

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ OBCÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF MUNICIPAL WATER MANAGEMENT

ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI KANALIZAČNÍCH SÍTÍ

ENERGY PERFORMANCE OF SEWERAGE NETWORKS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN ŽŽÁRA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV RACLAVSKÝ, Ph.D.

BRNO 2013



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3607T027 Vodní hospodářství a vodní stavby
Pracoviště	Ústav vodního hospodářství obcí

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant	Bc. JAN ŽĎÁRA
Název	Energetické náročnosti kanalizačních sítí
Vedoucí diplomové práce	doc. Ing. Jaroslav Raclavský, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce	31. 3. 2012
Datum odevzdání diplomové práce	11. 1. 2013
V Brně dne 31. 3. 2012	

.....
doc. Ing. Ladislav Tuhovčák, CSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc.
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

- [1] RACLAVSKÝ, J.; KRZYŻAK-ZELLER, R. Řídicí systémy pro ČOV na principu FUZZY- LOGIC. In Odpadové vody 2010. 1. Bratislava: Asociácia čistiarenských expertov Slovenskej republiky, 2010. s. 279-282. ISBN: 978-80-89088-94- 2.
- [2] RACLAVSKÝ, J. Dopady stavu stokové sítě na energetickou náročnost ČOV. In Energetická náročnost ČOV - sborník přednášek k semináři. 1. Praha: SOVAK, 2010. s. 3-7.
- [3] WIMMER, M.; RACLAVSKÝ, J. Zvyšování efektivity a energetické účinnosti čistíren odpadních vod prostřednictvím FUZZY- LOGIC. In Energetická náročnost ČOV - sborník přednášek k semináři. 1. Praha: SOVAK, 2010. s. 51-54.
- [4] Odborné časopisy SOVAK a Vodní hospodářství
- [5] ČSN, ČSN EN normy, TNV
- [6] Další podklady dle doporučení vedoucího DP

Zásady pro vypracování

Diplomant zpracuje rešerši z problematiky energetické náročnosti kanalizačních sítí, provede na vybraných prvcích kanalizační sítě měření spotřeby elektrické energie s následným vyhodnocením. Naměřené a vyhodnocené výstupy z měření diplomant využije při zpracování části metodiky pro energetický audit kanalizační sítě. Požadované výstupy: technická zpráva, dílčí část metodiky, výkresová dokumentace.

Předepsané přílohy

.....

doc. Ing. Jaroslav Raclavský, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce

ABSTRAKT

V první části diplomové práce je zpracována rešerše z problematiky energetické náročnosti kanalizačních sítí. V úvodní kapitole jsou vysvětleny základní pojmy. Druhá kapitola se zabývá českou a evropskou legislativou k energetické problematice ve vodním hospodářství. Ve třetí kapitole je popsána energetická náročnost stokových systémů. Postupně zde jsou popsány gravitační, podtlakové tlakové a kombinované systémy stokových sítí a jejich strojní zařízení, které mají největší spotřebu elektrické energie. Ve čtvrté kapitole je popsán současný stav energetické náročnosti ČOV a možné úspory na stávajících ČOV.

V druhé části práce je provedeno posouzení energetické náročnosti podtlakových stokových systémů v pěti obcích, včetně jedné ČOV. Naměřené a vyhodnocené výstupy byly využity při zpracování části metodiky pro energetický audit kanalizační sítě.

ABSTRACT

First section of this master thesis is background research of energy demand of sewer systems. Introductory chapter explains basic concepts. Second chapter is dealing with Czech and European legislation concerning energy consumption of water service. Third chapter describes energy demand of sewer systems. In this chapter there are described conventional gravity, vacuum and pressure sewer systems and components with major power consumption. Fourth chapter describes actual state of energy demand of WWTP and possible ways of improving power consumption of WWTP.

Second section is a review of energy consumption of vacuum systems of five different municipalities including one WWTP. Measured and evaluated outputs were used to create energy audit methodology for sewer systems.

KLÍČOVÁ SLOVA

energetická náročnost, spotřeba elektrické energie, energetický audit, podtlaková stoková síť, vývěva, čerpadlo, ČOV

KEYWORDS

energy performance, power consumption, energy audit, vacuum sewer system, vacuum pump, pump, wastewater treatment plant

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽĎÁRA, Jan. *Energetické náročnosti kanalizačních sítí*. Brno, 2013. 85 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav vodního hospodářství obcí. Vedoucí práce doc. Ing. Jaroslav Raclavský, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 11. 1. 2013

.....

Jan Žďára

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jaroslavu Raclavskému, Ph.D. za odborné vedení, ochotu a cenné rady, připomínky a náměty, čímž mi velice pomohl ke zpracování zadaného tématu.

Dále bych rád poděkoval zastupitelům obcí, ve kterých bylo provedeno energetické posouzení podtlakových systémů, za poskytnutí potřebných informací.

Poděkování patří i mé rodině a všem blízkým za jejich morální a materiální podporu během celého studia.

.....

Jan Žďára

OBSAH

1	ÚVOD.....	3
1.1	Základní pojmy	3
2	LEGISLATIVA K ENERGETICKÉ PROBLEMATICE VE VODNÍM HOSPODÁŘSTVÍ.....	4
2.1	Zákon č. 406/2000 sb. O hospodaření energií	4
2.1.1	Energetické audity	4
2.2	Evropská legislativa z hlediska šetření energie	5
2.2.1	Třídy energetické účinnosti motorů	6
3	ENERGETICKÁ NÁROČNOST STOKOVÝCH SÍTÍ.....	8
3.1	Obecně	8
3.2	Energetická náročnost gravitačních stokových sítí.....	8
3.3	Popis podtlakových systémů stokových sítí a jejich energetická náročnost	9
3.3.1	Domovní gravitační přípojka	11
3.3.2	Sběrná šachta.....	11
3.3.3	Podtlakový sací ventil	12
3.3.4	Podtlakové stanice.....	12
3.3.5	Podélný profil potrubí	13
3.3.6	Vývěvy	15
3.3.7	Energetická náročnost podtlakových systémů stokových sítí.....	18
3.4	Popis tlakových systémů stokových sítí a jejich energetická náročnost	18
3.4.1	Domovní gravitační přípojka	19
3.4.2	Domovní čerpací jímka (DČJ)	19
3.4.3	Tlaková kanalizační přípojka	20
3.4.4	Tlakové kanalizační řady	20
3.4.5	Energetická náročnost tlakových systémů stokových sítí.....	21
3.4.6	Čerpadla na trhu pro tlakové systémy stokových sítí.....	21
3.5	Energetická náročnost kombinovaných způsobů odvádění odpadních vod	23
3.5.1	Hydrodynamická čerpadla.....	24
3.5.2	Hydrostatická čerpadla	25
3.5.3	Charakteristiky čerpadel.....	26
3.5.4	Pneumatická doprava odpadních vod.....	27
3.6	Optimalizace čerpacích systémů.....	29
3.6.1	Analýza metodou LCC (Life Cycle Cost).....	29

3.7	Porovnání jednotlivých systémů stokových sítí.....	31
4	ENERGETICKÁ NÁROČNOST ČOV	32
4.1	Popis ČOV	32
4.2	Současný stav v energetické náročnosti ČOV	34
4.3	Možné úspory energie na stávajících ČOV.....	35
4.3.1	Řídící systém AQUALOGIC	37
5	ZHODNOCENÍ REŠERŠE	39
6	ENERGETICKÁ NÁROČNOST VENKOVNÍCH PODTLAKOVÝCH SYSTÉMŮ VE VYBRANÝCH OBCÍCH.....	41
6.1	Výpočet energetické náročnosti podtlakových systémů	42
6.2	Obec A.....	45
6.3	Obec B.....	53
6.4	Obec C.....	56
6.5	Obec D.....	59
6.6	Obec E.....	63
6.7	Vyhodnocení spotřeby elektrické energie v podtlakových systémech.....	68
7	METODIKA PRO ENERGETICKÝ AUDIT KANALIZAČNÍ SÍTĚ	75
8	ZÁVĚR.....	77
9	POUŽITÁ LITERATURA.....	79
	SEZNAM TABULEK	82
	SEZNAM OBRÁZKŮ	83
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	85

1 ÚVOD

Tématem této diplomové práce jsou energetické náročnosti kanalizačních sítí. Cílem práce je zpracování rešerše z problematiky energetické náročnosti kanalizačních sítí, porovnání a vyhodnocení spotřeby elektrické energie na podtlakových stokových systémech v pěti obcích a zpracování dílčí části metodiky pro energetický audit kanalizační sítě.

Dnešní společnost čelí nedostatku energetických zdrojů. Vzrůstající spotřeba energie společně s její vzrůstající cenou nutí společnost ke krokům vedoucím k úspoře energie a k hledání alternativních zdrojů energie. Cílem je úspora elektrické energie nejen u nových strojů a zařízení, ale i u stávajících. Elektrické motory použité v průmyslovém odvětví spotřebovávají v celostátním měřítku až 40 % vyrobené elektrické energie.

Spotřeba energií je zodpovědná za téměř 70% emisí skleníkových plynů souvisejících s vodohospodářskou činností. Využívání energie má tedy přímý vliv na životní prostředí. Zvyšování energetické účinnosti je proto jednou z podstatných činností při ochraně životního prostředí ve vodohospodářském odvětví.

Energetické náklady provozu systému městské kanalizace je potřeba optimalizovat snížením spotřeby energie a zvýšením objemu energie vyrobené interně z obnovitelných zdrojů. Základním krokem vedoucím k úsporám energie je výměna určitého zařízení za jiné s nižšími energetickými nároky. Zcela zásadní je výběr správné technologie a včasná modernizace elektromechanického vybavení.

1.1 ZÁKLADNÍ POJMY

Energie – fyzikální veličina, která je charakterizována jako schopnost hmoty (látky nebo pole) konat práci. Jednotka energie je joule (značka: J). Poměr vydané a dodané energie (neboli výkonu a příkonu) udává veličina účinnost. [12]

Příkon – fyzikální veličina, která vyjadřuje množství energie spotřebované za jednotku času. Základní jednotkou příkonu je watt (značka: W). [12]

Výkon – fyzikální veličina, která vyjadřuje množství práce vykonané za jednotku času. Základní jednotkou výkonu je watt (značka: W). [12]

Elektrické napětí – práce vykonaná elektrickými silami při přemísťování kladného jednotkového elektrického náboje mezi dvěma body v prostoru. Elektrické napětí lze také vyjádřit jako rozdíl elektrických potenciálů v obou bodech v prostoru. Jednotka elektrického napětí je volt (značka: V). [12]

Benchmarking – technika trvalé optimalizace a metoda řízení kvality. Porovnání vlastních výsledků s výsledky konkurence vede k neustálému zlepšování. Pojem benchmark znamená standart či porovnávací ukazatel. [4]

2 LEGISLATIVA K ENERGETICKÉ PROBLEMATICE VE VODNÍM HOSPODÁŘSTVÍ

V České republice se jedná o Zákon č. 406/2000 Sb. o hospodaření energií. V Evropském měřítku se energetickou problematikou zabývá zejména Směrnice ErP (Energy related Products) č. 2009/125/EC.

2.1 ZÁKON Č. 406/2000 SB. O HOSPODAŘENÍ ENERGIÍ

Tento zákon stanovuje práva a povinnosti fyzických a právnických osob při nakládání s energií. Přispívá k šetrnému využívání přírodních zdrojů a ochraně životního prostředí v České republice, ke zvyšování hospodárnosti užití energie, konkurenceschopnosti, spolehlivosti při zásobování energií a k trvale udržitelnému rozvoji společnosti. Jedním z nástrojů ke snižování spotřeby elektrické energie je energetický audit. [17]

2.1.1 Energetické audity

Energetický audit (EA) se provádí za účelem získání přehledu o způsobech využívání energie, následném návrhu snižování spotřeby energie a minimalizací nákladů na energetické služby systému nebo jeho prvků. EA je popis energetické kvality, jehož metodiku stanovuje vyhláška č. 213/2001, kterou se vydávají podrobnosti náležitostí energetických auditů. EA musí být zpracován s využitím energeticky úsporných materiálů a postupů, objektivně a pravdivě. Metodiku provádění energetických auditů stanovuje výše uvedená vyhláška. Obsah EA je dle výše uvedené vyhlášky následující: [17], [18]

1. identifikační údaje
2. popis výchozího stavu
 - základní údaje o předmětu EA (např. název ČOV, schéma ČOV, průtoky, atd.),
 - základní údaje o energetických vstupech do předmětu EA (průměrné roční výše energetických vstupů a výstupů),
 - vlastní energetické zdroje (pokud existují, sestaví se tabulka výroby energie ze zdrojů),
 - rozvod energie v předmětu EA,
 - spotřebiče energie (druh čerpadla, příkon, motohodiny, atd.).
3. zhodnocení výchozího stavu (sestavení roční energetické bilance na základě údajů získaných z provedených šetření)
4. návrh opatření ke snížení spotřeby energie
 - beznákladová (např. organizační, změna chování personálu, atd.),
 - nízkonákladová (např. v rámci údržby systému),

- vysokonákladová (investice).
5. ekonomické vyhodnocení
 6. vyhodnocení z hlediska ochrany ŽP (kvantifikuje se snížení zátěže ŽP)
 7. závazné výstupy energetického auditu
- hodnocení současné úrovně energetického hospodářství posuzovaného objektu,
 - celkovou výši dosažitelných energetických úspor včetně použitých vstupních a výstupních údajů a metod výpočtu,
 - návrh vybrané varianty doporučené k realizaci energetických úspor včetně ekonomického zdůvodnění,
 - závěrečná doporučení,
 - evidenční list EA.

Z uvedeného vyplývá, že před zahájením EA musí být proveden primární průzkum a zjištění základních informací o objektu. Energetický audit provádí energetický auditor, což je fyzická osoba, která je zapsána do seznamu energetických auditorů vedeného ministerstvem průmyslu a obchodu. Zpracování EA hradí zadavatel auditu. Energetické audity provedené nestranným způsobem jsou významným rozhodovacím materiálem při ekonomických rozborech systémů kanalizačních sítí. EA poskytne provozovateli objektivní popis energetické náročnosti systému, zařízení nebo technologie. Musí z něho být patrný potenciál dosažitelných úspor energií spolu s vyjádřením dopadu na životní prostředí. [17], [18]

2.2 EVROPSKÁ LEGISLATIVA Z HLEDISKA ŠETŘENÍ ENERGIE

EU hodlá snížit do roku 2020 produkci skleníkových plynů o 20%, zvýšit podíl energie z obnovitelných zdrojů o 20% a zlepšit energetické účinnosti o 20%, to vše v porovnání s rokem 1990. Dosažení těchto cílů má za úkol Směrnice ErP (Energy related Products) č. 2009/125/EC, dříve EuP (Energy using Products č. 2005/32/EG) z 21. 10. 2009, platná od 20. 11. 2010. Směrnice popisuje integrovanou produktovou politiku (IPP) EU, která zahrnuje celkový životní cyklus elektrických zařízení, počínaje výrobou, přes provoz, až po konečnou likvidaci. Směrnice zahrnuje všechny výrobky, na které se vztahuje starší směrnice EuP a je rozšířena o výrobky, které jsou spojeny se spotřebou energie, ale přímo energii nespotřebovávají (např. okna, vodovodní baterie atd.). Dokumenty spojené s uváděním motorů s vyšší energetickou třídou do praxe jsou: [7] [15]

- Nařízení Komise (ES) č. 640/2009 ze dne 22. 7. 2009, kterým se provádí Směrnice Rady č. 2005/32/ES ze dne 6. 7. 2009, pokud jde o požadavky na ekodesign. Podle této směrnice by se měly sladit požadavky na energetickou spotřebu motorů, čímž by

měly přispět k fungování vnitřního trhu a ke zlepšení environmentální výkonnosti těchto výrobků.

- Nařízení Komise (ES) č. 641/2009, kterým se provádí Směrnice EP a Rady 2005/32/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign samostatných oběhových bezucpávkových čerpadel a bezucpávkových oběhových čerpadel vestavěných ve výrobcích. Většina čerpadel pracuje nepřetržitě, proto jsou prioritním výrobkem s ohledem na požadavky na ekodesign.
- Směrnice EU MEPS (Minimum Energy Performance Standard) pro třífázové asynchronní motory. Po technické stránce se tato směrnice orientuje na mezinárodní běžný standard IE (International Efficiency) podle IEC 60034-30.
- Národní harmonizované normy, zejména IEC 60034-30 a IEC 60034-31.

2.2.1 Třídy energetické účinnosti motorů

Již od roku 1998 jsou na evropském trhu dostupné třífázové asynchronní motory. Jsou zařazeny do účinnostních tříd eff1 až eff3. Tato klasifikace účinnosti eff vznikla z iniciativy CEMEP (Commission of Electric Machinery and Power Electrics Manufactures, Evropská komise výrobců elektrických strojů a výkonové elektroniky). Tato dobrovolná úmluva je nahrazena celosvětově platnou normou IEC 60034-30 (odpovídá ČSN EN 60034-30 Točivé elektrické stroje – část 30: Třídy účinnosti jednobázkových třífázových asynchronních motorů nakrátko). Porovnání tříd energetické účinnosti dle nové IEC 60034-34 a CEMEP je uvedeno v Tab. 2.1. [7] [15]

Tab. 2.1 Srovnání tříd energetické účinnosti motorů dle nové IEC 60034-30 a CEMEP [7]

IEC 60034-30 ; třídy účinnosti IE	CEMEP ; třídy účinnosti eff
IE1 – standardní účinnost	srovnatelná s eff2
IE2 – zvýšená účinnost	srovnatelná s eff1
IE3 – vysoká účinnost	asi o 10 až 15% lepší než IE2
IE4 – velmi vysoká účinnost	-

Norma IEC 60034-30 uvádí třídy IE1 až IE3, které jsou zaměřeny přednostně na motory napájené ze sítě. Norma IEC 60034-31 uvádí ještě třídu IE4, která se vztahuje na motory s regulací otáček. Tyto minimální třídy účinnosti se uplatňují od poloviny roku 2011 a předpokládá se postupné zvyšování požadavků na účinnost motorů (Tab. 2.2). Týkají se všech dvou, čtyř a šestipólových třífázových asynchronních elektromotorů s konstantními otáčkami ve výkonovém rozmezí 0,75 až 375 kW a jmenovitým napětím do 1000V, jež pracují v trvalém provozu. Výjimku z tohoto nařízení mají tyto druhy motorů: [7] [15]

- speciální motory, které jsou za provozu zcela ponořené do kapaliny,
- motory, které jsou zcela vestavěné do výrobku,
- motory dimenzované na jednu činnost v atypickém prostředí,
- motory s teplotou okolního vzduchu přesahující $+40^{\circ}\text{C}$ nebo nižší než -15°C u jakýchkoli motorů, nebo nižší než 0°C u motorů chlazených vzduchem,
- motory v potencionálně výbušných prostředích podle směrnice 94/9/ES,
- brzdové motory,
- za podmínek, kdy je teplota chladicí vody na vstupu do výrobku nižší než 5°C nebo vyšší než 25°C .

Povinnost výrobce je udávat na typovém štítku a v dokumentaci výrobku třídu IE a hodnotu stupně účinnosti. [7]

Tab. 2.2Termíny pro zákaz uvádění nových třífázových asynchronních motorů do provozu v EU při nesplnění klasifikace IE [15]

TERMÍN	VÝKON	MEPS	ALTERNATIVNÍ MEPS
od 16. 6. 2011	0,75 až 375 kW	IE2	-
od 01. 01. 2015	0,75 až 7,5 kW	IE2	-
	7,5 až 375 kW	IE3	IE2 + měnič frekvence
od 01. 01. 2017	0,75 až 375 kW	IE3	IE2 + měnič frekvence

3 ENERGETICKÁ NÁROČNOST STOKOVÝCH SÍTÍ

3.1 OBECNĚ

Stokové sítě se podle ČSN 75 6101 Stokové sítě a kanalizační přípojky [8] dělí na:

- gravitační,
- vakuové (podtlakové),
- tlakové,
- nebo jejich kombinace.

V gravitační stokové síti je voda poháněna gravitační silou, k čemuž je potřeba dostatečný sklon. U vakuové a tlakové stokové sítě je potřeba elektrické energie k vytvoření podtlaku a přetlaku. Stroje, které spotřebují nejvíce elektrické energie, na stokových sítích, jsou tedy zejména elektromotory vývěv a čerpadel. Tyto stroje mají velký potenciál zlepšení energetické účinnosti, a tím úspory elektrické energie.

3.2 ENERGETICKÁ NÁROČNOST GRAVITAČNÍCH STOKOVÝCH SÍTÍ

U gravitačních způsobů odvádění odpadních vod není potřeba elektrické energie. Stav stokové sítě má však vliv na spotřebu elektrické energie na ČOV. Odhaduje se, že okolo 30% délky stokových sítí se blíží k hranici životnosti, resp. se nacházejí za ní a 50% stokových sítí nevyhovuje kritériím ČSN 75 6909 pro vodotěsnost stok. Při auditech ČOV v ČR a SK bylo zjištěno, že jsou čistírny odpadních vod, které jsou napojené na stokové sítě s infiltrací 70 až 100%. Příčinou infiltrace je špatný technický stav, který je zapříčiněn poruchami. Příčiny poruch stokových sítí je možné rozdělit do několika skupin: [2]

- přirozené stárnutí materiálu,
- změna vlastností transportovaných médií,
- použití nekvalitního stavebního materiálu,
- špatná kvalita práce,
- vnější vlivy.

Ke zjištění množství balastních vod se provádí analýza infiltrace a nežádoucích přítoků do stokové sítě. Ke zjištění infiltrace je potřebné zjistit průtoky ve stokové síti průtokoměry. Průzkumem stokové sítě a rozbory určíme druhy protékající odpadní vody, místa infiltrace a exfiltrace a nepovolená napojení. U této analýzy je třeba brát v potaz sezónní vlivy na sběr dat.

Postupy zjišťování infiltrace a nepovolených napojení jsou následující: [2]

- zkouška kouřem – zdravotně nezávadný kouř je čerpán do stokové sítě a následně je sledováno, dokumentováno a vyhodnoceno kde kouř vychází,
- monitoring TV kamerou – vyhodnocením záznamu TV inspekce je možné zjistit poruchy na stokové síti (prorůstající kořeny, netěsné spoje, atd.) a odborným odhadem určit množství infiltrace,
- inspekce šachet – relativně levný a rychlý způsob zjištění infiltrace, přítoků, technického stavu stokové sítě a správnosti technické dokumentace,
- monitoring průtoků – používá se zejména pro kalibraci hydraulických modelů.

Špatný technický stav stokové sítě má následující dopady na ČOV: [2]

- zvyšuje se spotřeba energie na čerpání a čištění balastní vody,
- ČOV nepracuje v optimálním provozu,
- dochází k velkému naředění odpadních vod,
- při velkém přítoku balastních vod dochází k hydraulickému přetížení ČOV.

Sanace stokové sítě lze provádět různými způsoby. V posledním desetiletí nastal velký rozvoj bezvýkopových metod pro opravu, renovaci a obnovu stokových sítí. Tyto metody jsou oproti metodám otevřeným výkopem velmi rychlé. Sanace stokové sítě je však velmi nákladná a nelze ji hradit z prostředků ušetřených za sníženou spotřebu energií na ČOV (pouze v případě velké infiltrace na malé části stokové sítě).

3.3 POPIS PODTLAKOVÝCH SYSTÉMŮ STOKOVÝCH SÍTÍ A JEJICH ENERGETICKÁ NÁROČNOST

Podtlaková stoková síť odvádí odpadní vody v oddílném systému, neodvádí tedy vody dešťové. Jedná se o větvné trubní systémy s centrální podtlakovou stanicí. Tyto systémy využívají k dopravě odpadních vod záporného tlakového spádu (podtlaku). Zdrojem podtlaku jsou vývěvy, které jsou instalované v podtlakové stanici. Potrubní systém je uzavřený bez možnosti vstupu a je v něm stále udržován podtlak, díky čemuž jsou vyloučeny úniky odpadních vod. Velká rychlost proudění směsi odpadní vody a vzduchu vylučuje možnost vzniku usazenin. Z podtlakové stanice jsou odpadní vody dále dopravovány na ČOV čerpadlem. [14] [5]

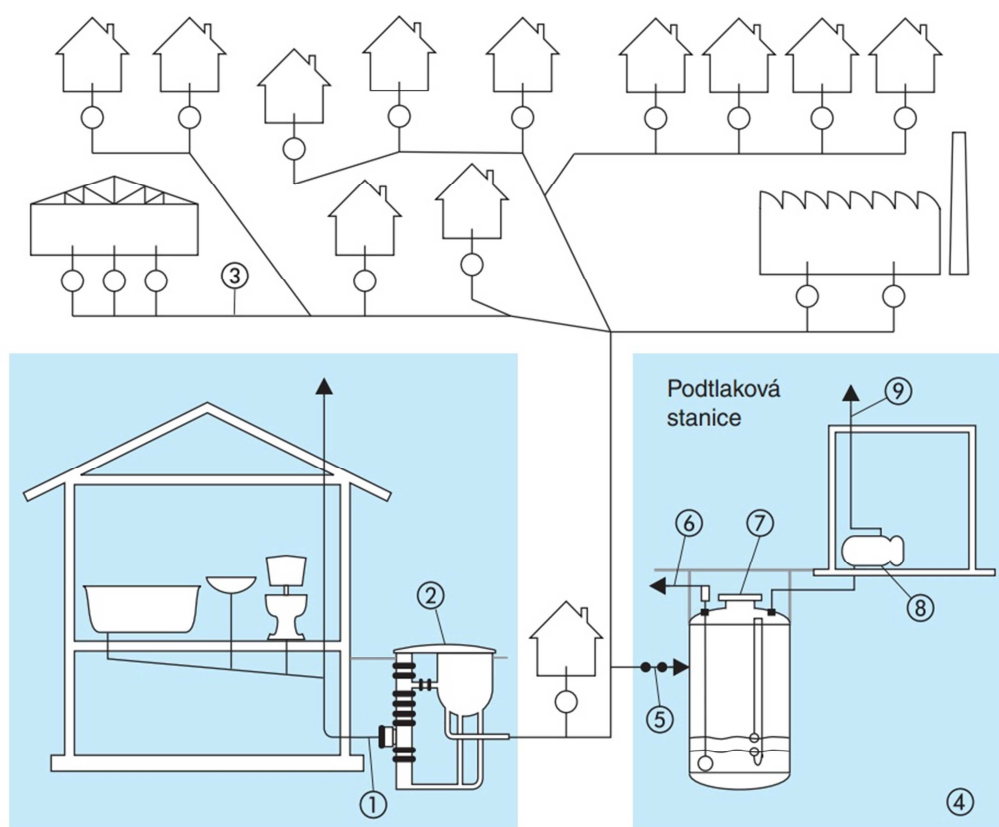
Podtlakové systémy stokových sítí je vhodné použít za těchto podmínek: [5]

- venkovská území – malé obce,
- malá hustota osídlení,

- nedostatečný sklon,
- příliš časté křížení překážek (např. vodní toky, příkopy...),
- vysoká hladina podzemní vody,
- nepříznivé základové poměry,
- ochranné pásmo vodního zdroje,
- občasný přítok odpadních vod (kempy, chatové oblasti).

