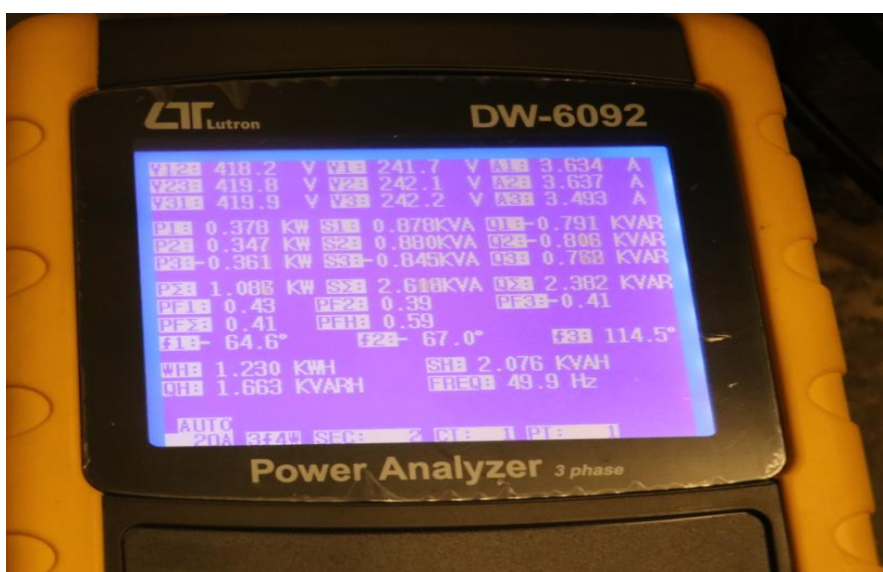
Obr. 53 Použité tlakoměry a sondy pro měření tlaku



Obr. 54 Provedení navrtávky potrubí a umístění tlakových sond

8.1.3. Měření příkonu

Celkový výkon (příkon) obou čerpadel jsem měřila pomocí třífázového analyzátoru výkonu Lutron DW-6092, který měřil elektrické parametry elektromotoru – příkon, napětí, proud, frekvenci a další údaje (Obr. 55). Analyzátor byl instalován na jednotlivá čerpadla dle manuálu výrobce (Obr. 56). Naměřená data byla v jednotkách *kW* a jejich přesnost byla na tři desetinná místa (tisíciny).



Obr. 55 Analyzátořem výkonu měřené parametry

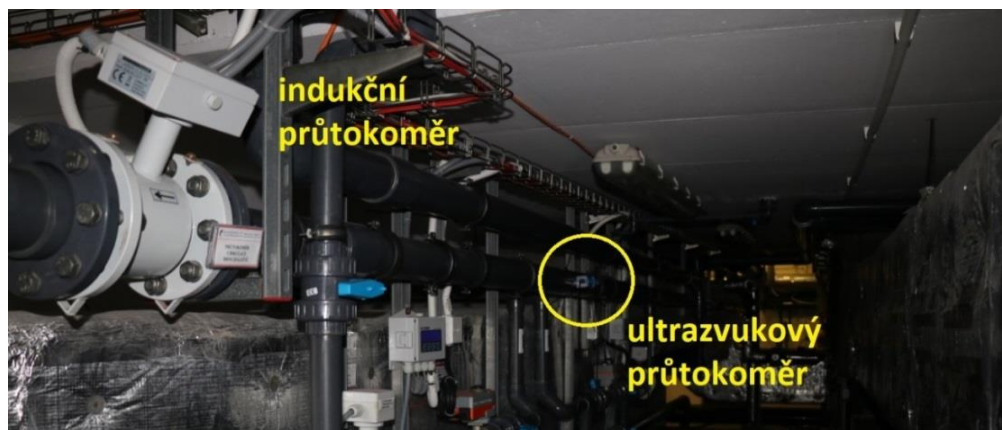


Obr. 56 Napojení analyzátoru výkonu na pohon čerpadla

8.1.4. Měření průtoku

Pro měření průtoku jsem využila dva typy průtokoměrů a to příložný ultrazvukový průtokoměr TTFM100-B a indukční průtokoměr Flomag3000 typ S1-B1-D1 A4 V1 (Obr. 58), který je napevno umístěn jako součást recirkulačního systému dětského brouzdaliště, pro případnou nepřetržitou kontrolu průtoku cirkulované vody potrubím.

Pro umístění příložného ultrazvukového průtokoměru jsem zvolila místo na rovném úseku tak, aby tato délka odpovídala alespoň délce $6x DN$ (délka, která je udávána obecně). Naštěstí, v řešeném provozu bylo dostatečně dlouhé potrubí, takže jsem využila možnosti dostatečně dlouhé uklidňovací délky, která odpovídala zhruba 8,5 m od poslední tvarovky a zhruba 1,5 m před pevně instalovaným indukčním průtokoměrem (Obr. 57). Bližší umístění je patrné z výkresové přílohy (**Příloha č. 1**).



Obr. 57 Umístění průtokoměrů – vzájemná poloha

PRAKTICKÁ ČÁST



Obr. 58 Napevno instalovaný indukční průtokoměr a štítek daný výrobcem

Před umístěním ultrazvukových sond jsem provedla ověření tloušťky stěny potrubí ve zvoleném místě měření průtoku ultrazvukovým průtokoměrem. K tomuto účelu byl využit digitální ultrazvukový tloušťkoměr TM-8811. Vyšlo, že tloušťka stěny potrubí v místě měření byla 3,6 mm a vnitřní průměr potrubí v místě měření vycházel na necelých 83 mm.

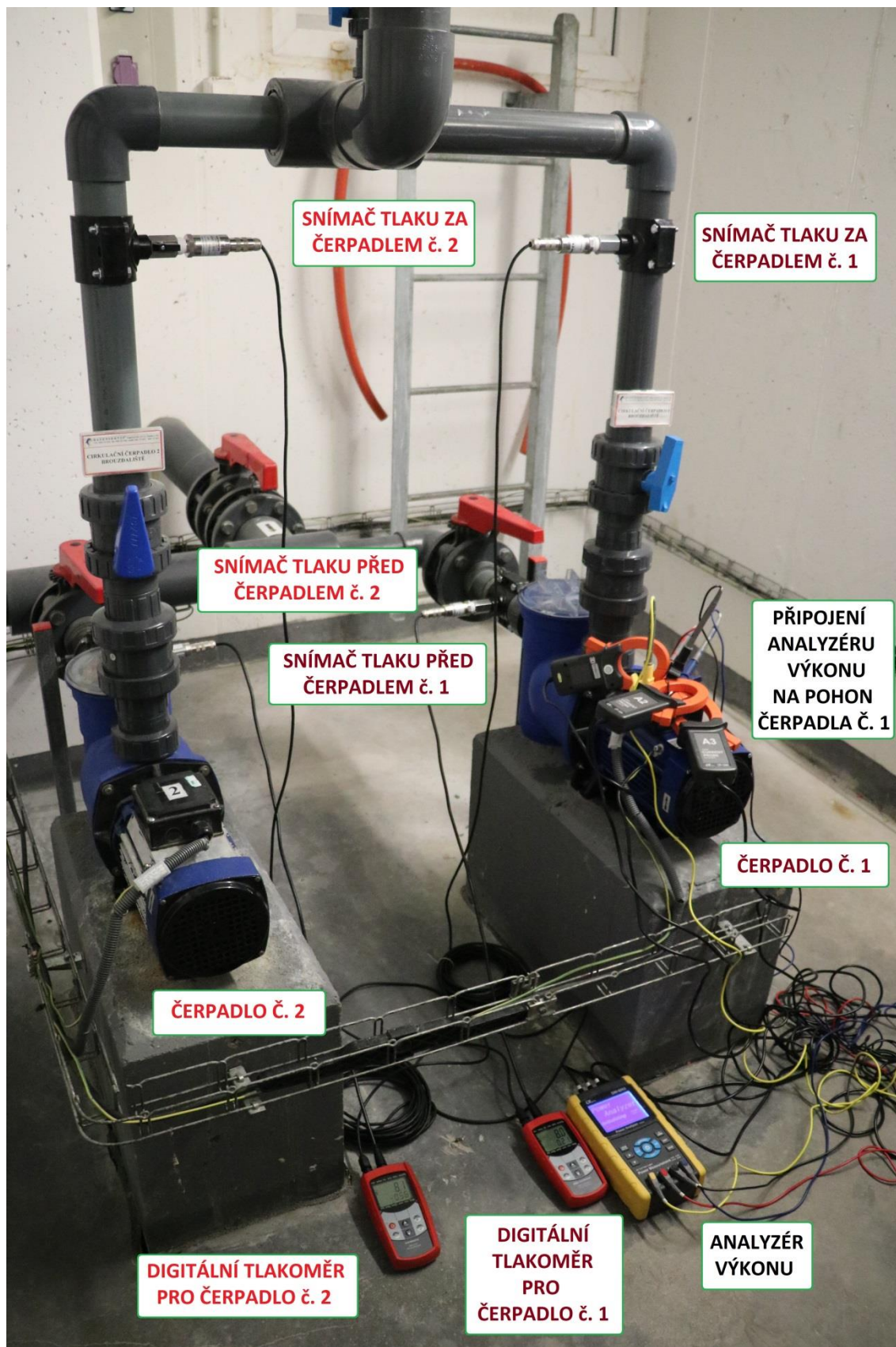
Po tomto ověření jsem zjištěné hodnoty nastavila v přístroji ultrazvukového průtokoměru a postupovala jsem podle výrobcem přiloženého manuálu přístroje. Na potrubí jsem nainstalovala dvě čidla, která jsem umístila podle požadavků přístroje.

Při měření jsem do připravené tabulky zaznamenávala hodnoty průtoku naměřené jak ultrazvukovým, tak indukčním průtokoměrem a tyto naměřené hodnoty jsem, v rámci vyhodnocení naměřených dat, mezi sebou porovnávala. Oba průtokoměry měřily v jednotkách m³/hod. Ultrazvukový průtokoměr měřil průtoky do 9,9999 m³/hod s přesností na 4 desetinná místa, od 10,000 m³/hod na tři desetinná místa. Indukční průtokoměr měřil průtok s přesností na tři desetinná místa vždy (Obr. 59).



Obr. 59 Ukázka naměřených hodnot indukčním a ultrazvukovým průtokoměrem

PRAKTICKÁ ČÁST



Obr. 60 Umístění měřicích zařízení pro měření charakteristik čerpadel

8.2. VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Nejprve, před samotným vyhodnocením naměřených dat, upozorním na fakt, že celé měření probíhalo, jak již bylo zmíněno, pro dlouhodobě nastavený provozní stav recirkulačního systému. Pro následné vyhodnocení se dá tedy předpokládat, že nastavením systému nebude v budoucnu dále výrazněji manipulováno.

Hodnoty naměřené jednotlivými přístroji pro každou část měření (samostatně spuštěné čerpadlo č. 1 ...7 stavů, samostatně spuštěné čerpadlo č. 2 ...7 stavů, a souběh čerpadel č. 1 a č. 2 – měřeno dvakrát ...14 stavů) jsem zapisovala do tabulky a zároveň jsem pořizovala fotodokumentaci pro jejich zpětné ověření. Zapsané hodnoty jsem zpracovávala pomocí výpočetního programu Excel, abych následným výpočtem získala potřebné charakteristiky stávajících čerpadel.

Součástí výpočtu bylo také porovnání použitých průtokoměrů (ultrazvukového a indukčního) a volba naměřených hodnot průtoků pro další výpočet. Pro následný výpočet a vyhodnocení charakteristik čerpadel, jsem využila hodnoty naměřené pevně instalovaným stávajícím indukčním průtokoměrem, který bývá obecně přesnější, než průtokoměr ultrazvukový.

Potom, co jsem posoudila měření obou průtokoměrů, jsem vypočítala jednotlivé charakteristiky obou čerpadel při samostatném chodu a charakteristiky při jejich společném spuštění. Následně jsem, pomocí naměřených a dopočtených hodnot pracovního bodu pro samostatně spuštěná čerpadla a pro jejich souběh, určila charakteristiku potrubí.

8.2.1. Porovnání průtokoměrů

Při jednotlivých měřeních a při jednotlivých stavech otevření ručně ovládaného uzávěru, jsem zapisovala naměřené hodnoty jak mnou instalovaným ultrazvukovým průtokoměrem, tak i napevno zapojeným indukčním průtokoměrem. Aby se mi tyto hodnoty lépe porovnávaly, přepsala jsem je do tabulky (Tab. 9) ve výpočetním programu Excel.

Porovnání jsem provedla pomocí procentuálního rozdílu R [%] (Tab. 10), který jsem si vypočítala pomocí níže uvedeného vzorce (26). Tento rozdíl byl vztažen k indukčnímu průtokoměru, který je obecně považován za přesnější.

Pro výpočet jsem použila vzorec:
$$R = \frac{(Q_i - Q_u)}{Q_i} * 100 \text{ [%]} \quad (26)$$

PRAKTICKÁ ČÁST

kde R [%] je procentuální rozdíl naměřených hodnot obou průtokoměrů, Q_u [m^3/hod] jsou hodnoty průtoku naměřené na ultrazvukovém průtokoměru a Q_i [m^3/hod] jsou hodnoty průtoku naměřené na průtokoměru indukčním.

Tab. 9 Hodnoty naměřené ultrazvukovým a indukčním průtokoměrem pro jednotlivá měření

číslo měření	stav otevření uzávěru	ČERPADLO č. 1		ČERPADLO č. 2		SOUBĚH ČERPADEL č. 1 a č. 2			
		Q_{u1}	Q_{i1}	Q_{u2}	Q_{i2}	Q_{u12}	Q_{i12}	Q_{u21}	Q_{i21}
		[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]	[m^3/hod]
1	100%	20.31	21.72	20.17	21.73	27.01	29.11	26.89	29.10
2	82%	20.02	21.69	20.07	21.59	26.88	29.05	26.96	29.06
3	64%	20.09	21.53	20.04	21.54	26.77	28.79	26.79	28.84
4	45%	19.24	20.74	19.22	20.77	24.98	27.07	25.06	27.10
5	27%	13.45	14.59	13.42	14.54	14.49	15.65	14.55	15.83
6	18%	3.97	4.30	2.96	3.31	3.55	3.89	3.29	3.57
7	0%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Přesnost naměřených hodnot pro oba průtokoměry jsem také přepočítala v závislosti na otevření klapky, kdy jsem vypočítala průměr procentuálního rozdílu v jednotlivých měřeních pro dané stavy (1-7) a z těchto průměrů jsem učinila vyhodnocení, které říká, v jaké poloze uzávěru byl největší rozdíl v měření průtoků mezi použitými průtokoměry (Tab. 10). Pro lepší znázornění jsem uvedla dva grafy pro vybrané hodnoty a to rozdíl v měření průtoku pro čerpadlo č. 1 a rozdíl průtoků pro 1. naměřený souběh obou čerpadel (Graf 1, Graf 2).

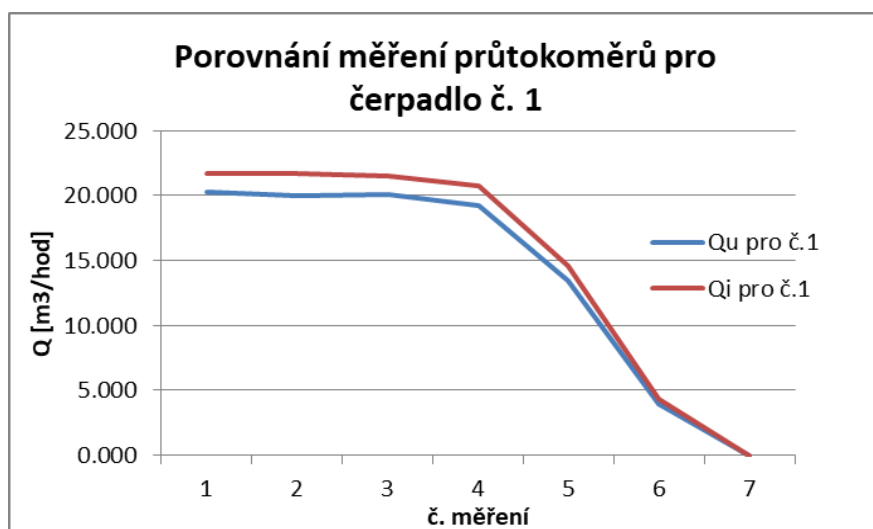
Tab. 10 Procentuální rozdíl v jednotlivých měřeních a celkový procentuální rozdíl pro jednotlivé polohy uzávěru

číslo měření	stav otevření uzávěru	rozdíl v %				průměrný rozdíl pro jednotlivé polohy uzávěru v %
		čerpadlo č. 1	čerpadlo č. 2	souběh čerpadlo č. 1 a č.2		
1	100%	6.51	7.14	7.23	7.60	7.12
2	82%	7.66	7.07	7.46	7.24	7.36
3	64%	6.69	6.95	7.01	7.09	6.94
4	45%	7.24	7.50	7.71	7.52	7.49
5	27%	7.75	13.67	7.38	8.07	9.22
6	18%	7.53	10.55	8.61	7.88	8.64
7	0%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

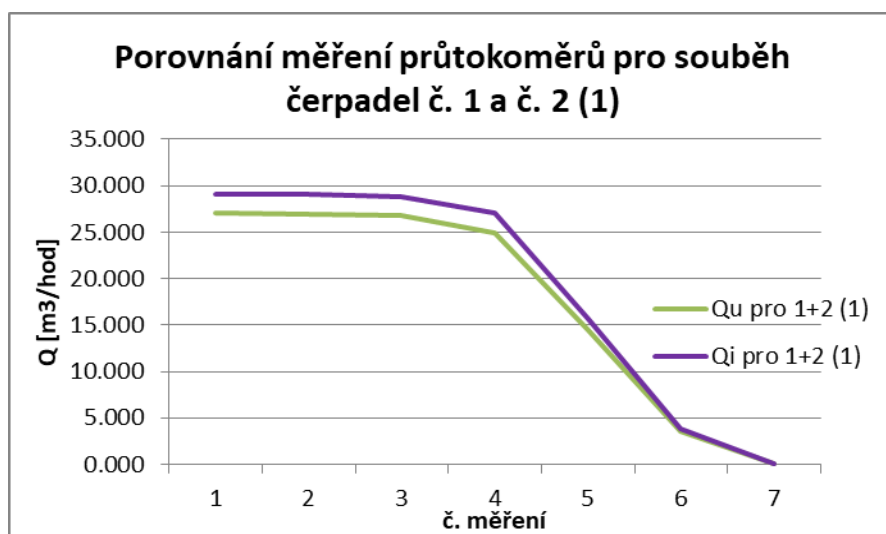
PRAKTICKÁ ČÁST

Z tabulky (Tab. 10) je patrné, že rozdíl v měření daných průtokoměrů, je závislý na stavu otevření uzávěru. Dále lze z výše uvedené tabulky vyčíst, že v měření č. 5, kdy byl uzávěr otevřený na 27%, došlo průměrně k největšímu rozdílu v měření průtoku mezi ultrazvukovým a indukčním průtokoměrem a to o 9,22%. Zatímco v poloze, kdy byl uzávěr uzavřen (otevření na 0%) a kdy byl v obou případech naměřen průtok 0,00 m³/hod, se oba použité průtokoměry 100% shodly. Největší rozdíl mezi naměřenými hodnotami průtoku je 13,67%, který byl zaznamenán u samostatně spuštěného čerpadla č. 2, v 5. měření při otevření uzávěru na 27%. Zatímco nejmenší je u samostatně spuštěného čerpadla č. 1 při 100% otevřeném uzávěru a to 6,51%. Celkový rozdíl v měření se pohybuje v průměru kolem 7,8%.

Graf 1 Porovnání měření použitých průtokoměrů u čerpadla č. 1



Graf 2 Porovnání měření použitých průtokoměrů pro souběh čerpadel (1)



Do dalších výpočtů byly brány průtoky, které byly naměřeny pevně instalovaným indukčním průtokoměrem.

8.2.2. Charakteristické křivky - čerpadlo č. 1

Nejprve jsem celé měření provedla pro samostatně spuštěné čerpadlo č. 1. Naměřené hodnoty jednotlivými použitými přístroji, které jsem nainstalovala na cirkulační trase pro čerpadlo č. 1, jsem zaznamenala do následující tabulky (Tab. 11). V další tabulce jsou uvedeny hodnoty vypočítané (Tab. 12). Jde o dopravní výšku čerpadla H_1 [m v. sl.], přepočtené jednotky průtoku Q_1 [m^3/hod], výkon hydraulické části čerpadla P_{h1} [kW] a účinnost η_1 [%].

Dopravní výška čerpadla

Dopravní výšku čerpadla H_1 [m v. sl.] jsem spočítala jako rozdíl tlaku na výtlačném potrubí V_1 , [m v. sl.] a tlaku na sání S_1 [m v. sl.]. K těmto hodnotám jsem přičetla výškový rozdíl umístění tlakových sond pro čerpadlo č. 1 $h_{s1,s2}$ [m]. Tento rozdíl činil 0,72 m. Konečný použitý vzorec tak je: $H_1 = V_1 - S_1 + h_{s1,s2}$ [m v. sl.].

Průtok a výkon čerpadla

Jako další jsem provedla přepočet jednotek průtoku Q_{i1} [m^3/hod]. Ve výpočtu jsem použila hodnoty naměřené indukčním průtokoměrem a přepočítala jsem je z jednotek m^3/hod na m^3/s a to tak, že jsem naměřenou hodnotu podělila počtem sekund v jedné hodině, čili hodnotou 3600. Takto přepočtený průtok jsem potřebovala k výpočtu účinnosti η_1 [%]. Abych mohla spočítat účinnost, musela jsem nejprve vypočítat výkon hydraulické části motoru čerpadla P_{h1} [kW]. K tomu jsem využila rovnici (21) uvedenou v kapitole 4. 2. 2. *Výkon čerpadla*.

Jako hustotu proudící kapaliny jsem brala hodnotu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ a hodnotu gravitační konstanty $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Za Q a H jsem dosadila vypočítané hodnoty H_1 a Q_1 , uvedené v níže přiložené tabulce (Tab. 12).

Účinnost

Poslední hodnotou, kterou jsem zjišťovala, byla účinnost η_1 [%]. Tu jsem spočítala pomocí rovnice (22) uvedené v kapitole 4. 2. 4. *Účinnost*. Jde o podíl vypočítaného výkonu hydraulické části motoru čerpadla P_{h1} [kW] a celkového příkonu čerpadla ΣP_1 [kW], který jsem naměřila na analyzátoru elektrické energie.

Výsledky charakteristik čerpadla č. 1 jsem zanesla do následujících grafů (Graf 3, Graf 4 a Graf 5).