Konstrukční prvky vakuového systému (Obr. 3.1) jsou následující: [5]

- domovní gravitační přípojka,
- sběrná šachta,
- sací ventil,
- podtlaková stoková síť,
- podtlaková stanice.



Obr. 3.1 Schéma podtlakového systému ROEVAC [13]

1 – domovní gravitační přípojka se zavzdušňovacím potrubím, 2 – sběrná šachta se sacím ventilem, 3 – podtlaková kanalizační síť, 4 – podtlaková stanice, 5 – sběrné potrubí, 6 – výtlak na ČOV, 7 – podtlaková nádoba, 8 – vývěvy, 9 – odvod vzduchu

3.3.1 Domovní gravitační přípojka

Odpadní voda je do sběrné šachty přiváděna gravitační domovní přípojkou, která podléhá normě ČSN 75 6101 Stokové sítě a kanalizační přípojky. V některých případech je možné odkanalizování více objektů do společné sběrné šachty. Pokud nelze odpadní vodu odvádět do sběrné šachty gravitačně, lze napojit do sběrné šachty tlakové potrubí a odpadní vodu dopravovat pomocí tlakového čerpadla. Podtlakový ventil přisává s odpadní vodou vzduch, proto je potřeba zajistit na přípojce přívzdušnění (zavzdušňovací trubku). Osazením zavzdušňovací trubky je zamezeno odsátí zápachových uzávěrů (sifonů) z umyvadel v bytech. Zavzdušňovací trubka musí být osazena co nejbližší ke sběrné šachtě. [14], [5]

3.3.2 Sběrná šachta

Sběrná šachta slouží k akumulaci odpadní vody (Obr. 3.2). Sběrné šachty musí být vodotěsné, odolné proti vnějším vlivům a vnitřnímu přetlaku. Akumulační prostor je využit při krátkodobém maximálním přítoku odpadních vod a při výpadku elektrické energie v podtlakové stanici. Velikost akumulačního objemu závisí na uvažované maximální době výpadku elektrické energie v podtlakové stanici. Sběrná šachta nesmí být umístěna v terénní prohlubni, aby nedocházelo k jejímu zaplavování povrchovou vodou. Sběrná šachta může být umístěna i ve sklepě domu. Sběrné šachty se dělí na: [5]

- sběrné šachty s odděleným prostorem pro podtlakový sací ventil,
- sběrné šachty s podtlakovým sacím ventilem umístěným ve sběrné jímce.



Obr. 3.2 Sběrné šachty firmy Roediger [13]

3.3.3 Podtlakový sací ventil

Podtlakový ventil umožňuje automatické otevření podtlakového potrubí za účelem odsátí nahromaděné odpadní vody v akumulacním prostoru sběrné šachty. Jedná se v podstatě o dělící element mezi atmosférickým tlakem ve sběrné šachtě a podtlakem v podtlakové stokové síti. Rozdělení sacích ventilů dle principu otvírání je následující: [5]

- pneumaticky ovládané sací ventily,
- elektro ventily ovládané plovákem,
- mechanické plovákové ventily.

Pneumaticky ovládané sací ventily využívají k otevření či uzavření rozdíl tlaku v senzorové trubce. Pneumaticky ovládané sací ventily se dělí na: [5]

- membránové sací ventily (Obr. 3.3),
- pístové sací ventily.



Obr. 3.3 Sací ventil DN 65 firmy Roediger [13]

3.3.4 Podtlakové stanice

Podtlakové stanice se zpravidla umísťují do středu odvodňovaného území. Přitom je snaha dosáhnou zároveň polohy v nejnižším bodu. Podtlakové stoky vyúsťují přímo do podtlakových nádob, ve kterých je podtlak vytvářen a udržován vývěvami. V případě, kdy je podtlak vytvářen a udržován ejektorovými čerpadly, je podtlakové potrubí vyústěno do čerpací jímky. Hladina splaškových odpadních vod v podtlakových nádobách je snímána hladinovými spínači. Jestliže je překročena maximální přípustná hladina v podtlakové nádobě, vypne spínač hladiny vývěvu, aby bylo zabráněno nasátí splaškových odpadních vod do vývěvy. Odpadní voda je z podtlakové stanice dále čerpána na ČOV.

Podtlakové stanice se dle ČSN EN 1091 rozdělují následovně:

- stanice s podtlakovou nádobou v objektu nadzemním nebo podzemním,
- stanice se svislou podzemní podtlakovou nádobou,
- stanice s vodorovnou podzemní podtlakovou nádobou,
- stanice s pneumatickou dopravou splaškových odpadních vod,
- stanice s ejektorovými čerpadly.

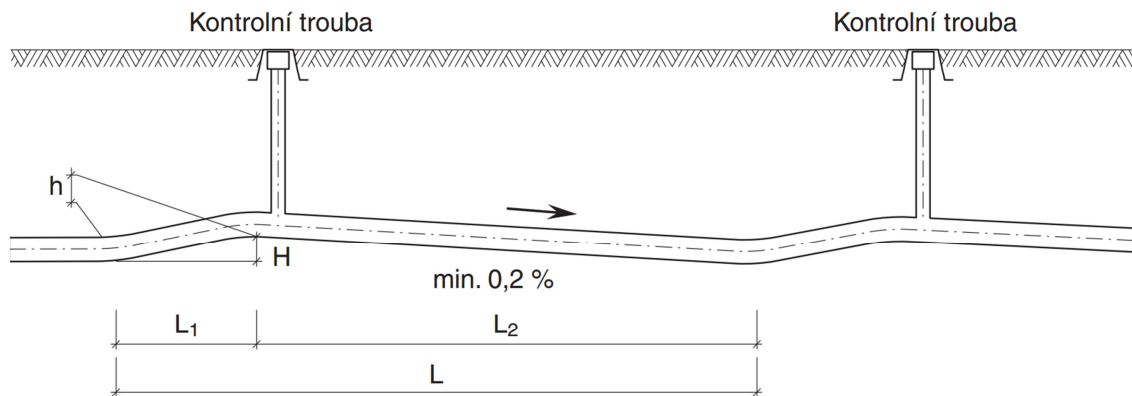
Podtlaková stanice se skládá z: [5]

- objektu včetně zdroje podtlaku,
- podtlakové nádoby nebo sací čerpací jímky,
- zařízení k dopravě splaškových odpadních vod,
- řídicího zařízení,
- biofiltru,
- energetického záložního zdroje.

3.3.5 Podélný profil potrubí

Podélný profil je tvořen tak, aby se v nejnižším bodě hromadila odpadní voda, která musí uzavřít plný profil trouby, aby jí proudící vzduch posouval a vytlačil přes následující výškové body. Podle DWA A – 116 se podélné profily podtlakových stokových systémů dělí na následující tři typy:

- vlnový – je tvořen ohnutím bez použití tvarovek (Obr. 3.4),
- zubový (pilový) – ohyb je tvořen tvarovkami, které se osazují zejména od DN 100 (Obr. 3.5),
- kapsový – podobá se zubovému profilu s rozdílem, že před 45°stoupání se osazují U tvarovky. Použití zejména u profilů do DN 100 (Obr. 3.6).

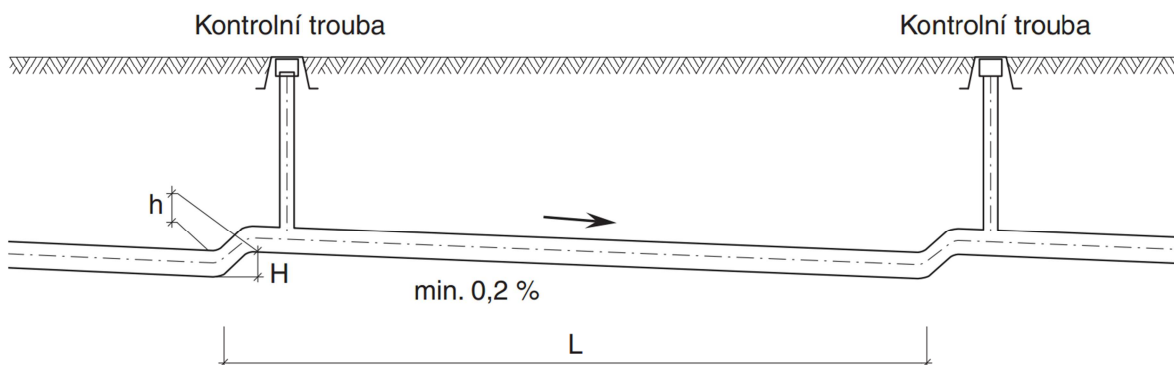


Rozměry:

$$H \approx d_i + 5 \text{ cm}; h = H - d_i \approx 5 \text{ cm}; L_1 \geq 2 \cdot (R \cdot H)^{1/2}; L_2 \leq 500 \cdot H$$

d_i – vnitřní průměr trouby, R – poloměr ohybu trouby

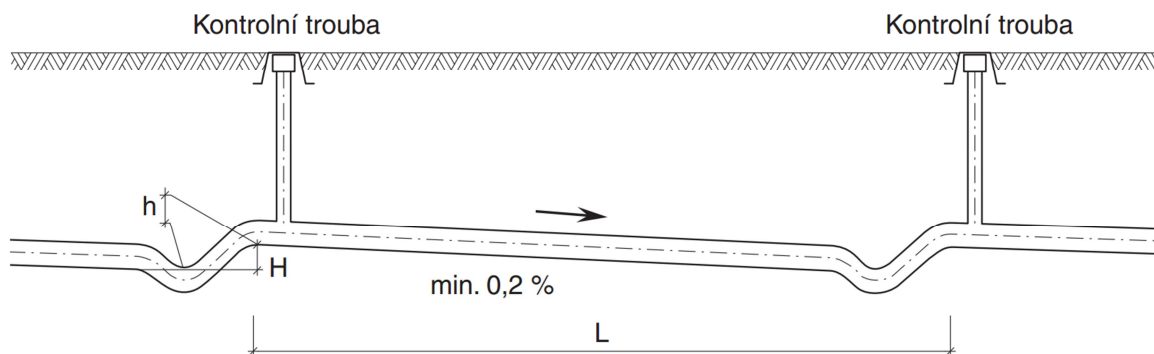
Obr. 3.4 Vlnový podélný profil potrubí [6]



Rozměry:

$$H \geq d_i + 5 \text{ cm}; h = H - d_i; L \leq 500 \cdot H$$

Obr. 3.5 Zubový podélný profil potrubí [6]



Rozměry:

$$H \geq d_i + 5 \text{ cm}; h = H; L \leq 500 \cdot H$$

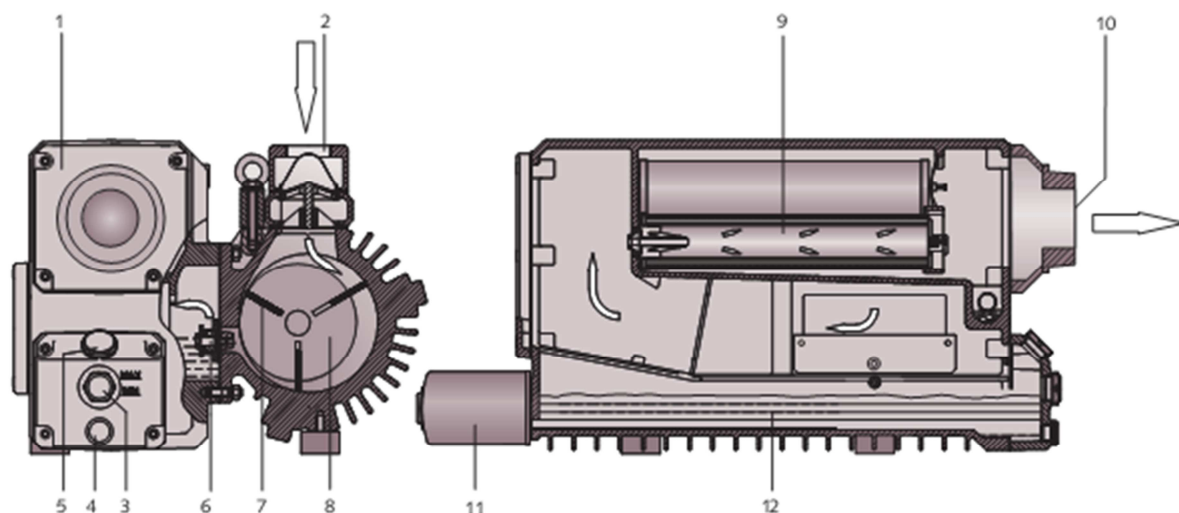
Obr. 3.6 Kapsový podélný profil potrubí [6]

3.3.6 Vývěvy

Energeticky nejnáročnější zařízení na podtlakové stokové síti jsou vývěvy, respektive jejich motory. Vývěva je zařízení, které odčerpává vzduch či jiné plyny z uzavřeného prostoru a vytváří tak částečné vakuum. [12]. Podobně jako u čerpadel existuje řada konstrukčních řešení vývěv. Vývěvy lze dělit podle různých hledisek, např. dle míry vakua, které mohou dosáhnout. U podtlakových stanic se nejčastěji používají následující vývěvy: [6]

- kapalinokružné (vodokružné) – používají k vzniku podtlaku odstředivou sílu vodního prstence,
- olejové jednostupňové rotační lamelové,
- suché bezdotykové,
- s rotačními písty.

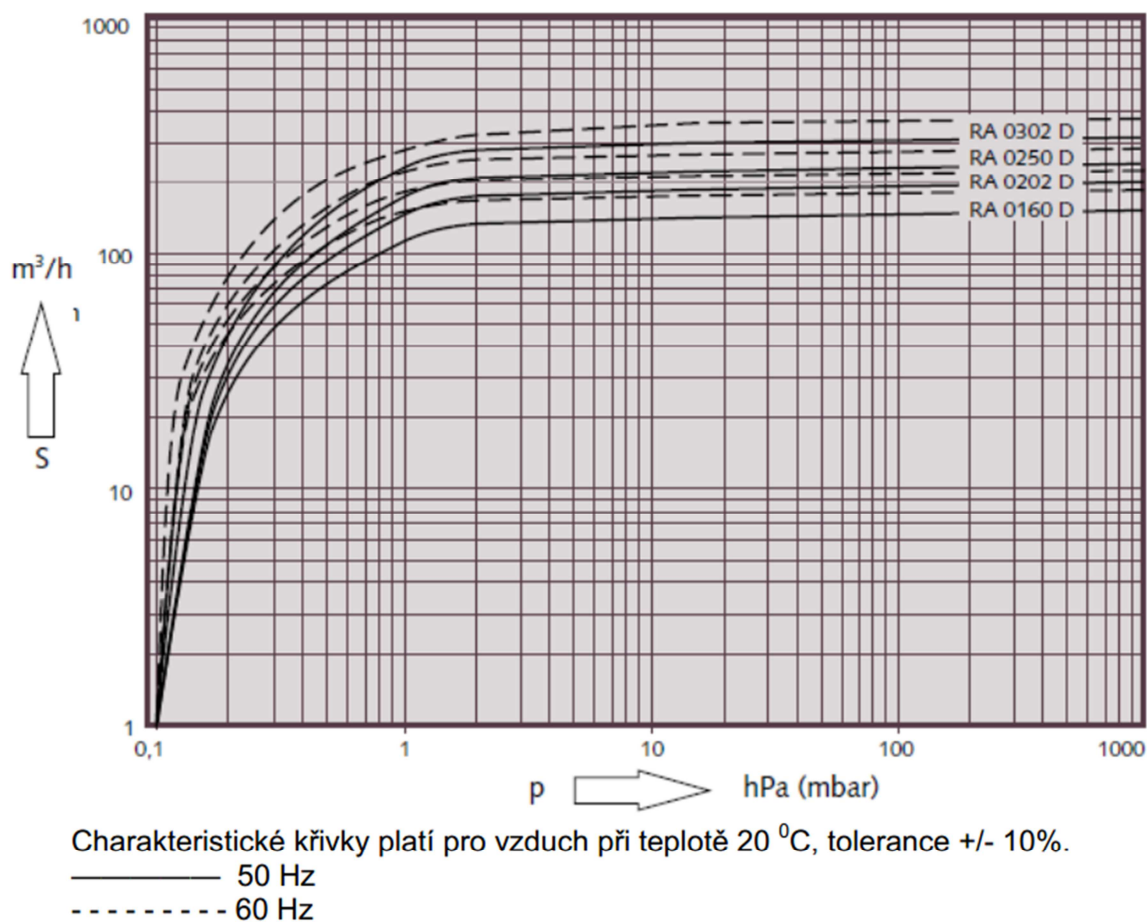
Výrobci vývěv jsou např. společnosti Bush, ORFE, Reitschle, Tuthill, Becker. Velmi často jsou používány vývěvy výrobce Bush, proto uvedu technické parametry vývěv série R5. Jedná se o jednostupňové rotační lamelové vývěvy chlazené vzduchem. Vývěvy jsou konstruovány s ohledem na nepřetržitý provoz a vykazují dobrou snášenlivost na vodní páry. Vývěvy řady R5 pracují na rotačním principu s výsuvnými lamelami. Excentricky uložený rotor se otáčí ve válci. V důsledku odstředivé síly rotace dochází k vytlačování lamel, uložených ve štěrbinách rotoru, směrem ke stěně válce. Lamely rozdělí srpovitý prostor mezi rotorem a válcem na komory. Při propojení komory se sacím kanálem je do komory nasáván vzduch, při dalším otáčení rotoru je stlačován a nakonec je vytlačen do odlučovače oleje a ven z vývěvy. Rozdílným tlakem ve válci a odlučovači je do kompresních komor neustále nasáván olej. Olej spolu s nasávaným médiem jsou poté vypouštěny do odlučovače oleje, kde dochází pomocí gravitace, odkalovače a výstupního olejového filtru k jejich separaci. Olej se hromadí ve spodní části odlučovače, odkud je tlačěn zpět do kompresní komory (oběžné mazání). Médium zbavené oleje je přes výpustní otvor vypouštěno z vývěvy. [19] Schéma vývěvy je zobrazeno na Obr. 3.7. V Tab. 3.1 jsou uvedeny technické parametry vývěv výrobce Busch série R5.



Obr. 3.7 Schéma vývěvy [20]

1 – odlučovač oleje, 2 – sací příruba, 3 – olejznak, 4 – zátka vypouštění oleje, 5 – zátka plnění oleje, 6 – výfukový ventil, 7 – lamela, 8 – rotor, 9 – odlučovací filtr výfuku, 10 – kryt výfuku, 11 – olejový filtr, 12 – olejová jámka

Na Obr. 3.8 je uvedena závislost jmenovitého průtoku vzduchu na koncovém tlaku vybraných typů vývěv série R5.



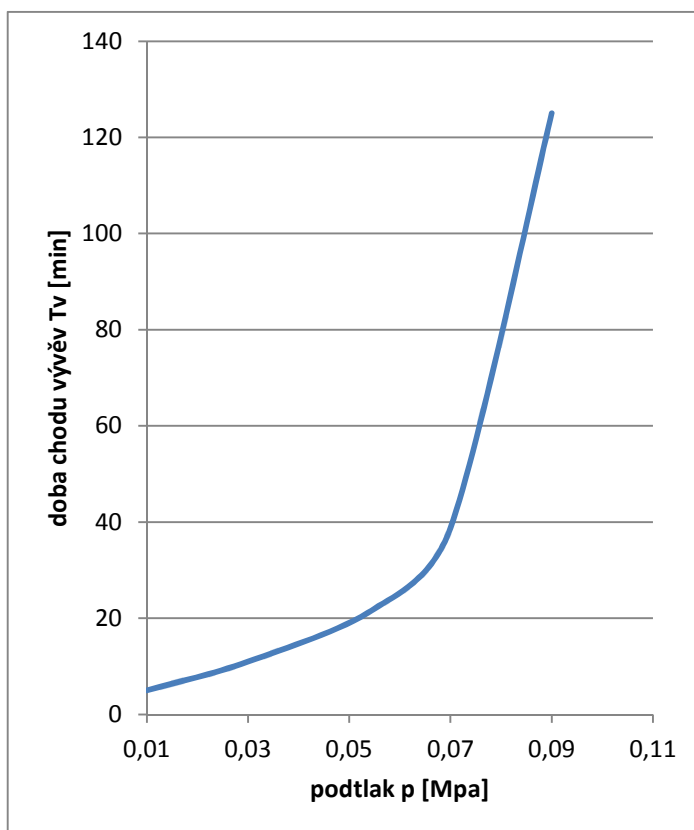
Obr. 3.8 Závislost jmenovitého průtoku vzduchu na koncovém tlaku vývěv [20]

Tab. 3.1 Technické parametry vývěv Bush, série R5 [19], [20]

typ	Jmenovitý průtok vzduchu [m ³ /h]	Koncový tlak [mbar]	Příkon motoru[kW]	Otáčky motoru [1/min]	Napájení [V]	Hlučnost [dB]	Hmotnost [kg]
PB 0004	4	2	0,10	3000	1x230	59	5,1
PB 0008	8	2	0,35	3000	1x230	58	10
RA 0010	10	0,5	0,37	1500	3x400	59	16
RA 0016	16	0,5	0,37	1500	3x400	60	18
RC 0016	16	20	0,37	1500	3x400	60	18
KB 0016	16	2	0,55	3000	3x400	60	18
RB 0021	20	2	0,75	3000	3x400	62	19
RC 0021	20	20	0,75	3000	3x400	62	19
RA 0025	25	0,1	0,75	1500	3x400	60	34
RA 0040	40	0,1	1,1	150	3x400	63	38
RA 0063	63	0,1	1,5	150	3x400	64	52
RA 0100	100	0,1	2,2	1500	3x400	65	70
RA 0160	160	0,5	4,0	1500	3x400	70	140
RA 0202	200	0,5	4,0	1500	3x400	72	140
RA 0250	250	0,5	5,5	1500	3x400	72	190
RA 0305	300	0,5	5,5	1500	3x400	74	190
RA 0400	400	0,5	11	1000	3x690	77	435
RC 0400	400	20	11	1000	3x690	77	435
RA 0630	630	0,5	15	1000	3x690	77	550
RC 0630	630	20	15	1000	3x690	77	550

3.3.7 Energetická náročnost podtlakových systémů stokových sítí

Posouzením energetické náročnosti podtlakových systémů stokových sítí se zabýváme v kapitole 5. Závislost podtlaku v podtlakové stanici na čase T chodu vývěv (Obr. 3.9) je podstatná z hlediska potřeby energie v podtlakové stanici. Od podtlaku 60 kPa progresivně vzrůstá potřeba energie na jeho vytvoření. Z toho vyplývá, že provoz podtlakové stanice, která pracuje s podtlakem více jak 60 kPa, je ekonomicky nevýhodný. Dle pracovního listu DWA – A 116 – 1 Special Drainage Systems je doporučen chod vývěv max. 5hod/den. Při delším chodu vývěv se provoz stává neekonomickým. Návrh podtlakové stanice má tedy vliv na energetickou náročnost podtlakového systému stokových sítí.



Obr. 3.9 Závislost podtlaku v podtlakové stanici na čase T chodu vývěvy [30]

3.4 POPIS TLAKOVÝCH SYSTÉMŮ STOKOVÝCH SÍTÍ A JEJICH ENERGETICKÁ NÁROČNOST

Tlaková kanalizace je založena na principu přetlaku uvnitř větevné či okružové trubní sítě. Tlak je vyvolaný soustavou domovních čerpacích jímek (dále jen DČJ), které jsou zřízeny v blízkosti odvodňovaného objektu. Z uvedeného plyne, že elektrická energie je do systému vnášena hned u zdroje znečištění (napojené nemovitosti). Splaškové odpadní vody přitékají do DČJ gravitační přípojkou a po akumulování určitého množství jsou čerpány do trubního systému a odváděny na ČOV. Systém je vhodný pro plochá či mírně zvlněná území.

Tlakové systémy stokových sítí se skládají z jednotlivých konstrukčních prvků: [6]

- domovní gravitační přípojka,
- domovní čerpací jímka (DČJ),
- tlaková kanalizační přípojka,
- tlakové kanalizační řady.

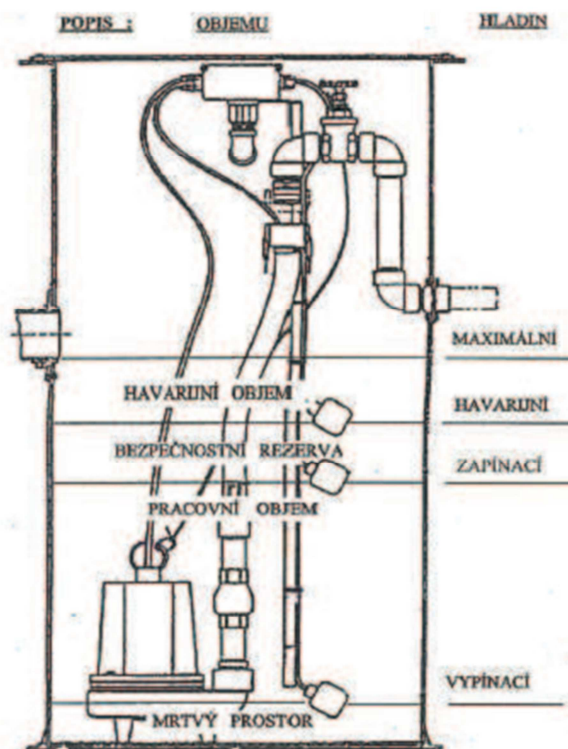
3.4.1 Domovní gravitační přípojka

Domovní gravitační přípojka podléhá normě ČSN 75 6101 Stokové sítě a kanalizační přípojky. Gravitační přípojka se většinou staví dříve, než je rozhodnuto o napojení na tlakový systém, proto je nutné zajistit její těsnost. Gravitační přípojky bývají největším zdrojem balastních vod. Balastní vody jsou nežádoucí, jejich čerpáním dochází ke snižování hospodárnosti systému.

3.4.2 Domovní čerpací jímka (DČJ)

Splaškové odpadní vody jsou akumulovány v DČJ. Jednotlivé hladiny v DČJ oddělují tyto funkční objemy (Obr. 3.10): [6]

- pracovní objem – mezi zapínací a vypínací hladinou, které ovládají čerpadlo. Pro jeho stanovení je rozhodující doba zdržení v jímce (kterou se snažíme minimalizovat) a frekvence spínání čerpadla.
- bezpečnostní rezerva – mezi zapínací a signalizační hladinou. Signalizační hladina je taková hladina v DČJ, od které nastává zpětné vzduť v gravitační přípojce. Bezpečnostní rezerva slouží jako vyrovnávací objem mezi maximálním přítokem a dopravním množstvím čerpadla.
- havarijní objem – mezi signalizační (havarijní) hladinou a bezpečnostním přelivem. Jeho velikost by měla odpovídat objemu nátoky za dobu, kdy je možno opravit čerpadlo nebo odstranit výpadek elektrického proudu.
- mrtvý prostor – je dán výškou sacího hrdla nade dnem a požadavkem, aby čerpadlo nenasálo vzduch.



Obr. 3.10 Funkční objemy DČJ [6]

3.4.3 Tlaková kanalizační přípojka

Jedná se o část systému mezi DČJ a tlakovým řadem. Z majetkoprávního hlediska je tlaková kanalizační přípojka ve vlastnictví majitele nemovitosti, která je odkanalizována. Napojení na tlakovou síť je realizováno pomocí elektrotvarovky a často bývá chystáno v předstihu před realizací DČJ.

3.4.4 Tlakové kanalizační řady

Minimální výška krytí je doporučena 1,0 až 1,2 m. Na tlakové síti se ve spojných uzlech nebo cca po 300 m realizují sekční uzávěry z důvodu možnosti odstavení větve systému. Jednotlivé úseky by měly mít možnost gravitačního odvodnění, proto je nutno síť vést v min. sklonu 0,2%. Vystrojení tlakových kanalizačních řadů je následující: [6]

- uzávěry – šoupátka případně kulové uzávěry,
- čistící vstupy – jedná se o odbočky vyvedené nad terén na koncích větví,
- vzdušníky – zajišťují relativně stabilní provozní režim,
- proplachovací hydranty – umožňují propláchnout úsek tlakovou vodou v případě kdy proplach tlakovým vzduchem nebyl dostatečný,
- kalníky – umožňují vypuštění trubní sítě,

- měrné stanice – slouží k měření průtoků (či rychlostí) a tlaků,
- automatické tlakové stanice (ATS) - jejich úkolem je zabránit anaerobním procesům občasným provzdušněním odpadní vody, která je akumulována v trubní síti nebo výplachem vody z trubní sítě.

3.4.5 Energetická náročnost tlakových systémů stokových sítí

Energetická náročnost tlakových systémů je tedy dána předpokládanou dobou chodu čerpadel, jejich účinností a potřebnou dopravní výškou. Za hospodárná jsou považována čerpaná množství pod 4,0 l/s a příkon pod 3,5 kW.

3.4.6 Čerpadla na trhu pro tlakové systémy stokových sítí

Systém PRESSKAN používá objemové čerpadla vybavené drtičem nečistot, které jsou řízené ovládací automatikou a snímačem hladiny (Tab. 3.2, Obr. 3.11)

Tab. 3.2 Technické parametry čerpadel PRESSKAN [21]

Typ	Max průtok [l/s]	Max. dopravní výška [m]	Příkon [kW]	Napájení [V]
1 ¼“ NP – 01	0,7	100	1,5	400
1 ¼“ NP - 02	0,7	100	1,5	230

Oby typy čerpadel jsou plně kompatibilní a systém PRESSKAN lze tedy použít i tam kde není napájení 400V.



Obr. 3.11 Čerpadlo firmy PRESSKAN [21]

Velice často je navrhováno čerpadlo firmy SIGMA typ 5/4 EFRU (Tab. 3.3, Obr. 3.12). Jedná se o čerpadlo pro odpadní vody bez olejnatých a chemických látek, s vyloučením písku vybavené drtičem. Čerpadlo po konstrukční a funkční stránce vyniká značnou jednoduchostí. [22]

Tab. 3.3 Technické parametry čerpadla firmy SIGMA [22]

Typ	Min. průtok [l/s]	Max. průtok [l/s]	Min. tlaková výška [m]	Max. tlaková výška [m]	Výkon [kW]	Napájení [V]
5/4“ EFRU	0,65	0,90	5	80	1,1	400



Obr. 3.12 Čerpadlo firmy SIGMA, typ 5/4“ EFRU [22]

Dalšími často používaným čerpadlem je typ AQK od firmy AQ SPOL. Technické parametry jsou uvedeny v Tab. 3.4. Tyto čerpadla jsou vybavena řezacím zařízením a jsou určena k čerpání biologicky a mechanicky znečištěné vody bez agresivních příměsí v systémech tlakové kanalizace. [23]

Tab. 3.4 Technické parametry čerpadel firmy AQ SPOL [23]

typ	Max. průtok [l/s]	Max. tlaková výška [m]	Max. počet sepnutí [1/ h]	Výkon [kW]	Napájení [V]	Otáčky [1/min]
AQ-04/400-N1	0,5	100	20	1,1	3x230	2800
AQ-04/400-N3	0,75	100	20	1,1	3*400	2820
AQ-06/400 (SZ)	0,5	100	20	1,1	3x230	2800
AQ-05/400	8,5	20	20	2,2	3x400	2800

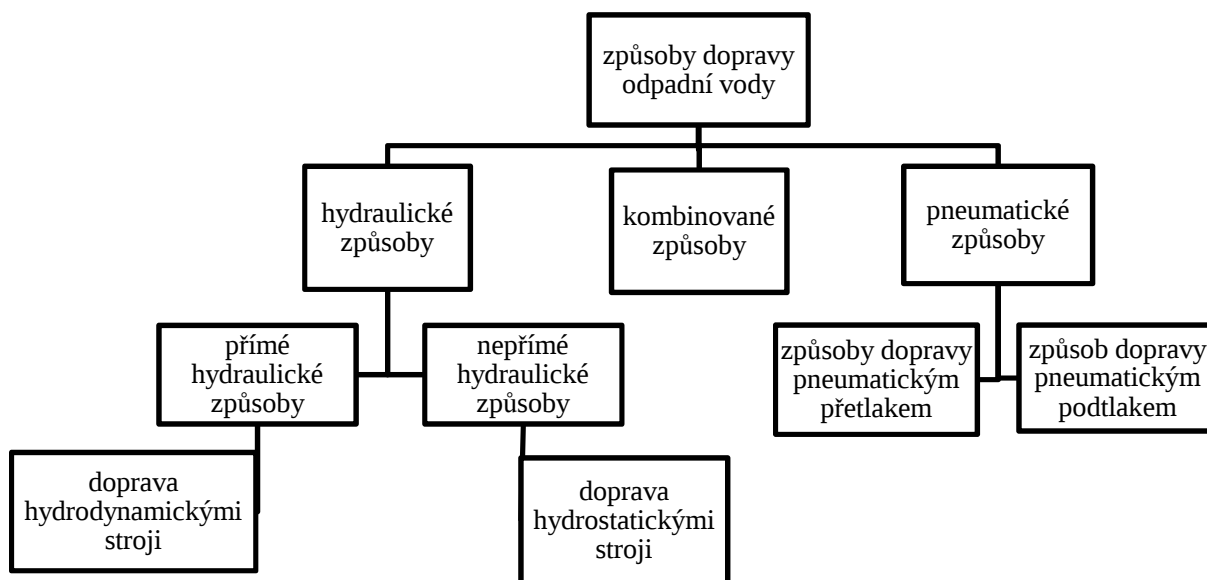
3.5 ENERGETICKÁ NÁROČNOST KOMBINOVANÝCH ZPŮSOBŮ ODVÁDĚNÍ ODPADNÍCH VOD

Jedná se o modifikace výše uvedených systémů odvádění odpadních vod (např. gravitační s přečerpáváním, část systému podtlaková a část tlaková, či gravitační systém s pneumatickou dopravou na ČOV). U gravitační stokové sítě s přečerpáváním je voda odvedena gravitačně do nejnižšího místa a odtud čerpána na ČOV. Čerpadla jsou umístěna v tzv. čerpacích stanicích.

Energetická náročnost čerpání je určena především hodnotou potřebné dopravní výšky H , dobou čerpání a účinností čerpadla. Pracovní bod čerpadla, podle kterého se pak provádí vlastní výběr čerpadla, je dán průtokem Q a dopravní výškou H . Čerpadla pro odpadní vody by měla být odolná proti ucpání a tím splňovat požadavek spolehlivosti. O volbě typu čerpadla rozhodují především tyto tři faktory: [6]

- technické řešení problému,
- investiční náklady,
- provozní náklady.

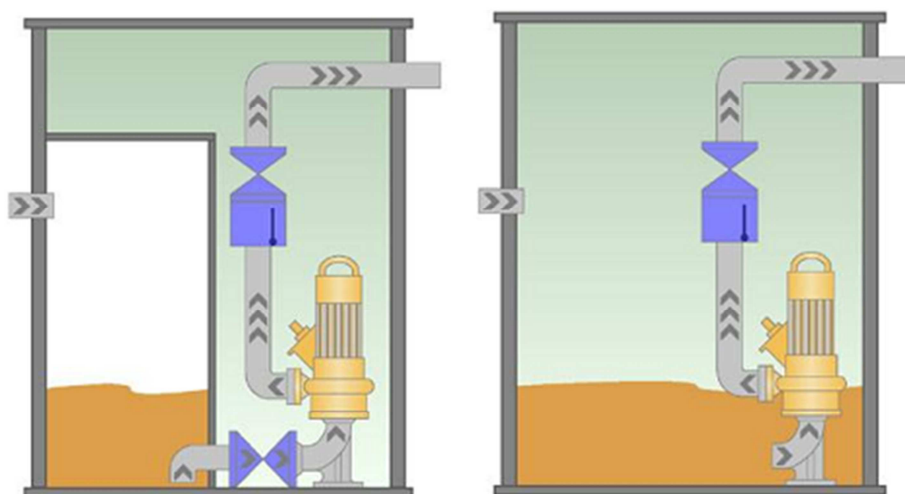
Čerpadla lze rozdělit podle různých kritérií. Na Obr. 3.13 je uvedeno rozdělení dle způsobu dopravy vody.



Obr. 3.13 Rozdělení čerpadel dle způsobu dopravy odpadní vody [6]

Nejvíce rozšířené jsou hydraulické způsoby dopravy odpadní vody. Při přímé hydraulické dopravě prochází odpadní voda se všemi látkami, které obsahuje (pevné látky, usazeniny apod.), přes hydrauliku čerpadla. Proto je nutné u oběžného kola splnit geometrické předpoklady, aby mohlo dojít k dopravě bez ucpání. V případě nepřímé hydraulické dopravy

se z média odstraní hrubé látky a přes hydrauliku čerpadla se dopravuje pouze předčištěná odpadní voda, čímž je dána vyšší spolehlivost čerpadel proti ucpání. U hydraulického způsobu dopravy vody může být čerpadlo osazeno v suché nebo mokré jímce (Obr. 3.14)



Obr. 3.14 Osazení čerpadla v suché jímce (vlevo) a v mokré jímce (vpravo) [6]

3.5.1 Hydrodynamická čerpadla

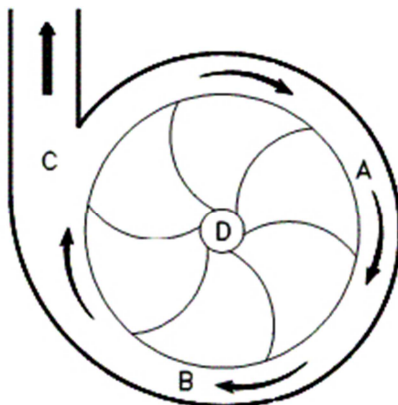
Princip účinku je založen na nepřímé přeměně mechanické energie na hydraulickou přes změnu kinetické energie kapaliny. Pracovním prvkem je oběžné kolo, na které je síla předávána přes hřídel. Hydrodynamická čerpadla mají při chodu velký počet otáček, protože hřídel je napojená přímo na motor, který hydrodynamické čerpadlo pohání. Regulaci otáček lze provést pomocí frekvenčního měniče. Rozdělení hydrodynamických čerpadel je následující: [6] [16]

- odstředivá,
- axiální – odpadní voda proudí ve směru osy,
- obvodová,
- labyrintová,
- kombinovaná.

Odstředivá čerpadla

Odstředivá čerpadla patří k nejrozšířenějším druhům, hlavně díky své jednoduché konstrukci. Princip odstředivého čerpadla spočívá ve využití odstředivé síly, která působí na dopravované médium (odpadní vodu). Lopatky dávají odpadní vodě, která na ně přiteče, rotační pohyb, čímž je vytlačena z výstupního otvoru (Obr. 3.15). Tento typ čerpadel je vhodný pro delší dobu provozu, není vhodný pro časté vypínání a zapínání (např. jako

dávkovací čerpadlo). Čerpadla pracující do vyšších tlaků (větších výšek) jsou schopna čerpat znatelně menší čerpané množství. [6] [16]



Obr. 3.15 Schéma odstředivého čerpadla [16]

Dle směru přítoku a odtoku odpadní vody se odstředivá čerpadla rozdělují následovně: [16]

- radiální,
- diagonální (šroubová).

Odstředivá čerpadla využívají různých typů oběžných kol: [6]

- jednokanálové oběžné kolo,
- vícekanálové oběžné kolo,
- vírové oběžné kolo,
- oběžné kolo typu N.

Odstředivá čerpadla mohou být také vybavena mēlnícím zařízením. Např. systém s řezacím zařízením před oběžným kolem, či systém s hrubě řezacím zařízením.

3.5.2 Hydrostatická čerpadla

Hydrostatická čerpadla (neboli také objemová) pracují na principu přímé přeměny mechanické energie na hydraulickou. K pohybu odpadní vody dochází přímým působením na objem odpadní vody, který je oddělen nejdřív na sací potrubí a posléze na potrubí výtlačné. Geometrický tvar (např. píst) je zaveden do prostoru, ve kterém se nachází odpadní voda, při čemž je podrobována kompresi. Média, která se nedají stlačovat, jsou při tom z prostoru vytlačena. Čerpané množství se s dopravní výškou mění jen zanedbatelně ($Q - h$ charakteristika je strmější). Hydrostatická čerpadla se rozdělují následovně: [16]

- rotační,
- s kmitavým pohybem (oscilující),

- hadicová,
- kombinovaná.

Rotační hydrostatická čerpadla vytlačují médium s pomocí rotačního pístu v různých tvarech. Plynulost čerpání je závislá na typu rotujícího pístu. Jedná se například o excentrické šnekové čerpadlo. Oscilující čerpadla vytlačují médium s pomocí pístu, který střídavě tlačí a saje dopravované médium. K dosažení stálého dopravovaného množství jsou potřeba vyrovnávací a tlumící opatření (např. tlumič pulsací). [6] Hydrostatická čerpadla jsou méně odolná proti chodu „na sucho“ než čerpadla hydrodynamická. Odstředivé čerpadlo bude v provozu na prázdno, dokud tepelná pojistka nevypne motor, kdežto u hydrostatického čerpadla dojde ke zničení statoru.

3.5.3 Charakteristiky čerpadel

Jde o závislost průtoku a různých charakteristik čerpadla. Jedná se tyto charakteristiky:

- dopravní výška H ($Q - H$ charakteristika),

$$H = H_0 - \rho \cdot Q^2 [m]$$

kde: H_0 je závěrný bod čerpadla,

ρ je konstanta daná čerpadlem,

Q je průtok čerpadlem.

- příkon ($Q - P$ charakteristika) – mechanický příkon dodávaný na hřídel čerpadla hnací jednotkou,

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta} [W]$$

$$Y = g \cdot H [J \cdot kg]$$

kde: Y je měrná energie čerpadla

- účinnost (křivka účinnosti) - poměr výkonu a příkonu, jedná se o faktor využitelnosti příkonu čerpadla,

$$\eta = \frac{P_n}{P} [\%]$$

$$P_n = \rho \cdot Q \cdot Y [W]$$

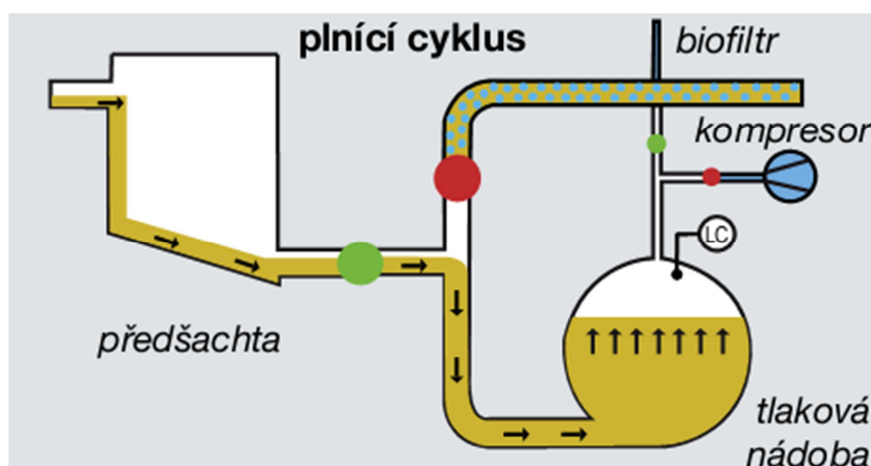
- čistá pozitivní sací výška (NPSH křivka – Net Positive Suction Head) – nejvyšší dovolená geodetická sací výška čerpadla.

3.5.4 Pneumatická doprava odpadních vod

Kompresory spotřebovávají elektrickou energii při pneumatické dopravě odpadních vod, proto uvádím tento způsob dopravy OV, který je používán v kombinaci s gravitačním způsobem dopravy odpadních vod. Jedná se např. o systém GULLIVER dodávaný firmou Hoelscher-technik-gorator. Odpadní voda a fekálie jsou shromažďovány v tlakové nádobě a prostřednictvím stlačeného vzduchu z kompresorů bez nebezpečí ucpávání odváděny. S každým tlakovým cyklem je do odpadní vody pomocí stlačeného vzduchu přidáván kyslík. Pneumatická doprava odpadních vod systémem by se měla použít vždy, když vzniká nebezpečí, že odpadní voda v tlakovém potrubí bude v anaerobním prostředí. Systém pracuje střídavě v plnicím cyklu (Obr. 3.16) a v tlakovém cyklu (Obr. 3.17). [28]

Plnicí cyklus

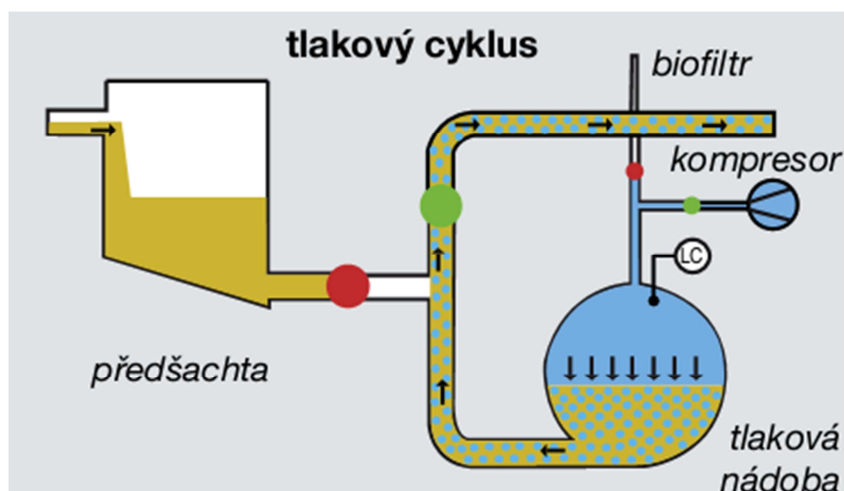
Během plnicího cyklu z předšachty odtéká odpadní voda gravitačně do tlakové nádoby. Vzduch vytlačený ze zásobníků uniká přes odvzdušňovací potrubí a biofiltr, který zároveň slouží jako tlumič hluku. V okamžiku, kdy je nádoba plná, sepne se čidlo plnění a uzavře se nátokové a odvzdušňovací potrubí. [28]



Obr. 3.16 Plnicí cyklus systému GULLIVER [28]

Tlakový cyklus

Otevřením potrubí natlakují kompresory v nádobě tlak potřebný k dopravě vody a pomocí stlačeného vzduchu se odpadní voda začne odvádět do výtlačného potrubí. Po předem nastavené době se celý proces odvádění zastaví a kompresor se vypne. Stlačený vzduch v nádobě se uvolní odvzdušňovacím potrubím a biofiltrem. Ve výtlačném potrubí se uzavře zpětná klapka a nátokové šoupě se opět otevře, aby mohlo dojít k dalšímu plnicímu cyklu. Kontinuální cyklus je zabezpečen pomocí dvou tlakových nádob ve střídavém provozu. [28]



Obr. 3.17 Tlakový cyklus systému GULLIVER [28]

Kompresory

Kompresory jsou strojní zařízení s největší spotřebou elektrické energie při pneumatické dopravě odpadních vod, proto uvedu jejich technické parametry (Tab. 3.5).

Tab. 3.5 Technické parametry kompresorů RENNER [29]

Typ	Průtok [m ³ /min]				Výkon [kW]	Hmotnost [kg]
	7,5bar	10bar	13bar	15bar		
RS3	0,41	0,32	0,24	0,21	3	160
RS4	0,56	0,46	0,35	0,30	4	160
RS5,5	0,77	0,65	0,53	0,45	5,5	170
RS7,5	1,10	0,95	0,74	0,63	7,5	180
RS9	-	1,09	0,86	0,76	9	190
RS11	1,76	1,50	1,16	0,93	11	270
RS15	2,24	1,96	1,51	1,24	15	290
RS18,5	2,91	2,62	2,20	1,89	18,5	480
RS22	3,46	3,10	2,66	2,31	22	510
RS1-30	4,38	4,01	3,52	3,02	30	550
RS2-30	5,05	4,28	3,76	3,40	30	680
RS37	6,15	5,24	4,56	4,15	37	730
RS45	7,25	6,51	5,55	5,03	45	830
RS55	9,30	7,96	6,70	5,87	55	980
RS75	12,35	10,55	9,40	8,30	75	2200
RS1-90	14,56	13,05	11,70	10,20	90	2250
RS2-90D	15,36	13,53	11,00	10,49	90	2800
RS110D	17,50	16,10	13,52	11,86	110	2950

Tlak kompresorů se upraví na tlakové poměry v potrubí, a protože mají velkou tlakovou rezervu, lze zabránit eventuálnímu počínajícímu ucpání potrubí. Používají se šroubové kompresory RENNER RS. Tyto kompresory mají vysoký výkon při nízké spotřebě energie. Jsou robustní konstrukce pro dlouhodobé osazení v náročných podmínkách a prostorově nenáročné. Provoz je nehluký a bez vibrací. Díky dobré přístupnosti všech dílů je snadná údržba. [28]

3.6 OPTIMALIZACE ČERPAČÍCH SYSTÉMŮ

Výdaje za energie ovlivňují hospodářský výsledek společností, proto je třeba optimalizovat provoz čerpačích systémů. Při návrhu čerpadla bývá jeho velikost často zbytečně předimenzována. Čerpadlo navržené s různými „koeficienty bezpečnosti“ má zbytečně velký průtok, resp. příkon. Potřebné snížení energetické náročnosti lze dosáhnout: [1]

- optimalizací provozu:
 - analýza procesu čerpání,
 - optimální určení pracovního bodu,
 - snížení třecích ztrát.
- správným výběrem čerpadla:
 - max. účinnost s ohledem na složení vody,
 - max. odolnost proti opotřebení,
 - provozní spolehlivost,
 - stroj vyrobený v souladu s požadavky nízké energetické náročnosti.