PRAKTICKÁ ČÁST

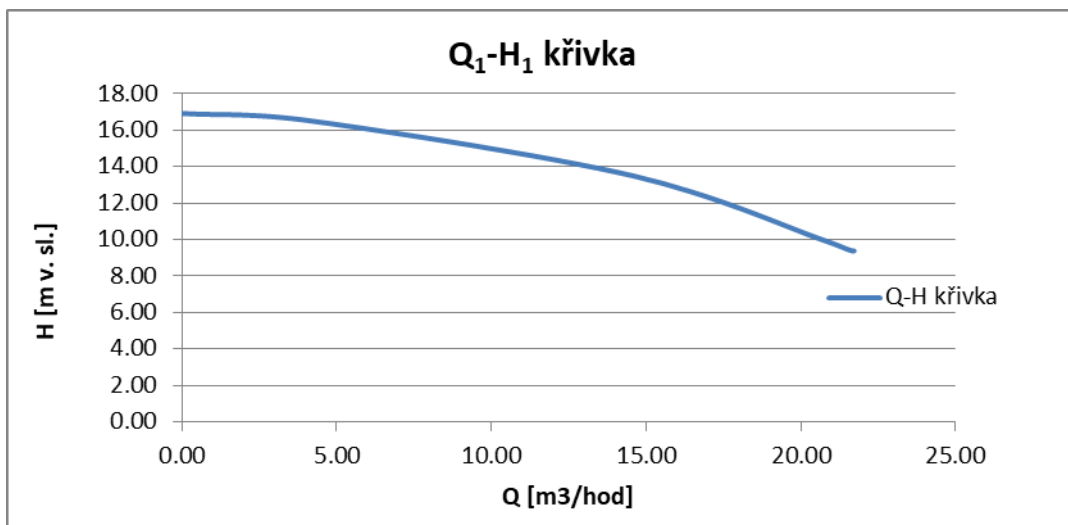
Tab. 11 Naměřené hodnoty pro čerpadlo č. 1

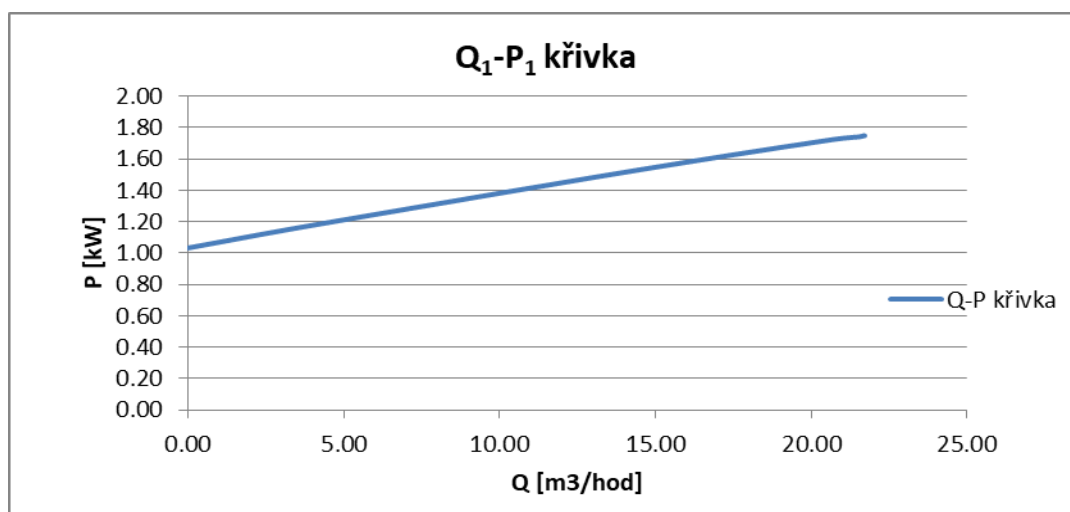
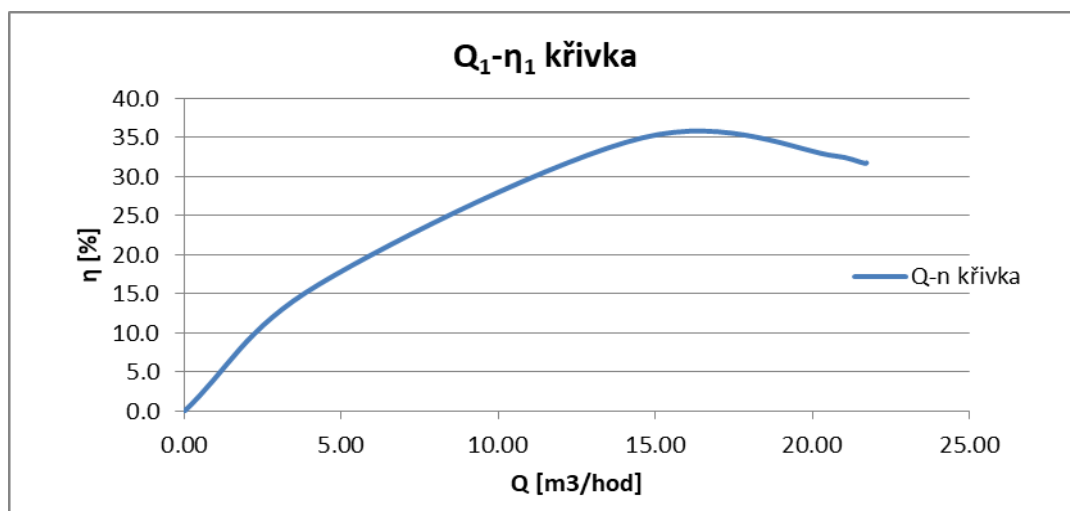
		NAMĚŘENÉ HODNOTY					
číslo měření	otevření ventilu %	Q_{i1} [m ³ /hod]	tlak S_1 (sání) [m v. sl.]	tlak V_1 (výtlak) [m v. sl.]	celkový příkon ΣP_1 [kW]	čerpadlo 2 - vypnuto	
						tlak S_2 [m v. sl.]	tlak V_2 [m v. sl.]
1	100%	21.72	-0.56	8.10	1.748	0.25	8.20
2	82%	21.69	-0.55	8.10	1.748	0.26	8.20
3	64%	21.53	-0.53	8.20	1.741	0.26	8.20
4	45%	20.74	-0.44	8.80	1.725	0.29	8.90
5	27%	14.59	0.03	12.80	1.534	0.42	12.90
6	18%	4.30	0.64	16.40	1.188	0.69	16.50
7	0%	0.00	2.70	18.90	1.033	2.72	19.00

Tab. 12 Vypočítané hodnoty pro čerpadlo č. 1

		SPOČÍTANÉ HODNOTY				
číslo měření	otevření ventilu %	$H_1 = V_1 - S_1 + h_{s1,s2}$ [m v. sl.]	účinnost			
			$Q_1 = Q_i/3600$ [m ³ /s]	$P_{h1} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ [kW]	$\eta_1 = P_r/\Sigma P$ [-]	η_1 [%]
1	100%	9.38	0.006	0.56	0.32	31.8
2	82%	9.37	0.006	0.55	0.32	31.7
3	64%	9.45	0.006	0.55	0.32	31.8
4	45%	9.96	0.006	0.56	0.33	32.6
5	27%	13.49	0.004	0.54	0.35	35.0
6	18%	16.48	0.001	0.19	0.16	16.2
7	0%	16.92	0.000	0.00	0.00	0.0

Graf 3 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka pro čerpadlo č. 1



Graf 4 Příkon čerpadla – Q-P křivka pro čerpadlo č. 1**Graf 5** Účinnost čerpadla – Q- η křivka pro čerpadlo č. 1

8.2.3. Charakteristické křivky - čerpadlo č. 2

U vyhodnocení charakteristik samostatně spuštěného čerpadla č. 2 jsem postupovala stejně, jako u vyhodnocování charakteristik čerpadla č. 1. Zapisovala jsem hodnoty naměřené na připojených přístrojích do tabulky a následně jsem z nich, pomocí výpočtu, získala potřebné údaje pro sestavení charakteristických vlastností čerpadla č. 2.

Tlak jsem měřila pomocí tlakoměru a tlakových sond, kdy jedna tlaková sonda byla připojená před čerpadlem č. 2 na sacím potrubí S_2 [m v. sl.] a druhá za čerpadlem č. 2 a za jeho zpětnou klapkou a ventilem, na výtlačném potrubí V_2 [m v. sl.]. Sondy byly umístěny přibližně ve stejném místě jako v případě čerpadla č. 1 a jejich výškový rozdíl $h_{s1,s2}$ [m] činil také 0,72 m.

PRAKTICKÁ ČÁST

Analyzátor výkonu byl přepojen na pohon čerpadla č. 2 pro naměření celkového výkonu i druhého samostatně spuštěného čerpadla ΣP_2 [kW] (v současném provozním systému dochází ke střídavému provozu obou čerpadel).

Indukční průtokoměr je nainstalován napevno, měřil tedy průtok na stejném místě, jako v případě čerpadla č. 1.

Naměřené hodnoty jsem zaznamenala do tabulky (Tab. 13) a stejným postupem, jako v předešlém případě (pro čerpadlo č. 1), jsem spočítala ve výpočetním programu Excel hodnoty parametrů potřebné pro sestavení charakteristických křivek čerpadla č. 2.

Vypočítané hodnoty jsem zapsala do následující tabulky (Tab. 14). Jde opět o dopravní výšku H_2 [m v. sl.], výkon hydraulické části čerpadla P_{h2} [kW] a účinnost čerpadla η_2 [%]. Tyto výsledky jsem zobrazila do níže uvedených charakteristických křivek čerpadla č. 2 (Graf 6, Graf 7, Graf 8).

Tab. 13 Naměřené hodnoty pro čerpadlo č. 2

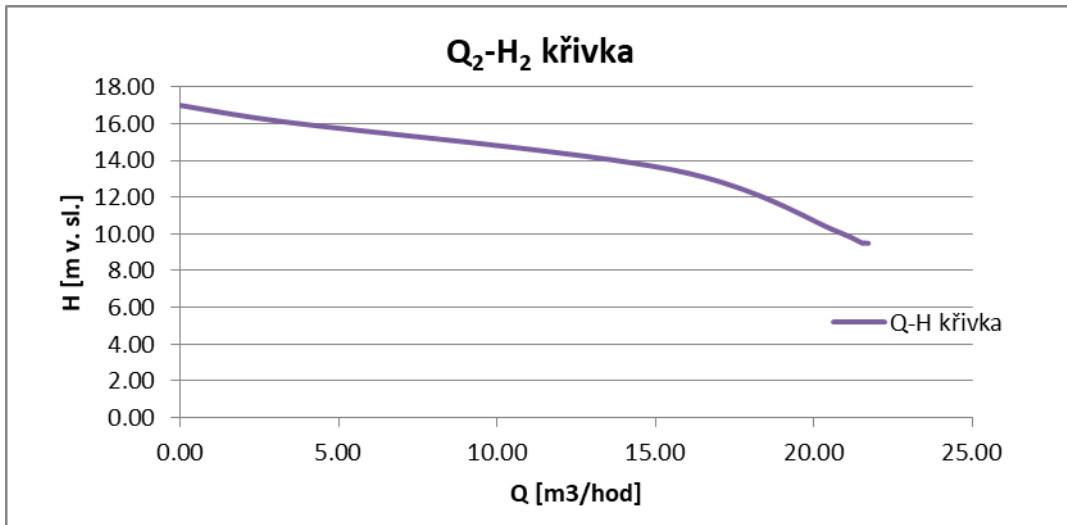
NAMĚŘENÉ HODNOTY							
číslo měření	otevření ventilu %	Q_{i2} [m ³ /hod]	tlak S_2 (sání) [m]	tlak V_2 (výtlak) [m]	celkový příkon ΣP_2 [kW]	čerpadlo 1 - vypnuto	
						tlak S_1 [m]	tlak V_1 [m]
1	100%	21.73	-0.57	8.20	1.551	0.22	8.10
2	82%	21.59	-0.59	8.20	1.557	0.19	8.10
3	64%	21.54	-0.58	8.20	1.557	0.19	8.20
4	45%	20.77	-0.49	8.90	1.532	0.22	8.80
5	27%	14.54	0.03	12.80	1.349	0.37	12.80
6	18%	3.31	1.42	16.80	0.995	1.43	16.70
7	0%	0.00	2.72	19.00	0.850	2.70	18.90

Tab. 14 Vypočítané hodnoty pro čerpadlo č. 2

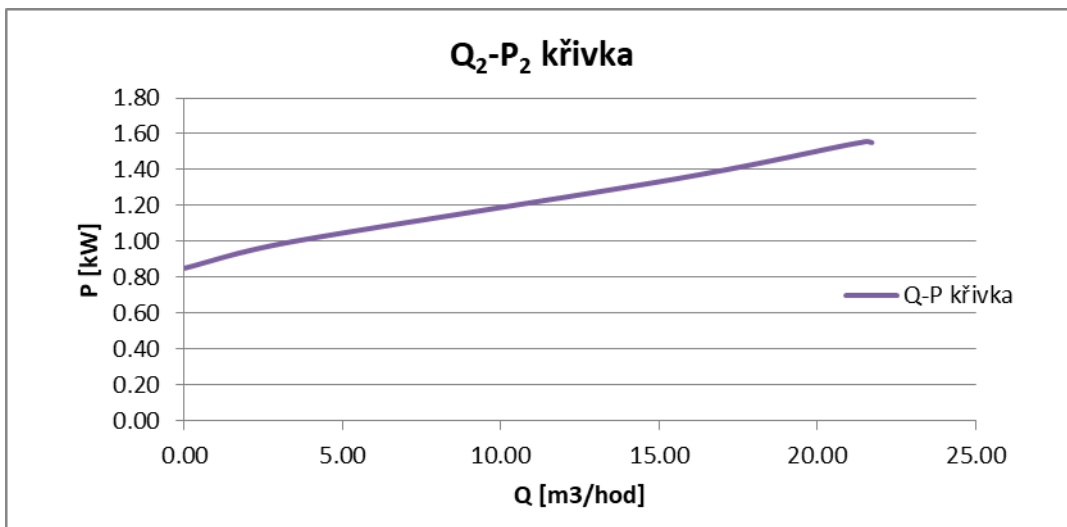
SPOČÍTANÉ HODNOTY						
číslo měření	otevření ventilu %	$H_2 = V_2 - S_2 + h_{s1,s2}$ [m v. sl.]	účinnost			
			$Q_2 = Q_i/3600$ [m ³ /s]	$P_{h2} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ [kW]	$\eta_2 = P_h/\Sigma P$ [-]	η_2 [%]
1	100%	9.49	0.006	0.56	0.36	36.2
2	82%	9.51	0.006	0.56	0.36	35.9
3	64%	9.50	0.006	0.56	0.36	35.8
4	45%	10.11	0.006	0.57	0.37	37.4
5	27%	13.49	0.004	0.53	0.40	39.6
6	18%	16.10	0.001	0.15	0.15	14.6
7	0%	17.00	0.000	0.00	0.00	0.0

PRAKTICKÁ ČÁST

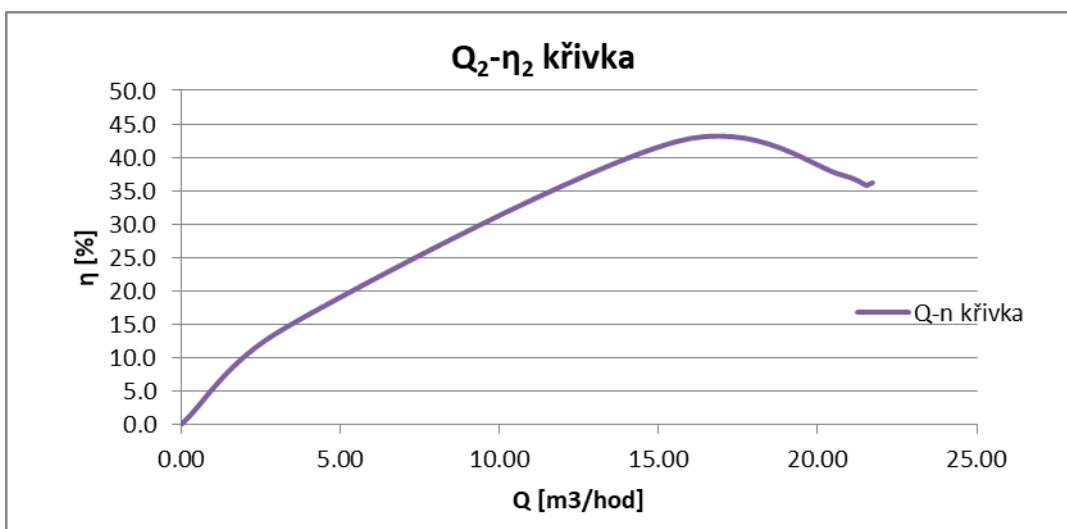
Graf 6 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka pro čerpadlo č. 2



Graf 7 Příkon čerpadla – Q-P křivka pro čerpadlo č. 2



Graf 8 Účinnost čerpadla – Q-η křivka pro čerpadlo č. 2



8.2.4. Charakteristické křivky - souběh obou čerpadel

Při souběhu obou čerpadel jsem měřila tlak jak na sacím potrubí u čerpadla č. 1 - S_1 [m v. sl.], tak i u čerpadla č. 2 - S_2 [m v. sl.]. Stejně tak jsem zaznamenávala hodnoty naměřené na výtlačném potrubí u obou čerpadel V_1, V_2 [m v. sl.].

Měření celkového příkonu jsem, z důvodu použití pouze jednoho analyzátoru elektrické energie, provedla nejprve na čerpadle č. 1 - ΣP_1 [kW] a po přepojení přístroje z pohonu čerpadla č. 1 na pohon čerpadla č. 2 jsem provedla druhé měření souběhu obou čerpadel - ΣP_2 [kW]. Tak jsem získala potřebné hodnoty pro obě čerpadla.

Při výpočtu jsem si nejprve z naměřených hodnot spočítala dopravní výšky při souběhu obou čerpadel, jak pro čerpadlo č. 1 H_1 [m], tak i pro čerpadlo č. 2 H_2 [m v. sl.] a následně jsem tyto spočítané hodnoty dopravní výšky použila pro zjištění příslušného průtoku. Průtok Q_{12} [m³/hod] a Q_{21} [m³/hod], k výpočtu parametrů pro charakteristické křivky souběhu obou čerpadel, jsem v tomto případě odečetla pomocí spočítané dopravní výšky pro souběh čerpadel v 1. a 2. měření z grafů pro měrnou energii čerpadla č. 1 a č. 2, které jsem zjistila v předchozích vyhodnoceních měření.

Naměřené a z grafů odečtené hodnoty pro obě čerpadla, jsem zaznamenala do tabulky (Tab. 15). Následně jsem spočítala hodnotu výkonů hydraulické části čerpadla $P_{h1,2}$ a $P_{h2,1}$ [kW] a účinností $\eta_{1,2}$ a $\eta_{2,1}$ [%]. Postup výpočtu těchto hodnot jsem dodržela stejný, jako v předchozích dvou uvedených případech.

Výsledky vypočtených parametrů pro charakteristické křivky souběhu obou čerpadel jsem uvedla do tabulky (Tab. 16) a následně jsem je zanesla do grafů (Graf 9, Graf 10, Graf 11).

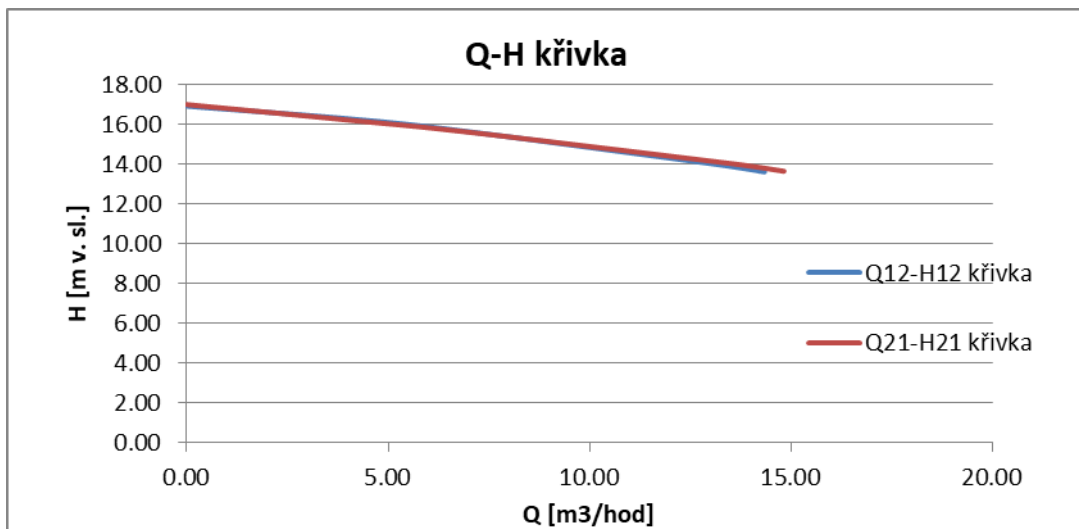
Tab. 15 Naměřené hodnoty pro souběh čerpadel č. 1 a č. 2

číslo měření	otevření ventilu [%]	čerpadlo 1				čerpadlo 2			
		tlak S_1 [m]	tlak V_1 [m]	ΣP_1 [kW]	H_1 [m v. sl.]	tlak S_2 [m]	tlak V_2 [m]	ΣP_2 [kW]	H_2 [m]
1	100%	-0.54	12.40	1.528	13.66	-0.43	12.50	1.340	13.65
2	82%	-0.54	12.40	1.533	13.66	-0.44	12.40	1.347	13.56
3	64%	-0.50	12.40	1.523	13.62	-0.43	12.50	1.339	13.65
4	45%	-0.36	12.90	1.490	13.98	-0.31	13.00	1.309	14.03
5	27%	0.21	15.10	1.338	15.61	0.27	15.20	1.127	15.65
6	18%	0.98	16.50	1.069	16.24	1.30	16.80	0.911	16.22
7	0%	2.70	18.90	1.021	16.92	2.72	19.00	0.856	17.00

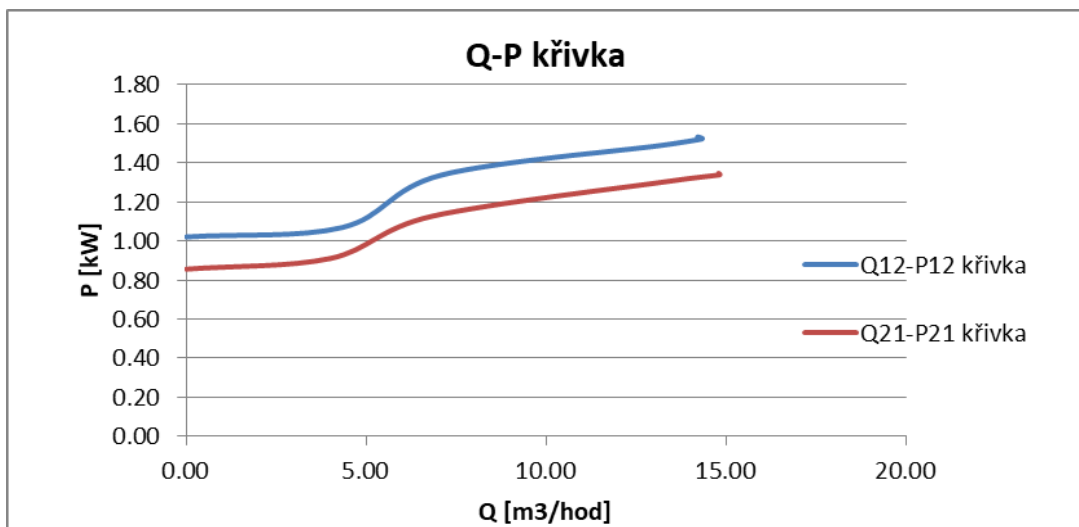
Tab. 16 Vypočítané hodnoty pro souběh čerpadel č. 1 a č. 2

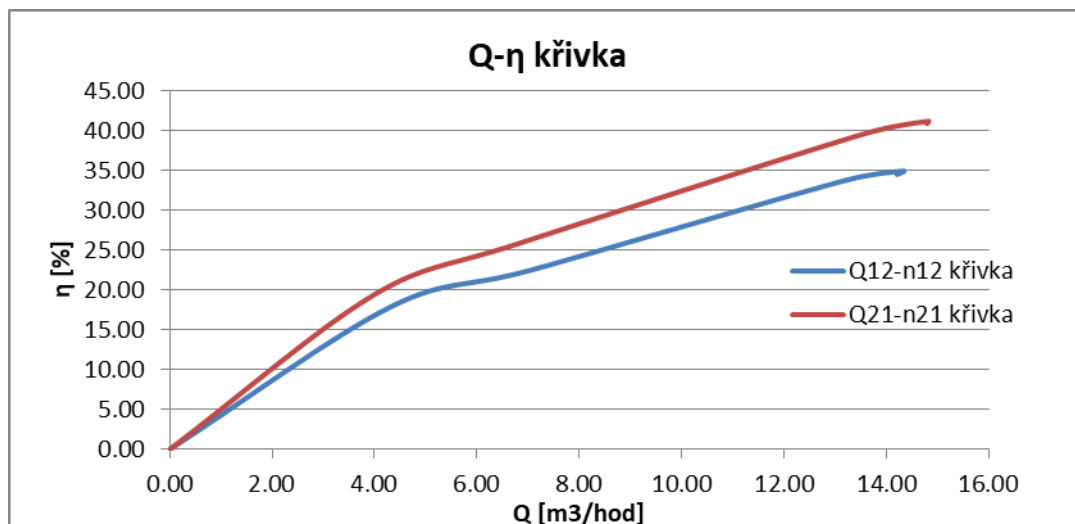
Q ₁₂ z grafu [m ³ /hod]	účinnost čerpadlo č. 1 při souběhu				Q ₂₁ z grafu [m ³ /hod]	účinnost čerpadlo č. 2 při souběhu			
	Q ₁₂ [m ³ /s]	P _{h12} [kW]	η ₁₂ [-]	η ₁₂ [%]		Q ₂₁ [m ³ /s]	P _{h21} [kW]	η ₂₁ [-]	η ₂₁ [%]
14.21	0.004	0.53	0.35	34.61	14.82	0.004	0.55	0.41	41.14
14.21	0.004	0.53	0.34	34.50	15.11	0.004	0.56	0.41	41.45
14.33	0.004	0.53	0.35	34.92	14.82	0.004	0.55	0.41	41.17
13.20	0.004	0.50	0.34	33.75	13.53	0.004	0.52	0.40	39.53
7.09	0.002	0.30	0.23	22.55	6.84	0.002	0.29	0.26	25.87
4.29	0.001	0.19	0.18	17.76	4.01	0.001	0.18	0.19	19.47
0.00	0.000	0.00	0.00	0.00	0.00	0.000	0.00	0.00	0.00

Graf 9 Měrná energie čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q-H křivka



Graf 10 Příkon čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q-P křivka



Graf 11 Účinnost čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q- η křivka

8.2.5. Charakteristická křivka potrubí – pracovní bod čerpadla

Charakteristickou křivku potrubí jsem sestavila pomocí pracovního bodu, který jsem zjistila z průtoku získaného při měření a následném výpočtu dopravní výšky čerpadla (parametry pro sestavení Q-H křivky čerpadla). Celkem jsou k dispozici dva pracovní body. Jeden pracovní bod náleží stavu při samostatném spuštění jednoho čerpadla a druhý pracovní bod náleží stavu, kdy jsou spuštěná obě čerpadla současně, čili jejich souběhu.

Pracovní bod pro jedno samostatně spuštěné čerpadlo jsem zjistila pomocí průměru naměřeného Q [m³/hod] a spočítaného H [m v. sl.] pro samostatně spuštěné čerpadlo č. 1 a čerpadlo č. 2 a to pro stav při 100% otevřeném uzávěru. Stejně tak jsem určila i pracovní bod pro souběh obou čerpadel, kdy jsem zprůměrovala naměřené hodnoty Q [m³/hod] a vypočítané hodnoty H [m v. sl.] z obou měření pro stav při 100% otevřeném uzávěru. Tyto dva body jsem ve výpočetním programu Excel proložila exponenciální křivkou s rovnicí uvedenou v příloženém grafu (Graf 12).

Naměřené hodnoty, ze kterých jsem vycházela a hodnoty obou pracovních bodů, jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 17).