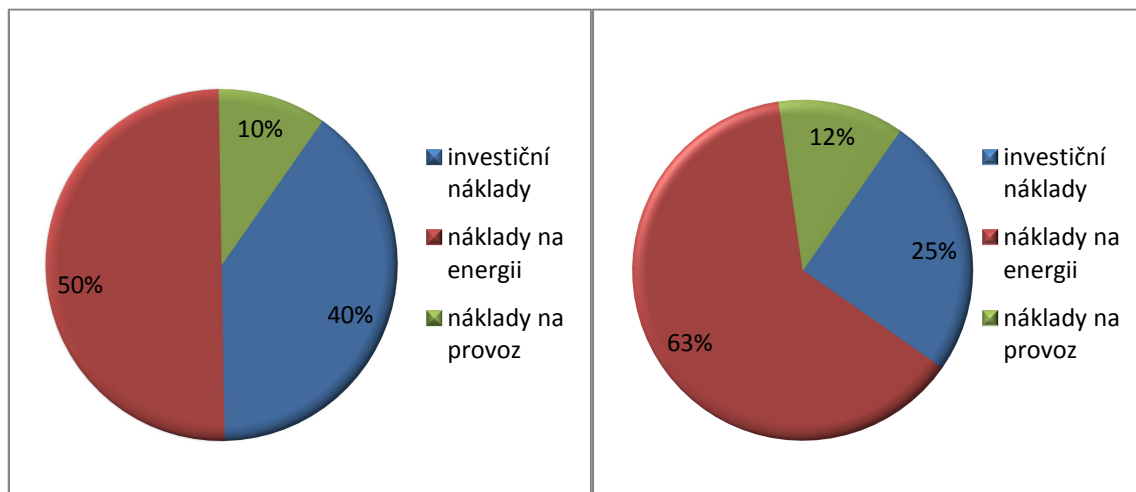
3.6.1 Analýza metodou LCC (Life Cycle Cost)

Při nákupu by neměla být základním hlediskem pouze pořizovací cena, ale souhrn veškerých nákladů na systém během celé doby jeho životnosti. Složky analýzy LCC zahrnují celkové výdaje za:

- nákup,
- instalaci,
- provoz,
- údržbu,
- posléze i likvidaci zařízení.

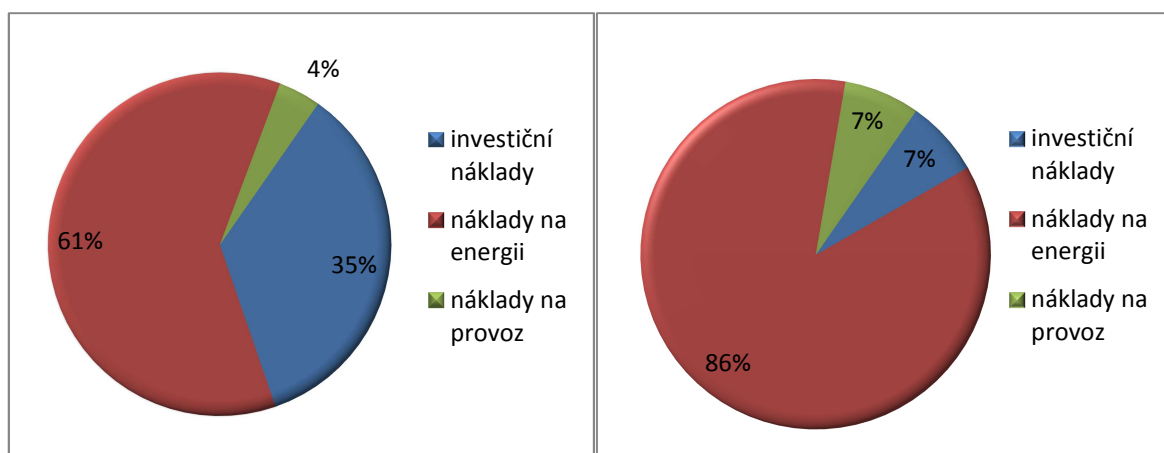
U čerpadel provozovaných více jak 2000 hodin ročně tvoří spotřeba energie dominantní složku nákladů LCC (až 85%, z toho lze 25% ušetřit optimalizací systému). Analýzu LCC lze použít při rozhodování, zda pořídit nové čerpadlo, či generálně opravit staré. [1]

Obr. 3.18 ukazuje celkové náklady čerpadla odpadních vod (14kW, DN 150) v provozu 1000h/rok. Jak je vidět, investiční náklady po 5 letech provozu tvoří 40 % celkové ceny, po 10 letech provozu tvoří investiční náklady pouze 25% celkové ceny. Největší podíl z ceny tvoří ceny energie, po 5 letech tvoří cena energie 50 %, po 10 letech již 63 %.[24]



Obr. 3.18 Celkové náklady čerpadla 5 let v provozu (vlevo) a 10 let v provozu (vpravo) – využití 1000h za rok [24]

Při využití čerpadla 5000h za rok jsou tyto rozdíly ještě výraznější (Obr. 3.19)



Obr. 3.19 Celkové náklady čerpadla 5 let v provozu (vlevo) a 10 let v provozu (vpravo) – využití 5000h za rok [24]

3.7 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH SYSTÉMŮ STOKOVÝCH SÍTÍ

V Tab 3.6 je uvedeno porovnání jednotlivých systémů stokových sítí.

Tab. 3.6 Porovnání jednotlivých systémů stokových sítí [zdroj: Raclavský]

STOKOVÁ SÍŤ	PODTLAKOVÁ	TLAKOVÁ	GRAVITAČNÍ
Stoková soustava	oddílný systém – splašková kanalizace	Oddílný systém – splašková kanalizace	Jednotný a oddílný systém
Spádové poměry na odvodňovaném území	Nejvhodnější pro rovinné území	Zvlněné území	Sklon terénu ve spádu stoky
Překonání převýšení ve směru proudění	Max. 6m – dle podtlaku ve stoce	Podle charakteristiky čerpadla	Není možné – jen s pomocí čerpadla
Geologické podmínky v podloží	Bez omezení	Bez omezení	Soudržné a nesoudržné zeminy
Trasa vedení	Bez omezení	Bez omezení	Rovné úseky, lomy v šachtách
Kapacitní omezení systému (EO) – jmenovitá světlost stoky	Do 3000EO – DN 65 až 250	Do 2000EO – DN od 50	Bez omezení - DN od 250
Napojení na elektrickou energii	Ano (podtlaková stanice)	Ano (každá domovní čerpací jímka)	Ne
Výpadek elektrického proudu	Záložní zdroj u podtlakové stanice, rezerva v podtlaku cca 5hod.	Řešeno větší akumulací v každé DCJ	-
Počet čerpadel a vývěv	2 – 8 vývěv na systém, počet kalových čerpadel, dle počtu podtlakových nádob	Kalová čerpadla dle návrhu	-
Rizika poruch systému	Řídící jednotky, sací ventily, vývěvy a kalová čerpadla	Oprava a výměna čerpadel dle motohodin	-
Údržba systému	Výměna membrán, pružin a těsnění 1x za 5let, výměna oleje ve vývěvách dle motohodin	Prostřednictvím tlakové stanice	-
Čištění stok	Není potřebné (samočisticí efekt)		Hydraulickými, mechanickými a hydraulickomechanic kými metodami

4 ENERGETICKÁ NÁROČNOST ČOV

Čistírny odpadních vod jsou v městské oblasti často jedním z největších spotřebitelů elektrické energie. Spotřeba dosahuje až 35% z celkové spotřeby elektrické energie v obci (školy 25%, osvětlení 25%). [27]. Prvotním účelem ČOV je čištění vod, a tomu jsou většinou podřízeny i všechny další funkce. Z pohledu spotřeby elektrické energie, který se prosazuje v poslední době, pak mnohé čistírny nejsou provozovány v optimálním energetickém režimu. Energetická náročnost ČOV závisí na mnoha faktorech, jako je např. návrhová kapacita ČOV, množství a složení odpadních vod, atd. [26]

4.1 POPIS ČOV

Čistírny odpadních vod lze dělit z různých hledisek. Rozdělují se např. dle velikosti nebo typu čistírenského procesu. Nejčastějším typem používaným v ČR jsou mechanicko biologické čistírny odpadních vod.

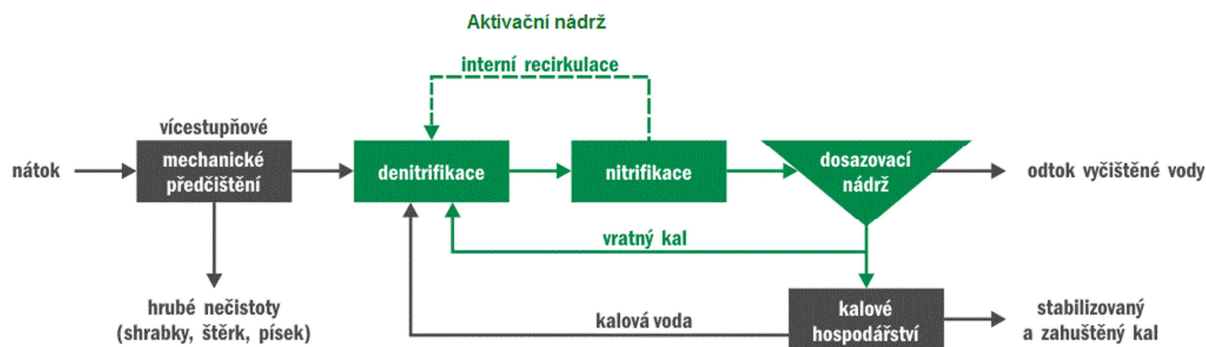
Mechanické předčištění se zařazuje do technologické linky zejména jako ochrana biologického reaktoru. Pro odstranění mechanických nečistot se používají následující zařízení: [26]

- hrubé česle,
- jemné česle – ručně nebo strojně stírané,
- lapák šterku a lapák písku – může být doplněn o separátor písku.

Biologická část ČOV slouží k odstranění uhlíkatých látek a nutrientů, které způsobují eutrofizaci povrchových vod. Aktivační nádrž je rozdělena na denitrifikační a nitrifikační zónu. Uspořádání a průtok aktivačních nádrží lze řešit různými způsoby. Dle způsobu provozu lze rozdělit aktivační nádrže následujícím způsobem: [6]

- aktivace s postupným tokem,
- směšovací aktivace,
- postupně zatěžovaná aktivace,
- odstupňovaná aktivace,
- oběhová aktivace,
- a další modifikace výše uvedených typů.

Velmi často používané uspořádání aktivační nádrže je aktivace s předřazenou denitrifikací (Obr. 4.1.)



Obr. 4.1 Schéma ČOV s předřazenou denitrifikací [26]

Do denitrifikační nádrže jsou přiváděny mechanicky předčištěné odpadní vody a zároveň vratný kal z dosazovací nádrže. Společně s vratným kalem se přivádí dusičnany, které jsou v této nádrži redukovány na plynný dusík. Proces probíhá za anoxických podmínek, tj. bez přístupu rozpuštěného kyslíku. Homogenizace aktivační směsi je v nádrži zajištěna míchadlem. Pro zvýšení účinnosti odstranění sloučenin dusíku je možné zařadit tzv. interní recirkulaci, která spočívá ve vracení aktivační směsi přímo z nitrifikační nádrže. [26]

Při nitrifikaci, probíhající za aerobních podmínek, tj. za přístupu rozpuštěného kyslíku, probíhá oxidace organických látek a amoniakálního dusíku, který přechází na dusitany a následně na dusičnany. Nádrž je provzdušňována jemnobublinným aeračním systémem, umístěným na dně nádrže, do něhož je dodáván tlakový vzduch pomocí dmychadel. Z nitrifikační nádrže aktivační směs natéká do dosazovací nádrže, která slouží k separaci vyčištěné vody a aktivované směsi. [26]

Kalové hospodářství splňuje funkci aerobní stabilizace, gravitačního zahuštění a uskladnění přebytečného kalu. V závislosti na kapacitě (velikosti) ČOV je kalové hospodářství doplněno o strojní odvodnění kalu. [26]

V případě požadavku na zvýšené odstraňování fosforu z vyčištěné odpadní vody, je možné zařadit zařízení na chemické srážení fosforu pomocí anorganických solí (např. síranu železitého). V případě požadavku svozu odpadních vod z čistírny odpadních vod je možno osadit fekální jímku. Terciární čištění se zařazuje v případě vyšších požadavků na kvalitu odtokových parametrů a realizuje se například pomocí: [26]

- filtrace (gravitační nebo pískové filtry, mikrosítové bubnové filtry, membránové filtry),
- hygienické zabezpečení (UV desinfekce, chlorace).

4.2 SOUČASNÝ STAV V ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI ČOV

U ČOV se pohybuje roční spotřeba elektrické energie v závislosti na technologické skladbě ČOV od 1MWh u malých domovních ČOV, až po řádově tisíce MWh u mechanicko – biologické ČOV čistící odpadní vody z krajského města. Spotřeba elektrické energie na ČOV lze tedy vyjádřit v závislosti na počtu připojených EO (Tab. 4.1). [2]

Tab. 4.1 Roční spotřeba elektrické energie na ČOV v závislosti na počtu připojených EO [2]

Velikost ČOV [EO]	Roční spotřeba elektrické energie	
	[kWh/rok]	[kWh/EO]
7 000	270 000 až 350 000	38 až 50
18 000	550 000 až 900 000	30 až 50
25 000	1 000 000 až 1 250 000	40 až 50
40 000	1 100 000 až 1 500 000	28 až 38
360 000	11 700 000 až 14 000 000	32 až 39

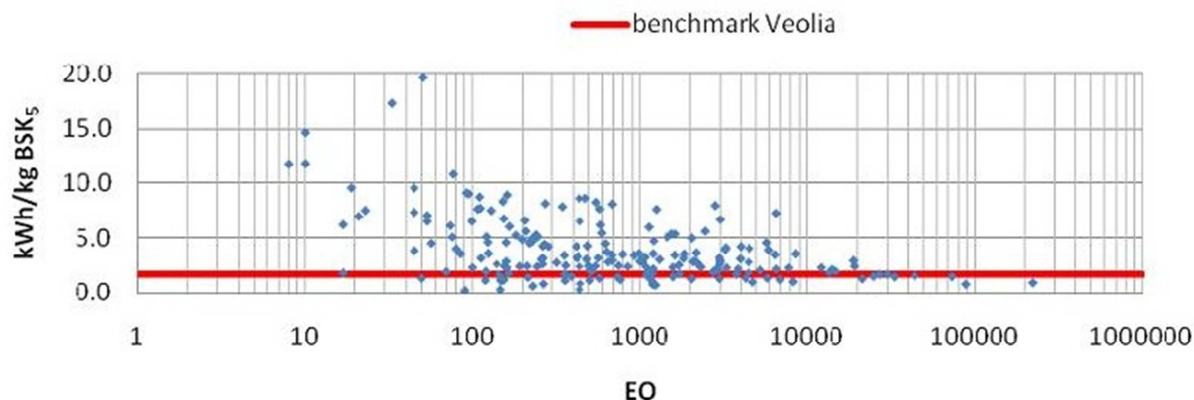
Z tabulky vyplývá, že spotřeba elektrické energie na EO se pohybuje v rozmezí 30 až 50 kWh/EO/rok. Vyšší hodnota představuje spotřebu elektrické energie před rekonstrukcí a nižší po energetické optimalizaci prováděné při rekonstrukci ČOV. [2]

Každá čistírna odpadních vod je specifická jak svým uspořádáním, tak i kvalitou odpadních vod. Porovnání jednotlivých čistíren se proto provádí např. přes spotřebovanou energii na kg odstraněného BSK₅. Spotřeba se pohybuje od 2 – 6 kWh/kg odstraněného BSK₅. U menších čistíren (2000 – 20 000 EO) je typická větší spotřeba okolo 4 – 6 kWh/kg odstraněného BSK₅, u větších čistíren (20 000 EO a více) je spotřeba menší. [24]

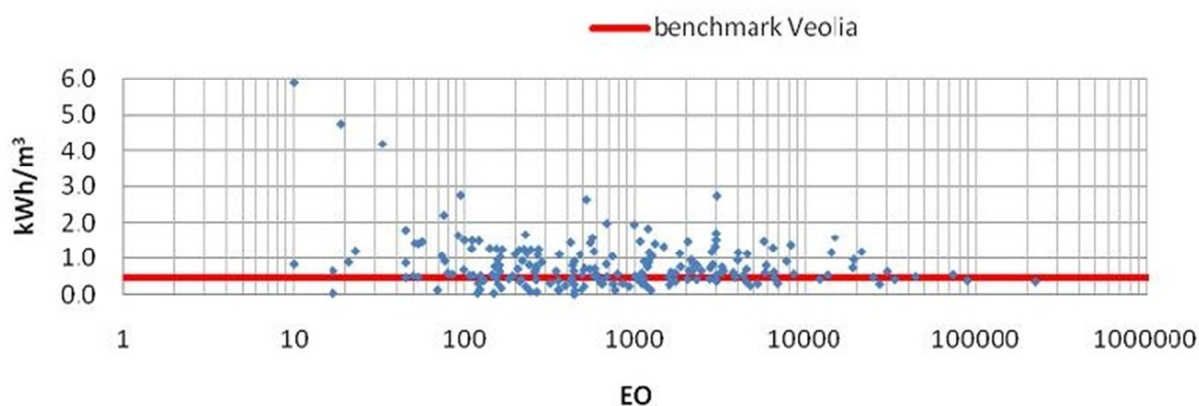
Vztáhneme-li roční spotřebu elektrické energie například k zatížení ČOV na přítoku, počtu EO, či k průtoku odpadních vod, získáme specifickou spotřebu elektrické energie, která může být předmětem benchmarkingu. Benchmarking je technika trvalé optimalizace

a metoda řízení kvality. Porovnání vlastních výsledků vede k neustálému zlepšování. Pojem „benchmark“ znamená standard či porovnávací ukazatel. [4]

Jako benchmark skupiny Veolia Voda byla použita specifická spotřeba elektrické energie vztažená na zatížení v kg BSK₅ (1,68 kWh/kg BSK₅) a spotřeba elektrické energie vztažená k průměrnému množství odpadních vod na přítoku ČOV v m³ (0,44 kWh/m³). Tyto benchmarky byly porovnány se stejnými ukazateli u 243 ČOV provozovaných v rámci skupiny Energia AG Bohemia (Obr. 4.2 a Obr. 4.3). [4]



Obr. 4.2 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na kg BSK₅ [4]



Obr. 4.3 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na 1m³ OV na přítoku [4]

Z obrázků vyplývá, že u ČOV větších než 12 000 EO leží hodnoty pod nebo na úrovni benchmarku. Se snižující se velikostí roste rozptyl hodnot. U těchto ČOV je potřeba pokračovat v benchmarkingu až na úroveň jednotlivých procesů a zjistit, proč u některých ČOV je specifická spotřeba energie na úrovni benchmarku a v některých případech je 2 až 3 násobná.

4.3 MOŽNÉ ÚSPORY ENERGIE NA STÁVAJÍCÍCH ČOV

Při čištění odpadních vod představuje spotřeba elektrické energie významnou část celkových provozních nákladů – běžně 50-60%. Stále se zvyšující ceny energií a provozování energeticky nevýhodných uspořádání, ať už z hlediska použité technologie nebo techniky, napínají rozpočty ČOV. Proto jsou hledány cesty vedoucí k úspoře nákladů spojených se spotřebou elektrické energie. [24] [25]

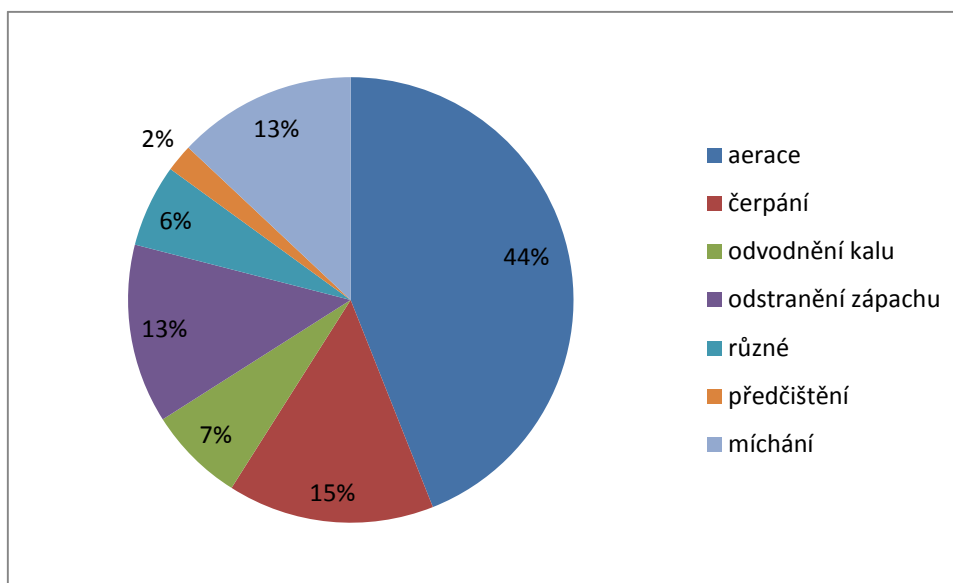
Existuje dokonce hned několik možností, jak vylepšit stávající energetickou bilanci ČOV. Jedná se o optimalizaci spotřeby jednotlivých elektrických spotřebičů (nejjednodušší), změnu technologie (náročnější a komplexnější), využití tepelné energie pomocí tepelných čerpadel na vytápění objektů, sušení kalu, či technologických procesů nebo zvýšení produkce bioplynu

(posun významu ČOV z čištění vod na čištění vod a recyklaci energie). Fotovoltaické panely jsou dalším možným řešením pro zvýšení energetické samostatnosti ČOV, legislativní problémy ale zabraňují většímu rozšíření fotovoltaických panelů. Rozmachem fotovoltaických elektráren došlo k omezení podpory ze strany státu na tyto aplikace. V současné době je připojení nových zdrojů zastaveno, popřípadě omezeno ze strany ERU (Energetickým regulačním úřadem). Použití solárních panelů jako zdroje teplé vody je možné tam, kde jsou u ČOV provozní budovy. Odpadní voda na přítoku i odtoku z ČOV v sobě nese potenciál jak chemický, tak tepelný. [24]

Opatření na snížení celkové spotřeby elektrické energie můžeme tedy rozdělit na tyto hlavní kategorie:

- návrh, optimalizace spotřeby jednotlivých spotřebičů,
- výroba elektrické energie,
- využití obnovitelných zdrojů energie, výroba tepelné energie.

Na Obr. 4.4 je zobrazeno rozdělení spotřeby energie na ČOV pro 100 000 EO.



Obr. 4.4 Rozdělení spotřeby energie na ČOV [24]

Aerace představuje cca 50 % z celkové spotřeby elektrické energie na ČOV. Často je spotřeba na provzdušňování vyšší než 50%, hlavně u menších ČOV. Tudiž lze říci, že z pohledu spotřeby energie jsou největším spotřebičem na ČOV dmychadla. Potřeba vzduchu se mění v závislosti na přítoku. Návrhem dmychadel, řízených frekvenčním měničem dle potřeby kyslíku, se úspora pohybuje v řádu 30% nákladů na provzdušnění. Jejich vhodným dimenzováním, zavedením kontrolérů a inteligentních řídicích systémů lze tedy výrazně snížit jejich spotřebu elektrické energie. [25]

Druhým největším konzumentem jsou mechanické operace, jako jsou čerpání, míchání a odvodňování. Snížení jejich energetické náročnosti lze dosáhnout pomocí správného stanovení výkonu čerpadel a míchadel pro provoz s optimální účinností v provozním rozsahu, použitím motorů s vysokou účinností a s využitím frekvenčních měničů. [25]

4.3.1 Řídicí systém AQUALOGIC

Jedním z inteligentních řídicích systémů je např. systém AQUALOGIC. Řídicí systém pracuje na bázi Fuzzy-Logic, s jehož pomocí lze velmi dobře popsat vysoce komplexní biologické procesy, které se vyskytují při čištění odpadních vod. Běžné denní výkyvy a sezónní rozdíly (zemědělství, turistika atd.), stejně jako měnící se přítok komunálních a průmyslových odpadních vod způsobují v čistírnách odpadních vod značné kolísání zatížení. Přírozené jevy, jako je déšť a sucho, rovněž vedou ke špičkovému a na druhé straně minimálnímu zatížení, a to vyžaduje pružnou reakci obsluhy. [3]

Pomocí Fuzzy-Logic lze velmi efektivně regulovat biologické procesy, které jsou dosavadními matematickými modely ovladatelné jen velmi nedostatečně. Řídicí systém pracuje podobným způsobem jako lidská mysl a reguluje provzdušování dynamicky a v závislosti na zatížení. AQUALOGIC ve standardní verzi provádí výpočty na základě měření redox potenciálu a kyslíku. Potřebná čidla nejsou cenově náročná a jejich údržba je jednoduchá. Signály vedené od sond jsou přiváděny do PC přes programovatelnou paměť a tam prostřednictvím patentovaného Fuzzy-Logic řízení zpracovávají a vyhodnocované. Podle stavu zatížení aktivace jsou předávány vypočítané nastavovací signály k provzdušňovacím agregátům. Dále řídicí systém kompenzuje automatickou regulací teploty nejrůznější podmínky vnosu kyslíku při různých teplotách odpadních vod. Potřebné provzdušňovací agregáty tak lze provozovat podle potřeby v návaznosti na teplotu, čímž klesá spotřeba energie. Proto již také nejsou potřebné manuální zásahy do regulace v případě kolísavých teplot. Řídicí systém průběžně sleduje biologické procesy a biochemické stavy v aktivaci a zajišťuje podle potřeby vhodnou regulací provzdušování maximálně možný čistící výkon. Výsledkem jsou stabilní nízké hodnoty v odtoku při současném hospodárném využití energie. [3]

Systém AQUALOGIC byl například využit na ČOV Rodderweg v Německu. Prostřednictvím řídicího systému byla redukována doba chodu dmychadel a povrchových aerátorů. Výsledky úspory energie a nákladů jsou prezentovány v Tab. 4.2.

Tab. 4.2 Celkové ušetřené náklady použitím systému AQUALOGIC na ČOV Rodderweg [3]

	únor – prosinec (před modernizací)	únor – prosinec (před modernizací)	změna
Spotřeba energie - dmychadla	1 400 572 kWh	964 035 kWh	-31,2%
Náklady na energii- dmychadla	234 316 EUR	181 283 EUR	-31,2%

V případě ČOV Rodderweg se náklady na modernizaci amortizovaly za jeden rok. Řídicí systém Aqualogic založený na Fuzzy-Logic technologii nabízí velkou přednost v tom, že všechny vstupující informace mohou být současně vyhodnocovány. Tím dochází k cíleně řízenému vnosu kyslíku, k významné redukci spotřeby energie a k optimálnímu odbourávání dusíku. [3]

Potenciál úspor na jednotlivých ČOV závisí na jejich velikosti. U menších ČOV (do 20 000 EO) bez anaerobního zpracování kalu se zaměřujeme na energetický audit jednotlivých spotřebičů, optimalizaci procesů provzdušňování a čerpání, popřípadě odvodnění kalu. Možnosti úspor těmito opatřeními je cca 20 %. U ČOV nad 20 000 EO, kde je možnost využití bioplynu (v kogeneračních jednotkách) po anaerobním zpracování kalu, je potenciál úspor větší a to cca 30 % stávajících provozních nákladů. [25]

5 ZHODNOCENÍ REŠERŠE

Rešerše je rozdělena do čtyř kapitol. V první kapitole jsou uvedeny základní pojmy.

V druhé kapitole se zabývám legislativou k energetické problematice ve vodním hospodářství. V České republice se jedná o zákon č. 406/2000 Sb. O hospodaření energií, kde je jako nástroj ke snižování energií uveden energetický audit. Dále je v práci uvedena Evropská legislativa zabývající se produkty spojenými s energií, a to Směrnice ErP (Energy related Products) č. 2009/125/EC. Země EU se zavázaly do roku 2020 vyrobit 20% energie z obnovitelných zdrojů, a také zvýšit účinnost využívání energie o 20%. Na závěr této kapitoly je provedeno srovnání tříd energetické účinnosti motorů dle nové IEC 60034-30 a CEMEP.

Ve třetí kapitole je popsána energetická náročnost stokových sítí. Postupně zde jsou popsány gravitační, podtlakové, tlakové a kombinované způsoby odvádění OV, a jejich největší spotřebiče elektrické energie. U gravitačních stokových systémů není k dopravě odpadní vody potřeba elektrická energie. Stav gravitační stokové sítě má však vliv na energetickou náročnost ČOV. Zvyšuje se spotřeba elektrické energie na čerpání a čištění balastních vod, ČOV tedy nepracuje v optimálním provozu. Infiltrace je způsobena špatným technickým stavem stokových sítí, proto je třeba provádět analýzy infiltrace a nežádoucích přítoků a následně navrhovat sanace stokových sítí. Ty jsou však velice nákladné a nelze je hradit z peněz ušetřených provozem ČOV (pouze u krátkých úseků s velkou infiltrací).

U podtlakových stokových systémů jsou největším spotřebičem elektrické energie vývěvy. V práci jsou uvedeny technické parametry a charakteristiky vývěv výrobce BUSCH série R5. Provozování podtlakových stanic s podtlakem větším jak 60 kPa je neekonomické z důvodu dlouhé doby chodu vývěv na jeho vytvoření. Doporučená doba chodu vývěv je max. 5 hodin za den.

U tlakových systémů stokových sítí jsou největším spotřebičem elektrické energie čerpadla umístěná v domovních čerpacích jímkách. Elektrická energie je tedy do systému vnášena hned u zdroje znečištění. Energetická náročnost čerpání závisí především na potřebné dopravní výšce, době chodu čerpadla a jejich účinnosti. Pracovní bod čerpadla je tedy dán dopravní výškou H a průtokem Q . Při pneumatické dopravě odpadních vod jsou spotřebičem elektrické energie kompresory používané pro vhánění vzduchu.

Při návrhu čerpacích stanic bývají čerpadla často zbytečně předimenzována, proto je třeba provádět optimalizace čerpacích systémů. Při nákupu nového čerpadla by neměla být zásadním kritériem pouze pořizovací cena, ale souhrn veškerých nákladů během jeho celé doby životnosti (metoda LCC).

Energetická náročnost ČOV závisí na velikosti ČOV, množství a složení odpadních vod a dalších faktorech. Spotřeba elektrické energie vyjádřená v závislosti na počtu EO se pohybuje v rozmezí 30 – 50 kWh/EO/rok. Spotřeba vztažená na kg odstraněného BSK se pohybuje v rozmezí 2 – 6 kWh/kg odstraněného BSK. Tyto specifické spotřeby jsou předmětem benchmarkingu, což je metoda trvalé optimalizace. Při benchmarkingu se jednotlivé hodnoty porovnávají s konkurencí. Pokud dochází k rozptylu hodnot specifické spotřeby energie, je třeba pokračovat v benchmarkingu jednotlivých procesů a zjistit, proč k rozptylu dochází. Největším spotřebičem elektrické energie na ČOV jsou dmychadla, která spotřebovávají cca 50% z celkové spotřeby elektrické energie. Zavedením inteligentních řídicích systémů, jako je například systém AQUALOGIC, lze optimalizovat energetickou náročnost, ale i účinnost čistících procesů. Systém AQUALOGIC reguluje provzdušňování v závislosti na zatížení, čímž dochází k hospodárnému využití energie. Další možností, jak zvýšit energetickou soběstačnost ČOV je využití bioplynu po anaerobní stabilizaci kalu či využití obnovitelných zdrojů energie. Pomocí tepelných čerpadel lze získávat nízkopotenciální teplo z OV, které lze využívat např. na vytápění objektů. Optimalizací energetické náročnosti s využitím alternativních zdrojů energie, které byly doposud přehlíženy lze dosáhnout energetické soběstačnosti ČOV.

6 ENERGETICKÁ NÁROČNOST VENKOVNÍCH PODTLAKOVÝCH SYSTÉMŮ VE VYBRANÝCH OBCÍCH

V rámci diplomové práce bylo provedeno posouzení energetické náročnosti venkovních podtlakových systémů v pěti obcích. Byly použity údaje z provozních záznamů podtlakových stanic jednotlivých obcí. Po domluvě se starosty obcí nejsou uváděny názvy obcí z důvodu ochrany soukromých dat.

Hydropneumatický návrh podtlakových systémů stokových sítí

V praxi se používají hydropneumatické návrhy dle pracovního listu DWA – A 116 – 1 a dle interních směrnic firem dodávajících technologii. Návrh průřezů potrubí dle DWA – A 116 – 1 primárně závisí na délce hlavní větve, hustotě obyvatelstva (průtoku splašků) a objemovém poměru vzduch/voda (průtok vzduchu a vnos energie potřebné pro pohyb splašků). Zvýšením objemového množství vzduch/voda je možné zvýšit dopravované množství odpadní vody, ale dodá se do systému více elektrické energie.

Výpočet vychází z nejnepříznivějšího předpokladu, že je potrubí zaplněno maximálně odpadní vodou, tzn., že všechny zdvihy na trase potrubí, od konce nejvzdálenějšího úseku až po podtlakovou stanici jsou zaplněny. Za tohoto předpokladu se vypočítá maximální ztráta hydrostatického tlaku, která nemá překročit hodnotu 40 kPa, aby na konci úseku byl zajištěn podtlak alespoň 20 kPa pro provoz sacího ventilu. Střední objemový poměr vzduch/voda v hlavní větvi (kmenové stoce) je závislý na hustotě obyvatelstva a délce hlavní větve a doporučuje se volit v rozmezí 2 až 15 (Tab. 6.1)

Tab. 6.1 Směrné hodnoty středního poměru vzduch/voda [31]

délka hlavní větve [m]	Hustota obyvatelstva vztažená na délku			
	0,05	0,1	0,2	0,5
	Střední poměr vzduch/voda f			
500	3,5 - 7	3 - 6	2,5 - 5	2 - 5
1000	4 - 8	3,5 - 7	3 - 6	2,5 - 5
1500	5 - 9	4 - 8	3,5 - 7	3 - 6
2000	6 - 10	5 - 9	4 - 8	3,5 - 7
3000	7 - 12	6 - 10	5 - 9	4 - 8
4000	8 - 15	7 - 12	6 - 10	(5 - 9)*
* jen v zvláštních doporučených vyjimečných případech				

6.1 VÝPOČET ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI PODTLAKOVÝCH SYSTÉMŮ

V práci jsem provedl výpočet energetické náročnosti podtlakových systémů. Vycházel jsem z dat poskytnutých obcí a postupu dle DWA – A 116 – 1. Největšími spotřebiči elektrické energie v podtlakové stanici jsou vývěvy a čerpadla. Spotřebu elektrické energie E [kWh] v podtlakové stanici lze tedy spočítat následujícím způsobem:

$$E_v = mh_v \cdot P_v \quad (1)$$

$$E_{\check{c}} = mh_{\check{c}} \cdot P_{\check{c}} \quad (2)$$

$$E = E_v + E_{\check{c}} \quad (3)$$

kde: E_v ($E_{\check{c}}$) je skutečná spotřeba elektrické energie vývěv (čerpadel) [kWh],

mh_v ($mh_{\check{c}}$) jsou motohodiny vývěv (čerpadel),

P_v ($P_{\check{c}}$) je příkon motoru vývěv (čerpadel) [kW],

E je celková spotřeba elektrické energie vývěv a čerpadel v podtlakové stanici.

Produkce odpadní vody V_w [m³/d] a produkce vzduchu V_L [m³/d] je potřeba ke stanovení skutečného objemového poměru vzduch/voda f [-] a platí tedy:

$$V_w = PO \cdot q_{sp} \quad (4)$$

$$V_L = mh_v \cdot V_v \quad (5)$$

$$f = \frac{V_L}{V_w} \quad (6)$$

kde je: PO - počet připojených obyvatel,

q_{sp} - specifický průtok od obyvatel [m³/os/den],

mh_v - motohodiny vývěv,

V_v - jmenovitý průtok vzduchu vývěvou [m³/hod].

Pro posouzení energetické náročnosti podtlakových systémů byl dále spočítán potřebný příkon vývěv P_v [kW] a potřebný příkon čerpadel $P_{\check{c}}$ [kW] dle následujících vztahů:

$$P_v = \frac{P_u \cdot Q_L}{\eta_v} \quad (7)$$

$$P_{\check{c}} = \frac{Q_{\check{c}} \cdot g \cdot H}{\eta_{\check{c}}} \quad (8)$$

kde je: P_u – požadovaný podtlak [Pa],

Q_L – maximální průtok vzduchu [m^3/s],

η_v – účinnost vývěvy [%],

$Q_{\text{č}}$ – čerpané množství [m^3/s],

g – tíhové zrychlení [m/s^2],

H – dopravní výška [m],

$\eta_{\text{č}}$ – účinnost čerpadla [%].

Maximální průtok vzduchu je možné vypočítat dle vztahu:

$$Q_L = \frac{V_L}{T_v} \quad (9)$$

kde: V_L je produkce vzduchu [m^3/d],

T_v je doba chodu vývěv – doporučení max. 5h/den.

Čerpané množství závisí na době čerpání. Musí být zajištěna min rychlost ve výtlačném potrubí 0,8 m/s. Čerpané množství vypočítáme dle vztahu:

$$Q_{\text{č}} = \frac{V_w}{T_{\text{č}}} \quad (10)$$

kde je: V_w – produkce odpadní vody [m^3/d]

$T_{\text{č}}$ – je doba čerpání.

Dopravní výška H [m] je součet geodetické výšky h_g , ztrát třením h_z , ztrát místních h_m a sací výšky (podtlaku) h_s , platí tedy:

$$H = h_g + h_z + h_m + h_s \quad (11)$$

Geodetická výška je dána morfologií terénu. Ztráty třením lze vypočítat dle Darcy – Weisbachova vztahu:

$$h_z = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

kde je: λ -součinitel ztrát [-],

L - délka výtlačného potrubí [m],

D - průměr výtlačného potrubí [m],

v - rychlost ve výtlačném potrubí [m/s],

g - tíhové zrychlení [m/s^2].

Místní ztráty hm se v podtlakových stanicích pohybují v rozmezí 0,5 – 1m. Sací výška je uvažována 6m.

K výpočtu těchto parametrů je třeba znát topologii sítě, délku hlavní větve, počet napojených obyvatel, hustotu obyvatelstva na metr sítě a počet podtlakových nádob v PS.

Pro vyhodnocení energetické náročnosti je spočítána roční návrhová spotřeba elektrické energie E_n [kWh/rok] dle vztahu:

$$E_n = E_{nv} + E_{n\check{c}} \quad (13)$$

kde je: E_{ov} – návrhová spotřeba vývěj [kWh/rok]

$E_{o\check{c}}$ – návrhová spotřeba čerpadel [kWh/rok]

Návrhová spotřeba vývěj a čerpadel [kWh] je vypočítána dle vztahů:

$$E_{nv} = \frac{q_{sp} \cdot PO \cdot 365 \cdot f_n \cdot P_U}{\eta_v \cdot 3,6 \cdot 10^6} \quad (14)$$

$$E_{n\check{c}} = \frac{q_{sp} \cdot PO \cdot 365 \cdot H \cdot g}{\eta_{\check{c}} \cdot 3,6 \cdot 10^6} \quad (15)$$

kde je: f_n – návrhový poměr vzduch/voda

Specifická návrhová spotřeba elektrické energie vztažená na obyvatele $E_{spec,o}$ [kWh/obyvatel/rok] je vypočítána dle vztahu:

$$E_{spec,n} = \frac{E_n}{PO} \quad (16)$$

Skutečná specifická spotřeba vztažená na obyvatele $E_{spec,s}$ [kWh/obyvatel/rok] je vypočítána dle vztahu:

$$E_{spec,s} = \frac{E}{PO} \quad (17)$$

V ani jedné obci se nenachází žádný průmyslový objekt. Odpadní vody jsou tedy produkovány pouze obyvateli.

6.2 OBEC A

V obci A je navržena oddílná stoková síť. K odvádění dešťových vod je využito stávajícího odvodnění v obci. Pro odvádění splaškových vod je vybudována podtlaková stoková síť systému ROEVAC německé firmy Roediger. Podtlaková stoková síť je v provozu již 13 let bez větších problémů. Obyvatelé, kteří nejsou napojeni na podtlakovou stokovou síť, vypouštějí odpadní vody do jímky, kterou vyvázejí na ČOV.

PS je umístěna na jižním okraji obce mimo zátopové území. Podtlaková stanice se skládá ze 3 ks podzemních podtlakových nádob o objemu 10m^3 a nadzemního objektu, kde je umístěna technologie (vývěvy, řídicí systém, atd). Podtlaková stanice a podtlakové nádoby jsou propojeny podtlakovým potrubím a kabely nízkého napětí. Podtlaková stanice slouží současně jako čerpací stanice k přečerpávání OV z podzemních nádob na ČOV. V podtlakových nádobách jsou umístěny plováky typ Flyght ENH – 10, které zajišťují kontrolu výšek hladin splašků, a tím vypínání/zapínání čerpadel OV. Řízení celého systému je zajištěno počítačovou technikou umístěnou ve skříňovém rozvaděči.

V podtlakové stanici jsou umístěny 3 ks vývěv s rotačním šoupátkem výrobce BUSCH/ROEDIGER (Obr. 6.1). Každá vývěva je napájena jedním trojfázovým elektromotorem na 400V. Příkon jedné vývěvy je 11kW, průtok vzduchu $400\text{ m}^3/\text{hod}$ a 1000 otáček/min. Ke každé vývěvě je přiřazen tlakový spínač a kontrolní přístroj měření stavu oleje. Vzduch z vývěv je odváděn přes biofiltr.



Obr. 6.1 Vývěvy umístěné v podtlakové stanici [Raclavský, 2012]

V každém tanku je umístěno ponorné čerpadlo s trojfázovým elektromotorem na napájení 400V výrobce FLYGHT, typ CP 3127 HT. Čerpadla jsou chráněna proti přehřátí elektrickým kabelem, který je odolný vůči OV. Příkon jednoho čerpadla je 7 kW.

Biofiltr je řešen jako monolitická nádrž z vodostavebného betonu o rozměrech 5,6 x 3,6 x 2,0 m, vyplněnou kůrovou a dřevěnou drtí (Obr. 6.2). Biofiltr je umístěn vně budovy. Vzduch z vývěv je odváděn přes náplň biofiltru, čímž dojde k odstranění zápachu. V případě poklesu náplně 50 cm pod okraj je zapotřebí náplň doplnit.



Obr. 6.2 Biofiltr [Raclavský, 2012]

Stoková síť je z tlakového hrdlového potrubí PVC DN 80 mm až DN 150 mm. Spoje potrubí jsou řešeny jako lepené, po trase jsou ve vzdálenosti cca 100m inspekční šachty. Celková délka sítě je 10 394 m.

Připojení objektů na síť je řešeno pomocí přípojek vedených ze sběrných šachet, ve kterých jsou umístěny sací ventily. Celkem je v provozu 255 sběrných šachet (Obr. 6.3). Z toho 230 ks s akumulčním objemem 20l a sacím ventilem Typu 50 - I. A 25ks s akumulčním objemem 60 l a sacím ventilem Typu 65 - I. Domovní šachta je vyvinutá firmou Roediger, je válcovitého tvaru a je vyrobena z trvanlivého sklolaminátu. V šachtě je umístěn ruční uzávěr.



Obr. 6.3 Pohled do sběrné šachty [Raclavský, 2012]

Pro dopravu odpadních vod shromažďovaných ve sběrných tancích na ČOV je použito výtlačné potrubí z PVC DN 125. Do tohoto potrubí jsou OV čerpány ponornými čerpadly ze sběrných tanků. Délka výtlačku je 988m. Na nejvyšších a nejnižších místech výtlačného potrubí je zajištěno odvětrání, resp. odkalení. Vzdušníky a kalníky jsou umístěny v armaturních šachtách. Výtlačné potrubí kříží řeku, kterou přechází vrchem po nové mostní konstrukci. V tomto úseku je výtlačné potrubí uloženo do chráničky z PVC, která je upevněna na konstrukci pomocí třmenů.

Výpočet energetické náročnosti podtlakového systému v obci A

Výpočet vychází z dat poskytnutých obcí a dle DWA - A – 116 – 1.

vstupní data:

počet napojených obyv. PO =	980	obyvatel
spec. průtok q_{sp} =	90	l/os/den
počet vývěv n_v =	3	ks
počet čerpadel $n_{\check{c}}$ =	3	ks
počet sacích ventilů n_{vent} =	255	ks
celková délka sítě L_s =	10394	m

skutečná spotřeba el. energie v PS:

motohodiny vývěv mh_v =	3 997	mh/rok	
příkon vývěvy P_v =	11	kW	
skutečná spotřeba vývěv E_v =	43964	kWh/rok	dle rovnice (1)
motohodiny čerpadel $mh_{\check{c}}$ =	1 059	mh/rok	
příkon čerpadla $P_{\check{c}}$ =	7	kW	
skutečná spotřeba čerpadel $E_{\check{c}}$ =	7 410	kWh/rok	dle rovnice (2)
skutečná spotřeba el. energie E =	51373	kWh/rok	dle rovnice (3)
specifická spotřeba $E_{spec,s}$ =	52,421	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (17)

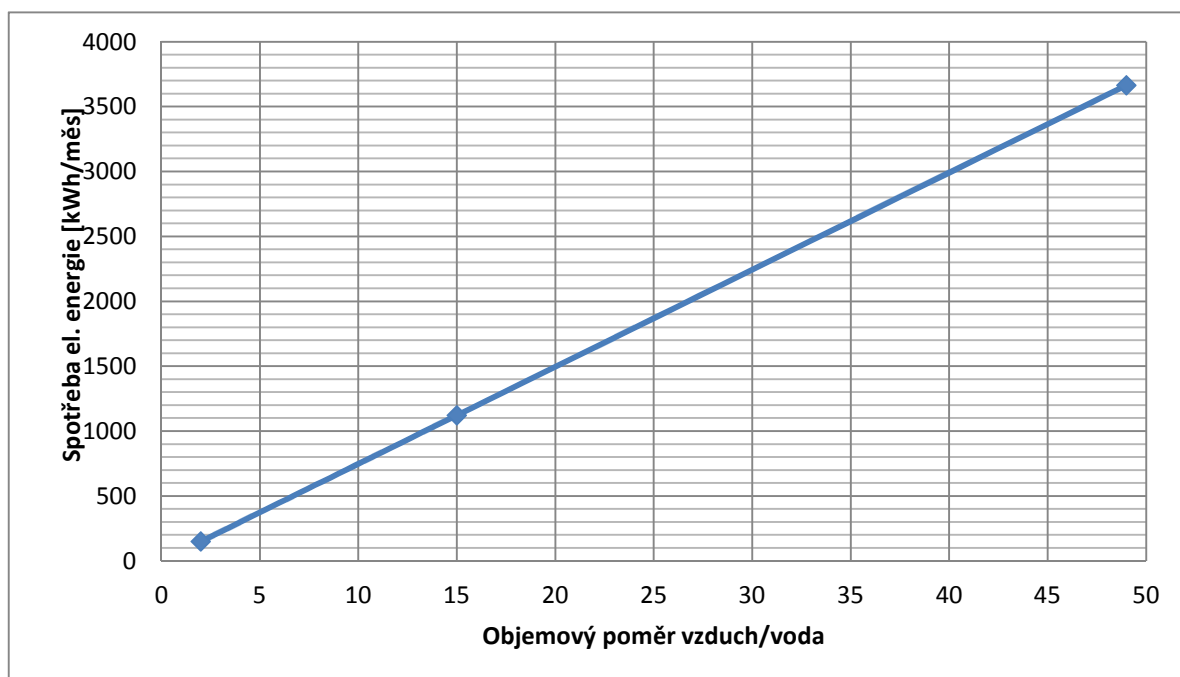
návrhová spotřeba el. energie:

návrhový poměr vzduch/voda $f_{n=}$ =	6,5		
návrhová spotřeba vývěv E_{nv} =	12594	kWh/rok	dle rovnice (14)
návrhová spotřeba čerpadel $E_{n\check{c}}$ =	8714	kWh/rok	dle rovnice (15)
návrhová spotřeba el. energie E_n =	21308	kWh/rok	dle rovnice (13)
specifická návrhová spotřeba $E_{spec,n=}$ =	21,743	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (16)

skutečný objemový poměr vzduch/voda:

produkce odpadní vody $V_W =$	2690	$\text{m}^3/\text{měsíc}$	dle rovnice (4)
průtok vzduchu vývěvou $V_V =$	400	m^3/h	
produkce vzduchu $V_L =$	133223	$\text{m}^3/\text{měsíc}$	dle rovnice (5)
skutečný poměr vzduch/voda $f =$	49		dle rovnice (6)

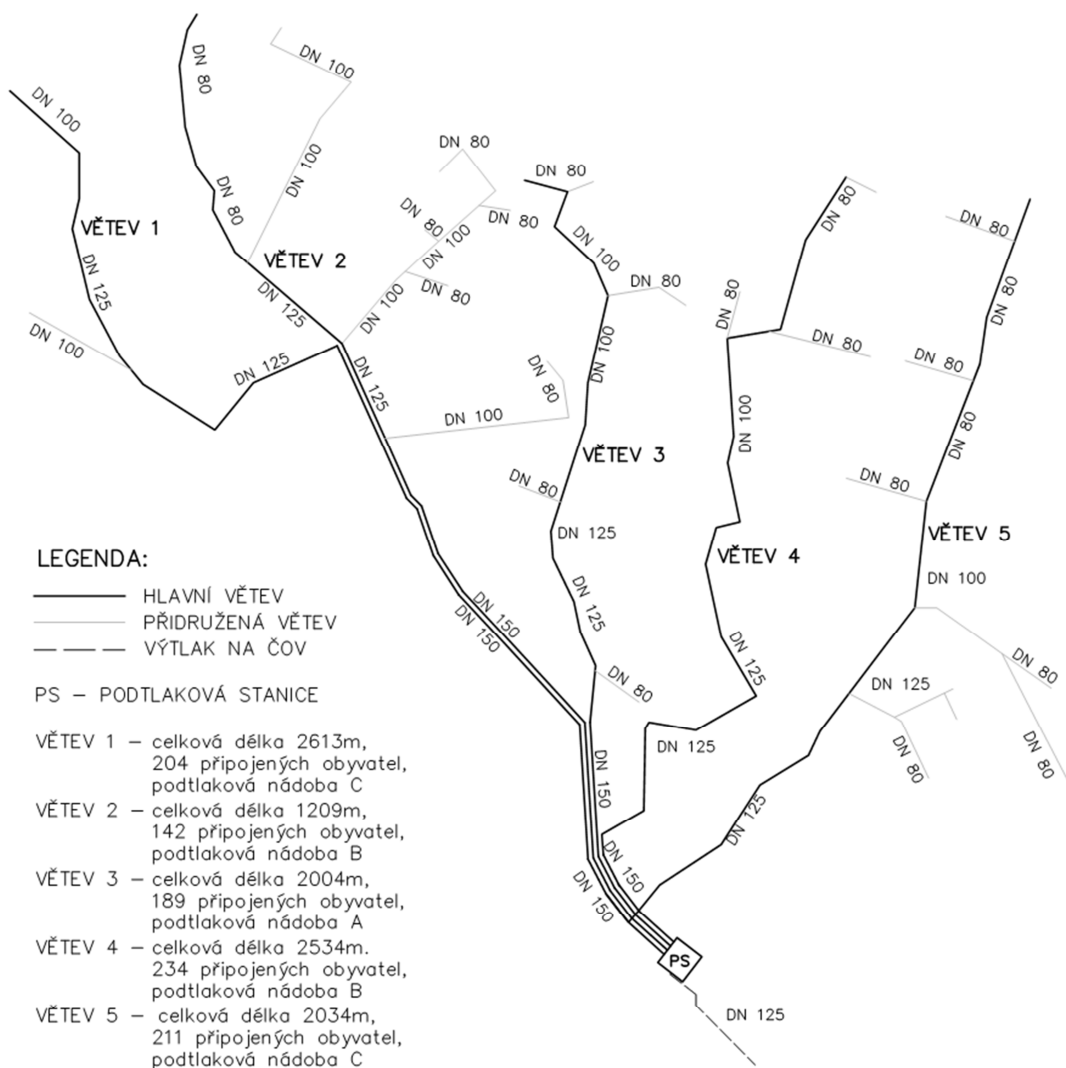
Na Obr. 6.4 je uvedena závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv za měsíc.