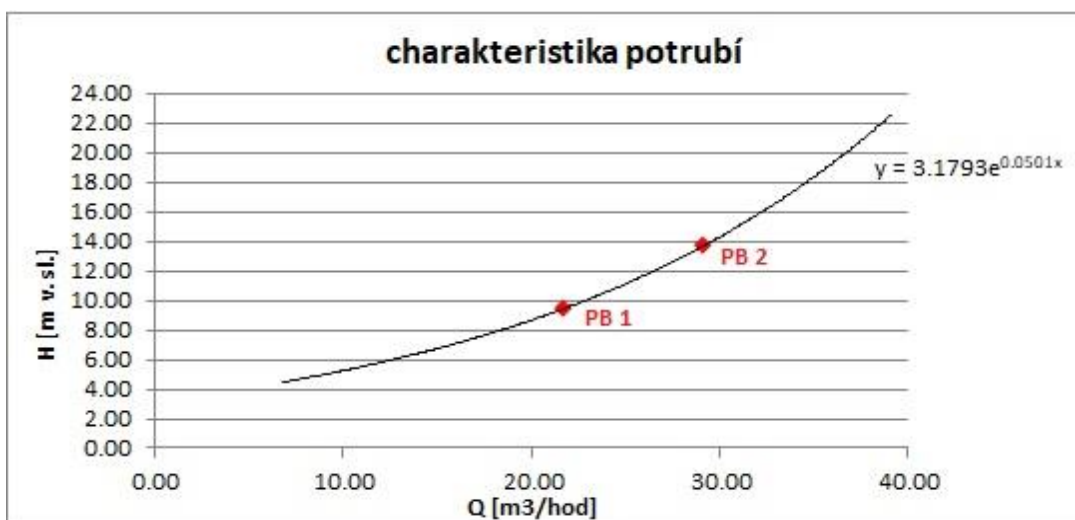
PRAKTICKÁ ČÁST

Tab. 17 Hodnoty použité pro sestavení Q-H křivky čerpadla a hodnoty pracovních bodů čerpadla

ČERPADLO č. 1		ČERPADLO č. 2		PRŮMĚR HODNOT	
Q ₁ naměřené [m ³ /hod]	H ₁ vypočtené [m v. sl.]	Q ₂ naměřené [m ³ /hod]	H ₂ vypočtené [m v. sl.]	Q _{PB 1} [m ³ /hod]	H _{PB 1} [m ³ /hod]
21.72	9.38	21.73	9.49	21.72	9.44
SOUBĚH ČERPADEL				PRŮMĚR HODNOT	
Q ₁₂ naměřené [m ³ /hod]	H ₁₂ vypočtené [m v. sl.]	Q ₂₁ naměřené [m ³ /hod]	H ₂₁ vypočtené [m v. sl.]	Q _{PB 2} [m ³ /hod]	H _{PB 2} [m ³ /hod]
29.11	13.66	29.10	13.65	29.11	13.66

PRACOVÍ BOD		
OZNAČENÍ	Q [m ³ /hod]	H [m]
PB 1	21.72	9.44
PB 2	29.11	13.66

Graf 12 Q-H křivka potrubí – charakteristická křivka potrubí a pracovní body čerpadla



8.3. POROVNÁNÍ VYHODNOCENÝCH DAT

Porovnáním vyhodnocených dat lze zjistit, jestli nám obě používaná čerpadla pracují stejně, jestli mají stejné vlastnosti nebo naopak, které z těchto dvou využívaných čerpadel pracuje výkonněji – s vyšší účinností, a je pro celkový provoz přijatelnější.

V této části jsem se zaměřila na porovnání vyhodnocených vlastností obou čerpadel a zároveň jsem tyto vlastnosti porovнала s charakteristikami, které pro ně uvádí výrobce. Bohužel, pro porovnání vlastností udávaných výrobcem, byla dohledatelná pouze Q-H křivka čerpadla.

Pro vyhodnocení současně využívaných čerpadel jsem také vzala v úvahu několik důležitých otázek. Nejprve, zda jsou čerpadla schopna dosáhnout výměny vody v bazénovém systému za požadovaný čas, dále, zda zjištěné vlastnosti stávajících

čerpadel jsou pro provoz příznivé a především, je-li stávající řešení úsporné a zbytečně nenavyšuje provozní náklady.

8.3.1. Recirkulace vody čerpadly – čerpané množství za čas

Prvním faktorem, kterým jsem se zabývala při posuzování vyhodnocených naměřených dat stávajících čerpadel, je schopnost samostatně spuštěného čerpadla (je využíván střídavý provoz čerpadel) přečerpat recirkulačním systémem dostatečné množství vody tak, aby došlo k její výměně za určený čas. Čili, zda čerpadla splňují hydraulické požadavky recirkulačního systému pro provoz dětského brouzdaliště.

Každý bazén má stanovenou potřebnou časovou hodnotu výměny vody v systému. U dětského brouzdaliště, ve *Vyhlášce č. 238/2011 Sb., § 23 Hygienické požadavky na brouzdaliště*, je uvedeno, že intenzita recirkulace bazénové vody musí být taková, aby se celý objem vody vyměnil alespoň 1x za hodinu [17]. Celkovým objemem je myšlen jak objem bazénové vody, tak objem akumulací jímky včetně vody nacházející se v technologii recirkulačního systému. V případě řešeného dětského brouzdaliště jde o součet hodnot $8,5 \text{ m}^3$ (objem vody v dětském brouzdališti), $8,5 \text{ m}^3$ (objem vody v akumulací jímce) a $2,0 \text{ m}^3$ (objem vody v technologii). Celkový objem, který by mělo být schopno vyměnit jedno v provozu používané čerpadlo za 1 hodinu, činí $19,0 \text{ m}^3$. Tyto hodnoty byly poskytnuty provozovatelem a odpovídají dlouhodobému běžnému provoznímu stavu a také stavu v době měření.

Hodnoty, které jsem naměřila u provozu obou samostatně spuštěných čerpadel jednotlivými průtokoměry, jsou přiloženy v následující tabulce (Tab. 18).

Tab. 18 Čerpané množství u samostatně spuštěných čerpadel - měřené

ČERPADLO Č. 1				ČERPADLO Č. 2				poloha uzávěru
Q_u [m ³ /hod]	Q_i [m ³ /hod]	H [m v. sl.]	η [%]	Q_u [m ³ /hod]	Q_i [m ³ /hod]	H [m v. sl.]	η [%]	
20.31	21.72	9.38	31.76	20.17	21.73	9.49	36.22	100%
20.02	21.69	9.37	31.68	20.07	21.59	9.51	35.94	82%
20.09	21.53	9.45	31.84	20.04	21.54	9.50	35.81	64%
19.24	20.74	9.96	32.63	19.22	20.77	10.11	37.36	45%
13.45	14.59	13.49	34.95	13.42	14.54	13.49	39.62	27%

Z naměřených průtoků jak na ultrazvukovém průtokoměru Q_u [m³/hod] (zaznamenané hodnoty byly nižší), tak i na místním indukčním průtokoměru

Q_i [m^3/hod] (naměřené hodnoty byly vyšší), je tento požadavek u obou samostatně spuštěných čerpadel splněn a to až do stavu, kdy je uzávěr otevřen cca na 45%. Dokonce měřením vyšlo, že čerpané množství cirkulované vody za 1 hodinu při 100% otevřeném uzávěru je o něco vyšší, než celkový objem, který je třeba za tento čas přečerpat. Lze tedy říci, že v tomto provozu dětského brouzdaliště, se provozovatelé pohybují na straně bezpečnosti a je dodržen požadavek na výměnu celkového objemu bazénové vody v dětském brouzdališti alespoň 1x za hodinu.

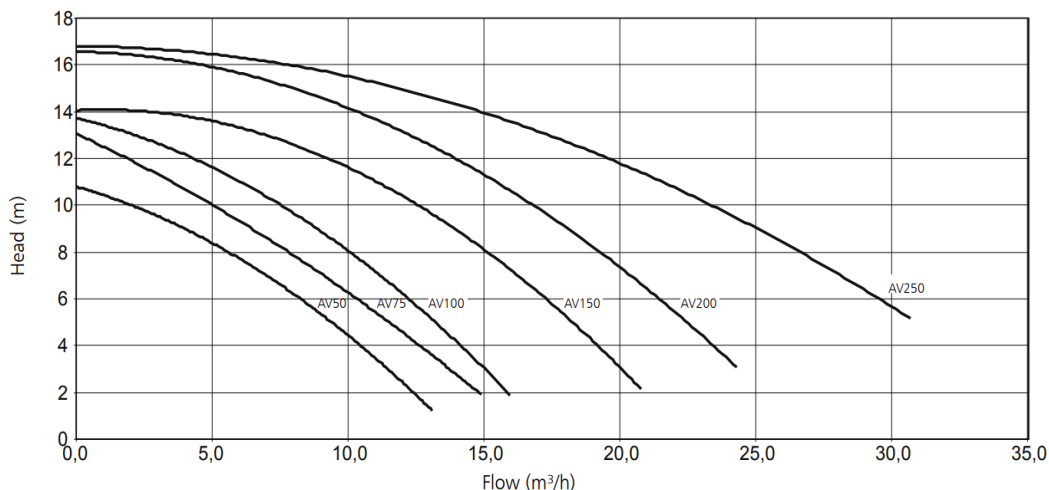
8.3.2. Charakteristiky udávané výrobcem – porovnání

Z výrobcem udávaných charakteristik jsem k danému třífázovému čerpadlu Argonaut AV250-3DN-S dohledala pouze měrnou energii čerpadla, neboli jeho Q-H křivku (Graf 13). Křivka je výrobcem stanovená vždy pro jedno samostatné čerpadlo dané řady (v tomto případě nás zajímá křivka odpovídající řadě AV250).

Abych mohla porovnat obě samostatná čerpadla (č. 1 a č. 2), sestavila jsem graf (Graf 14), do kterého jsem zanesla jak Q-H křivku danou výrobcem, tak naměřenou křivku pro samostatně spuštěné čerpadlo č. 1 a samostatně spuštěné čerpadlo č. 2. Pro sestavení grafu jsem použila program Excel a hodnoty od výrobce, pro možné porovnání jsem odečetla z grafu (Graf 13) dostupného z online PDF poskytnutého výrobcem [38] a následně je pro porovnání zaznamenala do tabulky (Tab. 19). Z dostupného PDF (**Příloha č. 2**) lze porovnat, s naměřenými hodnotami pro jednotlivá samostatně spuštěná čerpadla, i celkový výkon (příkon) čerpadla P_1 [kW] (Tab. 19).

Graf 13 Q-H křivky pro jednotlivé typy tří fázového čerpadla dané výrobcem [38]

Argonaut 3-Phase Performance Curve

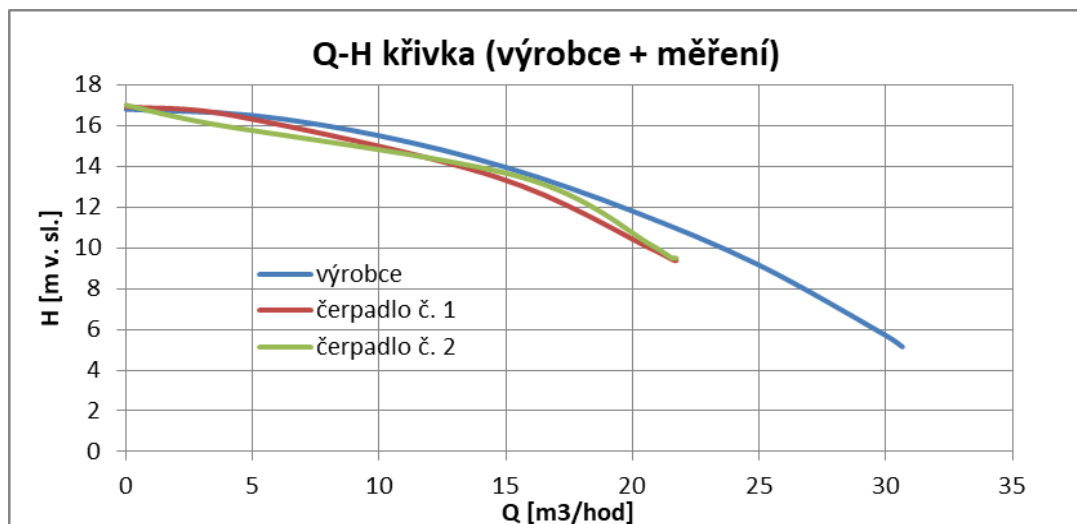


PRAKTICKÁ ČÁST

Tab. 19 Hodnoty pro sestavení Q-H křivky – od výrobce a naměřené, porovnání P_1

ODEČTENO Z GRAFU		NAMĚŘENÉ			
VÝROBCE		ČERPADLO č. 1		ČERPADLO č. 2	
Q [m ³ /hod]	H [m]	Q _i [m ³ /hod]	H [m]	Q _i [m ³ /hod]	H [m]
0.00	16.80	0.00	16.92	0.00	17.00
5.00	16.50	4.30	16.48	3.31	16.10
10.00	15.50	14.59	13.49	14.54	13.49
15.00	13.95	20.74	9.96	20.77	10.11
20.00	11.80	21.53	9.45	21.54	9.50
25.00	9.15	21.69	9.37	21.59	9.51
30.00	5.70	21.72	9.38	21.73	9.49
30.65	5.15				
P_1 [kW]		P_1 [kW]		P_1 [kW]	
1.80		1.75		1.55	

Graf 14 Porovnání Q-H křivky od výrobce a naměřené pro jednotlivá použitá čerpadla

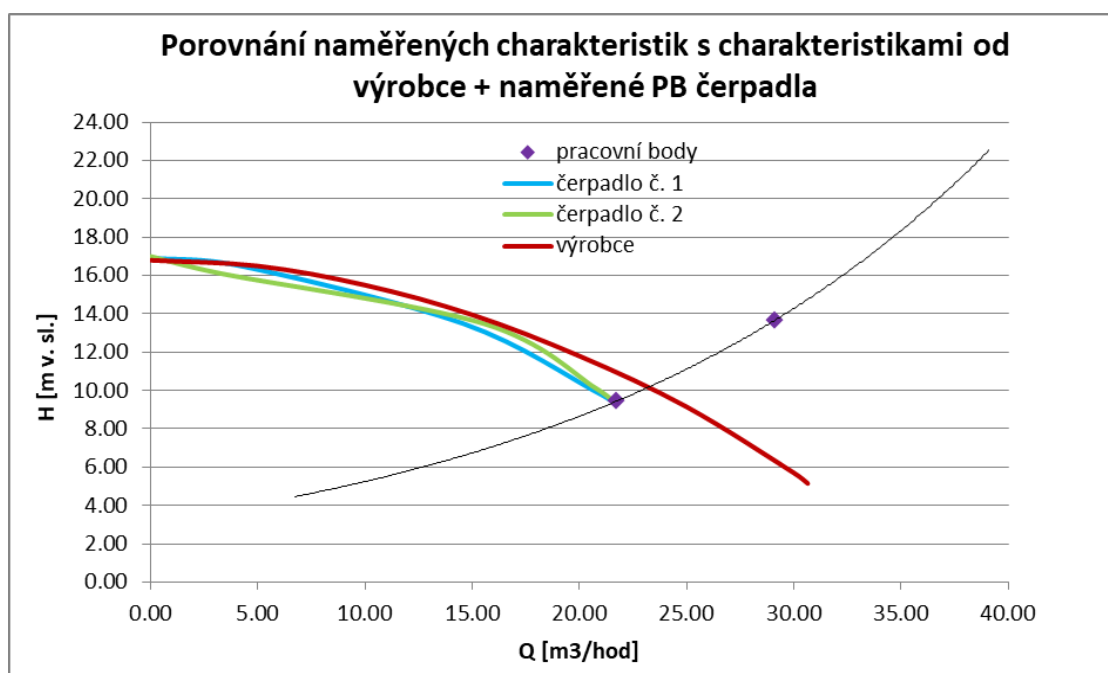


Z přiloženého grafu (Graf 14) je vidět, že naměřené křivky obou čerpadel kopírují křivku, která je udávaná výrobcem a zároveň lze říci, že čerpadlo č. 1 tuto křivku kopíruje poněkud přesněji, protože u čerpadla č. 2 dochází k mírným skokům při různých polohách otevření uzávěru, zatímco u čerpadla č. 1 je tato naměřená křivka poměrně hladká, jako v případě křivky dané výrobcem. V obou případech naměřených křivek čerpadel č. 1 a č. 2 je však patrné, že naměřené hodnoty nedosahují hodnot udávaných výrobcem čerpadel. To může být způsobeno jednak vlivem nepřesnosti měření, ale především je to způsobeno stárnutím čerpadel a jejich běžným opotřebením během provozu.

PRAKTICKÁ ČÁST

Do následujícího grafu (Graf 15) jsem vynesla křivky měrné energie čerpadla (Q-H křivky) od výrobce, při samostatně spuštěném čerpadlu č. 1 a při samostatně spuštěném čerpadlu č. 2. Do grafu jsem je vynesla společně s charakteristickou křivkou potrubí, kde jsou znázorněné také naměřené pracovní body samostatně spuštěného čerpadla a souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel. Použité hodnoty průtoku pro samostatná čerpadla Q [m^3/hod] a jejich dopravní výšku H [m v. sl.] jsou uvedeny ve výše přiložené tabulce (Tab. 19).

Graf 15 Porovnání Q-H křivek samostatných čerpadel + naměřené pracovní body čerpadla

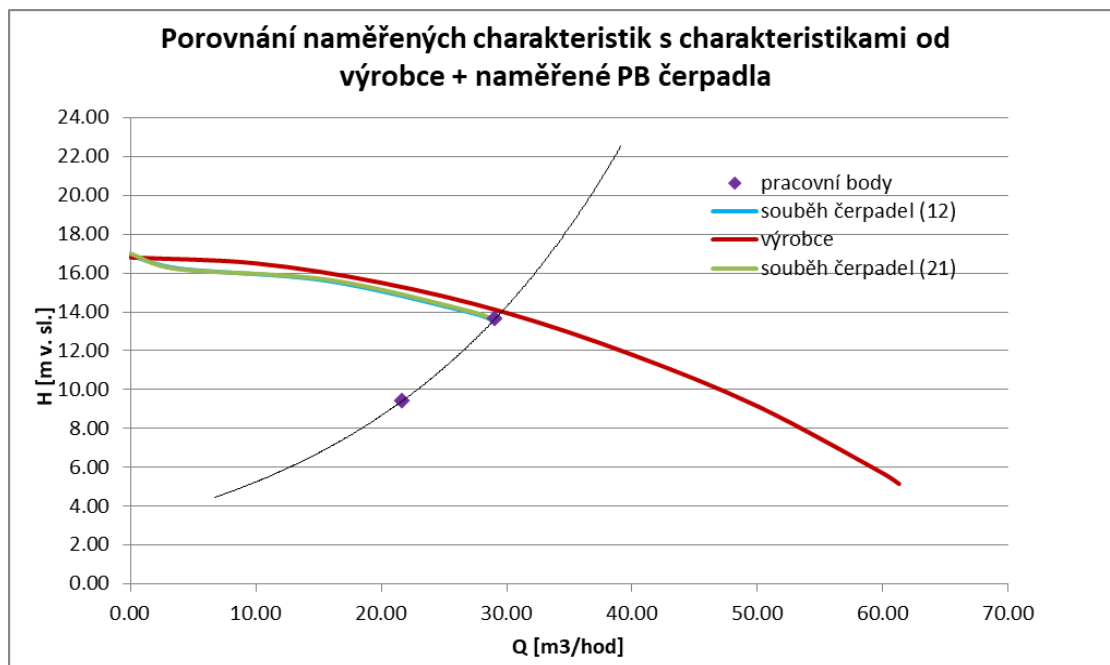


V dalším grafu (Graf 16) jsem vynesla křivky měrné energie čerpadla (Q-H křivky) od výrobce a při souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel při prvním i druhém měření. Abych mohla posoudit křivku v souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel, vynásobila jsem průtok odečtený z Q-H křivky výrobce dvěma a tyto křivky jsem pomocí grafu porovnála. Do grafu jsem je vynesla společně s charakteristickou křivkou potrubí, kde jsou znázorněné i naměřené pracovní body samostatně spuštěného čerpadla a souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel. Použité hodnoty průtoku pro souběh čerpadel Q [m^3/hod] a jejich dopravní výšku H [m v. sl.] jsou uvedeny v níže přiložené tabulce (Tab. 20).

Tab. 20 Hodnoty pro sestavení porovnání Q-H křivek pro souběhu čerpadel

SOUBĚH ČERPATEL				OD VÝROBCE	
Q ₁₂ [m ³ /hod]	H ₁₂ [m v. sl.]	Q ₂₁ [m ³ /hod]	H ₂₁ [m v. sl.]	Q [m ³ /hod]	H [m v. sl.]
0.00	16.92	0.00	17.00	0	16.8
3.89	16.24	3.57	16.22	10	16.5
15.65	15.61	15.83	15.65	20	15.5
27.07	13.98	27.10	14.03	30	13.95
28.79	13.62	28.84	13.65	40	11.8
29.05	13.66	29.06	13.56	50	9.15
29.11	13.66	29.10	13.65	60	5.7
				61.3	5.15

Graf 16 Porovnání Q-H křivek souběhu čerpadel + naměřené pracovní body čerpadla



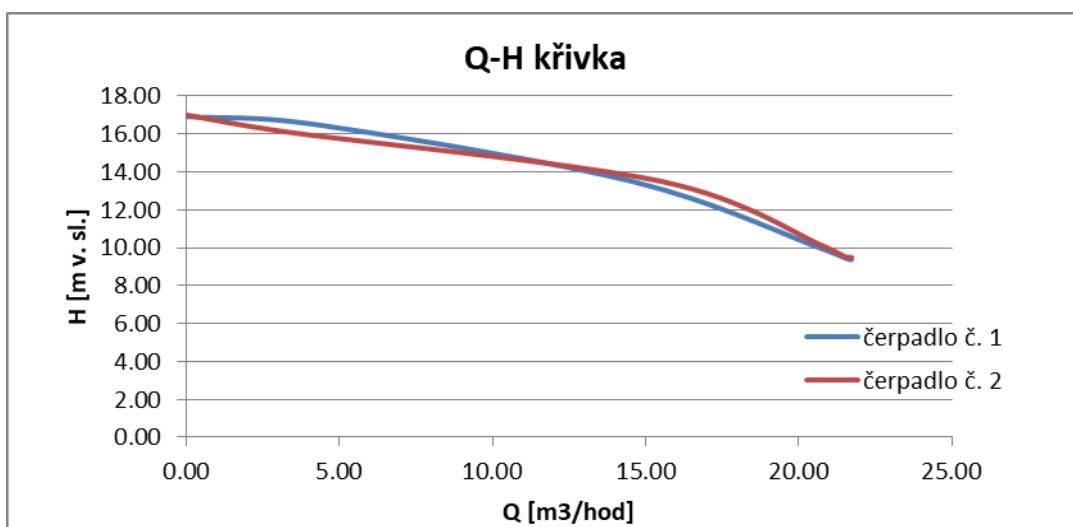
Z porovnání Q-H křivek pro stav, kdy jsou samostatně spuštěná čerpadla a pro stav, kdy jsou čerpadla v souběhu, lze říci, že v obou případech charakteristiky měrné energie kopírují Q-H křivku výrobce. Zároveň se dá říci, že křivky souběhu obou čerpadel při 1. i 2. měření se téměř překrývají a jsou daleko více shodné, než je tomu u případu samostatně spuštěných čerpadel. Také je patrné, že křivky souběhu obou čerpadel v 1. i 2. měření (až na oblast malých průtoků), daleko blíže kopírují křivku danou výrobcem. Naměřený pracovní bod souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel, je tak daleko blíže křivce souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel, která vychází z hodnot daných výrobcem, než je tomu v případě samostatně spuštěných čerpadel.

8.3.3. Charakteristiky čerpadel

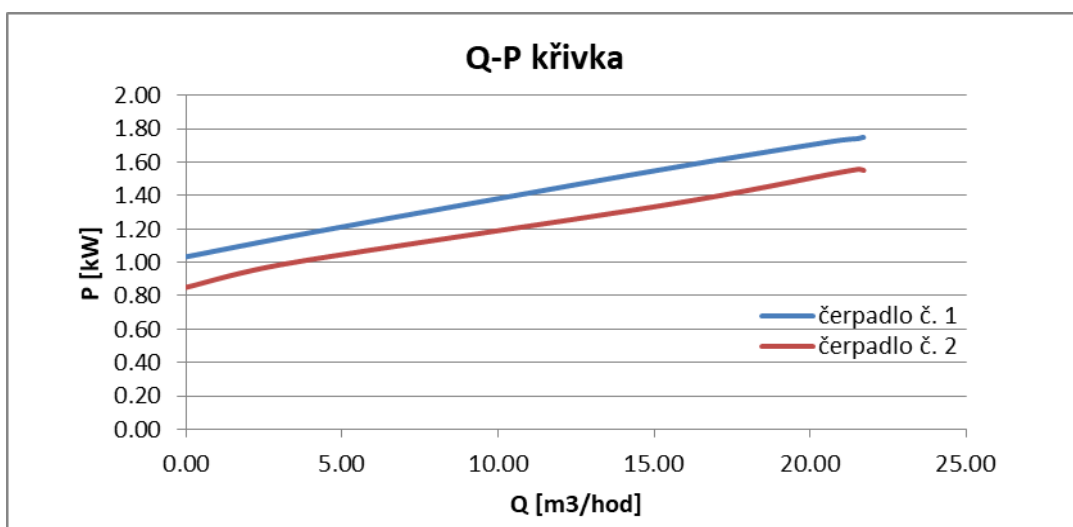
Naměřené a vypočítané hodnoty použité k zobrazení jednotlivých charakteristik čerpadel, které jsem vypočítala v předchozích kapitolách (8.2.2. a 8.2.3.), jsem zanesla do společných grafů (Graf 17, Graf 18, Graf 19), ze kterých lze vyčíst, že ač jde o stejná čerpadla – stejný výrobce a typ, tak jejich naměřené a vypočítané hodnoty se v daném provozu příliš neshodují.

Z grafu pro měrnou energii (Graf 17), je vidět, že hodnoty obou čerpadel jsou v tomto případě téměř srovnatelné, akorát u čerpadla č. 2, dochází k mírným skokům při různém otevření uzávěru, zatímco u čerpadla č. 1 jde o poměrně hladkou křivku.

Graf 17 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka – porovnání čerpadel č. 1 a č. 2



Graf 18 Příkon čerpadla – Q-P křivka – porovnání čerpadel č. 1 a č. 2

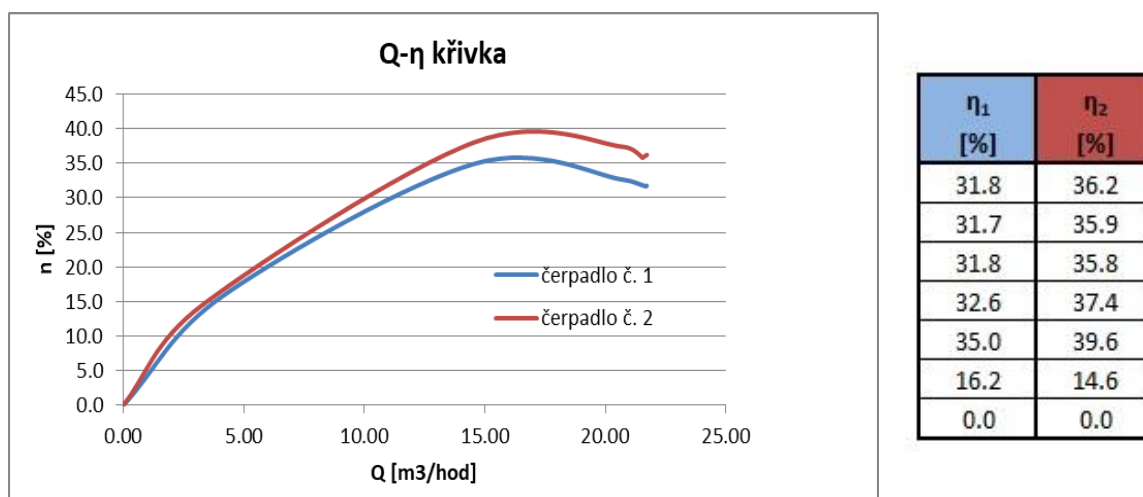


PRAKTICKÁ ČÁST

Z grafu Q-P křivky (Graf 18), neboli příkonu čerpadla (celkového výkonu), lze odečíst, že příkon čerpadla stoupá s hodnotou průtoku. Čerpadlo č. 2 čerpá při nižším celkovém výkonu a to bez ohledu na úroveň otevření uzávěru. Čerpadlo č. 1 čerpá průtok ve všech polohách uzávěru s vyšším celkovým výkonem, lze tedy tvrdit, že čerpadlo č. 1 se nachází v horším technickém stavu.

Z posledního grafu (Graf 19), kde je znázorněna účinnost (Q- η křivka), lze odečíst, že čerpadlo č. 2, které pracuje při nižším celkovém výkonu, dosahuje vyšší účinnosti, než čerpadlo č. 1, které má celkový výkon vyšší a účinnost o něco nižší. Z porovnání vyhodnocených naměřených dat by se dalo soudit, že čerpadlo č. 1 bude pracovat s vyššími náklady (vyšší příkon – nižší účinnost).

Graf 19 Účinnost čerpadla – Q- η křivka – porovnání čerpadel č.1 a č. 2



Z vyhodnocení naměřených dat a z porovnání zjištěných charakteristik pro obě samostatně spuštěná čerpadla se dá vyčíst, že současná volba čerpadel, která jsou v provozu využívána, se jeví jako neekonomická, protože obě využívaná čerpadla pracují s velmi nízkou účinností. Účinnost čerpadla č. 1 dosahuje maximálně 35% a průměrně se pohybuje pouze kolem 32% a účinnost čerpadla č. 2 dosahuje maximálně 39,6% a průměrně se pohybuje kolem 35%. Takové řešení je neekonomické. V následující části jsem zpracovala provozní náklady z dat o spotřebě elektrické energie, které mi poskytl provozovatel řešeného dětského brouzdaliště

8.3.4. Spotřeba elektrické energie a provozní náklady

Spotřebu elektrické energie, jsem vypočítala pomocí výpočetního programu Excel, ve kterém jsem dostala ke zpracování od provozovatele dětského brouzdaliště vyexportovaná data z jejich měřicího zařízení. Tato data jsou ukládána do jejich systému v centrálním počítači. Data, která jsem k tomuto účelu měla k dispozici, byla zaznamenávána od listopadu 2019 do prosince 2019 a to v časovém intervalu jedné minuty.

V současné době jsou při provozu čerpadla spouštěna střídavě tak, že buď běží samostatně čerpadlo č. 1, nebo je samostatně spuštěno čerpadlo č. 2. Výjimkou byl den měření (29. listopadu), kdy došlo ve dvou chvílích (otázka několika minut), ke společnému spuštění čerpadel, která v danou chvíli pracovala současně. Z poskytnutých dat bylo možné vyčíst, že se čerpadla střídají ve velmi nepravidelných intervalech.

Při zpracování poskytnutých dat jsem postupovala tak, že jsem si nejprve zpracovala data pro čerpadlo č. 1 a potom pro čerpadlo č. 2. Údaje o spotřebě elektrické energie jsem následně přepočítala na provozní náklady odpovídající cenám za jeden den provozu jednotlivého čerpadla (čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2) a ty jsem mezi sebou porovnávala.

Čerpadlo č. 1

Data o spotřebě elektrické energie pro čerpadlo č. 1, která jsem měla k dispozici, byla měřena ode dne 16. listopadu a to od 9 hodin a 29 minut ráno do 3. prosince a to do 16 hodin a 10 minut odpoledne. Mezi touto dobou (18 dní 6 hodin a 41 minut) bylo dle údajů čerpadlo spuštěno celkem 11 x (celkem pracovalo 269,52 hodin = cca 11 dní 5 hodin a 31 minut) v různě dlouhých časových intervalech. Počáteční celková spotřebovaná energie byla 45,671 kWh. Tato hodnota se neměnila, až do 18. listopadu do 19 hodin a 18 minut. To znamená, že čerpadlo bylo do této chvíle vypnuto, a nejprve bylo samostatně spuštěno čerpadlo č. 2. Na konci měření byla hodnota celkové spotřebované energie u čerpadla č. 1 – 495,151 kWh. To znamená, že během 269,52 hodin, kdy bylo čerpadlo č. 1 v období sledování měření zapnuto, spotřebovalo celkem 449,203 kWh (odpovídá přibližně $449,203/269,52 = 1,67$ kW v hodině). Bližší informace o spuštění čerpadla č. 1 a celkové spotřebě elektrické energie v jednotlivých intervalech, je patrné z příložené tabulky (Tab. 21).

PRAKTICKÁ ČÁST

Čerpadlo č. 2

Data o spotřebě elektrické energie, poskytnutá provozovatelem pro čerpadlo č. 2, byla měřena ode dne 15. listopadu a to od 14 hodin a 29 minut odpoledne do 3. prosince do 16 hodin a 9 minut odpoledne. Mezi touto dobou (19 dní 1 hodina a 40 minut), ve které probíhalo měření, bylo čerpadlo spuštěno celkem 19 x (celkem pracovalo 162,37 hodin = cca 6 dní 18 hodin a 22 minut) v různě dlouhých časových intervalech. Počáteční celková spotřebovaná energie byla v počátku měření 1,358 kWh. Tato hodnota se již od počátku měnila, což znamenalo, že čerpadlo bylo právě spuštěno a to až do 18. listopadu do 19 hodin a 19 minut, pak bylo vystřídáno čerpadlem č. 1. Na konci měření byla hodnota celkové spotřebované energie 254,823 kWh. To znamená, že během 162,37 hodin, kdy bylo čerpadlo v období měření zapnuto, spotřebovalo celkem 253,071 kWh (odpovídá přibližně $253,071/162,37 = 1,56$ kW v hodině). Bližší informace o spuštění čerpadla č. 2 a celkové spotřebě elektrické energie v jednotlivých intervalech, je patrné z příložené tabulky (Tab. 22).

Tab. 21 Spotřeba elektrické energie - čerpadlo č. 1

spuštění čerpadla č. 1				počáteční energie ΣE_p [kWh]	konečná energie ΣE_k [kWh]	rozdíl $\Sigma E_c = \Sigma E_k - \Sigma E_p$ [kWh]	čas spuštění	
datum		čas [hod]					[den]	[hod:min:s]
od	do	od	do					
18.11.2019	25.11.2019	19:18:00	19:18:00	45.671	324.299	278.628	7	0:00:00
27.11.2019	27.11.2019	6:42:00	6:44:00	324.34	324.396	0.056	0	0:02:00
29.11.2019	29.11.2019	7:48:00	9:51:00	324.428	327.877	3.449	0	2:03:00
29.11.2019	29.11.2019	10:58:00	11:03:00	327.891	328.011	0.120	0	0:05:00
29.11.2019	29.11.2019	11:23:00	11:38:00	328.059	328.484	0.425	0	0:15:00
29.11.2019	29.11.2019	11:50:00	12:44:00	328.516	329.999	1.483	0	0:54:00
29.11.2019	29.11.2019	13:13:00	13:14:00	330.031	330.043	0.012	0	0:01:00
29.11.2019	29.11.2019	13:21:00	14:01:00	330.046	331.016	0.970	0	0:40:00
29.11.2019	29.11.2019	14:07:00	14:24:00	331.035	331.389	0.354	0	0:17:00
29.11.2019	29.11.2019	14:43:00	15:05:00	331.413	332.027	0.614	0	0:22:00
29.11.2019	3.12.2019	15:18:00	16:10:00	332.059	495.151	163.092	4	0:52:00
celkem kW:						449.203	hod:	269.52

PRAKTICKÁ ČÁST

Tab. 22 Spotřeba elektrické energie - čerpadlo č. 2

spuštění čerpadla č. 2				počáteční energie ΣE_p [kWh]	konečná energie ΣE_k [kWh]	rozdíl $\Sigma E_c = \Sigma E_k - \Sigma E_p$ [kWh]	čas spuštění	
datum		čas [hod]					[den]	[hod:min:s]
od	do	od	do					
15.11.2019	18.11.2019	14:29:00	19:19:00	1.358	120.864	119.506	3	4:50:00
19.11.2019	19.11.2019	18:06:00	18:08:00	120.892	120.939	0.047	0	0:02:00
19.11.2019	19.11.2019	18:59:00	19:00:00	120.95	120.969	0.019	0	0:01:00
22.11.2019	22.11.2019	5:57:00	6:00:00	120.977	121.028	0.051	0	0:03:00
24.11.2019	24.11.2019	6:37:00	6:38:00	121.058	121.084	0.026	0	0:01:00
25.11.2019	26.11.2019	19:19:00	19:38:00	121.111	158.751	37.640	1	0:19:00
26.11.2019	26.11.2019	20:42:00	20:45:00	158.771	158.852	0.081	0	0:03:00
26.11.2019	27.11.2019	20:50:00	6:41:00	158.866	174.379	15.513	0	9:51:00
27.11.2019	28.11.2019	6:47:00	6:30:00	174.4	211.744	37.344	0	23:43:00
28.11.2019	29.11.2019	6:33:00	7:48:00	211.803	251.506	39.703	1	1:15:00
29.11.2019	29.11.2019	10:57:00	10:58:00	251.508	251.517	0.009	0	0:01:00
29.11.2019	29.11.2019	11:04:00	11:22:00	251.522	251.989	0.467	0	0:18:00
29.11.2019	29.11.2019	11:39:00	11:58:00	252.012	252.467	0.455	0	0:19:00
29.11.2019	29.11.2019	12:45:00	13:12:00	252.491	253.149	0.658	0	0:27:00
29.11.2019	29.11.2019	13:42:00	14:01:00	253.171	253.555	0.384	0	0:19:00
29.11.2019	29.11.2019	14:05:00	14:42:00	253.586	254.448	0.862	0	0:37:00
29.11.2019	29.11.2019	15:06:00	15:15:00	254.481	254.723	0.242	0	0:09:00
2.12.2019	2.12.2019	11:34:00	11:35:00	254.741	254.785	0.044	0	0:01:00
3.12.2019	3.12.2019	11:38:00	11:39:00	254.803	254.823	0.020	0	0:01:00
celkem kW:						253.071	hod:	162.367

Provozní náklady

Ze zjištěné spotřeby elektrické energie během určitého období, jsem zjistila, kolik činí provozní náklady každého z čerpadel. Stačilo tuto hodnotu vynásobit odpovídající cenou za 1 kWh elektřiny. Z dostupných zdrojů ke dni 9. 12. 2019 je aktuální (průměrná) cena 1 kWh elektřiny 4,34 Kč [39].

Aby bylo možné říci, zda jsou provozní náklady obou čerpadel shodné, nebo naopak posoudit, které ze dvou čerpadel je méně či více ekonomické, je potřeba přepočítat tyto hodnoty na mezi sebou měřitelné období. Jako časovou jednotku pro porovnání provozních nákladů jsem volila 1 hodinu a následně 1 den.

Při výpočtu jsem postupovala následovně:

Pro výpočet energie např. pro čerpadlo č. 1 za časové období jeden den, jsem nejprve zjištěnou hodnotu kWh z poskytnutých dat (pro čerpadlo č. 1 vycházela 449,203 kWh) vynásobila aktuální průměrnou cenou za 1 kWh (nyní 4,34 Kč/kWh). Takže jsem zjistila, že za dobu, co bylo spuštěno čerpadlo č. 1, stál jeho provoz: $449,203 * 4,34 = 1949,54 \text{ Kč}$. Tuto částku jsem vydělila počtem hodin, kdy čerpadlo č. 1

PRAKTICKÁ ČÁST

bylo spuštěno (269,52 hodin), takže mi vyšlo, že hodinové náklady na provoz čerpadla č. 1 jsou: $1949,54/269,52 = 7,23 \text{ Kč/hod}$ a z toho jsem zjistila denní náklady. Cenu za jednu hodinu jsem vynásobila číslem 24, čili počtem hodin v jednom dni a vyšlo mi, že denní náklady na provoz čerpadla č. 1 činí: $7,23 \cdot 24 = 173,60 \text{ Kč/den}$.

Stejně jsem postupovala u denních provozních nákladů pro čerpadlo č. 2 a hodnoty pro obě čerpadla jsem pro přehlednější zobrazení uvedla do následující tabulky (Tab. 23).

Tab. 23 Denní provozní náklady stávajících čerpadel

ODPOVÍDAJÍCÍ ČERPADLO	provozní doba [hod]	spotřebovaná el. energie [kWh]	cena za kWh [Kč/kWh]	cena celkem za dobu provozu [Kč]	cena celkem [Kč/hod]	cena celkem [Kč/den]
ČERPADLO č. 1	269.52	449.20	4.34	1949.54	7.23	173.60
ČERPADLO č. 2	162.37	253.07	4.34	1098.33	6.76	162.34
ROZDÍL = č. 1 - č. 2 =					0.47	11.26

Následně jsem provedla porovnání obou čerpadel a jejich denních nákladů a vyšlo mi, že předpoklad vyšších provozních nákladů pro čerpadlo č. 1, který jsem učinila z mnou naměřených a vyhodnocených dat (podle vyhodnocených naměřených dat mělo čerpadlo č. 1 vyšší příkon s nižší účinností), je správný. Zároveň lze tvrdit, že ač jde o dvě totožná čerpadla (stejný výrobce, typ, charakteristiky), jeho vlastnosti v provozu se liší.

Podle naměřené spotřeby elektrické energie, kterou jsem měla k dispozici od provozovatele dětského brouzdaliště, vyšlo, že čerpadlo č. 1 má vyšší denní provozní náklady, než čerpadlo č. 2, které při celodenním provozu ušetří provozovateli dětského brouzdaliště **11,26 Kč**. Bude-li tedy čerpadlo č. 2 spuštěno častěji nebo v delších časových intervalech, dojde k úsporám na provozních nákladech (ale pozor, za cenu možnosti většího opotřebení čerpadla č. 2).

8.4. VYHODNOCENÍ SOUČASNÉHO STAVU

- Stávající čerpadla odpovídají hydraulickým požadavkům a jsou schopna ve vyhlášce určené době 1 hodiny přečerpat celkový objem bazénové vody v dětském brouzdališti ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) a to i s určitou rezervou (vyšlo, že $Q = 21,72 \text{ m}^3/\text{hod}$).

PRAKTICKÁ ČÁST

- Charakteristické Q-H křivky samostatně spuštěných stávajících čerpadel přibližně odpovídají Q-H křivce uvedené výrobcem pro daný typ čerpadla a stejně tak přibližně odpovídají i jiná dostupná data (celkový výkon P_1 [kW]).
- Charakteristické Q-H křivky souběhu dvou stávajících paralelně zapojených čerpadel přibližně odpovídají Q-H křivce dvou paralelně zapojených čerpadel, kterou jsem získala z dostupných dat od výrobce.
- Příkon jednoho z čerpadel je vyšší, a proto má při přibližně stejném výkonu nižší účinnost, jde o čerpadlo č. 1, které je v horším technickém stavu.
- Čerpadlo č. 1 má podle poskytnutých dat o spotřebě elektrické energie, vyšší denní provozní náklady, než čerpadlo č. 2.
- Hodnoty účinnosti dané výrobcem, bohužel, nejsou pro daná čerpadla dohledatelná a nelze je tedy posoudit. Podle naměřených a spočítaných hodnot účinností pro obě čerpadla vychází, že obě čerpadla pracují s velmi nízkou účinností (okolo 32% až 35%). Z toho lze odvodit, že nejde o příliš hospodárné řešení.

Z posledního výše uvedeného závěru, jsem se rozhodla pro návrh jiných čerpadel a to tak, abych docílila lepších provozních podmínek pro řešení dětské brouzdaliště, než je tomu u současně využívaných čerpadel.

9. NÁVRH ŘEŠENÍ

Pro optimální návrh řešení, jsem použila program pro návrh čerpadel PAHN 3, kde lze vybírat čerpadlo buď pomocí hydraulického výběru, nebo přímým výběrem (lze jej využít v případě, že víme přesný typ čerpadla, kterým se chceme zabývat). Pro potřebné účely jsem využila možnost hydraulického výběru čerpadla.

Hydraulický výběr umožňuje dimenzovat a konfigurovat celý čerpací systém podle daných provozních podmínek. Software automaticky přizpůsobí charakteristické křivky čerpadel zadaným provozním podmínkám. Tak je možné dosáhnout neoptimálnějšího řešení. Programem lze spočítat i ztráty třením, které jsou důležité pro zjištění charakteristiky potrubí a pro určení pracovního bodu čerpadla. Ten jsem měla naměřený, takže jsem tuto funkci využívat nemusela. Další funkce, kterou jsem při výběru čerpadla nevyužívala, byla charakteristická křivka NPSH, kterou jsem v předchozím vyhodnocení charakteristik nezjišťovala a kterou se, pro tento stupeň posouzení stávajících čerpadel a následnému návrhu řešení, nezabývám.

Pro návrh jsem použila programem nabízená čerpadla Herborner, která byla uvedena v několika typových řadách. Z těchto řad a z nabídky, kterou program učinil, jsem se snažila vybrat nejvhodnější řešení, které by splňovalo potřebné a mnou zadané požadavky.

V programu jsem nejprve vyplnila oblast použití, která je v tomto případě určena pro bazénovou techniku a poté provozní údaje. Údaje jsem vyplňovala pro jednotlivé varianty v možnosti zjednodušeného hledání, kam jsem zadala celkové požadované průtočné množství Q [m^3/hod] a celkovou potřebnou dopravní výšku (naměřené ztráty) H [m]. Dále jsem vyplnila geodetickou výšku čerpadla, která činí $h = 2,55$ m (rozdíl hladiny vody v bazénu: kóta $\pm 0,000$ m , hladiny vody v akumulární nádrži $-1,75$ m a výšky využitelné vody v bazénu $0,80$ $m \rightarrow h = \pm 0,000 - 1,75 - 0,80 = -2,55$ m). Dalším krokem bylo zvolit typ zařízení, které nabízí buď: samostatné čerpadlo, několik samostatných čerpadel zapojených paralelně nebo několik samostatných čerpadel v řadě (sériové řazení). Při volbě paralelně řazených čerpadel, což odpovídá řešenému provozu, je nutné vybrat i konkrétní počet takto řazených čerpadel – v tomto případě 2 ks.

Po vyplnění provozních údajů následovalo vyplnění údajů o proudícím médiu. Zde jsem vyplnila typ proudící vody – voda koupelňová a její teplotu: $28,5^\circ C$ (což je

teplota odpovídající teplotě bazénové vody v řešeném dětském brouzdališti v době měření). Hustota a viskozita uvedené vody byla brána stejná, jako u výpočtu a zpracování naměřených hodnot ($\rho = 1 \text{ kg/dm}^3$ a $\nu = 1,005 \text{ mm}^2/\text{s}$).

Po zadání potřebných údajů mi program vykreslil charakteristické křivky nabízených typových řad čerpadel Herborner, které se nejvíce blížily mnou zadaným parametrům. Dle těchto křivek jsem mohla vybrat nejvhodnější řešení pro jednotlivé varianty, které nejvíce odpovídá zadaným požadavkům. Program také nabízel volbu řazení variant podle účinnosti a podle předpokládané spotřeby elektrické energie při vybraném výběru. Při variantním výběru řešení, byly zohledněny i tyto programem uvedené parametry.

Pro návrh řešení je důležité také připomenout, že vychází z naměřených a vyhodnocených dat, které byly zjištěny pro dlouhodobé nastavení provozu recirkulačního systému řešeného dětského brouzdaliště. Tím je například fakt, že se nepředpokládá manipulace s takto nastaveným systémem a s průtočným množstvím na by-passech.

Dále je třeba při návrhu zohlednit hydraulickou ztrátu na filtru. V rámci zanášení filtru při běžném provozu, je nutné předpokládat, že tato ztráta bude postupně stoupat až do doby, kdy bude filtr vyprán. Dle informací od provozovatele je filtr prán v pravidelných intervalech a zpravidla je před praním filtru dosahováno hydraulické ztráty cca 2,0 m v. sl. V době měření byly tyto ztráty zhruba 1,0 m. v. sl. V rámci zanášení filtru při běžném provozu, je důležité předpokládat, že tato ztráta bude stoupat. Během návrhu jednotlivých variant jsem se snažila tento fakt zohlednit, aby nemuselo docházet k příliš častému praní filtru. A tak dalšími z důležitých parametrů výběru nejvhodnější varianty bylo dodržení naměřené a vyhodnocené dopravní výšky $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$ (odpovídající hodnota pracovního bodu čerpadla) a také možnost dostatečného navýšení dopravní výšky při poklesu průtoku vlivem zanášení filtru. Proto jsem se při výběru vždy rozhodovala pro nejbližší výkonnější variantu čerpadla, které mi bude schopné dopravit požadovanou dopravní výšku H , popřípadě i s určitou rezervou.

9.1. VARIANTY

V návrhu řešení jsem si vybrala několik možností, které jsem následně mezi sebou porovnávala z hlediska denních provozních nákladů. Jak jsem již výše zmínila, program zobrazuje i předpokládanou spotřebu elektrické energie pro vybraný návrh. Tuto hodnotu jsem použila pro předběžný výpočet předpokládaných nákladů na provoz vybraných čerpadel. Zároveň jsem provedla zjednodušený odhad možné návratnosti investice do nového čerpadla, pokud by v některé z variant vyšlo, že pořízení nového čerpadla je vhodnějším řešením, než je současný provoz stávajících čerpadel. Ceny vybraných typů čerpadel, jsem získala z ceníku výrobce čerpadel Herborner [40].

Navržené varianty:

1. Možnost zachování stávajících čerpadel při běžných provozních podmínkách – střídavý provoz čerpadel
2. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – střídavý provoz čerpadel
3. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – souběh obou čerpadel
4. Návrh jednoho nového čerpadla s využitím jeho maximální účinnosti za dodržení požadovaného čerpaného množství
5. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) – střídavý provoz čerpadel
6. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) – souběh obou čerpadel

9.1.1. Varianta 1

Možnost zachování stávajících čerpadel při běžných provozních podmínkách – střídavý provoz čerpadel

První možností je možnost zachování stávajících čerpadel, která splňují hydraulické podmínky provozu a jsou schopna přečerpávat potřebné množství bazénové vody z dětského brouzdaliště za požadovaný čas a to i, dle výsledků z vyhodnocení naměřených dat, s určitou rezervou. Technický list stávajících čerpadel je uveden v příložené příloze (**Příloha č. 2**).

9.1.2. Varianta 2

Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – střídavý provoz čerpadel

Druhou možností je varianta návrhu dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel, která by byla provozována střídavě, jako je tomu v nynějším provozu. Zároveň by tato čerpadla čerpala stejný průtok se stejnou dopravní výškou, jako stávající čerpadla. Hodnoty průtočného množství a dopravní výšky, které jsem do zjednodušeného hledání vyplnila, odpovídaly pracovnímu bodu samostatně spuštěných stávajících čerpadel. Ten odpovídá průtoku $Q = 21,72 \text{ m}^3/\text{hod}$ a dopravní výšce $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$ (hodnoty pracovního bodu vznikly průměrem z měření samostatně spuštěného čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při 100% otevřeném uzávěru).