Obr. 6.4 Závislost objemového poměru vzduch/voda na měsíční spotřebě el. energie

Z uvedeného vyplývá, že systém nepracuje v doporučeném objemovém poměru vzduch/voda 2:1 až 15:1, ale v poměru 49:1. Dochází k přísávání velkého množství vzduchu, což se velice výrazně podílí na spotřebě energie vývěv. V porovnání s poměrem vzduch/voda 15:1, je ztracená energie v tomto případě cca 2500 kWh za měsíc, což je při uvažování ceny 2,5kč/kWh 6 250kč za měsíc.

Dále byl přepočítán potřebný příkon vývěv a čerpadel. K výpočtu těchto parametrů je třeba znát topologii sítě, délku hlavní větve, počet napojených obyvatel, hustotu obyvatelstva na metr sítě a počet podtlakových nádob v PS. Větev 3 je přivedena do podtlakové nádoby A. Větev 2 a 4 jsou napojeny do podtlakové nádoby B a větve 1 a 5 jsou napojeny do podtlakové nádoby C. Schéma podtlakového systému je na Obr. 6.5. Účinnost vývěv je uvažována 30% z důvodu rezervy.



Obr. 6.5 Schéma podtlakové stokové sítě v obci A

potřebný příkon vývěv:

podtlak $P_U = 0,65$ bar
 doba chodu vývěv $T_v = 5$ h/den
 účinnost vývěv $\eta_v = 0,3$

tank	A	B	C
větev	3	2+4	1+5
počet napojených obyvatel PO	189	353	438
produkce OV V_W [m ³ /d]	17	32	39
délka hlavní větve [m]	682	1269	1959
celková délka	2004	3743	4647
hustota obyvatelstva [PO/m]	0,1	0,1	0,1
poměr vzduch/voda f	5,0	6,5	7,0
produkce vzduchu V_L [m ³ /d]	85,05	206,505	275,94

dle rovnice (4)

dle rovnice (6)

celková produkce OV V_w =	88	m^3/den	
celková produkce vzduchu V_L =	567,5	m^3/den	
maximální průtok vzduchu Q_L =	113	m^3/hod	dle rovnice (9)
maximální průtok vzduchu Q_L =	0,032	m^3/s	
potřebný příkon vývív P_v =	6,8	kW	dle rovnice (7)

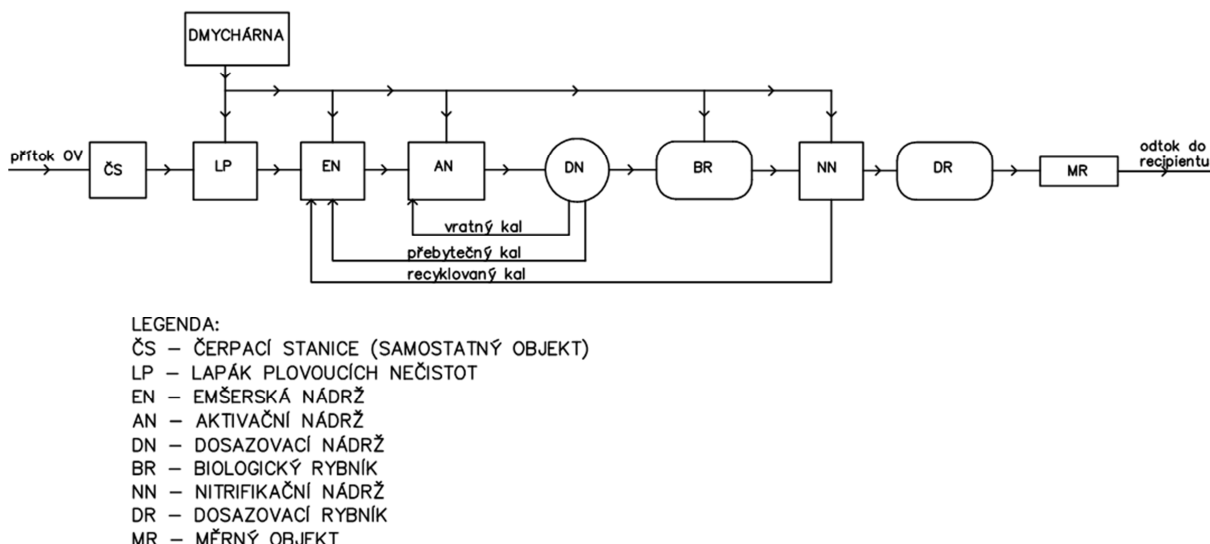
potřebný příkon čerpadel:

délka výtlačného potrubí L_v =	988	m	
průměr výtlačného potrubí D =	0,125	m	
rychlost ve výtlačném potrubí v_v =	0,8	m/s	
součinitel tření λ =	0,0255		
geodet. výška h_g =	16	m	
ztráty třením h_z =	7	m	dle rovnice (12)
ztráty místní h_m =	0,8	m	
sací výška h_s =	6	m	
dopravní výška H =	29,8	m	dle rovnice (11)
doba čerpání T_c =	2,4	h	
účinnost čerpadla η_c =	0,3		
čerpané množství Q_c =	0,0102	m^3/s	dle rovnice (10)
potřebný příkon čerpadel P_c =	10	kW	dle rovnice (8)

Současný stav je navržen na průtok $150 m^3/d$, skutečný průtok je však přibližně $90 m^3/d$. Systém tedy v současnosti pracuje neefektivně s téměř dvojnásobným příkonem. Jako možné řešení úspory energie je výměna vývív a čerpadel s menším příkonem.

ČOV

Odpadní voda je čerpána z podtlakové stanice do přívodního žlabu ČOV. Výtlačné potrubí je popsáno výše. Odtud voda natéká do objektů mechanického předčištění – lapáku plovoucích nečistot a emšerské nádrže. Předčištěná voda je dále svedena do objektů 1. stupně biologického čištění – dvoukoridové aktivační nádrže s postupným tokem a vertikální dosazovací nádrže. Všechny tyto objekty jsou umístěny v hlavním čistírenském objektu. Odpadní voda je dočišťována ve 2. stupni biologického čištění – provzdušňovaném biologickém rybníku, nitrifikační nádrži a dosazovacím rybníku. Odtud je vyčištěná voda svedena přes měrný objekt a povodňovou čerpací stanici do recipientu. Schéma ČOV je na Obr. 6.6.



Obr. 6.6 Schéma ČOV

Hlavní čistírenský objekt má 1 podzemní a 2 nadzemní užitná podlaží (druhé nadzemní podlaží je jen v pravé části s využitím podkroví). Půdorysné rozměry objektu jsou 30,3 x 10,6 m a výška 3,1 m. V objektu jsou umístěna v podzemní části veškerá technologická zařízení a nádrže mechanického předčištění, 1. stupně biologického čištění a dmychárna. V nadzemní části je umístěn nad dmychárnou velín s rozvodnou a sociálním zařízením a čistírenská hala s provozními lávkami nad nádržemi. V konstrukci krovu sedlové střechy je nad velínem umístěna kancelář, přístupná z prostoru haly dřevěným schodištěm.

Mechanická část se skládá z lapáku plovoucích nečistot se silem a emšerské (štěrbínové) nádrže. Jedná se o speciální typ usazovací nádrže, která má mezidno a kalový prostor. Dále je zde také umístěna jímka svozových nečistot.

Biologická část 1. stupně se skládá z dvoukoridové aktivační nádrže s postupným tokem o objemu 121,5 m³ a vertikální čtvercové dosazovací nádrže o objemu 97,2 m³.

Biologická část 2. stupně se skládá z provzdušňovaného biologického rybníka 35 x 13 m ve dně, těsněn PE HP fólií tl. 2mm. V rybníku jsou umístěny 2 řady kyvadlových jemnobublinných provzdušňovačů OMS s 2 x 6 provzdušňovači dl. 1,5 m. Dále je zde nitrifikační nádrž o objemu 36 m³ a dosazovací rybník o rozměrech 23,5 x 7,5 m ve dně. Je těsněn PE HP fólií tloušťky 2mm položené na vyrovnávací vrstvě štěrkopísku a geotextilií. Rybník je napuštěn vtokovým objektem z prostého betonu. Vyčištěná voda odtéká potrubím DN 400 do měrného objektu.

Měrný objekt je opatřen Venturiho měrným žlabem a ultrazvukovou sondou k měření množství odpadních vod.

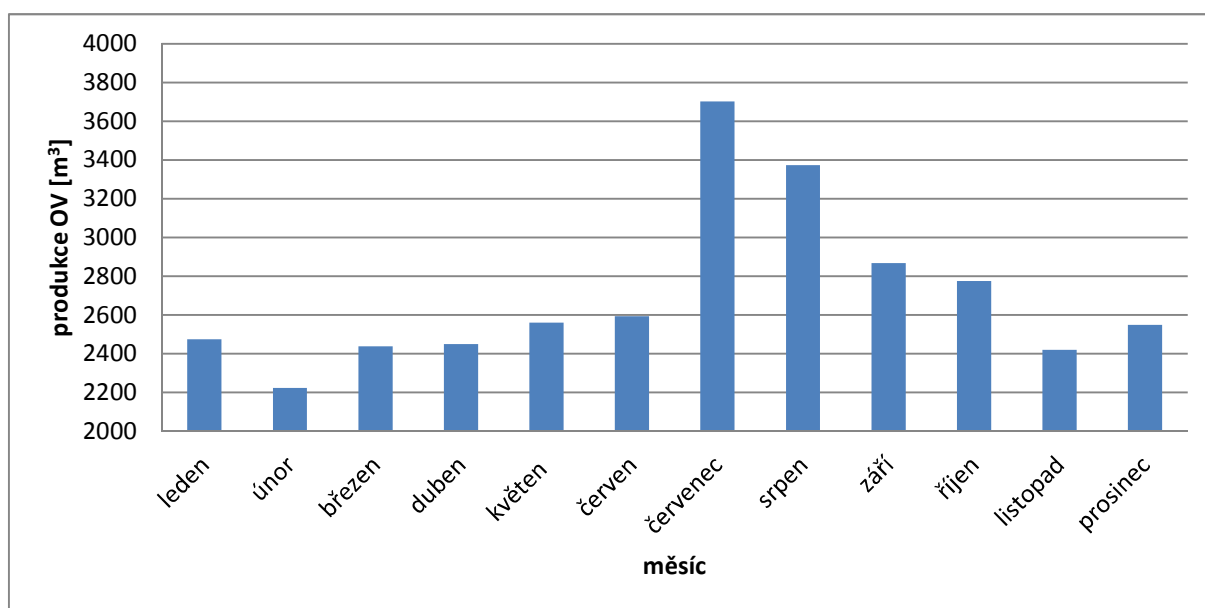
Energetické posouzení ČOV

V Tab. 6.2 je uvedena měsíční produkce OV v m³.

Tab. 6.2 Produkce odpadních vod na ČOV

leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	celkem
2474	2223	2439	2450	2561	2594	3702	3374	2867	2776	2421	2549	32430

Z tabulky vyplývá, že největší produkce OV je v letních měsících, což je zapříčiněno turismem (Obr. 6.7). Průměrná měsíční produkce je tedy 2700 m³ odpadních vod.



Obr. 6.7 Časová závislost produkce OV

ČOV je navržena na 5000 EO, ve skutečnosti je však počet EO mnohem menší, což způsobuje, že ČOV nepracuje v optimálním energetickém provozu. Roční spotřeba elektrické energie na ČOV je 57 304 kWh. Pro energetické posouzení ČOV byla vypočítána specifická spotřeba vztažená na 1 m³ OV a na kg BSK₅ na přítoku (Tab. 6.3).

Tab. 6.3 Specifická spotřeba el. energie na ČOV

Parametr	Na přítoku	Spotřeba el. energie na ČOV	Spec. spotřeba el. energie
BSK ₅	14 064 kg/rok	57 304 kWh/rok	4,07 kWh / kg BSK
Množství OV	32 430 m ³ /rok	57 304 kWh/rok	1.77 kWh / m ³ OV

V porovnání s benchmarkem skupiny Veolia, kde je specifická spotřeba el. energie 1,68 kWh/kg BSK a 0,44 kWh/ m³ OV jsou hodnoty specifické spotřeby na ČOV velice vysoké. Nyní doporučuji zjistit spotřebu elektrické energie na jednotlivých procesech a pokračovat s benchmarkingem. Po zjištění největších spotřebičů el. energie navrhnout opatření. V dalších

obcích jsem se posouzením energetické náročnosti ČOV nezabýval z důvodu nedostatku poskytnutých informací.

6.3 OBEC B

Celý systém podtlakové kanalizace v obci je řešen jednou podtlakovou stanicí s výtlakem na ČOV. Kapacita tras stokové sítě je navržena tak, že umožňuje odvedení splaškových vod z celé obce s výhledem pro budoucí zástavbu a připojení okolních osad do celkového počtu 2200 obyvatel.

V centrální části obce je vybudována podtlaková stanice Roovac. V podzemní části podtlakové stanice jsou umístěny 2ks podtlakových sběrných nádob o objemu $2 \times 10 \text{ m}^3$ (průměr 2,5 m, výška 3 m). V nadzemním objektu jsou osazeny 4ks olejových vývěv s rotačními šoupátky firmy BUSCH/ROEDIGER. Příkon jedné vývěvy je 5,5 kW, průtok vzduchu $250 \text{ m}^3/\text{hod}$. Napájení motoru vývěvy je na 380 V. Ve sběrných nádobách jsou umístěny 2ks kalových čerpadel FLYGHT C 3127 HT. Příkon jednoho čerpadla je 5,9 kW, napájení motoru čerpadla je na 380 V.

Stoková síť je vybudována z PVC PN 10 DN 90 – DN 160. Celková délka podtlakové stokové sítě je 7 101 m. Stokovou síť tvoří stoky A, B, C a D. Na větvi A je kombinovaný způsob odkanalizování. Úsek cca 200 m je odkanalizován gravitačním způsobem do dvou předávacích sběrných šachet. V každé předávací šachtě je vždy osazena dvojice ventilů. Celkový počet sacích ventilů na stokové síti je 167 ks.

Výtlak z podtlakové stanice na ČOV je dlouhý 700 m z PE HD trub DN 160.

Výpočet energetické náročnosti podtlakového systému v obci B

Výpočet vychází z dat poskytnutých obcí a pracovního listu DWA A – 116 -1.

vstupní data:

počet připojených obyvatel PO =	1150	obyvatel
spec. průtok q_{sp} =	90	l/os/den
počet vývěv n_v =	4	ks
počet čerpadel n_ε =	2	ks
počet sacích ventilů $n_{ven t}$ =	167	ks
celková délka sítě L_s =	7101	m

spotřeba el. energie v PS:

motohodiny vývěv m_{hv} =	4198	mh/rok	
příkon vývěvy P_v =	5,5	kW	
skutečná spotřeba vývěv E_v =	23089	kWh/rok	dle rovnice (1)
motohodiny čerpadel $m_{h\varepsilon}$ =	3821	mh/rok	

příkon čerpadla $P_{\text{č}}$	5,9	kW	
skutečná spotřeba čerpadel $E_{\text{č}}$	22544	kWh/rok	dle rovnice (2)
skutečná spotřeba energie E	45633	kW/rok	dle rovnice (3)
specifická spotřeba $E_{\text{spec,s}}$	39,682	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (17)

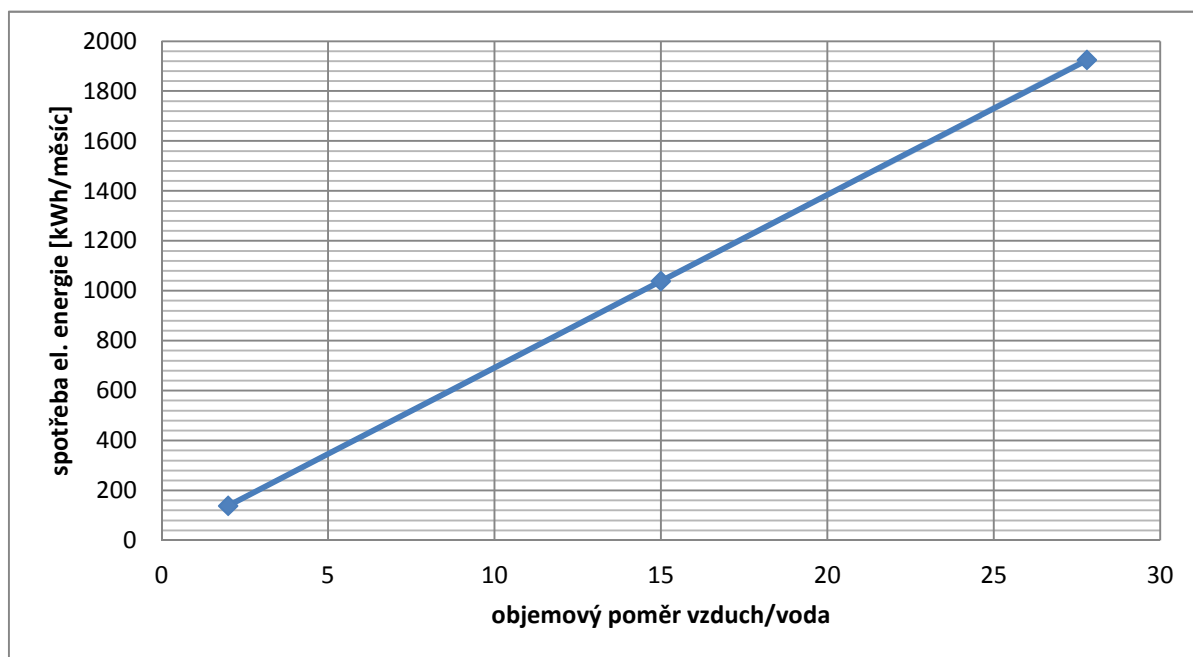
návrhová roční spotřeba el. energie:

návrhový poměr vzduch/voda f_n	5		
návrhová spotřeba vývěv E_{nv}	11368	kWh/rok	dle rovnice (14)
návrhová spotřeba čerpadel $E_{\text{nč}}$	4152	kWh/rok	dle rovnice (15)
návrhová spotřeba el. energie E_n	15520	kWh/rok	dle rovnice (13)
specifická návrhová spotřeba $E_{\text{spec,n}}$	13,496	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (16)

skutečný objemový poměr vzduch/voda:

produkce odpadní vody V_w	3146	m ³ /měsíc	dle rovnice (4)
průtok vzduchu vývěvou V_v	250	m ³ /h	dle rovnice (5)
produkce vzduchu V_L	87458	m ³ /měsíc	
skutečný poměr vzduch/voda f	28		dle rovnice (6)

Na Obr. 6.8 je zobrazena závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie za měsíc.

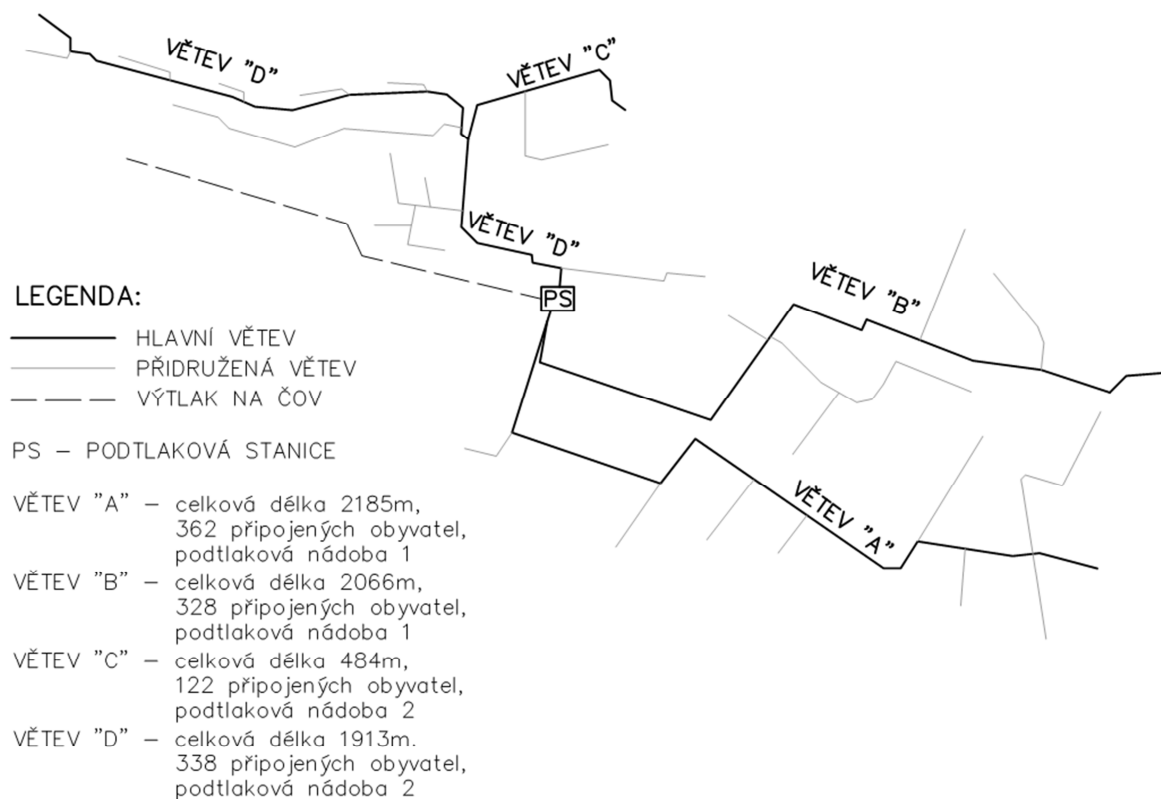


Obr. 6.8 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě el. energie v obci B

Z uvedeného vyplývá, že systém nepracuje v doporučeném objemovém poměru vzduch/voda 2:1 až 15:1, ale v poměru 28:1. Dochází k přísávání velkého množství vzduchu, což se velice výrazně podílí na spotřebě energie vývěv. Ztracená energie v porovnání k objemovému

oměru 15:1 v tomto případě činí cca 886 kWh za měsíc, což při uvažování ceny 2,5 Kč/kWh je 2215 Kč za měsíc.