Po zadání hodnot do programu jsem z učiněné nabídky vybrala čerpadlo, které se nejvíce přibližovalo těmto hodnotám a nejvíce odpovídalo vlastnostem pracovního bodu stávajících samostatně spuštěných čerpadel. Vybrané čerpadlo a jeho charakteristiky, včetně jeho technických parametrů, jsou uvedeny v příloze (Příloha č. 3), kterou jsem získala exportem dat z použitého programu PAHN 3.

Typ čerpadla: 2x Herborner, 50-191/0114X-PM-W2-H s permanentním magnetem

Spotřeba elektrické energie: V tabulce pro spotřebu elektrické energie, zobrazenou ve výběru výpočetního programu, bylo uvedeno, že spotřeba elektrické energie u vybraného čerpadla, při navržené účinnosti, se předpokládá $0,874 \text{ kWh}$.

Cena investice: Podle ceníku výrobce čerpadel Herborner je cena navrženého čerpadla s permanentním magnetem $3089\text{€} + 641\text{€}$ (cena čerpadla + cena PM synchronního motoru). V této variantě by se musela pořídit dvě čerpadla pro jejich střídavý provoz. Celkem by tedy investice do této navržené varianty byla: 7460€ .

9.1.3. Varianta 3

Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – souběh obou čerpadel

Třetí z možností je varianta návrhu dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel, která by byla provozována současně, čili v souběhu. Zároveň by tato čerpadla, stejně jako v předchozí variantě 2, čerpala stejný průtok se stejnou dopravní výškou, jako čerpadla stávající. I v tomto případě hodnoty průtočného množství a dopravní

výšky, které jsem do zjednodušeného hledání vyplnila, odpovídaly pracovnímu bodu samostatně spuštěných stávajících čerpadel ($Q = 21,72 \text{ m}^3/\text{hod}$ $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$).

Pro vybrané čerpadlo, které se jevílo pro tuto variantu jako nejvhodnější, a které se svými vlastnostmi nejvíce blížilo vlastnostem stávajících čerpadel, jsem stáhla technický list, který je uveden v příloze (**Příloha č. 4**).

Typ čerpadla: 2x Herborner, F032-200A-0074P-W2B s permanentním magnetem

Spotřeba elektrické energie: Z tabulky pro spotřebu elektrické energie, zobrazenou ve výběru výpočetního programu, jsem vyčetla, že spotřeba elektrické energie u vybraného čerpadla, při navržené účinnosti a při souběhu dvou paralelně zapojených čerpadel, se předpokládá $1,073 \text{ kWh}$.

Cena investice: Podle ceníku výrobce čerpadel Herborner je cena tohoto čerpadla s permanentním magnetem $2981\text{€} + 740\text{€}$ (cena čerpadla + cena PM synchronního motoru). V této variantě by se musela pořídit dvě čerpadla pro jejich souběžný nepřetržitý provoz. Celkem by tedy investice do této navržené varianty byla: 7442€ .

9.1.4. Varianta 4

Návrh jednoho nového čerpadla s využitím jeho maximální účinnosti za dodržení požadovaného čerpaného množství

Další variantou, kterou jsem se zabývala, byl návrh čerpadla, které by pracovalo při své maximální účinnosti. Zároveň jsem se snažila dodržet požadavek, aby převedlo potřebné množství vody, tedy minimálně $19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$ tak, aby byla splněna podmínka *Vyhlášky č. 238/2011 Sb.*, že celkové množství bazénové vody v dětském brouzdališti má být systémem vyměněno alespoň $1x$ za 1 hodinu a aby zároveň dodrželo dopravní výšku $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$

V porovnání variant, které mi nabídl výpočetní program a ve kterém jsem se řídila řazením podle účinnosti a zároveň podle předpokládaných nákladů na energii, mi vyšlo, že při své maximální účinnosti by dané variantě nejlépe vyhovovalo čerpadlo, které by celkový objem bazénové vody vyměnilo za požadovaný čas téměř $1,5x$. Technický list s jeho parametry je uveden v příloze (**Příloha č. 5**).

Typ čerpadla: 1x Herborner, X050-190A-0154P-W2B-H s permanentním magnetem

Spotřeba elektrické energie: Z tabulky pro spotřebu elektrické energie, zobrazenou ve výběru výpočetního programu, jsem vyčetla, že spotřeba elektrické energie u vybraného čerpadla, při využití jeho maximální účinnosti, se předpokládá $1,152 \text{ kWh}$.

Cena investice: Podle ceníku výrobce čerpadel Herborner je cena tohoto čerpadla s permanentním magnetem $4168\text{€} + 909\text{€}$ (cena čerpadla + cena PM synchronního motoru). V této variantě se jedná o návrh jednoho čerpadla s nepřetržitým provozem. Celkem by tedy investice do této navržené varianty byla: 5077€ .

9.1.5. Varianta 5

Návrh dvou totožných nových paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) – střídavý provoz čerpadel

Předposlední možné řešení, které jsem vzala v úvahu, je možnost návrhu dvou nových totožných čerpadel, která by byla zapojena paralelně, a jejich provoz by byl střídavý, jako je tomu u stávající varianty, a zároveň která by byla navržena na minimální požadovaný průtok, který je třeba dopravit recirkulačním systémem alespoň 1x za hodinu (dle *Vyhlášky č. 238/2011 Sb.*), tedy na $Q_{min} = 19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$ a na dopravní výšku minimálně $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$, kterou jsem v provozu, za dlouhodobě nastavených podmínek recirkulačního systému, naměřila a vyhodnotila. Tedy taková varianta, která by se podobala té stávající, akorát s tím rozdílem, že by bylo optimalizované $Q [\text{m}^3/\text{hod}]$ pro minimální požadované průtočné množství.

V této variantě jsem vybrala čerpadlo, které se mi svými parametry nejvíce blížilo tomuto zadání a které mělo ideálně co nejnížší předpokládanou spotřebu elektrické energie. Bližší údaje k tomuto čerpadlu jsou uvedeny v příloze (**Příloha č. 6**).

Typ čerpadla: 2x Herborner, 40-221/0114X-PM-W2-H s permanentním magnetem

Spotřeba elektrické energie: V tabulce pro spotřebu elektrické energie, která se dá ve výběru výpočetního programu zobrazit, bylo uvedeno, že spotřeba elektrické energie u vybraného čerpadla, při využití příslušné účinnosti u dané varianty střídavě spuštěného samostatného čerpadla, se předpokládá $0,942 \text{ kWh}$.

Cena investice: Podle ceníku výrobce čerpadel Herborner je cena tohoto čerpadla s permanentním magnetem $3156\text{€} + 641\text{€}$ (cena čerpadla + cena PM synchronního

motoru). V této variantě by se musela pořídit dvě čerpadla pro jejich střídavý provoz. Celkem by tedy investice do této navržené varianty byla: 7594€.

9.1.6. Varianta 6

Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství (19,0m³/hod) – souběh obou čerpadel

Poslední možností, kterou jsem v návrhu řešení uvažovala, se podobá výše uvedené páté variantě, akorát s tím rozdílem, že by nešlo o střídavý provoz čerpadel, ale o jejich souběh. Jde o návrh dvou totožných paralelně zapojených čerpadel, která by byla pracovala společně a dopravovala by minimální požadované celkové množství bazénové vody (dle výše zmíněné *Vyhlášky*), tedy $Q_{min} = 19 \text{ m}^3/\text{hod}$ a to zároveň tak, aby byla dodržena zjištěná dopravní výška alespoň $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$

Jako v předchozích variantách, jsem vybrala takové čerpadlo, které splňovalo podmínky tohoto návrhu a které se z hlediska účinnosti a spotřeby elektrické energie, jevílo jako ideálním řešením. Veškeré informace o vybraném čerpadle, které mi poskytl výpočetní program PAHN 3, jsou uvedeny v příloze v jeho technickém listu (**Příloha č. 7**).

Typ čerpadla: 2x Herborner, F032-200A-0074P-W2B s permanentním magnetem

Spotřeba elektrické energie: V tabulce pro spotřebu elektrické energie, která se dá ve výběru výpočetního programu zobrazit, bylo uvedeno, že spotřeba elektrické energie u vybraného čerpadla, při využití příslušné účinnosti u dané variant, kde by se jednalo o souběh a nepřetržitý provoz obou čerpadel současně, se předpokládá 1,072 kWh.

Cena investice: Podle ceníku výrobce čerpadel Herborner je cena tohoto čerpadla s permanentním magnetem 2981€ + 740€ (cena čerpadla + cena PM synchronního motoru). V této variantě by se musela pořídit dvě čerpadla pro jejich souběžný nepřetržitý provoz. Celkem by tedy investice do této navržené varianty byla: 7442€.

9.2. SHRNUÍ

Pro řešený recirkulační systém dětského brouzdaliště jsem navrhla celkem 6 možných variant provozu čerpadel.

Navržené varianty:

1. Možnost zachování stávajících čerpadel při běžných provozních podmínkách – střídavý provoz čerpadel

PRAKTICKÁ ČÁST

2. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – střídavý provoz čerpadel
3. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s charakteristikami stávajících čerpadel – souběh obou čerpadel
4. Návrh jednoho nového čerpadla s využitím jeho maximální účinnosti za dodržení požadovaného čerpaného množství
5. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) – střídavý provoz čerpadel
6. Návrh dvou nových totožných paralelně zapojených čerpadel s optimalizací požadovaného čerpaného množství ($19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) – souběh obou čerpadel

Vybraná čerpadla pro jednotlivé varianty, včetně jejich navržených vlastností s předpokládanou spotřebou elektrické energie, jsem uvedla do následující tabulky (Tab. 24). U varianty č. 1 jsem uvedla průměrnou spotřebu elektrické energie zjištěnou z naměřených a zpracovaných dat pro obě stávající čerpadla, takže jsem do tabulky uvedla i jejich průměrnou denní spotřebu elektrické energie. Aktuální průměrnou cenu za 1 kWh jsem brala částku 4,34 Kč (ke dni 9. 12. 2019 je tato cena za 1 kWh elektřiny 4,34 Kč [39]).

U varianty 3 a 6 mi vyšla jako nejvýhodnější možnost čerpadlo Herborner stejného typu. U ostatních variant jsou vybrána jiná čerpadla Herborner, která se zdála být pro daný návrh nejvýhodnější. Podle technického listu vybraných čerpadel, se u všech předpokládá využívání permanentního magnetu.

Tab. 24 Navržená čerpadla pro jednotlivé varianty řešení

VAR.	ZNAČKA čerpadla	TYP čerpadla	Q	H	$\eta_{\text{návrh}}$	η_{MAX}	E	NÁKLADY - předpoklad
			[m^3/hod]	[m]	[%]	[%]	[kWh]	[Kč/den]
1	Agonaut	AV250-3DN-S	21.72	9.44	34.0	-	1.615	168.0
2	Herborner	50-191/0114X-PM-W2-H	21.70	9.46	70.7	71.9	0.873	90.9
3		F032-200A-0074P-W2B	2 x 11.25	9.93	62.4	65.2	1.073	111.8
4		X050-190A-0154P-W2B-H	27.30	10.60	76.6	76.6	1.152	120.0
5		40-221/0114X-PM-W2-H	19.70	9.98	63.2	66.1	0.942	98.1
6		F032-200A-0074P-W2B	2 x 10.00	10.20	59.9	65.2	1.021	106.3

Z uvedené tabulky (Tab. 24) je možné vyčíst, že všechny navržené varianty, mají při daném návrhu vyšší účinnost čerpadel, než je tomu u varianty stávající (varianta 1).

Současně lze říci, že čerpadla u všech navržených možností se se svou účinností blíží svému maximu, akorát varianta 4 je navržena tak, aby byla využívána maximální účinnost čerpadla.

Aby se dalo rozhodnout o nejlepším možném řešení, je třeba zohlednit i pořizovací cenu navržených čerpadel a možnou dobu návratnosti. Také je třeba se zamyslet, které varianty jsou z dlouhodobého hlediska udržitelné a dlouhodobě výhodné. Ve výše zobrazené tabulce je vidět, že všechny uvedené možnosti jsou ekonomicky výhodnější, než je tomu u varianty 1, která počítá s využitím stávajících čerpadel při současném střídavém provozu. Také je patrné, že spotřeba elektrické energie je u daných návrhů řešení, oproti stávajícímu stavu, nižší a pohybuje se od 0,87 kWh do 1,15 kWh. S tím jsou spojené i nižší denní provozní náklady, které se pohybují od 91 Kč/den do 120 Kč/den.

Tímto se tedy potvrdilo, že současná varianta, která se v provozu recirkulačního systému řešeného dětského brouzdaliště vyskytuje, je nevhodná a daný recirkulační systém lze provozovat úsporněji. V navržených variantách se tato úspora pohybuje od 48 Kč do 77 Kč za den.

9.3. VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍ VARIANTY

Abych vybrala variantu, která se pro řešený bazénový provoz jeví jako nejvhodnější, porovnávala jsem cenu investice do nových navržených čerpadel pro jednotlivé varianty a jejich předpokládanou spotřebu elektrické energie a zjednodušeně jsem tak odhadla i možnou dobu návratnosti.

Do níže přiložené tabulky (Tab. 25) jsem shrnula pořizovací ceny čerpadel jednotlivých navržených variant. U všech variant, kromě varianty 4, je třeba pořídit dvě totožná čerpadla (předpokládají se dvě paralelně zapojená čerpadla, která budou buď ve střídavém provozu, nebo v souběhu). V tabulce jsem uvedla cenu samotného čerpadla, cenu za permanentní magnet, která se odvíjí dle jmenovitého výkonu uvedeného v technickém listu pro navržená čerpadla, a cenu celkovou. Ceny jsem převzala z ceníku výrobce čerpadel Herborner [40]. Tyto ceny byly uvedeny v eurech (€). Pro přepočítání na české koruny jsem využila aktuální směnný kurz podle ČNB ke dni 22. 12. 2019, kde bylo uvedeno, že $1 \text{ €} = 25,44 \text{ Kč}$ [41].

PRAKTICKÁ ČÁST

Tab. 25 Cena investice do nových čerpadel pro jednotlivé navržené varianty

VAR.	cena čerpadla €	permanentní magnet €	cena celkem €	investice celkem Kč
1	-	-	-	-
2	2 x 3089	2 x 641	7460	189782.40
3	2 x 2981	2 x 740	7442	189324.48
4	4168	909	5077	129158.88
5	2 x 3156	2 x 641	7594	193191.36
6	2 x 2981	2 x 740	7442	189324.48

Podle ceny investice se jeví nejpříjemněji varianta 4, u které je navrženo jedno samostatně jdoucí čerpadlo, které pracuje při své maximální účinnosti.

K tomu, abych rozhodla o nejhodnější navržené variantě, jsem do následující tabulky (Tab. 26) shrnula předpokládané denní a roční náklady, úsporu oproti stávající variantě a možnou zjednodušenou návratnost investice. Dobu návratnosti jsem vypočetla zvlášť pro každou variantu a to pouze z úspor provozních nákladů, čili pouze z předpokládané spotřeby elektrické energie. Ve výpočtu jsem neuvažovala další provozní náklady, ani jiné možné investice při provozu čerpadel během jejich životnosti (např. výměna součástí či oprava čerpadla, vliv běžného opotřebení čerpadla nebo jiné investice do jeho údržby), protože ekonomické posouzení návrhu nebylo, s ohledem na rozsah mé závěrečné práce, jejím předmětem. V případě finálního výběru by bylo vhodné tento výpočet doplnit. Lze využít výpočet podle přiložené přílohy (**Příloha č. 8**).

Mnou spočítaná návratnost byla vztažena k současně využívané variantě a vypočetla jsem jí jako podíl investice do každé nově navržené varianty a její příslušné úspoře oproti současně využívané variantě (varianta 1).

Tab. 26 Náklady, úspory a předpokládaná zjednodušená doba návratnosti

VAR.	investice celkem [Kč]	spotřeba el. energie [kWh]	denní náklady [Kč/den]	úspora oproti variantě 1 [Kč/den]	roční náklady [Kč/rok]	úspora oproti variantě 1 [Kč/rok]	možná doba návratnosti (zjednodušeně) [rok]
1	-	1.615	168.22	-	61399.72	-	-
2	189782.40	0.873	90.93	77.29	33190.06	28209.65	6.7
3	189324.48	1.073	111.76	56.45	40793.74	20605.97	9.2
4	129158.88	1.152	119.99	48.23	43797.20	17602.52	7.3
5	193191.36	0.9416	98.08	70.14	35798.13	25601.59	7.5
6	189324.48	1.021	106.35	61.87	38816.79	22582.93	8.4

U stávající varianty se potvrdilo, že jde o ne hospodárný provoz. Z uvedených hodnot lze vyčíst, že z celkového pohledu jsou finančně nejvýhodnější možnosti dvou paralelně zapojených čerpadel ve střídavém provozu (varianta 2 a 5), které mají nejnižší provozní náklady.

Variantou 3 a 6 se tedy nebudu dále zabývat, i když zde nejsou nejvyšší ani pořizovací ani provozní náklady, vychází poměr investičních nákladů a úspor při provozu u těchto dvou variant, jako nejméně příznivý – mnou určená doba návratnosti vychází právě u těchto dvou návrhů jako nejvyšší.

U varianty 4, která se dle investičních nákladů jeví jako nejvýhodnější, vychází, že má z nově navržených možností nejvyšší provozní náklady, to by bylo z hlediska dlouhodobého provozu neúsporné, protože má nejnižší roční úspory oproti stávající variantě a to i přes to, že se s dobou návratnosti řadí na druhou pozici. Variantu 4 jsem tedy také vyloučila.

9.3.1. Posouzení vybraných variant

Podle zjištěných investičních a provozních nákladů a následně předpokládané doby návratnosti, jsem se rozhodla dále zhodnotit už jen variantu 2 a 5, pro které jsou zjištěné výsledky nejpříznivější. Navíc mají řešení 2 a 5 nejvyšší jak denní, tak i roční provozní úspory oproti nynějšímu provozu.

Hodnocení z hlediska hospodárnosti

U návrhu č. 2 jsou předpokládané nejnižší provozní náklady, proto dojde k návratnosti investice v nejkratší době a to za 6,7 let. U návrhu řešení č. 5, i když jde z hlediska pořizovací ceny o nejnákladnější variantu, se předpokládá návratnost investice za 7,5 let, což je dle výše uvedené tabulky (Tab. 26) třetí nejnižší doba. Její provozní náklady jsou druhé nejnižší (za variantou 2). Tyto dvě varianty považuji za nejlepší volbu pro dlouhodobý provoz řešeného recirkulačního systému z ekonomického hlediska. Jejich provozní náklady jsou nejnižší a z hlediska dlouhodobého provozu se jedná o neúspornější varianty. Navíc jde o varianty se střídavým provozem čerpadel, kdy jsou hydraulické vlastnosti navrženy na jedno čerpadlo a střídáním jejich provozu se bude šetřit jejich životnost, která se tak bude prodlužovat.

Hospodárnější z vybraných variant je varianta 2, při které se ušetří na denním provozu 7,15 Kč (2608,06 Kč/rok) oproti druhé vybrané variantě 5.

Hodnocení z hlediska hydraulických vlastností

Při měření a zpracování naměřených dat, jsem došla k hodnotám pracovního bodu samostatně spuštěného stávajícího čerpadla. Tyto hodnoty pracovního bodu samostatně spuštěného stávajícího čerpadla $Q = 21,72 \text{ m}^3/\text{hod}$ a $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$, byly zjištěny při stávajících provozních podmínkách, které jsou v měřeném recirkulačním systému řešeného dětského brouzdaliště dlouhodobě nastaveny. Na tyto hodnoty pracovního bodu jsem navrhla variantu 2. Variantu 5 jsem navrhla na průtok, který odpovídá minimálnímu požadovanému průtoku $Q_{min} = 19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$ (dle podmínek Vyhlášky č. 238/2011 Sb.) a na dopravní výšku $H = 9,44 \text{ m v. sl.}$, kterou jsem převzala ze zjištěného pracovního bodu samostatně spuštěného čerpadla. Jako u všech navržených variant jsem i u této varianty vybrala čerpadlo s co možná nejnižším příkonem, ale takové, které je schopno zajistit požadovaný pracovní bod čerpání.

Obě varianty se se svým návrhem pohybují na straně bezpečnosti, protože jsou schopny převést vyhláškou potřebné minimální množství bazénové vody za požadovaný čas a to i s patrnou rezervou.

Rozhodující tak jsou, mezi těmito navrženými variantami, hydraulické vlastnosti daného navrženého čerpadla, protože během provozu bude docházet k zanášení filtru a tím i ke snížení tlaku a následně i průtočného množství bazénové vody recirkulačním systémem (maximálně však do hodnoty $19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$) a tak bude docházet k růstu ztrátové výšky na filtru.

Při měření byla aktuální ztráta na filtru cca $1,0 \text{ m v. sl.}$ Tato ztráta, může dle informací od provozovatele v provozu dosahovat až dvojnásobku, tedy cca $2,0 \text{ m s. sl.}$ Je třeba tento fakt vzít při konečném rozhodování v úvahu.

Podle charakteristických křivek čerpadla, které jsou uvedeny v technickém listu pro variantu 2 (**Příloha č. 3**) by, se vzrůstající ztrátou a při snižování průtoku (maximálně však do hodnoty $19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$), klesala účinnost čerpadla. Z tohoto důvodu lze předpokládat jisté zvýšení spotřeby elektrické energie. Při poklesu průtoku na minimální požadované množství $Q_{min} = 19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$, se dopravní výška dostane na hodnotu cca $H = 9,8 \text{ m v. sl.}$ V tuto chvíli by musela být do provozu spuštěna obě čerpadla (zvýšení provozních nákladů) nebo by muselo dojít k praní filtru (zvýšení

provozních nákladů). Protože je výška $H = 9,8 \text{ m v. sl.}$ poměrně nízká, lze počítat s častějším praním filtru a tak i se zvýšením provozních nákladů.

V technickém listu u varianty 5 (**Příloha č. 6**), kde jsou uvedeny charakteristické křivky pro navržené čerpadlo, by se vzrůstající ztrátou a při snižování průtoku (maximálně však do minimální požadované hodnoty $19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$), docházelo ke zvyšování účinnosti čerpadla, lze tak předpokládat, že by v tomto případě nedocházelo k navyšování nákladů na spotřebu elektrické energie. Zároveň při poklesu průtoku na $Q_{\min} = 19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$, by se ztrátová výška dostala na hodnotu cca $H = 10,3 \text{ m v. sl.}$ Pak by musela přijít do provozu obě čerpadla, nebo by muselo dojít k praní filtru (oboje vede ke zvýšení provozních nákladů).

Z uvedených vlastností pro varianty 2 a 5 se jeví jako hydraulicky přijatelnější varianta 5, u které podle charakteristických křivek navrženého čerpadla, dochází při nárůstu ztrát na filtru k menšímu snižování průtoku a ke zvyšování účinnosti. Q-H křivka čerpadla u varianty 5 má příznivější tvar, je strmější. Navíc, oproti variantě 2, dosahuje dopravní výška navrženého čerpadla pro tuto variantu vyšší hodnoty a tím poskytuje i vyšší rezervu v případě zanášení filtru při běžném provozu. Tím lze předpokládat delší časové prodlevy mezi jednotlivými praními filtru nebo potřebě uvést do provozu obě čerpadla najednou.

Porovnání důležitých údajů pro dvě vybrané varianty jsem uvedla do následující tabulky (**Tab. 27**):

Tab. 27 Porovnání důležitých údajů pro dvě vybrané varianty

VYBRANÁ VARIANTA	2	5				
$Q_{\text{návrh}}$ [m^3/hod]	21.70	19.70				
$H_{\text{návrh}}$ [m]	9.46	9.98				
Q_{min} [m^3/hod]	19.00	19.00	ROZDÍL			
$H_{Q_{\text{min}}}$ [m]	9.80	10.30				
spotřeba el. energie [kWh]	0.87	0.94				
pořizovací cena [Kč]	189782.40	193191.36			3408.96	VAR. 5 > VAR. 2
denní náklady [Kč/den]	90.93	98.08			7.15	VAR. 5 > VAR. 2
roční náklady [Kč/rok]	33190.06	35798.13	2608.06	VAR. 5 > VAR. 2		
úspora oproti variantě 1 [Kč/den]	77.29	70.14	7.15	VAR. 5 < VAR. 2		
úspora oproti variantě 1 [Kč/rok]	28209.65	25601.59	2608.06	VAR. 5 < VAR. 2		
doba návratnosti [rok]	6.7	7.5	0.82	VAR. 5 > VAR. 2		

10. ZÁVĚR

Dle zadání je diplomová práce zaměřena na problematiku recirkulačních systémů úpravy bazénové vody. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část.

Teoretická část se zabývá problematikou lázeňství se zaměřením na složení a popis jednotlivých částí recirkulačního systému pro úpravu bazénové vody. Podrobněji se teoretická část zabývá hydraulikou tlakového proudění vody v potrubí, stanovením pracovního bodu a návrhem čerpadel. Součástí teoretické části je také popis použité měřicí techniky pro experimentální hodnocení provozních charakteristik výtlačných systémů.

Praktická část se zabývá posouzením vybraného recirkulačního systému pro úpravu bazénových vod dětského brouzdaliště. Jsou v ní představeny provozní podmínky a využívaná bazénová technologie. Dále je zde popsána použitá měřicí aparatura a postup vlastního měření. V praktické části jsou také uvedena naměřená data, která byla zpracována a následně vyhodnocena včetně provedené diskuze výsledků. Předmětem měření byla především stávající čerpadla, kdy účelem měření a vyhodnocení naměřených dat bylo zjištění provozních charakteristik těchto čerpadel. Součástí vyhodnocení současného stavu provozních podmínek je i vyhodnocení spotřeby elektrické energie stávajících čerpadel.

V řešeném bazénovém recirkulačním systému, jsou v současné době využívána dvě totožná paralelně zapojená čerpadla, která se při provozu střídají. Měřením jednotlivých parametrů (tlak, průtok a celkový výkon) a zpracováním naměřených dat jsem zjistila, že obě samostatně spuštěná čerpadla splňují hydraulické požadavky, které jsou na řešený bazénový provoz kladeny. Po zjištění charakteristických křivek obou čerpadel, jsem provedla jejich srovnání a vyšlo mi, že obě čerpadla mají téměř shodné vlastnosti. Jejich Q-H křivky navíc přibližně shodně kopírují Q-H křivku, kterou uvádí výrobce.

Vyhodnocením účinnosti stávajících čerpadel a dat o spotřebě elektrické energie, které jsem měla k dispozici od provozovatele řešeného bazénového provozu, jsem zjistila, že problémem tohoto recirkulačního systému je nízká účinnost současných čerpadel. Ta vede ke zbytečně vysokým provozním nákladům.

Z důvodu nehospodárnosti právě využívaných čerpadel v řešeném provozu, jsem navrhla celkem 6 možných variant řešení (uvažuji i možnost zachování stávajících

čerpadel), ze kterých jsem nakonec vybrala dvě, které se mi jevily pro daný provoz z dlouhodobého hlediska jako nejpříznivější. Ve všech nově navržených variantách (varianty 2-6) byla navržena čerpadla, která by pracovala s vyšší účinností, s nižší spotřebou elektrické energie a tím pádem i s nižšími provozními náklady. Lze proto všechny varianty označit za vhodnější, než je varianta 1, která navrhuje zachování stávajících čerpadel v nynějším provozu. Z tohoto důvodu navrhuji zvážit možnost investice do nových čerpadel, která by byla účinnější, měla by nižší spotřebu elektrické energie a tím pádem by byly oproti stávající variantě i nižší náklady na jejich dlouhodobý provoz.

Mezi nejvhodněji varianty se dostala varianta 2 a varianta 5, které se mi zdály, vzhledem k jejich provozním podmínkám, nejpříjemnější (měly nejnižší provozní náklady a tím byla jejich úspora oproti stávající variantě nejvyšší). Jde o varianty, které by, stejně jako současná varianta, využívaly střídavý provoz paralelně zapojených čerpadel. Tento typ provozu hodnotím kladně, protože jím lze předpokládat navyšování životnosti obou čerpadel. Po zvážení všech okolností jednotlivých variant jsem se rozhodla pro řešení dané situace variantou 5. Ta je navržena na optimalizovaný průtok, který přibližně odpovídá minimálnímu požadovanému průtoku, který odpovídá celkovému objemu bazénové vody v dětském brouzdališti, v tomto případě $Q_{min} = 19,0 \text{ m}^3/\text{hod}$ a který musí být alespoň 1x za hodinu dopraven celým recirkulačním systémem, jak stanovuje *Vyhláška č. 238/2011 Sb.* Navrhuji tedy výměnu stávajících čerpadel dvěma čerpadly Herborner 40-221/0114X-PM-W2-H s dobou návratnosti 7,5 roku.

Na úplný závěr mé práce bych ráda zmínila, že na základě naměřených dat a posouzení vybraného recirkulačního systému je patrné, že při návrhu recirkulačních systémů je nutné věnovat pozornost podrobnému výpočtu návrhových parametrů recirkulačního systému a následně, na základě těchto dat, věnovat velkou pozornost návrhu čerpadel a to nejen z hydraulického hlediska, ale především z hlediska jejich účinnosti a následných provozních nákladů. Návrh čerpadel je pak vhodné prověřit jak ihned při prvním zprovoznění celého recirkulačního systému, tak poté provozní charakteristiky čerpadel ověřovat v pravidelných intervalech. K tomuto účelu by již v samotném návrhu každého recirkulačního systému mělo být pamatováno na instalaci míst pro možnost připojení měřící techniky.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠŤASTNÝ B., Stavba a provoz bazénů, Praha ABF, 2006, ISBN: 80-86165-56-6
- [2] PIVODA B., SVOBODA F., Balneotechnika, Brno, ES VUT, 1984, 325 st.
- [3] KRAJSKÁ HYGIENICKÁ STANICE MORAVSKOSLEZSKÉHO KRAJE se sídlem v Ostravě, [online]. [cit 5. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://www.khsova.cz/homepage/detail-aktuality/9?setpage=216&lastpage=2016>>
- [4] Ing. ŠMÍD M., Bazénové technologie pro koupaliště, hotelové bazény a lázeňské prostory, [online]. [cit. 6. 10. 2019], Dostupný z WWW: <http://www.aprcz.cz/pages/osveta/technologie/bazenove_technologie.pdf>
- [5] ŠŤASTNÝ B. Vliv výměnného systému bazénu na kvalitu bazénové vody, [online], [cit. 13. 11. 2019], Dostupný z WWW: <http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/file/seminare/2011-02-02/prezentace/22_Stastny.pdf>
- [6] PARKER HANNIFIN SALES CEE s.r.o., Hydraulická čerpadla, [online], [cit. 6. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicka-cerpadla/>>
- [7] MELICHAR J., Úvod do čerpací techniky, PRAHA ČVUT, 2012 ISBN 978-80-01-05056-9
- [8] DRUHY ČERPADEL, Druhy a rozdělení čerpadel, [online]. [cit. 9. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://druhy-cerpadel.cz/>>
- [9] SCHWARZ B., HERBORNER PUMPENTECHNIK, Durch den einsatz modern pumpentechnologie energie und kosten sparen, 01/01/2000, [online], [cit 28. 12. 2019], Dostupný z WWW: <<https://docplayer.org/56954978-Durch-den-einsatz-moderner-pumpentechnologie-energie-und-kosten-sparen.html>>
- [10] ELEKTRO, Odborný časopis pro elektrotechniku, Vydání č. 3, Březen 2011, str. 36 a 37
- [11] G. HOLUB, Nové třídy asynchronních motorů, [online]. [cit. 5. 12. 2019], Dostupný z WWW: <<http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/43677.pdf>>

- [12] TRADE MEEDIA INTERNATIONAL, s.r.o., ŘÍZENÍ A ÚDRŽBA průmyslového podniku, Inteligentní řízení čerpadel za pomoci frekvenčních měničů ABB, [online]. [cit. 20. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://udrzbapodniku.cz/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/inteligentni-rizeni-cerpadel-za-pomoci-frekvencnich-menicu-abb/>>
- [13] D2DRIVES, s.r.o., Frekvenční měniče a vše o nich, [online]. [cit. 20. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.elektromotory.cz/frekvencni-menice-proc-a-jak>>
- [14] MOTORY S PERMANENTNÍMI MAGNETY, [online]. [cit. 5. 12. 2019], Dostupný z WWW: <http://motor.feld.cvut.cz/sites/default/files/predmety/A1M14PO2/Prednaska_6_Spec_pohony.pdf>
- [15] Bc. KRAJÁNEK V., Návrh synchronního motoru s permanentními magnety pro pohon elektromobilu, [online]. [cit. 5. 12. 2019], Dostupný z WWW: <https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/22898/1/Diplomova%20prace_Vladimir%20Krajanek.pdf>
- [16] Ing. ŽABIČKA Z., Bazény a vše kolem stavby bazénů, Chemická úprava vody, [online]. [cit. 10. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://bazeny.wikina.cz/uprava-vody/chemicka-uprava-vody/>>
- [17] VYHLÁŠKA č. 238/2011 Sb., O stanovení hygienických požadavků na koupaliště, sauny a hygienické limity písku v pískovištích venkovních hracích ploch
- [18] ČESKÁ PYLOVÁ INFORMAČNÍ SLUŽBA, Chloraminy v bazénech mohou dráždit průdušky i kůži, [online]. [cit. 10. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://www.pylovasluzba.cz/novinky/chloraminy-v-bazenech-mohou-drazdit-prudusky-i-kuzi-166>>
- [19] WIKISKRIPTA, Rovnice kontinuity, [online]. [cit. 13. 10. 2019], Dostupný z WWW: <https://www.wikiskripta.eu/w/Rovnice_kontinuity>
- [20] Doc. Ing. KOLÁŘ V. CSc., Prof. Ing. Dr. PATOČKA C., Doc. Ing. BÉM J. CSc., Hydraulika, Praha 1983, STNL, Typové číslo L17-C3-V-41/78 115, Vydání 1., 480. str.

- [21] WIKIPEDIE, Bernoulliho rovnice, [online]. [cit. 13. 10. 2019], Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Bernoulliho_rovnice>
- [22] ČVUT FAKULTA STAVEBNÍ KATEDRA HYDRAULIKY A HYDROLOGIE, Výběr potřebných tabulek a grafů ke stažení, [online]. [cit. 19. 10. 2019], Dostupný z WWW: <http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/cviceni/TABULKY_HY2V.pdf>
- [23] HOLEČEK O., SCHREIBEROVÁ L., NEVORAL V., Ztráty tlaku při proudění tekutin v přímém potrubí a v místních odporech, [online]. [cit. 19. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/labchi/H.pdf>>
- [24] iPOTRUBÍ, Místní tlakové ztráty, [online]. [cit. 19. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>>
- [25] Ing. HODBOŤ J., TZB-info, obod Vytápění, Ing. HRDLIČKA L., Regulační charakteristiky čerpadel až po kvadratickou „Eco-Mode“, [online]. [cit. 27. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/17756-regulacni-charakteristiky-cerpadel-az-po-kvadratickou-eco-mode>>
- [26] KONEČNÁ K., DIPLOMOVÁ PRÁCE, Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla, [online]. [cit. 27. 10. 2019], Dostupný z WWW: <https://www.vutbr/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6696>
- [27] ENGGCYCLOPEDIA, Net Positive Suction Head definition – NPSH for pumps, [online]. [cit. 27. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.enggcyclopedia.com/2011/07/net-positive-suction-head-npsh-pumps/>>
- [28] WIKIPEDIA, Net positive suction head, [online]. [cit. 27. 10. 2019], Dostupný z WWW: <https://en.m.wikipedia.org/wiki/Net_positive_suction_head>
- [29] GRUNDFOS SALES, s.r.o., What is cavitation, [online]. [cit. 28. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://cz.grundfos.com/servis-a-podpora-support-contact/faq/what-is-cavitation.html>>
- [30] NECHLEBA M., HUŠEK J., Hydraulické stroje, Praha, SNTL 1966, Vydání 1.

- [31] Měření průtoku a proteklého množství, [online]. [cit. 28. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://uprt.vscht.cz/ucebnice/mrt/F4/F4k45-prut.htm#k45>>
- [32] HOLYSZEWSKY M., Enbra, a.s., Vodoměry - Základní požadavky pro instalaci, Pomůcka k projekčním podkladům, [online]. [cit. 12. 11. 2019], Dostupný z WWW: <https://www.enbra.cz/data/file/6/616-28_100_209314.pdf>
- [33] WIKIPEDIE, Vodoměry, [online]. [cit. 12. 11. 2019], Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Vodom%C4%9Br#Rozd%C4%9Blen%C3%AD_podle_konstrukce>
- [34] MERATEX, s.r.o., Digitální manometry, [online]. [cit. 28. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<http://www.meratex.cz/digitalni-manometry>>
- [35] BLUE PANTHER, s.r.o., Analyzátoři výkonu a kvality energie, Co je Analyzátoř výkonu (energie)?, [online]. [cit. 28. 10. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.corsopodlipami.cz/C/Users/analyzatory-kvality-energie>>
- [36] CODE, s. r. o., Rekonstrukce plaveckého areálu SO 01 – Hlavní budova, Architektonické a stavebně technické řešení, Půdorys 1. NP, Datum 09/2009
- [37] CODE, s. r. o., Rekonstrukce plaveckého areálu SO 01 – Hlavní budova, Architektonické a stavebně technické řešení, Půdorys 1. PP, Datum 09/2009
- [38] JANSEN, Argonaut Pump, [online]. [cit. 7. 12. 2018], Dostupný z WWW: <https://www.pompentechnik.nl/wp-content/uploads/2015/07/965_Leaflet-A-EN_Argonaut-jwr.pdf>
- [39] ENERGIE 123, [online]. [cit. 9. 12. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.energie123.cz/elektrina/ceny-elektricke-energie/cena-1-kwh/>>
- [40] HERBORNER PUMPENTECHNIK, Downloads, Price list 01.2019, [online], [cit. 22. 12. 2019] Dostupný z WWW: <<https://www.herborner-pumpen.de/en/services/downloads/preislisten/>>
- [41] KURZ EURA, [online], [cit. 22. 12. 2019], Dostupný z WWW: <<https://www.kurzy.cz/kurzy-men/nejlepsi-kurzy/EUR-euro/>>

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Carracalovy lázně v Římě, půdorys původního uspořádání	4
Obr. 2 Carracalovy lázně v Římě, dnešní podoba	4
Obr. 3 Léčebné lázně v Mariánských lázních	5
Obr. 4 Léčebné a jeskynní lázně Miskolc v Maďarsku	5
Obr. 5 Ilustrační obrázek soukromého bazénu se zastřešením	6
Obr. 6 Jezero Konětopy, přírodní koupaliště	7
Obr. 7 Krytý bazén Valašské Meziříčí.....	7
Obr. 8 Krytý bazén Valašské Meziříčí.....	8
Obr. 9 Venkovní bazén, Tyršovo koupaliště	8
Obr. 10 Krytý bazén, Aquapark Čestlice, Zábavný bazén.....	8
Obr. 11 Schéma recirkulačního systému [4].....	10
Obr. 12 Horizontální hydraulický systém ve veřejném bazéně [5]	12
Obr. 13 Vertikální hydraulický systém ve veřejném bazéně [5]	13
Obr. 14 Zapojení a umístění bazénových čerpadel [4]	15
Obr. 15 Graf porovnání účinností asynchronních motorů [9].....	17
Obr. 16 Pískový filtr [4].....	21
Obr. 17 Tepelný trubkový výměník [4]	21
Obr. 18 Kontinuita pro dva libovolné body v potrubí s proměnným kruhovým průřezem [19].....	25
Obr. 19 Kontinuita průtoku pro dva libovolné body v potrubí s proměnným kruhovým průřezem [20]	26
Obr. 20 Schéma k odvození Bernoulliho rovnice [21]	28
Obr. 21 Schéma Bernoulliho rovnice ve výškovém tvaru s hydraulickým odporem [21].....	29
Obr. 22 Vybrané vzorce pro výpočet součinitele ztrát třením [22]	32
Obr. 23 Moodyho diagram pro určení součinitele ztrát třením [22].....	32
Obr. 24 Charakteristická křivka potrubí	35
Obr. 25 Charakteristická křivka čerpadla	36
Obr. 26 Schéma sériově zapojených čerpadel [26].....	36
Obr. 27 Schéma paralelně zapojených čerpadel [26].....	37
Obr. 28 Pracovní bod čerpadla [25].....	37

Obr. 29 Charakteristická křivka příkonu čerpadla	38
Obr. 30 Účinnost čerpadla [26].....	39
Obr. 31 NPSH křivky.....	40
Obr. 32 Ilustrativní obrázek, důsledek kavitace – mechanické poškození oběžného kola.....	41
Obr. 33 Suchoběžný mechanický průtokoměr [32]	43
Obr. 34 Mokroběžný mechanický průtokoměr [32]	43
Obr. 35 Ilustrativní obrázek indukčního průtokoměru	44
Obr. 36 Ilustrativní obrázek příložného ultrazvukového průtokoměru	45
Obr. 37 Ilustrativní obrázek digitálního manometru.....	45
Obr. 38 Ilustrativní obrázek analyzátoru výkonu	46
Obr. 39 Schéma recirkulačního systému řešeného dětského brouzdaliště – stávající stav	49
Obr. 40 Půdorys řešeného dětského brouzdaliště [36].....	50
Obr. 41 Prostory dětského brouzdaliště	51
Obr. 42 Akumulační nádrž řešeného dětského brouzdaliště.....	52
Obr. 43 Půdorys akumulační nádrže řešeného dětského brouzdaliště [37]	52
Obr. 44 Umístění a zapojení stávajících čerpadel.....	53
Obr. 45 Štítek stávajících čerpadel – parametry pro jedno čerpadlo uváděné výrobcem	53
Obr. 46 Pískový rychlofiltr řešeného recirkulačního systému a štítek parametrů udávaných výrobcem	54
Obr. 47 Tepelný výměník řešeného recirkulačního systému.....	55
Obr. 48 Štítek parametrů tepelného výměníku uváděných výrobcem.....	55
Obr. 49 Automatický regulátor Cl, pH a Rx pro řešené dětské brouzdaliště.....	56
Obr. 50 Umístění UV lampy řešeného bazénového provozu - by-pass.....	57
Obr. 51 Umístění UV lampy řešeného bazénového provozu na by-passu za filtrem a ohřevem vody.....	57
Obr. 52 Půdorys strojovny s přibližným umístěním recirkulačního zařízení s potrubním vedením	58
Obr. 53 Použité tlakoměry a sondy pro měření tlaku	60
Obr. 54 Provedení navrtávky potrubí a umístění tlakových sond.....	61
Obr. 55 Analyzátozem výkonu měřené parametry.....	61

Obr. 56	Napojení analyzátoru výkonu na pohon čerpadla.....	62
Obr. 57	Umístění průtokoměrů – vzájemná poloha.....	62
Obr. 58	Napevno instalovaný indukční průtokoměr a štítek daný výrobcem.....	63
Obr. 59	Ukázka naměřených hodnot indukčním a ultrazvukovým průtokoměrem.....	63
Obr. 60	Umístění měřících zařízení pro měření charakteristik čerpadel	64

SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ

Graf 1 Porovnání měření použitých průtokoměrů u čerpadla č. 1	67
Graf 2 Porovnání měření použitých průtokoměrů pro souběh čerpadel (1)	67
Graf 3 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka pro čerpadlo č. 1	69
Graf 4 Příkon čerpadla – Q-P křivka pro čerpadlo č. 1	70
Graf 5 Účinnost čerpadla – Q- η křivka pro čerpadlo č. 1	70
Graf 6 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka pro čerpadlo č. 2	72
Graf 7 Příkon čerpadla – Q-P křivka pro čerpadlo č. 2	72
Graf 8 Účinnost čerpadla – Q- η křivka pro čerpadlo č. 2	72
Graf 9 Měrná energie čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q-H křivka....	74
Graf 10 Příkon čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q-P křivka.....	74
Graf 11 Účinnost čerpadla č. 1 a čerpadla č. 2 při jejich souběhu – Q- η křivka	75
Graf 12 Q-H křivka potrubí – charakteristická křivka potrubí a pracovní body čerpadla	76
Graf 13 Q-H křivky pro jednotlivé typy tří fázového čerpadla dané výrobcem [36] ..	78
Graf 14 Porovnání Q-H křivky od výrobce a naměřené pro jednotlivá použitá čerpadla	79
Graf 15 Porovnání Q-H křivek samostatných čerpadel + naměřené pracovní body čerpadla	80
Graf 16 Porovnání Q-H křivek souběhu čerpadel + naměřené pracovní body čerpadla	81
Graf 17 Měrná energie čerpadla – Q-H křivka – porovnání čerpadel č. 1 a č. 2	82
Graf 18 Příkon čerpadla – Q-P křivka – porovnání čerpadel č. 1 a č. 2	82
Graf 19 Účinnost čerpadla – Q- η křivka – porovnání čerpadel č.1 a č. 2.....	83

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

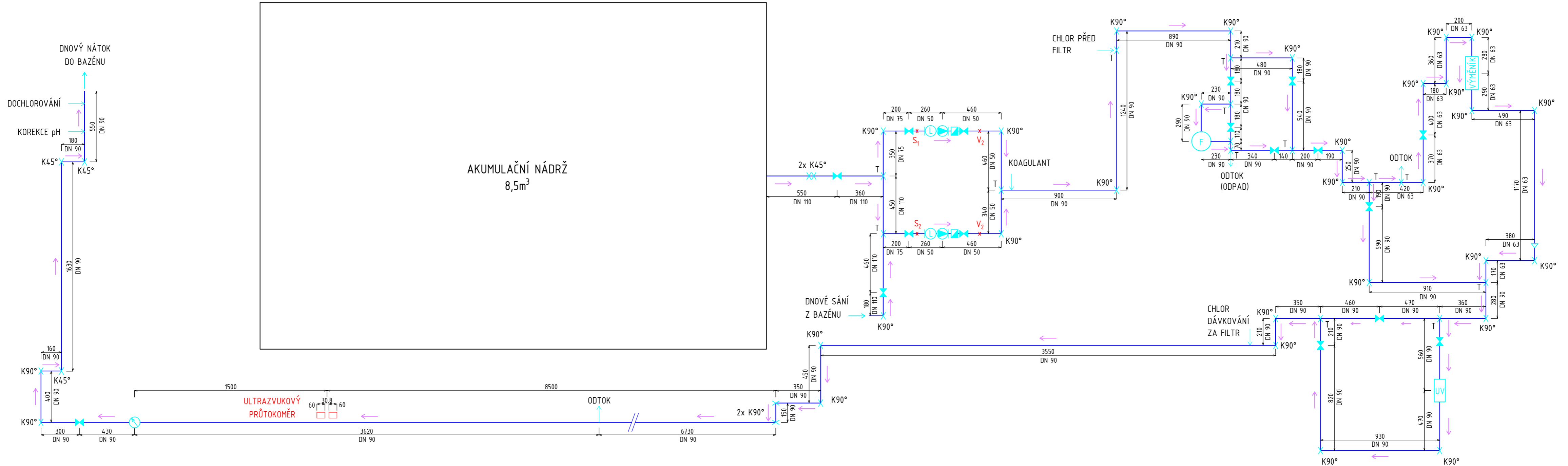
Tab. 1 Hydraulická drsnost Δ pro technicky vyráběná potrubí [22]:.....	30
Tab. 2 Hustota ρ a kinematická viskozita vody v při tlaku 10^5 Pa [22]:.....	31
Tab. 3 Místní ztráty vtokem do potrubí a výtokem do velké nádrže [22]:.....	33
Tab. 4 Ztrátový součinitel ostrých kolen podle Thomy ($Re > 2 \cdot 10^5$) [22]:.....	33
Tab. 5 Ztrátový součinitel sacího koše se zpětnou klapkou o průměru D [mm] [22]:...	33
Tab. 6 Součinitel ztráty vnitřních uzávěrů [22]:	34
Tab. 7 Součinitel ztrát náhlým zúžením podle Tullise [22]:.....	34
Tab. 8 Součinitel ztrát náhlým rozšířením průřezu K_r (Bordova ztráta) [22]:.....	34
Tab. 9 Hodnoty naměřené ultrazvukovým a indukčním průtokoměrem pro jednotlivá měření	66
Tab. 10 Procentuální rozdíl v jednotlivých měřeních a celkový procentuální rozdíl pro jednotlivé polohy uzávěru.....	66
Tab. 11 Naměřené hodnoty pro čerpadlo č. 1	69
Tab. 12 Vypočítané hodnoty pro čerpadlo č. 1	69
Tab. 13 Naměřené hodnoty pro čerpadlo č. 2	71
Tab. 14 Vypočítané hodnoty pro čerpadlo č. 2	71
Tab. 15 Naměřené hodnoty pro souběh čerpadel č. 1 a č. 2	73
Tab. 16 Vypočítané hodnoty pro souběh čerpadel č. 1 a č. 2	74
Tab. 17 Hodnoty použité pro sestavení Q-H křivky čerpadla a hodnoty pracovních bodů čerpadla.....	76
Tab. 18 Čerpané množství u samostatně spuštěných čerpadel - měřené	77
Tab. 19 Hodnoty pro sestavení Q-H křivky – od výrobce a naměřené, porovnání P_1 ...	79
Tab. 20 Hodnoty pro sestavení porovnání Q-H křivek pro souběhu čerpadel.....	81
Tab. 21 Spotřeba elektrické energie - čerpadlo č. 1	85
Tab. 22 Spotřeba elektrické energie - čerpadlo č. 2.....	86
Tab. 23 Denní provozní náklady stávajících čerpadel	87
Tab. 24 Navržená čerpadla pro jednotlivé varianty řešení.....	96
Tab. 25 Cena investice do nových čerpadel pro jednotlivé navržené varianty	98
Tab. 26 Náklady, úspory a předpokládaná zjednodušená doba návratnosti	98
Tab. 27 Porovnání důležitých údajů pro dvě vybrané varianty	101

PŘÍLOHY

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Schéma dětského brouzdaliště
Příloha č. 2	Technický list – Sávající čerpadla varianta 1
Příloha č. 3	Technický list – Návrh řešení varianta 2
Příloha č. 4	Technický list – Návrh řešení varianta 3
Příloha č. 5	Technický list – Návrh řešení varianta 4
Příloha č. 6	Technický list – Návrh řešení varianta 5
Příloha č. 7	Technický list – Návrh řešení varianta 6
Příloha č. 8	Kritéria výběru – Náklady cyklu životnosti (LCC) [9]

SCHÉMA RECIRKULAČNÍHO SYSTÉMU DĚTSKÉHO BROUZDALIŠTĚ



LEGENDA:

- INDUKČNÍ PRŮTOKOMĚR
- UZÁVĚŘ (KLAPKA, VENTIL)
- KOLENO (90° - K90°, 45° - K45°)
- LAPAČ VLASŮ
- ČERPADLO
- ZPĚTNÁ KLAPKA
- REDUKCE
- FILTR
- UV LAMPA
- T - KUS
- SMĚR PROUDĚNÍ CIRKULUJÍCÍ BAZÉNOVÉ VODY

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STAVEBNÍ		
VEDOUČÍ PRÁCE: Ing. FILIP HORKÝ, PhD.	VYPRACOVALA: Bc. KATEŘINA PROKOPOVÁ	
OBOR:	VODNÍ HOSPODÁŘSTVÍ A VODNÍ STAVBY	
KATEDRA:	K144 - KATEDRA ZDRAVOTNÍHO A EKOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ	
STUPEŇ:	DIPLOMOVÁ PRÁCE	
AKCE:	PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKY BAZÉNOVÉHO RECIRKULAČNÍHO SYSTÉMU ÚPRAVY VODY	
NÁZEV VÝKRESU:	PŘÍLOHA č. 1 - SCHÉMA DĚTSKÉHO BROUZDALIŠTĚ	ČÍSLO VÝKRESU: 1

Všechny obsah práce je duševním vlastnictvím zpracovatele dokumentace dle zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském. Žádná část dokumentace tudíž nesmí být bez souhlasu autora rozmnožována, upravována či využívána k jiným účelům, než byla zhotovena.