Potřebný příkon vývěv a čerpadel je vypočítán níže. Větev A a B jsou přivedeny do podtlakové nádoby č. 1 a větve C a D do podtlakové nádoby č. 2 (obr. 6.9)



Obr. 6.9 Schéma podtlakového systému v obci B

potřebný příkon vývěv:

podtlak $P_U = 0,65$ bar
 doba chodu vývěv $T_v = 5$ h/den
 účinnost vývěv $\eta = 0,3$

větev	A+B	C+D
podtlaková nádoba	1	2
počet připojených obyvatel PO	690	460
produkce odpadní vody V_W [m ³ /d]	62	41
délka hl. větve [m]	1178	940
celková délka [m]	4251	2850
hustota obyv. [PO/m]	0,2	0,2
poměr vzduch/voda f	5,5	4,5
produkce vzduchu V_L [m ³ /d]	373	186

celková produkce odpadní vody $V_W = 104$ m³/den

celková produkce vzduchu V_L =	528	m^3/den	
maximální průtok vzduchu Q_L =	106	m^3/hod	dle rovnice (9)
maximální průtok vzduchu Q_L =	0,029	m^3/s	
potřebný příkon vývěv P_v =	6,4	kW	dle rovnice (7)

potřebný příkon čerpadel:

délka výtlačného potrubí L_v =	700	m	
průměr výtlačného potrubí D =	160	m	
rychlost ve výtlačném potrubí v_v =	0,8	m/s	
součinitel tření λ =	0,0239		
geodet. výška h_g =	2	m	
ztráty třením h_z =	3,3	m	dle rovnice (12)
ztráty místní h_m =	0,8	m	
sací výška h_s =	6	m	
dopravní výška H =	12,1	m	dle rovnice (11)
účinnost čerpadla η_c =	0,3		
doba chodu čerpadel T_c =	1,8	h/den	
čerpané množství Q_c =	0,016	m^3/s	dle rovnice (10)
potřebný příkon čerpadel P_c =	6,3	kW	dle rovnice (8)

6.4 OBEC C

Stoková síť je navržena jako oddílná splašková s tím, že pro odvedení dešťových vod bude využito stávající odvodnění v obci. Splašková oddílná stoková síť je řešena jako podtlaková systému ROEVAC. Celý systém je řešen s jednou podtlakovou stanicí umístěnou na okraji obce v prostoru ČOV. Z podtlakové stanice řešené současně jako čerpací stanice jsou splaškové odpadní vody čerpány výtlačkem na ČOV. V PS jsou umístěny 3ks podtlakových sběrných nádob o objemu $3 \times 10m^3$ (průměr 2,5 m, výška 3m). Podtlak zajišťují 3ks olejových vývěv BUSCH. Příkon jedné vývěvy je 11kW, průtok vzduchu $400m^3/\text{hod}$. Pro čerpání odpadní vody na ČOV jsou v tancích osazeny 3ks ponorných kalových čerpadel. Příkon jednoho čerpadla je 3,1 kW.

Stoková síť je vybudována z tlakového hrdlového potrubí PVC DN 80 až DN 150 uloženého v rýze s podsypem a obsypem. Spoje potrubí jsou lepené. Po trase jsou ve vzdálenosti cca 50 až 100 m inspekční šachty. Stokovou síť tvoří páteřní větve A, B a A1. Připojení objektů na síť je řešeno pomocí sběrných šachet, ve kterých jsou umístěné sací ventily. Akumulační objem šachet je 15 – 20 l.

Výpočet energetické náročnosti podtlakového systému v obci C

vstupní data:

počet připojených obyvatel $PO=$	1314	obyvatel
spec. průtok $q_{sp}=$	90	l/os/den
počet vývěv $n_v=$	3	ks
počet čerpadel $n_{\check{c}}=$	3	ks
počet sacích ventilů $n_{vent}=$	295	ks
celková délka sítě $L_s=$	6988	m

skutečná spotřeba el. energie v PS:

motohodiny vývěv $m_{hv} =$	4450	mh/rok	
příkon vývěvy $P_v =$	11	kW	
skutečná spotřeba vývěv $E_v =$	48950	kWh/rok	dle rovnice (1)
motohodiny čerpadel $m_{\check{c}} =$	1095	mh/rok	
příkon čerpadla $P_{\check{c}} =$	3,1	kW	
skutečná spotřeba čerpadel $E_{\check{c}} =$	3395	kWh/rok	dle rovnice (2)
skutečná spotřeba el. energie $E =$	52345	kWh/rok	dle rovnice (3)
specifická spotřeba $E_{spec,s}=$	39,836	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (17)

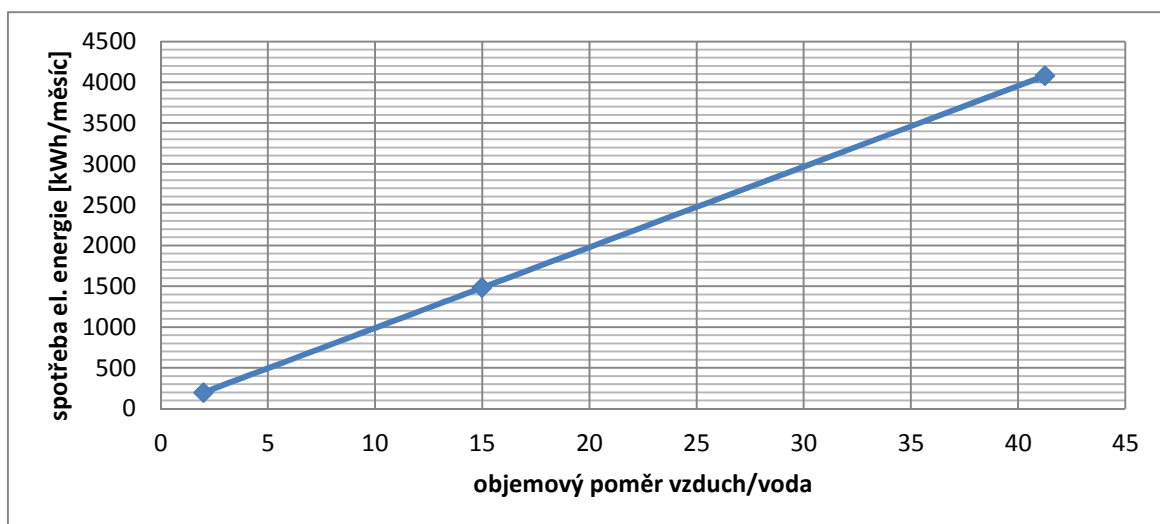
návrhová spotřeba el. energie:

návrhový poměr vzduch/voda $f_n=$	5		
návrhová spotřeba vývěv $E_{nv} =$	12989	kWh/rok	dle rovnice (14)
návrhová spotřeba čerpadel $E_{n\check{c}} =$	3921	kWh/rok	dle rovnice (15)
návrhová spotřeba el. energie $E_n =$	16910	kWh/rok	dle rovnice (13)
specifická návrhová spotřeba $E_{spec,n}=$	12,869	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (16)

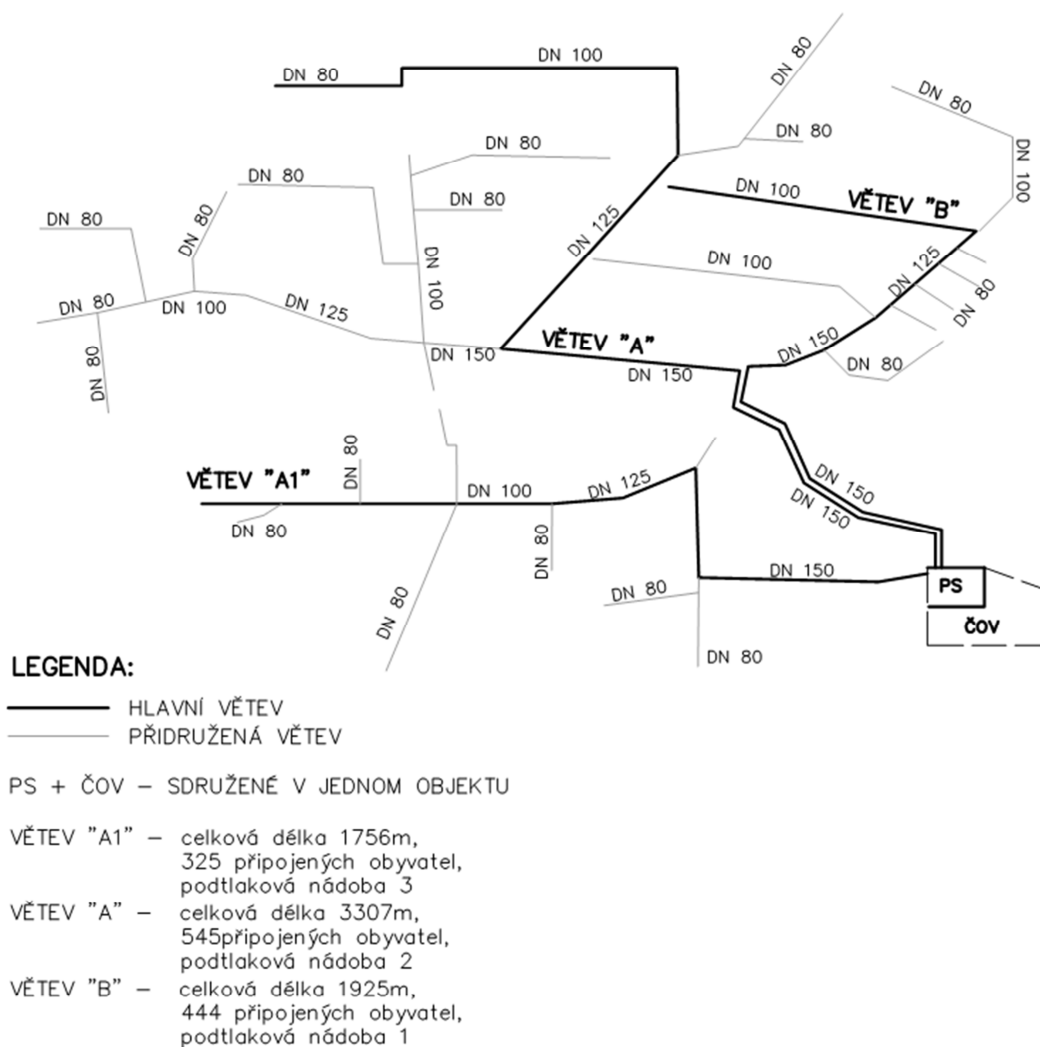
skutečný objemový poměr vzduch/voda:

produkce odpadní vody $V_w=$	3595	m ³ /měsíc	dle rovnice (4)
průtok vzduchu vývěvou $V_v=$	400	m ³ /h	
měsíční produkce vzduchu $V_L =$	148333	m ³ /měsíc	dle rovnice (5)
skutečný poměr vzduch/voda $f =$	41		dle rovnice (6)

Na Obr. 6.9 je zobrazena závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv. Systém pracuje v objemovém poměru vzduch/voda 41:1. Dochází k velkému přísávání vzduchu, což se projevuje na spotřebě elektrické energie vývěv. Při porovnání k objemovému poměru vzduch/voda 15:1, je v tomto případě ztráta elektrické energie cca 2596 kWh za měsíc. Při uvažování 2,5 Kč/kWh tato ztráta činí 6490 Kč měsíčně. Schéma podtlakového systému je na Obr. 6.10.



Obr. 6.9 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie v obci C



Obr. 6.10 Schéma podtlakového systému v obci C

potřebný příkon vývěv:

podtlak $P_U = 0,65$ bar
doba chodu vývěv $T_v = 5$ h/den
účinnost vývěv $\eta_v = 0,3$

větev	B	A	A1
podtlaková nádoba (tank)	1	2	3
počet připojených obyvatel PO	444	545	325
produkce odpadní vody V_W [m ³ /d]	40	49	29
délka hl. větve [m]	1228	1226	1067
celková délka [m]	1925	3307	1756
hustota obyvatelstva [PO/m]	0,2	0,2	0,2
poměr vzduch/voda f	5,0	5,0	5,0
produkce vzduchu V_L [m ³ /d]	200	245	146

celková produkce OV $V_W = 118$ m³/den
celková produkce vzduchu $V_L = 591$ m³/den
maximální průtok vzduchu $Q_L = 118$ m³/hod dle rovnice (9)
maximální průtok vzduchu $Q_L = 0,033$ m³/s
potřebný příkon vývěv $P_v = 7,1$ kW dle rovnice (7)

potřebný příkon čerpadel:

dopravní výška $H = 10$ m
účinnost čerpadla $\eta_c = 0,3$
doba chodu čerpadel $T_c = 3$ h/den
čerpané množství $Q_c = 0,011$ m³/s dle rovnice (10)
potřebný příkon čerpadel $P_c = 3,6$ kW dle rovnice (8)

6.5 OBEC D

Podtlaková kanalizace je v obci řešena jednou centrální podtlakovou stanicí Roovac se třemi sběrnými nádobami. Objem jedné podtlakové nádoby je 13m³. V nadzemní části podtlakové stanice jsou umístěny 4 ks rotačních olejových vývěv BUSCH/ROEDIGER. Příkon jedné vývěvy je 11 kW, napájení motoru je na 380 V. Pro čerpání odpadní vody ze sběrných nádob výtlakem na ČOV jsou navržena 3ks kalových čerpadel FLYGHT CP 3127 HT. Příkon jednoho čerpadla je 5,9 kW, napájení motoru čerpadla je na 380 V.

Délka stokové sítě je 14 436 m a je vybudována z PVC PN 10, DN 65 – DN 200. Stoková síť je tvořena třemi hlavními větvemi A, B a C, které jsou doplněny vedlejšími větvemi. Na

stokové sítě jsou sběrné šachty, ve kterých jsou osazeny sací ventily typu Roediger 65 – I světlosti 65 mm. Celkový počet sacích ventilů je 650 ks.

Výtlač z podtlakové stanice na ČOV je z PE HD trub DN 150 o délce 750 m.

Výpočet energetické náročnosti podtlakového systému v obci D

vstupní data:

počet připojených obyvatel $PO=$	3177	obyvatel
spec. průtok $q_{sp}=$	90	l/os/den
počet vývěv $n_v=$	4	ks
počet čerpadel $n_{\check{c}}=$	3	ks
počet sacích ventilů $n_{vent}=$	650	ks
celková délka sítě $L_s=$	14436	m

skutečná spotřeba el. energie v PS:

motohodiny vývěv $mh_v =$	8606	mh/rok	
příkon vývěvy $P_v =$	11	kW	
skutečná spotřeba vývěv $E_v =$	94666	kWh/rok	dle rovnice (1)
motohodiny čerpadel $mh_{\check{c}} =$	2870	mh/rok	
příkon čerpadla $P_{\check{c}} =$	5,9	kW	
skutečná spotřeba čerpadel $E_{\check{c}} =$	16933	kWh/rok	dle rovnice (2)
skutečná spotřeba el. energie $E =$	111599	kWh/rok	dle rovnice (3)
specifická spotřeba $E_{spec,s}=$	35,127	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (17)

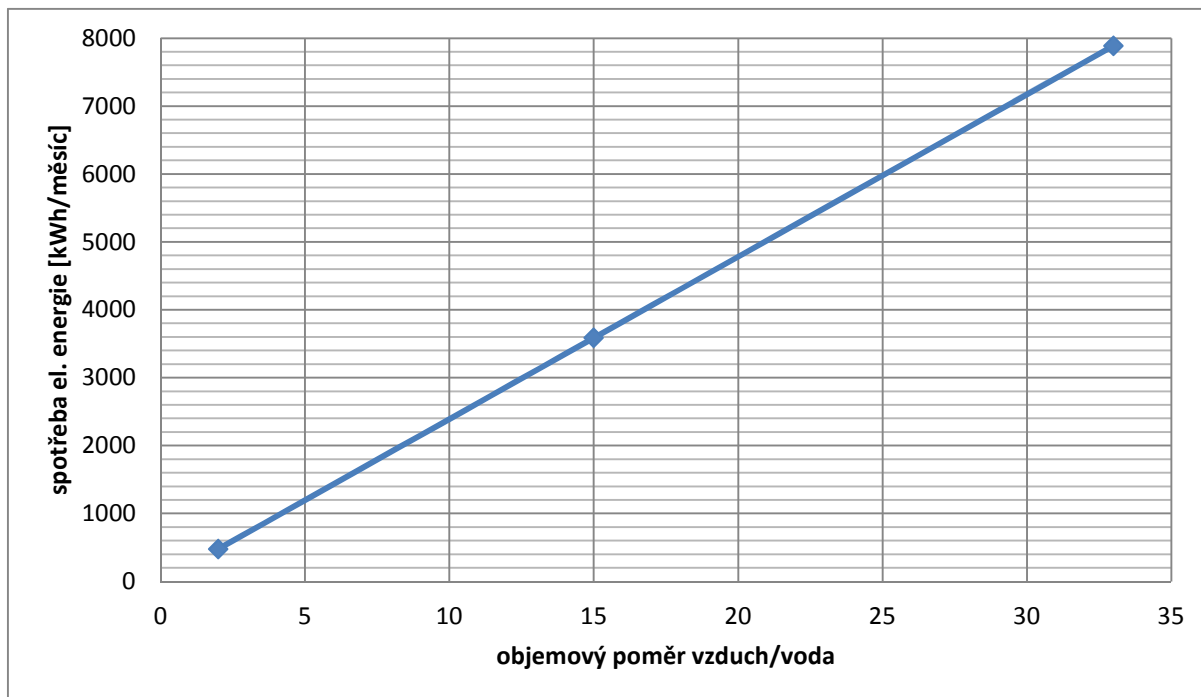
návrhová spotřeba el. energie:

návrhový poměr vzduch/voda $f_n=$	5,5		
návrhová spotřeba vývěv $E_{nv} =$	34547	kWh/rok	dle rovnice (14)
návrhová spotřeba čerpadel $E_{n\check{c}} =$	13651	kWh/rok	dle rovnice (15)
návrhová spotřeba el. energie $E_n =$	48197	kWh/rok	dle rovnice (13)
specifická návrhová spotřeba $E_{spec,n}=$	15,171	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (16)

skutečný objemový poměr vzduch/voda:

produkce odpadní vody $V_W =$	8692	m ³ /měsíc	dle rovnice (4)
průtok vzduchu vývěvou $V_v=$	400	m ³ /h	
produkce vzduchu $V_L =$	286867	m ³ /měsíc	dle rovnice (5)
skutečný poměr vzduch/voda =	33		dle rovnice (6)

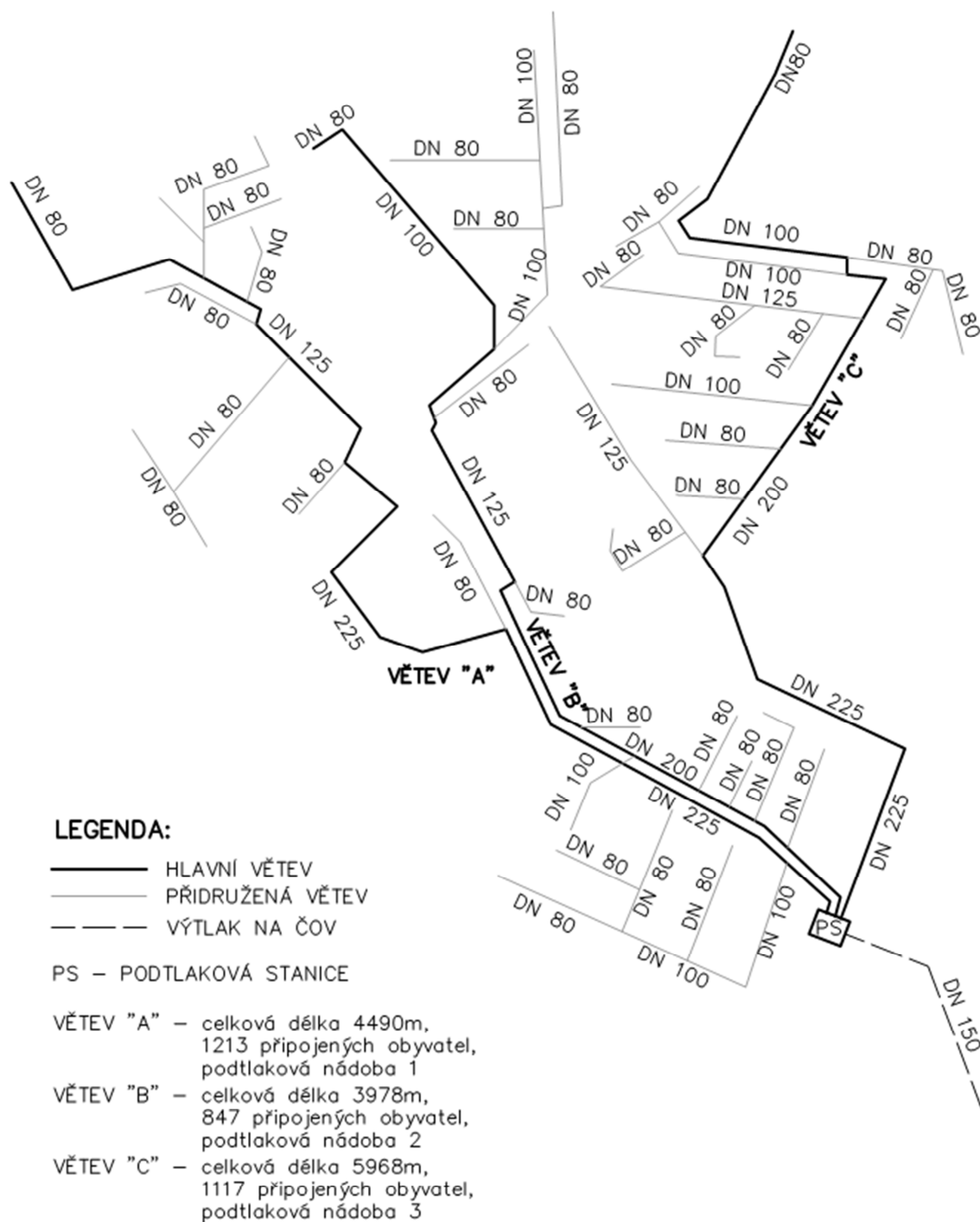
Na Obr. 6.11 je zobrazena závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv.



Obr. 6.11 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv v obci D

Objemový poměr vzduch/voda je 33:1. Při porovnání s objemovým poměrem vzduch/voda 15:1 je ztráta elektrické energie cca 4300 kWh za měsíc. Při uvažování ceny 2,5 Kč/kWh ztráta činí 10 750 Kč za měsíc.

Dále byl přepočítán potřebný příkon vývěv a čerpadel. K výpočtu těchto parametrů je třeba znát topologii sítě, délku hlavní větve, počet napojených obyvatel, hustotu obyvatelstva na metr sítě a počet podtlakových nádob v PS. Na Obr. 6.12 je schéma podtlakového stokového systému v obci D. Větev A je napojena do podtlakové nádoby č. 1. Větev B je napojena do podtlakové nádoby č. 2 a větev C je napojena do podtlakové nádoby č. 3.



Obr. 6.12 Schéma podtlakového stokového systému v obci D

potřebný příkon vývěv:

podtlak $P_U = 0,65$ bar
 doba chodu vývěv $T_v = 5$ h/den
 účinnost $\eta_v = 0,3$

větev	A	B	C
podtlaková nádoba	1	2	3
počet připojených obyvatel PO	1213	847	1117
produkce odpadní vody V_w [m ³ /d]	109	76	101
délka hl. větve [m]	1900	1630	2270
celková délka [m]	4490	3978	5968
hustota obyvatelstva [PO/m]	0,3	0,2	0,2
poměr vzduch/voda f	5,5	5,5	6,0
produkce vzduchu V_L [m ³ /d]	600	419	603

celková produkce OV V_w =	286	m ³ /den	
celková produkce vzduchu V_L =	1623	m ³ /den	
maximální průtok vzduchu Q_L =	325	m ³ /hod	dle rovnice (9)
maximální průtok vzduchu Q_L =	0,090	m ³ /s	
potřebný příkon vývěv P_v =	19,5	kW	dle rovnice (7)

potřebný příkon čerpadel:

délka výtlačného potrubí L_v =	750	m	
průměr výtlačného potrubí D =	150	mm	
rychlost ve výtlačném potrubí v_v =	0,86	m/s	
součinitel tření λ =	0,0242		
geodet. výška h_g =	3	m	
ztráty třením h_z =	4,6	m	dle rovnice (12)
ztráty místní h_m =	0,8	m	
sací výška h_s =	6	m	
dopravní výška H =	14,4	m	dle rovnice (11)
účinnost čerpadla η_c =	0,3		
doba chodu čerpadel T_c =	5,2	h/den	
čerpané množství Q_c =	0,015	m ³ /s	dle rovnice (10)
potřebný příkon čerpadel P_c =	7,2	kW	dle rovnice (8)

6.6 OBEC E

Podtlaková stoková síť je řešena tak, aby odváděla splaškové vody z obce do celkové velikosti 1000 obyvatel. Podtlakový systém je v provozu již 14 let bez větších problémů. Podtlaková stanice Roovac je umístěna na okraji obce. V podzemní části jsou dvě podtlakové sběrné nádoby o objemu 2 x 10 m³ (průměr 2,5m, výška 3,0m). V nadzemním objektu jsou

osazeny 4 ks vodokružných vývěv SIHI/ROEDIGER. Příkon jedné vývěvy je 5,5 kW, průtok vzduchu 220 m³/hod. Napájení motoru vývěvy je na 380 V. Ve sběrných nádobách jsou osazeny kalová čerpadla FLYGHT CP 3102 HT s příkonem 5,9 kW/čerpadlo. Napájení motoru čerpadla je na 380 V.

Stokovou síť tvoří tři páteřní větve A, B, C doplněné vedlejšími větvemi. Stoková síť je vybudována z PVC DN 65 – DN 150. Celková délka stokové sítě je 8 200m. Na stokové síti jsou sběrné šachty typu Roediger 65 – I. Ve sběrných šachtách jsou osazeny sací ventily DN 65 o celkovém počtu 319 ks.

Obec nemá vlastní ČOV, proto jsou odpadní vody čerpány výtlačkem z potrubí PVC DN 150 mm do městské kanalizace. Délka výtlačku je 2 000 m.