PŘÍLOHA č. 2

Technický list – Stávající čerpadla varianta 1

Argonaut Pump

Swimming Pool

Argonaut Pump



The New Generation of Swimming Pool Pumps

Your best choice for small to medium sized pools. Incorporating many technical features that ensure high performance, durability and reliability.

Mechanical Seal
 The seal fitted on the Argonaut Pool Pump is suitable for a wide range of applications including chlorine, bromine, iodine and sea

water (if flushed through with fresh water on shut down).

Shaft
 Stainless steel AISI 316.

Modern compact design

Polypropylene tank high chemical resistance

1 & 3-phase plus 2-speed version

Maintenance friendly

Self priming up to 3m

Clear tank cover and large strainer basket

Silent running

Totally enclosed IPX5 motor

2 3/4" BSP thread on both inlet and outlet

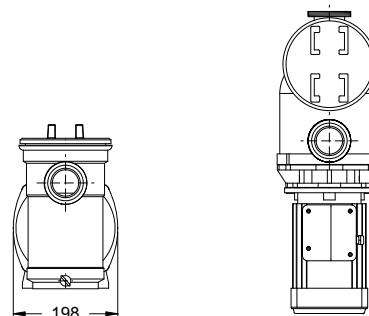
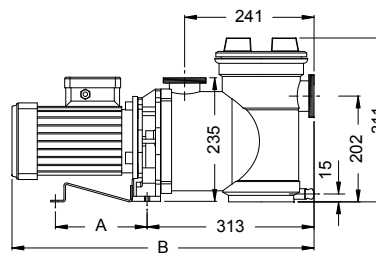
Argonaut Dimensions

1-Phase	A	B
AV50-2DN-S	144	533
AV75-2DN-S	164	533
AV100-2DN-S	164	533
AV150-2DN-S	164	561
AV200-2DN-S	174	561
AV250-2DN-S	174	564

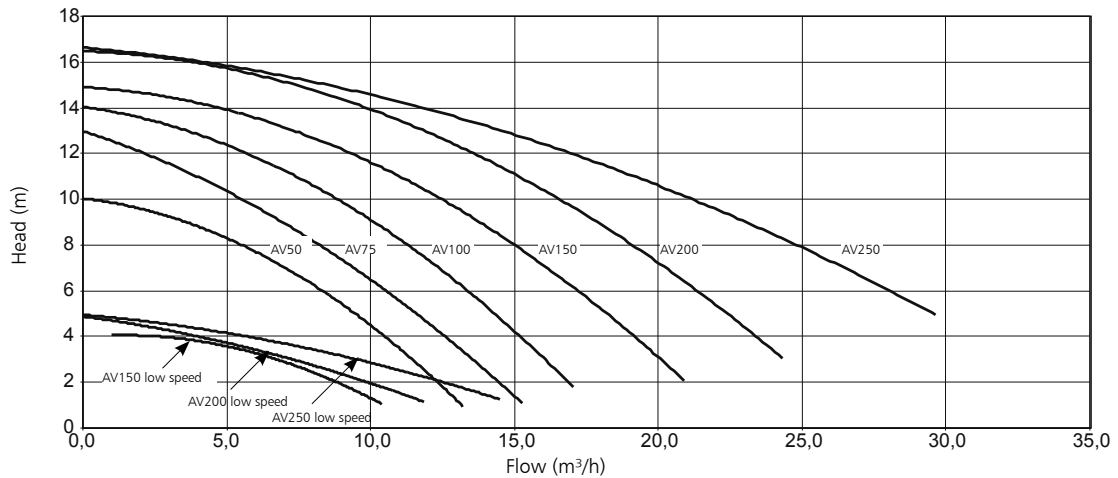
1-Phase / 2-Speed		
AV150-2DZ-S	174	566
AV200-2DZ-S	174	578
AV250-2DZ-S	174	580

3-Phase		
AV50-3DN-S	144	527
AV75-3DN-S	164	533
AV100-3DN-S	164	533
AV150-3DN-S	164	563
AV200-3DN-S	174	563
AV250-3DN-S	174	578

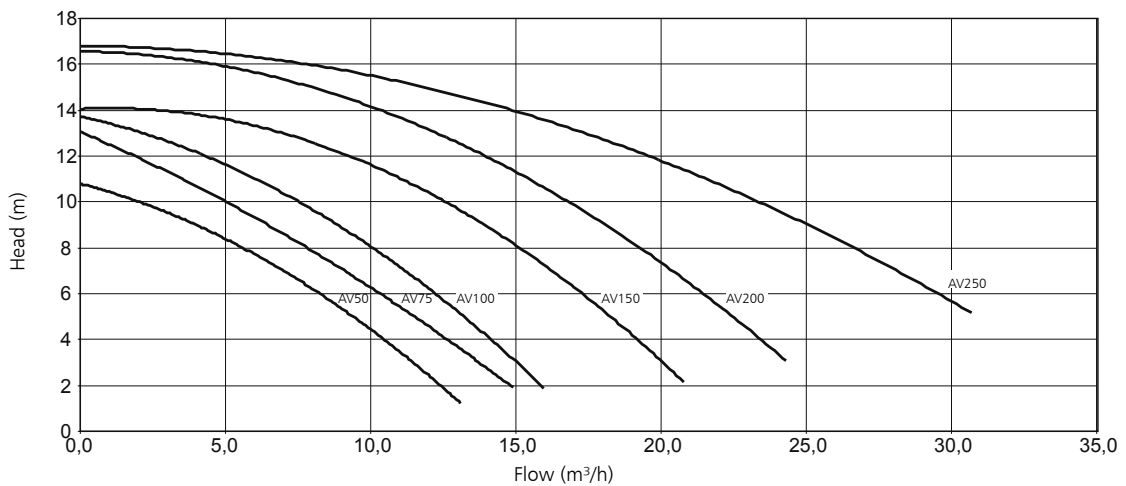
All dimensions in mm.



Argonaut 1-Phase Performance Curve



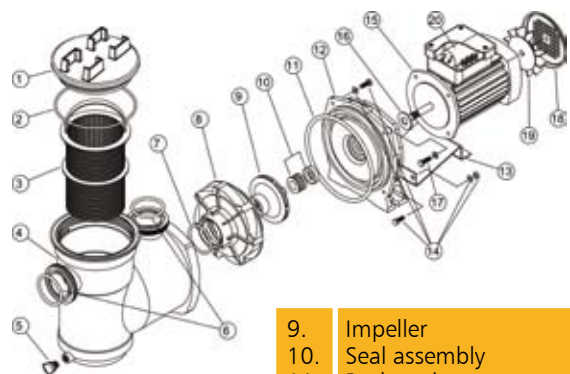
Argonaut 3-Phase Performance Curve



Model Overview

	P1		P2		V/Hz
	kW	HP	kW	HP	
Single Phase					
AV50-2DN-S	0.45	0.60	0.24	0.32	230/50
AV75-2DN-S	0.60	0.80	0.37	0.50	230/50
AV100-2DN-S	0.70	0.94	0.55	0.74	230/50
AV150-2DN-S	1.00	1.34	0.75	1.00	230/50
AV200-2DN-S	1.30	1.74	1.10	1.48	230/50
AV250-2DN-S	1.80	2.41	1.50	2.01	230/50
Single Phase / Two Speed					
AV150-2DZ-S	1.00	1.34	0.75	1.00	230/50
AV200-2DZ-S	1.30	1.74	1.10	1.48	230/50
AV250-2DZ-S	1.80	2.41	1.50	2.01	230/50
Three Phase					
AV50-3DN-S	0.45	0.60	0.24	0.32	400/50
AV75-3DN-S	0.60	0.80	0.37	0.50	400/50
AV100-3DN-S	0.70	0.94	0.55	0.74	400/50
AV150-3DN-S	1.00	1.34	0.75	1.00	400/50
AV200-3DN-S	1.30	1.74	1.10	1.48	400/50
AV250-3DN-S	1.80	2.41	1.50	2.01	400/50

Argonaut Spare Parts

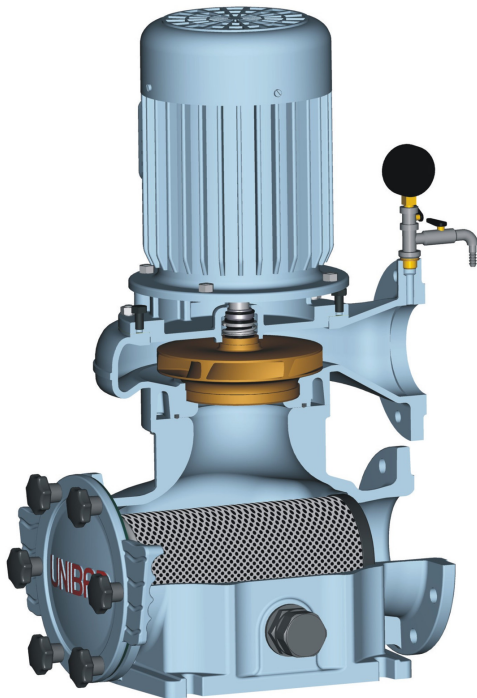


- 1. Clear lid cover
- 2. Lid o-ring
- 3. Strainer basket
- 4. Tank
- 5. Drain plug
- 6. Port o-ring
- 7. Diffuser o-ring
- 8. Diffuser

- 9. Impeller
- 10. Seal assembly
- 11. Body o-ring
- 12. Bracket
- 13. Motor foot
- 14. Bracket / foot screw kit
- 15. Motor
- 16. Slinger washer
- 17. Motor-screw kit
- 18. Fan cover
- 19. Fan
- 20. Capacitor

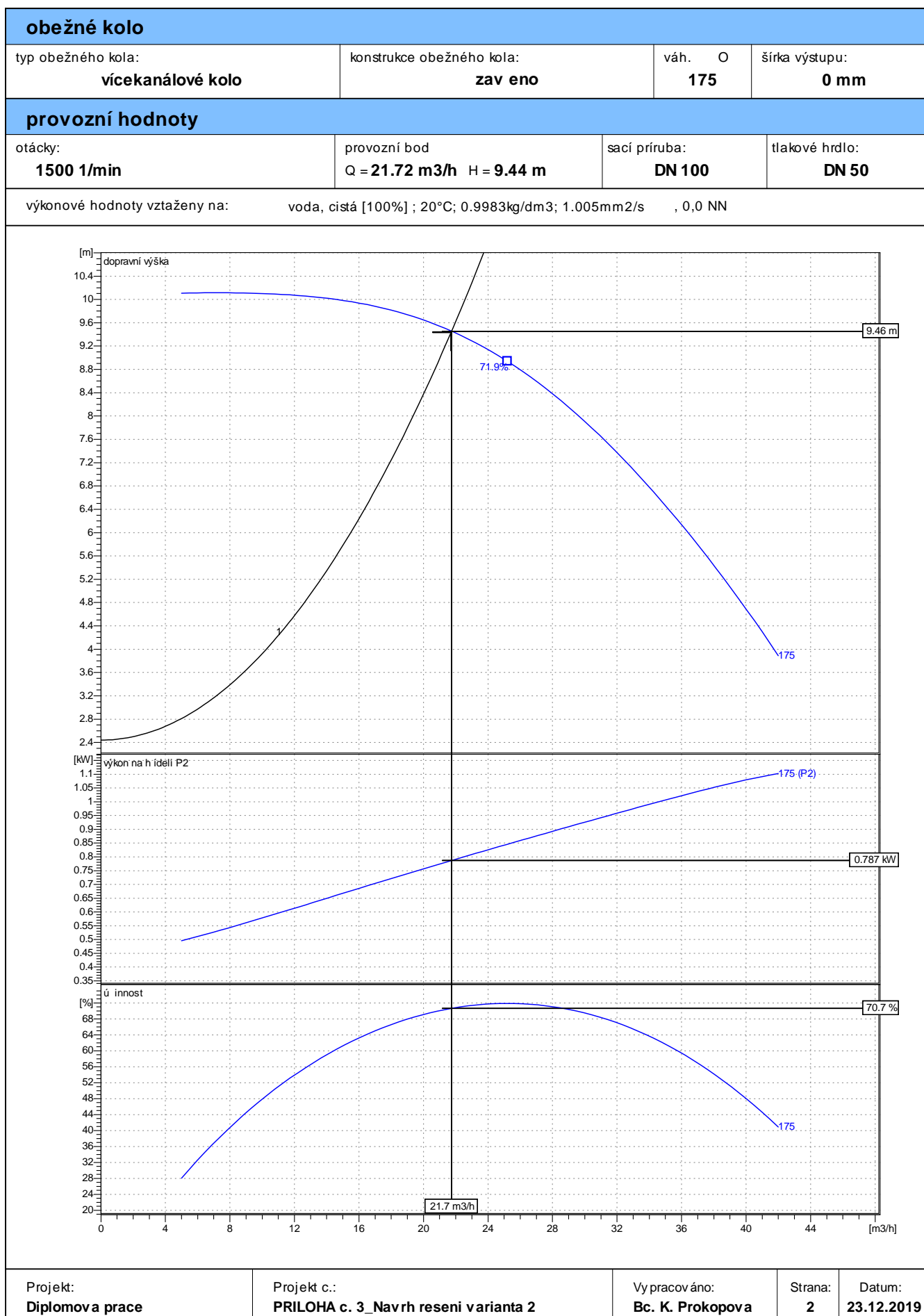
PŘÍLOHA č. 3

Technický list – Návrh řešení varianta 2

provozní hodnoty					
druh konstrukce	Standart			výkon na hřídeli	0.787 kW
prtok	jmenovitá hodnota	21.7 m ³ /h	účinnost	70.7 %	
	max.	42 m ³ /h	otáčky	1500	1/min
	min.	5 m ³ /h	sací hrdlo	DN 100	PN10
dopravní výška	jmenovitá hodnota	9.44 m	výtlačné hrdlo	DN 50	PN10
	max.	10.1 m	konstrukce obehného kola	zav eno	
	min.	3.89 m	typ obehného kola	vícekanálové kolo	
geodetická výška	2.44 m	obehné kolo	175 mm		
vstupní tlak	0.0981 bar	dopravované médium	voda, koupelňová voda		
motor					
typ motoru	PM - Motor		jmenovité otáčky	1500	1/min
označení motoru	PM 1,1kW		jmenovité napětí	400	V
zapojení	neznámý		vyměrovací proud	2.2	A
frekvence	variabilní	Hz	druh proudu	3~	
jmenovitý výkon	1.1	kW	krytí	IP 55	
výkres rezu (zobrazení principu)					
					
materiály					
teleso			EN-GJL-250		
obehné kolo			G-CuAl10Ni (CuAl10Fe5Ni5-C)		
zadní stena			EN-GJL-250		
hřídel			1.4571		
mechanická ucpávka			SiC/SiC		
teleso filtru			EN-GJL-250, ve styku s médiem povrstvení epoxidem		
filtrací koš			1.4571		
víko filtru			EN-GJL-250, ve styku s médiem tvrdé pogumování		
vymezovací kroužek			GC-CuPb 15 Sn		
Projekt: Diplomova prace	Projekt c.: PRILOHA c. 3_Navrh reseni varianta 2		Vypracováno: Bc. K. Prokopova	Strana: 1	Datum: 23.12.2019

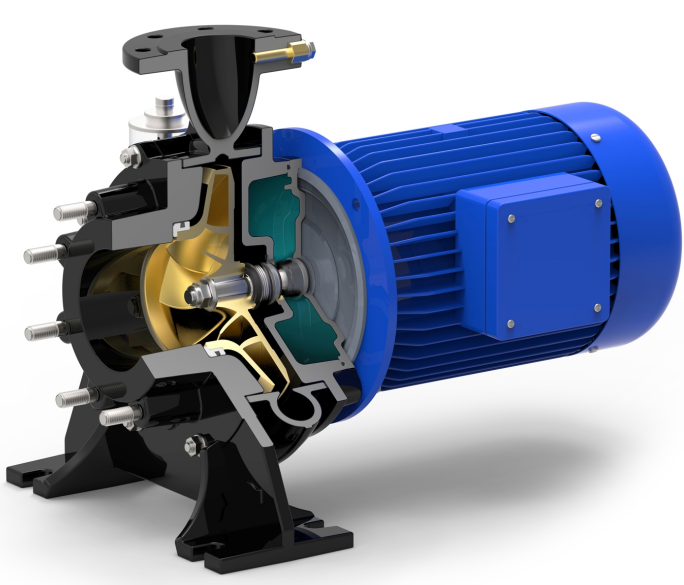
charakteristiky

50-191/0114X-PM-W2-H



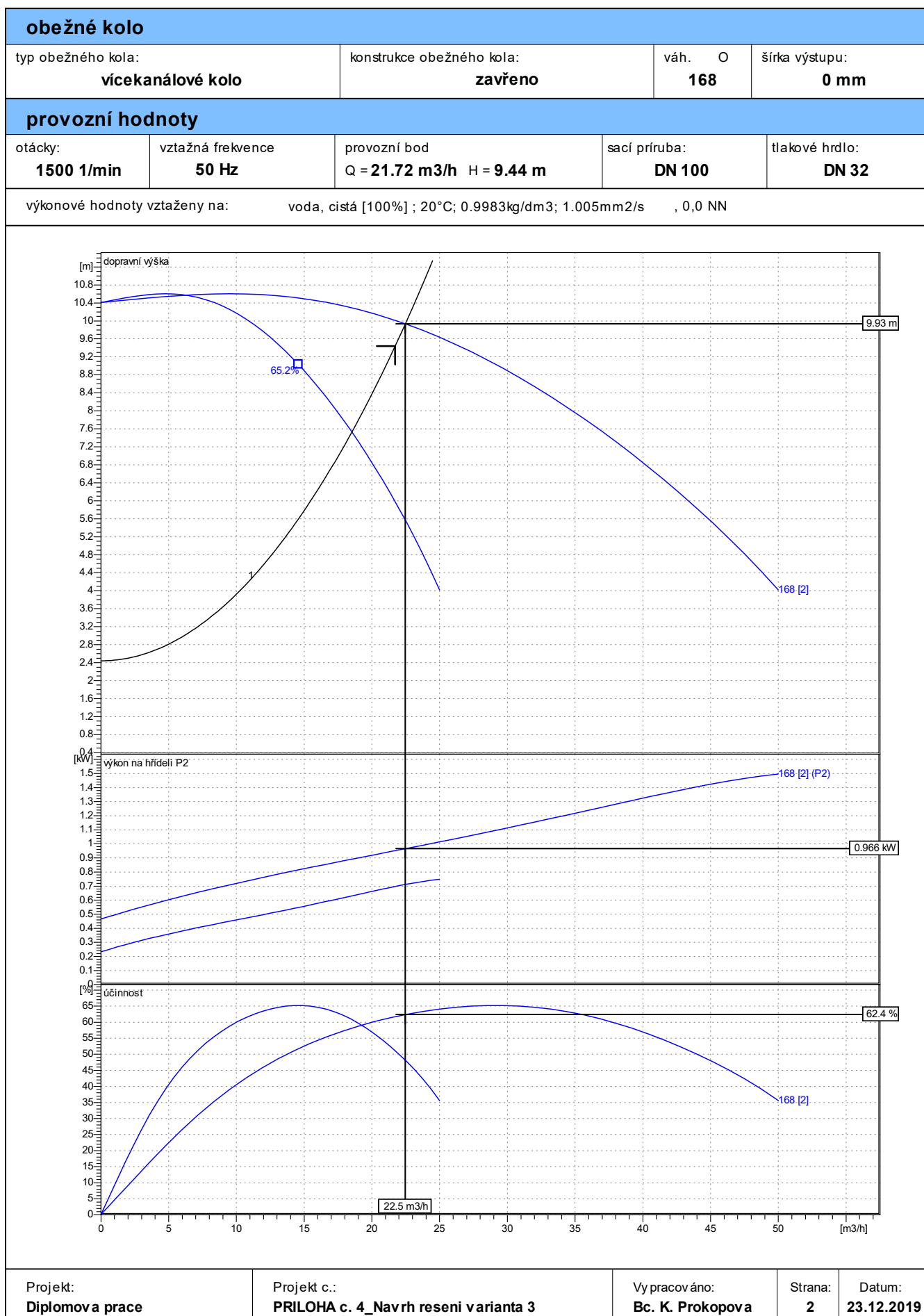
PŘÍLOHA č. 4

Technický list – Návrh řešení varianta 3

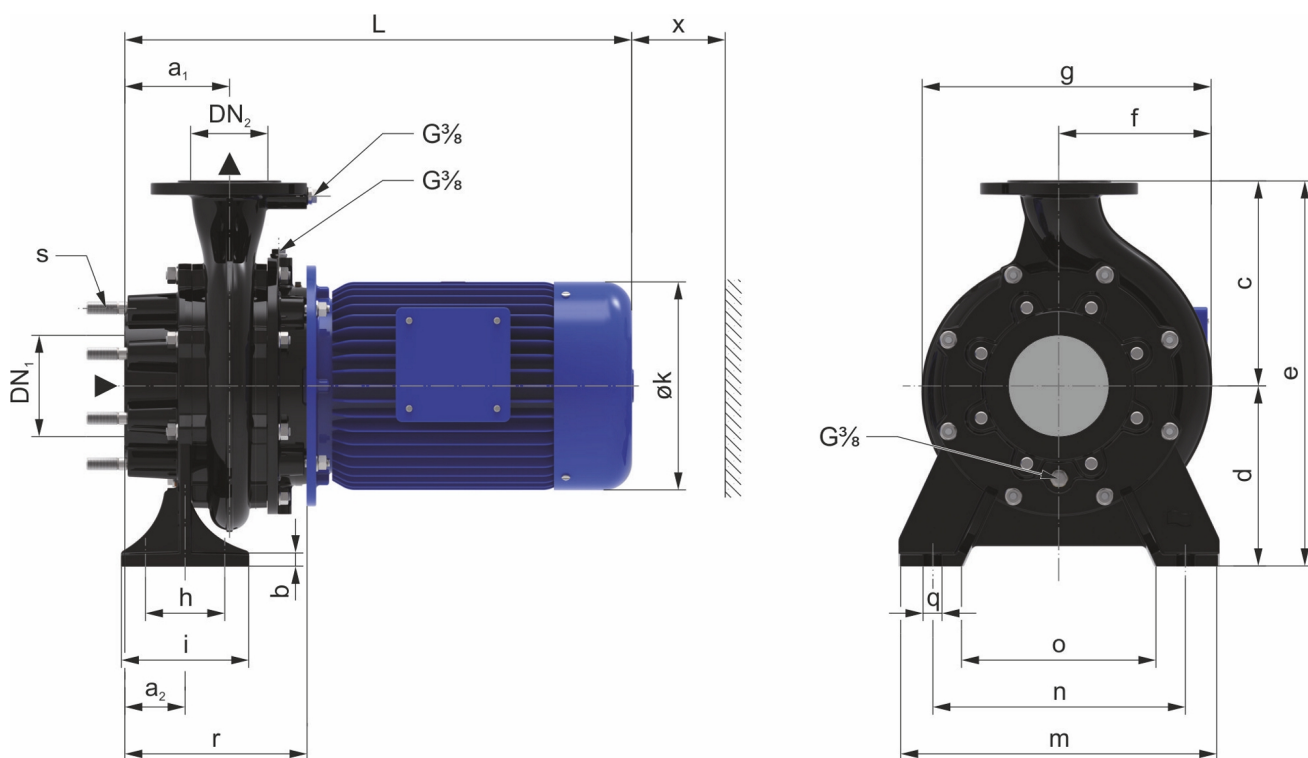
provozní hodnoty					
druh konstrukce	standard			výkon na hřídeli	0.483 kW
prtok	jmenovitá hodnota	21.7 m ³ /h	účinnost	62.4 %	
	max.	25 m ³ /h	otáčky	1500	1/min
	min.	0 m ³ /h	sací hrdlo	DN 100	PN10
dopravní výška	jmenovitá hodnota	9.44 m	výtlačné hrdlo	DN 32	PN10
	max.	10.4 m	konstrukce obožného kola	zavřeno	
	min.	4.02 m	typ obožného kola	vícekanálové kolo	
geodetická výška	2.44 m	obožné kolo Ř	168	mm	
vstupní tlak	0.0981 bar	dopravované médium	voda, koupelňová voda		
motor					
typ motoru	PM - Motor		jmenovité otáčky	1500	1/min
označení motoru	PM 0,75kW		jmenovité napětí	400	V
zapojení	neznámý		vyměrovací proud	1.5	A
frekvence	50	Hz	druh proudu	3~	
jmenovitý výkon	0.75	kW	krytí	IP 55	
výkres rezu (zobrazení principu)					
					
materiály					
teleso			EN-GJL-250, HPC		
obožné kolo			G-CuAl10Ni (CuAl10Fe5Ni5-C)		
hřídel			1.4571		
mechanická ucpávka (primární)			SiC/SiC/FKM		
teleso filtru			EN-GJL-250, ve styku s mediem tvrdé pogumování		
Impeller protector			POM/FKM		
mechanická ucpávka (sekundární)			grafit / slitina chrómu a molybdenu		
Chrání? mechanické ucpávky			CuSn12-C		
víko			EN-GJL-250, HPC		
Projekt: Diplomová práce	Projekt c.: PRILOHA c. 4_Navrh reseni varianta 3		Vypracováno: Bc. K. Prokopova	Strana: 1	Datum: 23.12.2019

charakteristiky

F032-200A-0074P-W2B



standard



rozmary v mm

a1	80	f	135	Ok	157								
a2	39	g	260	q	15								
b	13	h	70	r	166								
c	180	i	100	s	4xM16x45								
d	160	L	430	x	150								
DN1	50	m	240										
DN2	32	n	190										
e	340	o	140										

Projekt:
Diplomova prace

Projekt c.:
PRILOHA c. 4_Navrh reseni varianta 3

Vypracovano:
Bc. K. Prokopova

Strana:
3

Datum:
23.12.2019

PŘÍLOHA č. 5

Technický list – Návrh řešení varianta 4

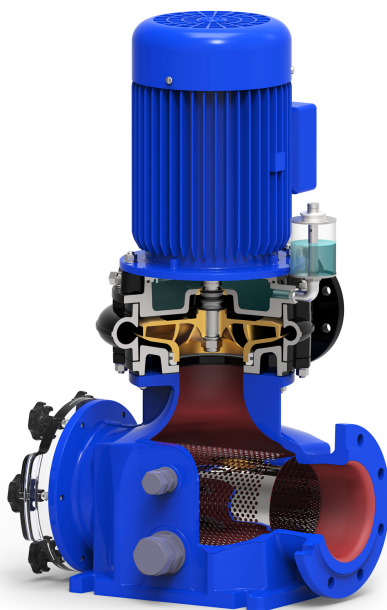
provozní hodnoty

druh konstrukce	standard			výkon na hřídeli	1.04	kW
prtok	jmenovitá hodnota	27.3	m ³ /h	účinnost	76.6	%
	max.	48	m ³ /h	otáčky	1500	1/min
	min.	15	m ³ /h	sací hrdlo	DN 100	PN10
dopravní výška	jmenovitá hodnota	10.6	m	výtlačné hrdlo	DN 50	PN10
	max.	11.3	m	konstrukce obožného kola	zavřeno	
	min.	5.3	m	typ obožného kola	vícekanálové kolo	
geodetická výška	2.55	m	obožné kolo Ř	165	mm	
vstupní tlak	0.0981	bar	dopravované médium	voda, koupelňová voda		

motor

typ motoru	PM - Motor		jmenovité otáčky	1500	1/min
označení motoru	PM 1,5kW		jmenovité napětí	400	V
zapojení	neznámý		vyměrovací proud	3	A
frekvence	50	Hz	druh proudu	3~	
jmenovitý výkon	1.5	kW	krytí	IP 55	

výkres rezu (zobrazení principu)

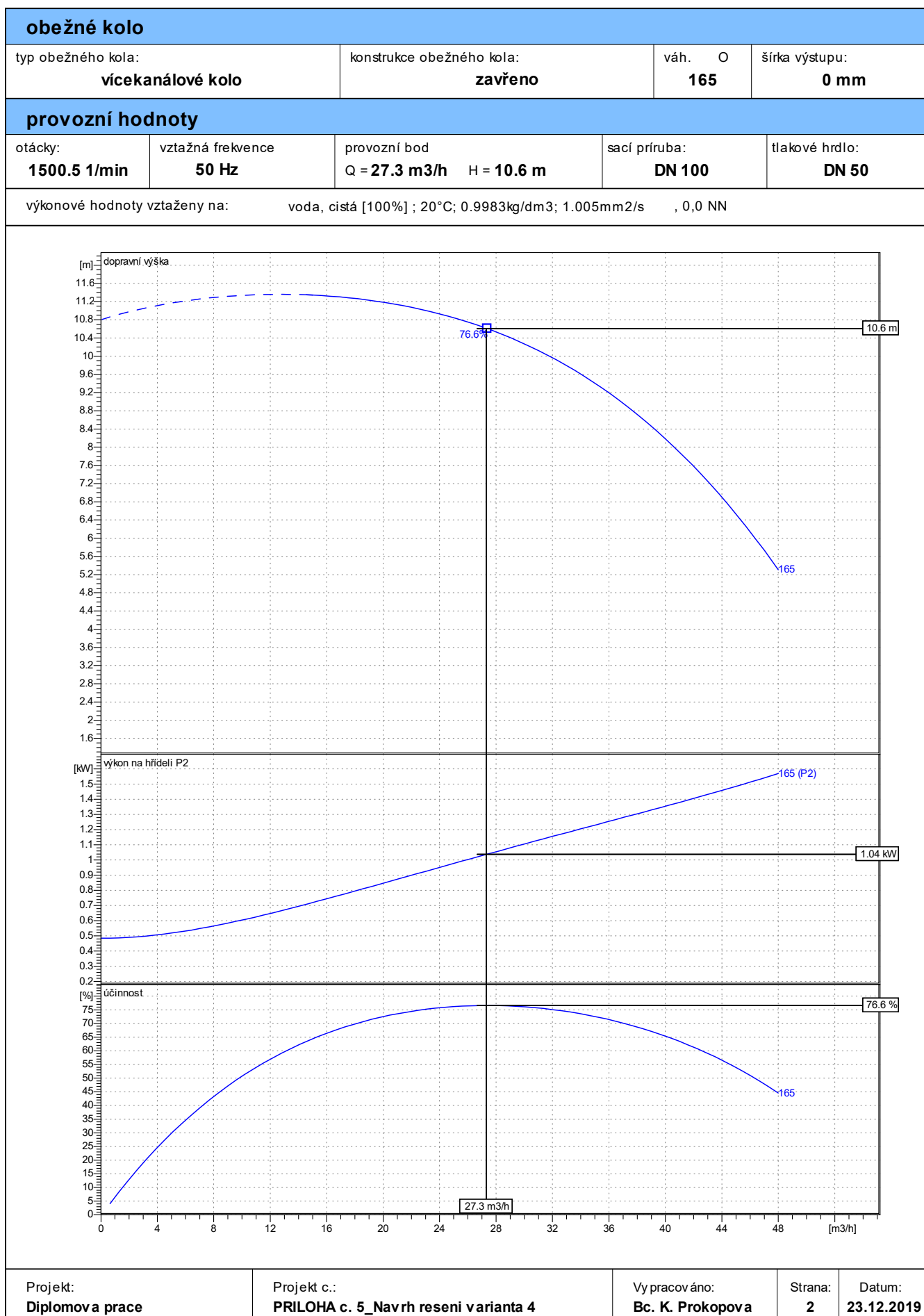


materiály

teleso	EN-GJL-250, HPC
obožné kolo	G-CuAl10Ni (CuAl10Fe5Ni5-C)
Intermediate casing	EN-GJL-250, HPC
hřídel	1.4571
mechanická ucpávka (primární)	SiC/SiC/FKM
teleso filtru	EN-GJL-250, ve styku s médiem tvrdé pogumování
filtrační koš	1.4571
víko filtru	PMMA
Impeller protector	POM/FKM

charakteristiky

X050-190A-0154P-W2B-H



PŘÍLOHA č. 6

Technický list – Návrh řešení varianta 5

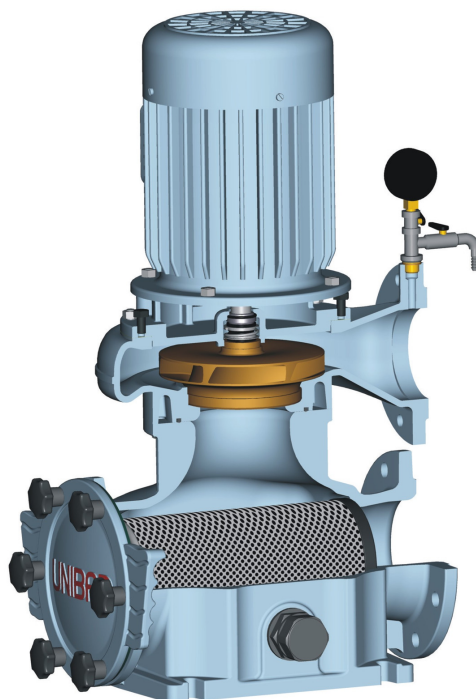
provozní hodnoty

druh konstrukce	Standart			výkon na hřídeli	0.847	kW
prutok	jmenovitá hodnota	19	m ³ /h	účinnost	63.2	%
	max.	29	m ³ /h	otáčky	1500	1/min
	min.	3	m ³ /h	sací hrdlo	DN 100	PN10
dopravní výška	jmenovitá hodnota	9.44	m	výtlačné hrdlo	DN 40	PN10
	max.	13	m	konstrukce obehného kola	zavřeno	
	min.	4.43	m	typ obehného kola	vícekanálové kolo	
geodetická výška	2.55	m	obehné kolo Ř	192	mm	
vstupní tlak	0.0981	bar	dopravované médium	voda, koupelňová voda		

motor

typ motoru	PM - Motor		jmenovité otáčky	1500	1/min
označení motoru	PM 1,1kW		jmenovité napětí	400	V
zapojení	neznámý		vyměrovací proud	2.2	A
frekvence	variabilní	Hz	druh proudu	3~	
jmenovitý výkon	1.1	kW	krytí	IP 55	

výkres rezu (zobrazení principu)

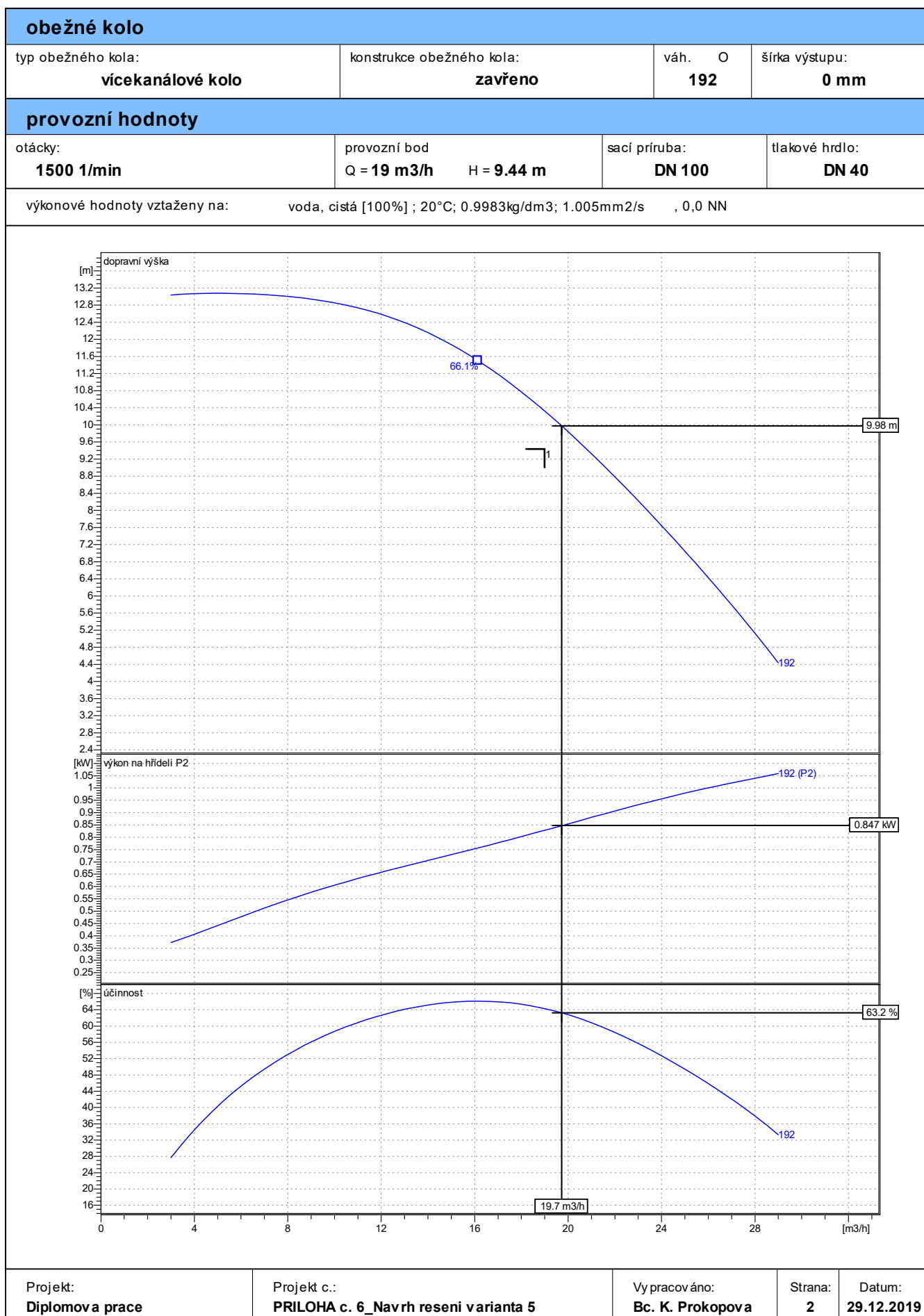


materiály

teleso	EN-GJL-250			
obehné kolo	G-CuAl10Ni (CuAl10Fe5Ni5-C)			
zadní stena	EN-GJL-250			
hřídel	1.4571			
mechanická ucpávka	SiC/SiC			
teleso filtru	EN-GJL-250, ve styku s médiem povrstvení epoxidem			
filtrací koš	1.4571			
víko filtru	EN-GJL-250, ve styku s médiem tvrdé pogumování			
vymezovací kroužek	GC-CuPb 15 Sn			
Projekt: Diplomova prace	Projekt c.: PRILOHA c. 6_Navrh reseni varianta 5	Vypracováno: Bc. K. Prokopova	Strana: 1	Datum: 29.12.2019

charakteristiky

40-221/0114X-PM-W2-H



PŘÍLOHA č. 7

Technický list – Návrh řešení varianta 6

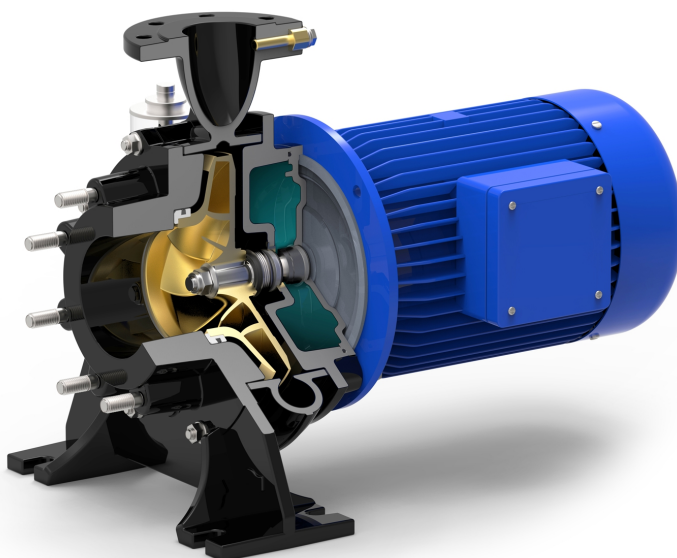
technické údaje

F032-200A-0074P-W2B

provozní hodnoty					
druh konstrukce	standard			výkon na hřídeli	0.459 kW
prtok	jmenovitá hodnota	19 m ³ /h	účinnost	59.9 %	
	max.	25 m ³ /h	otáčky	1500 1/min	
	min.	0 m ³ /h	sací hrdlo	DN 100 PN10	
dopravní výška	jmenovitá hodnota	9.44 m	výtlačné hrdlo	DN 32 PN10	
	max.	10.4 m	konstrukce obožného kola	zavřeno	
	min.	4.02 m	typ obožného kola	vícekanálové kolo	
geodetická výška	2.55 m	obožné kolo Ř	168 mm		
vstupní tlak	0.0981 bar	dopravované médium	voda, koupelňová voda		

motor				
typ motoru	PM - Motor		jmenovité otáčky	1500 1/min
označení motoru	PM 0,75kW		jmenovité napětí	400 V
zapojení	neznámý		vyměrovací proud	1.5 A
frekvence	50 Hz	druh proudu	3~	
jmenovitý výkon	0.75 kW	krytí	IP 55	

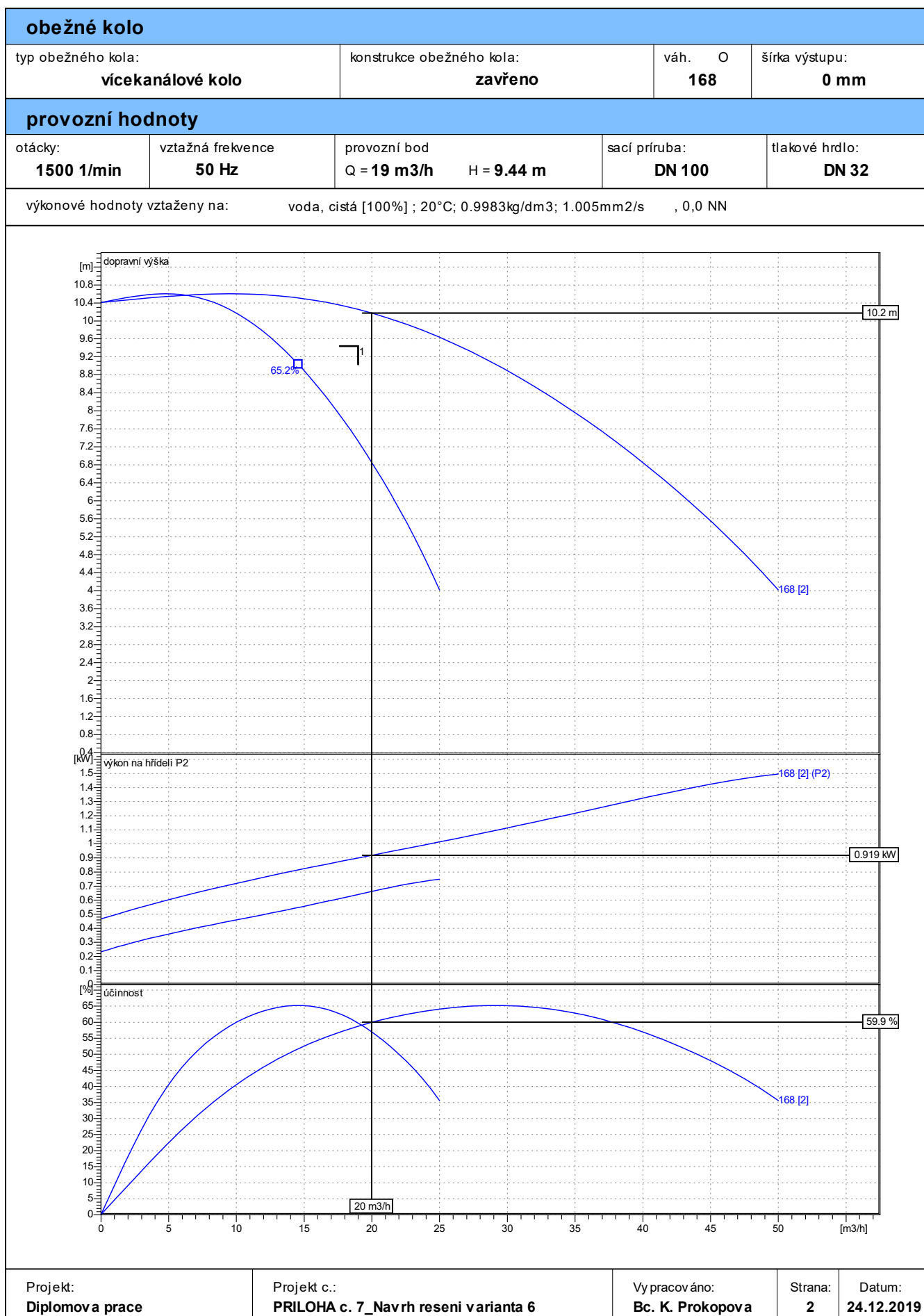
výkres rezu (zobrazení principu)



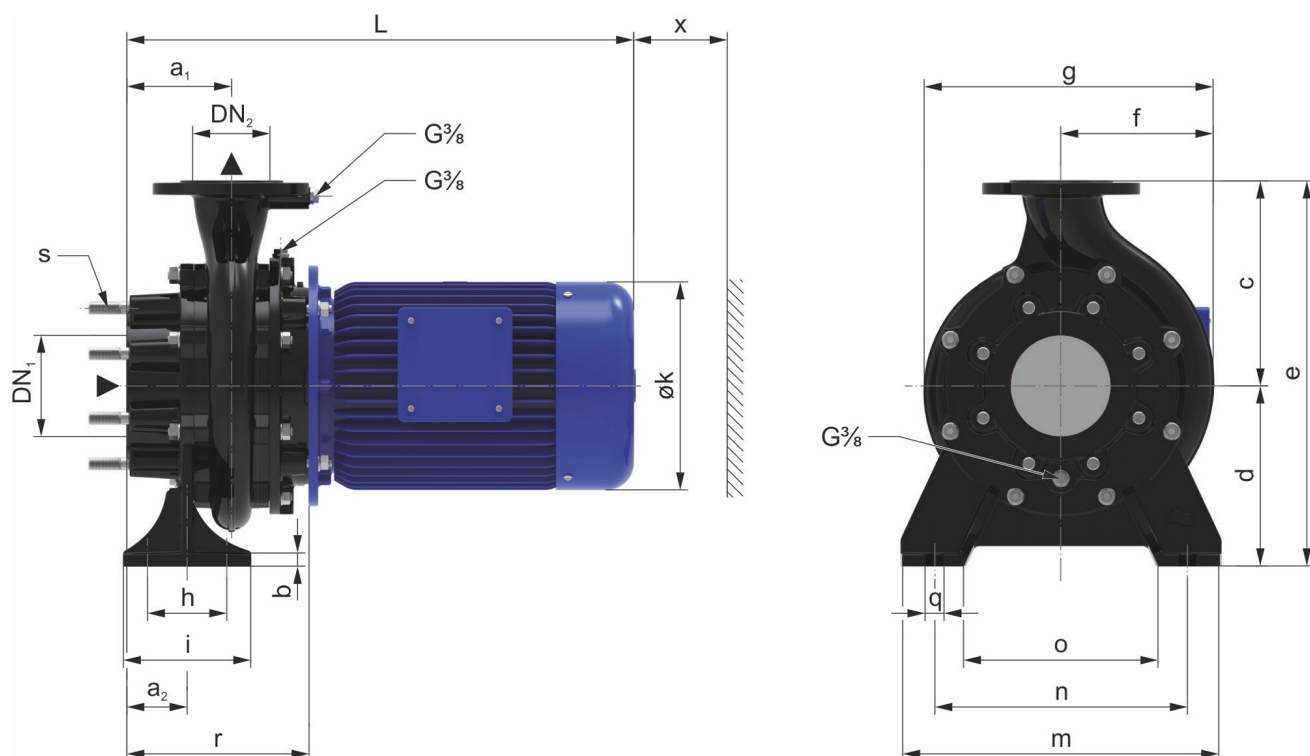
materiály				
teleso	EN-GJL-250, HPC			
obožné kolo	G-CuAl10Ni (CuAl10Fe5Ni5-C)			
hřídel	1.4571			
mechanická ucpávka (primární)	SiC/SiC/FKM			
teleso filtru	EN-GJL-250, ve styku s mediem tvrdé pogumování			
Impeller protector	POM/FKM			
mechanická ucpávka (sekundární)	grafit / slitina chrómu a molybdenu			
Chrání? mechanické ucpávky	CuSn12-C			
víko	EN-GJL-250, HPC			
Projekt: Diplomová práce	Projekt c.: PRILOHA c. 7_Navrh reseni varianta 6	Vypracováno: Bc. K. Prokopova	Strana: 1	Datum: 24.12.2019

charakteristiky

F032-200A-0074P-W2B



standard



rozmary v mm

a1	80	f	135	Ok	157								
a2	39	g	260	q	15								
b	13	h	70	r	166								
c	180	i	100	s	4xM16x45								
d	160	L	430	x	150								
DN1	50	m	240										
DN2	32	n	190										
e	340	o	140										

Projekt:
Diplomova prace

Projekt c.:
PRILOHA c. 7_Navrh reseni varianta 6

Vypracovano:
Bc. K. Prokopova

Strana:
3

Datum:
24.12.2019

PŘÍLOHA č. 8

Kritéria výběru – Náklady cyklu životnosti (LCC) [10]

Při finálním výběru nejvhodnější varianty čerpací techniky z hlediska celkových nákladů, je potřeba stanovit “Náklady cyklu životnosti (zkratka LCC)“. Tyto náklady lze vypočítat pomocí jednoduché rovnice, která v jednotlivých členech zahrnuje dílčí náklady, které je třeba po dobu životnosti čerpadla vynaložit:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d$$

C_{ic}	pořizovací náklady
C_{in}	náklady na zřízení a uvedení do provozu
C_e	náklady energetické
C_o	provozní náklady
C_m	náklady na údržbu a opravy
C_s	náklady v případě výpadku
C_{env}	ekologické náklady
C_d	náklady na vyřazení a likvidaci

Čím nižší hodnota LCC, tím přijatelnější návrh.