Výpočet energetické náročnosti podtlakového systému v obci E

vstupní data:

počet obyvatel PO =	900	obyvatel
spec. průtok q_{sp} =	90	l/os/den
počet vývěv n_v =	4	ks
počet čerpadel $n_{\check{c}}$ =	2	ks
počet sacích ventilů n_{vent} =	319	ks
celková délka sítě L_s =	8150	m

spotřeba el. energie v PS:

motohodiny vývěv m_{hv} =	5408	mh/rok	
příkon vývěvy P_v =	5,5	kW	
skutečná spotřeba vývěv E_v =	29744	kWh/rok	dle rovnice (1)
motohodiny čerpadel $m_{\check{c}}$ =	2118	mh/rok	
příkon čerpadla $P_{\check{c}}$ =	5,9	kW	
skutečná spotřeba čerpadel $E_{\check{c}}$ =	12496	kWh/rok	dle rovnice (2)
skutečná spotřeba el. energie E =	42240	kWh/rok	dle rovnice (3)
specifická spotřeba $E_{spec,s}$ =	46,936	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (17)

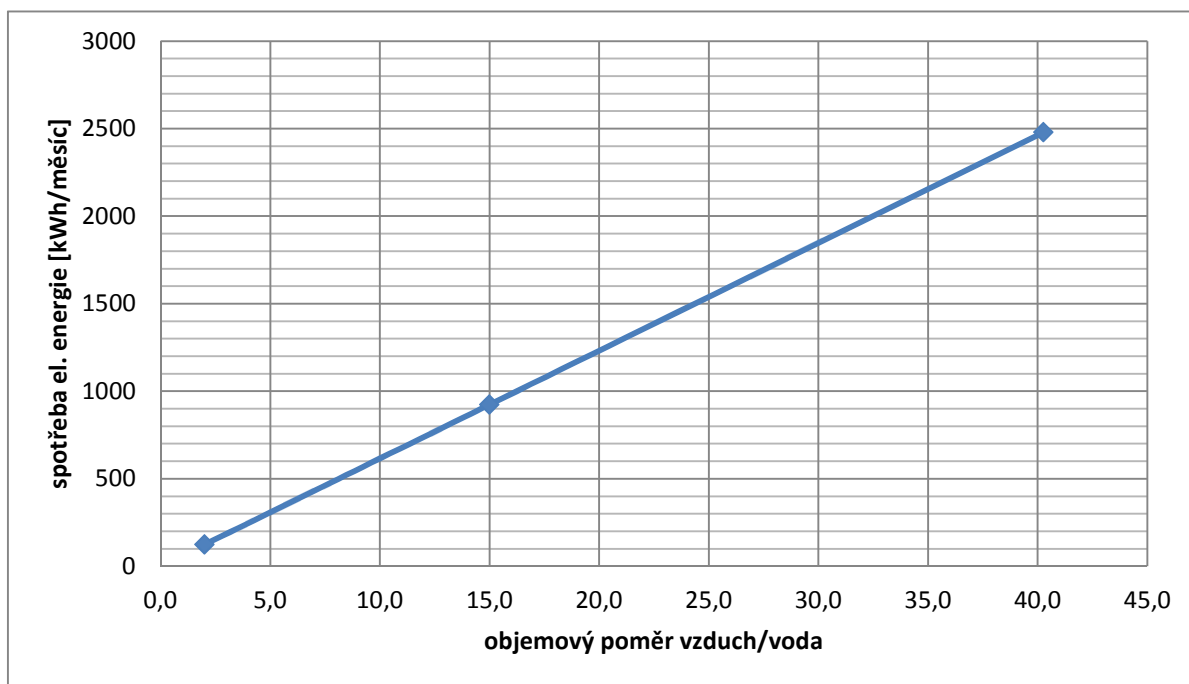
návrhová spotřeba el. energie:

návrhový poměr vzduch/voda f_n =	5,75		
návrhová spotřeba vývěv E_{nv} =	10231	kWh/rok	dle rovnice (14)
návrhová spotřeba čerpadel $E_{n\check{c}}$ =	6096	kWh/rok	dle rovnice (15)
návrhová spotřeba el. energie E_n =	16327	kWh/rok	dle rovnice (13)
specifická návrhová spotřeba $E_{spec,n}$ =	18,142	kWh/obyvatel/rok	dle rovnice (16)

skutečný objemový poměr vzduch voda:

produkce odpadní vody $V_W =$	2462	$\text{m}^3/\text{měsíc}$	dle rovnice (4)
průtok vzduchu vývěvou $V_V =$	220	m^3/h	
produkce vzduchu $V_L =$	99147	$\text{m}^3/\text{měsíc}$	dle rovnice (5)
skutečný poměr vzduch/voda $f =$	40		dle rovnice (6)

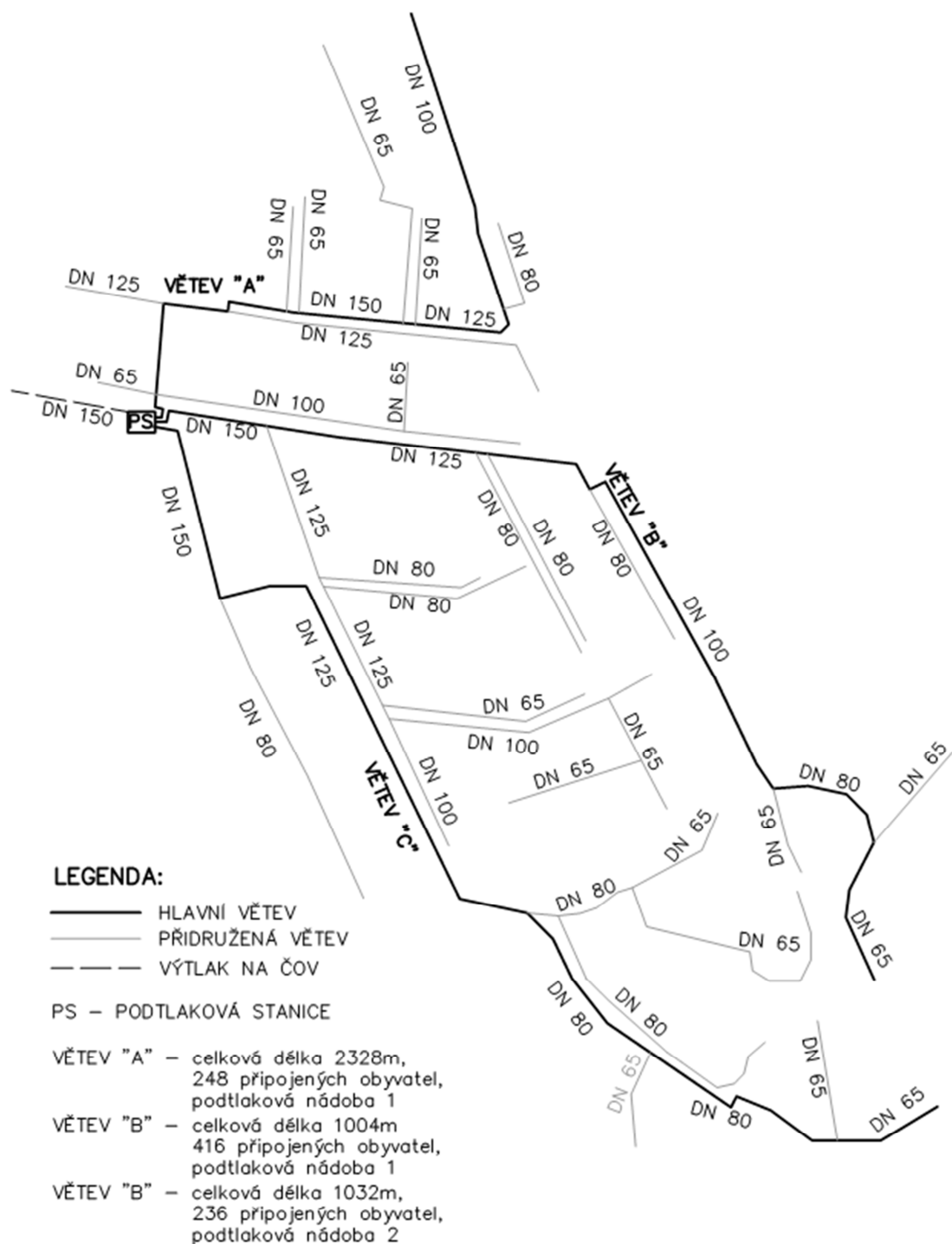
Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie je uvedena na Obr. 6.13.



Obr. 6.13 Závislost poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv v obci E

Skutečný objemový poměr vzduch/voda je v obci E 40:1. Ztráta energie při porovnání s objemovým poměrem vzduch/voda 15:1 je přibližně 1550 kW. Při uvažování ceny 2,5 Kč/kWh ztráta činí 3875 Kč za měsíc.

Schéma podtlakového systému je na Obr. 6.14. Větve A a B jsou napojeny do podtlakové nádoby č. 1 a větev C je napojena do podtlakové nádoby č. 2. K výpočtu potřebného příkonu vývěv a čerpadel je třeba znát topologii sítě, délku hlavní větve, počet napojených obyvatel, hustotu obyvatelstva na metr sítě a počet podtlakových nádob v PS



Obr. 6.14 Schéma podtlakového systému v obci E.

potřebný příkon vývěv:

podtlak $P_U = 0,65$ bar
 doba chodu vývěv $T_v = 5$ h/den
 účinnost $\eta = 0,3$

větev	A+B	C
podtlaková nádoba	1	2
počet připojených obyvatel PO	664	236
průtok OV V_W [m ³ /d]	60	21
délka hl. větve [m]	1224	1032
celková délka	5726	2424
hustota obyvatelstva [PO/m]	0,1	0,1
poměr vzduch/voda f	6,0	5,5
průtok vzduchu V_L [m ³ /d]	359	117

celkový průtok odpadní vody V_W =	81	m ³ /den	
celkový průtok vzduchu V_L =	475	m ³ /den	
maximální průtok vzduchu Q_L =	95	m ³ /hod	dle rovnice (9)
maximální průtok vzduchu Q_L =	0,026	m ³ /s	
potřebný příkon vývěv P_v =	5,7	kW	dle rovnice (7)

potřebný příkon čerpadel:

délka výtláčního potrubí L_v =	2000	m	
průměr výtláčního potrubí D =	0,15	m	
rychlost ve výtláčním potrubí v_v =	0,85	m/s	
součinitel tření λ =	0,0242		
geodet. výška h_g =	4	m	
ztráty třením h_z =	11,9	m	dle rovnice (12)
ztráty místní h_m =	0,8	m	
sací výška h_s =	6	m	
dopravní výška H =	22,7	m	dle rovnice (11)
účinnost čerpadla η_c =	0,3		
doba chodu čerpadel T_c =	1,5	h/den	
čerpané množství Q_c =	0,015	m ³ /s	dle rovnice (10)
potřebný příkon čerpadel P_c =	11,1	kW	dle rovnice (8)

6.7 VYHODNOCENÍ SPOTŘEBY ELEKTRICKÉ ENERGIE V PODTLAKOVÝCH SYSTÉMECH

Vyhodnocované technické parametry jednotlivých systémů jsou uvedeny v Tab. 6.4.

Tab. 6.4 Technické parametry jednotlivých podtlakových systémů

Parametr	Obec				
	A	B	C	D	E
Spotřeba celková [kWh/rok]	51373	45634	52345	111599	42242
Specifická spotřeba skutečná [kWh/obyvatel/rok]	52,421	39,682	39,836	35,127	46,936
Specifická spotřeba návrhová [kWh/obyvatel/rok]	21,308	13,496	12,869	15,171	18,142
Počet vývěv [ks]	3	4	3	4	4
Příkon vývěv skutečný [kW]	33	22	33	44	22
Příkon vývěv potřebný [kW]	6,8	6,4	7,1	19,5	5,7
Motohodiny vývěv [mhv/rok]	3997	4198	4450	8606	5408
Skutečná spotřeba vývěv [kWh/rok]	43967	23089	48950	94666	29744
Návrhová spotřeba vývěv [kWh/rok]	12594	11368	12989	34547	10231
Doba chodu vývěv [h/den]	11,0	11,5	12,2	23,6	14,8
Počet čerpadel [ks]	3	2	3	3	2
Skutečný příkon čerpadel [kW]	21	11,8	9,3	17,7	11,8
Potřebný příkon čerpadel [kW]	10	6,3	3,6	7,2	11,1
Motohodiny čerpadel [mhč/rok]	1058	3821	1095	2870	2118
Skutečná spotřeba čerpadel [kWh/rok]	7406	22545	3395	16934	12498
Návrhová spotřeba čerpadel [kWh/rok]	8714	4152	3921	13651	6096
Počet sacích ventilů [ks]	255	167	295	650	319
Délka [m]	10394	7101	6998	14436	8200
Průtok odpadních vod [m ³ /d]	88	103,5	118	286	81
Vypínací podtlak [bar]	0,8	0,63	0,65	0,62	0,65
Počet připojených obyvatel	980	1150	1314	3177	900

Spotřeba elektrické energie v podtlakových stanicích získaná z provozních záznamů odpovídá vypočítané celkové spotřebě v tabulce 6.4.

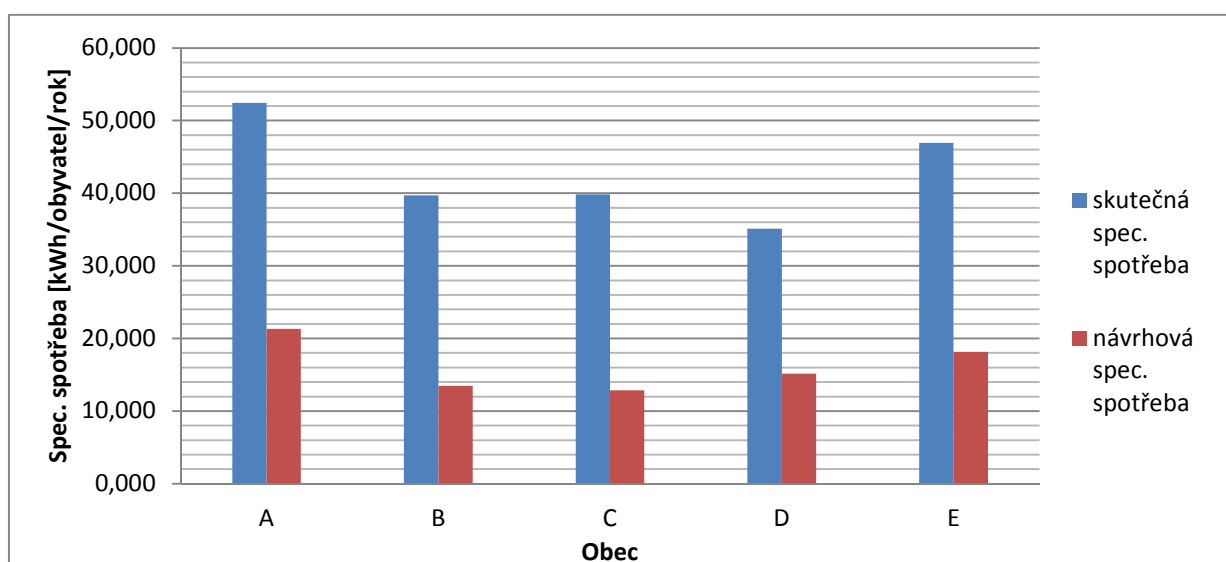
Vývěvy a čerpadla jsou značně předimenzované, což je dáno snižující se spotřebou pitné vody, a tím i sníženou produkcí odpadních vod. Vhodnější je navrhovat více strojů s menším příkonem, který zajistí požadovaný podtlak.

Pro posouzení energetické účinnosti byla stanovena specifická spotřeba elektrické energie vztažená na obyvatele a porovnána s návrhovou specifickou spotřebou vztaženou na

obyvatele (Tab. 6.5, Obr. 6.15). Jako ukazatel pro hodnocení energetické účinnosti podtlakových systémů byl zvolen poměr skutečné a návrhové specifické spotřeby el. energie.

Tab. 6.5 Specifická spotřeba elektrické energie v PS

Obec	specifická spotřeba el. energie za rok		
	skutečná [kWh/obyvatel]	návrhová [kWh/obyvatel]	poměr skutečná/návrhová
A	52,421	21,308	2,46
B	39,682	13,469	2,94
C	39,836	12,869	3,10
D	35,127	15,171	2,32
E	46,936	18,142	2,59



Obr. 6.15 Porovnání specifické spotřeby vztažené na obyvatele

Dle poměru skutečné a návrhové specifické spotřeby elektrické energie vztažené na obyvatele byly určeny 3 kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů (Tab. 6.6)

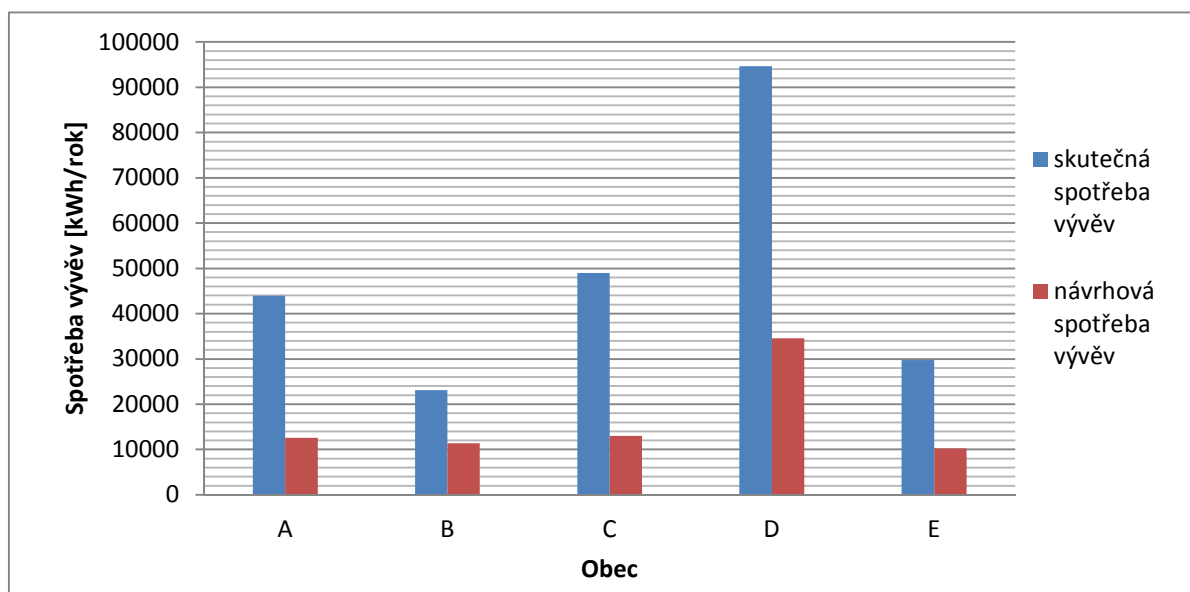
Tab. 6.6 Kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů

kategorie	energetická účinnost	poměr skutečné a návrhové specifické spotřeby elektrické energie
1. kategorie	vyhovující	≤ 2
2. kategorie	nevyhovující	2,1-4
3. kategorie	kritická	$> 4,1$

Z uvedeného vyplývá, že všechny posuzované systémy spadají do 2. kategorie. Dále byla porovnána skutečná a návrhová spotřeba elektrické energie vývěv (Tab. 6.7, Obr. 6.16)

Tab. 6.7 Spotřeba elektrické energie vývěj

Obec	spotřeba elektrické energie vývěj za rok		
	skutečná [kWh/rok]	optimální [kWh/rok]	poměr skutečná/návrhová
A	43967	12594	3,5
B	23089	11368	2,0
C	48950	12989	3,8
D	94666	34547	2,7
E	29744	10231	2,9



Obr. 6.16 Porovnání spotřeby elektrické energie vývěj v jednotlivých obcích

Dle poměru skutečné a návrhové spotřeby vývěj byly určeny tři kategorie energetické účinnosti vývěj (Tab. 6.8).

Tab. 6.8 Kategorie energetické účinnosti vývěj

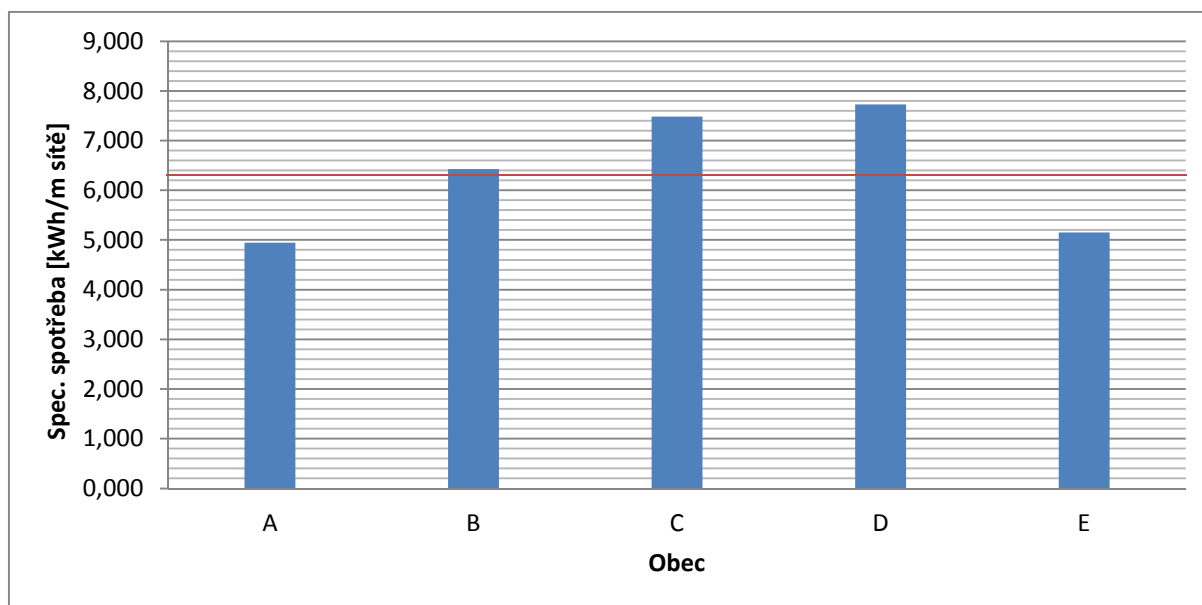
kategorie	energetická účinnost	poměr skutečná/návrhová
1. kategorie	vyhovující	≤ 2
2. kategorie	nevyhovující	2,1-3
3. kategorie	kritická	>3

V obci B je energetická účinnost vývěj vyhovující. V obcích D a E nevyhovující a v obcích A a C kritická. Jako další parametry pro určení specifické spotřeby elektrické energie byla zvolena délka podtlakové sítě a množství odpadních vod (Tab. 6.9).

Tab. 6.9 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na m délky sítě a množství odpadní vody.

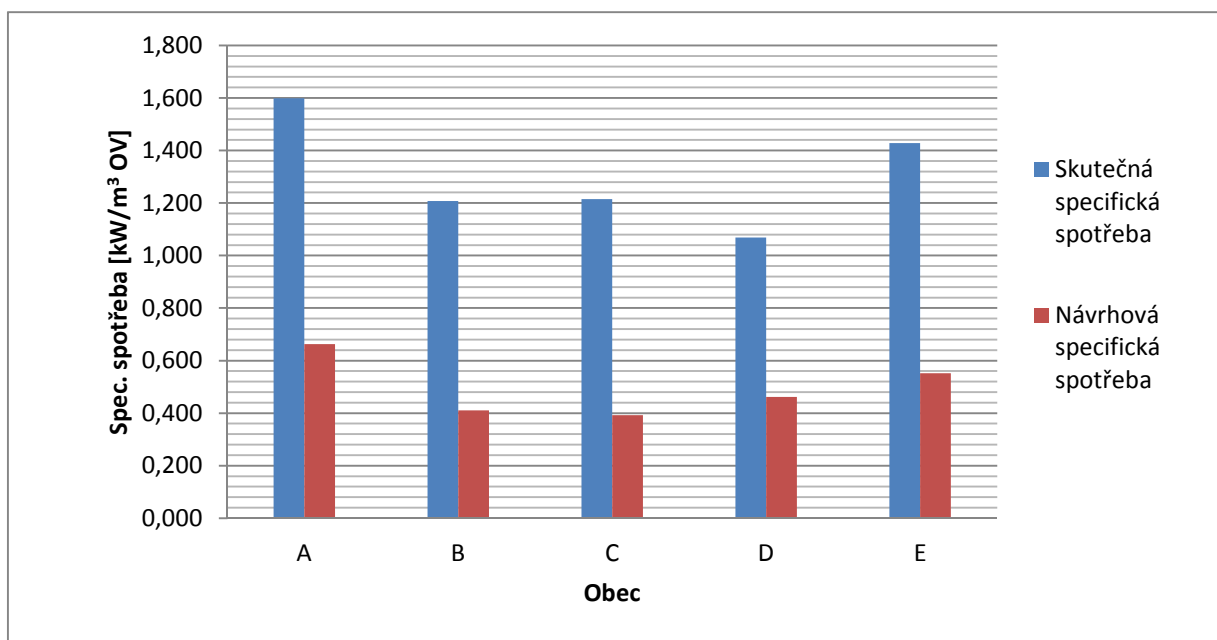
Obec	specifická spotřeba el. energie za rok	
	kWh/m	kWh/m ³
A	4,943	1,599
B	6,426	1,208
C	7,480	1,215
D	7,731	1,069
E	5,151	1,429
PRŮMĚR	6,346	1,304

Specifická spotřeba vztažená na m délky sítě (Obr. 6.17) je ovlivněna hustotou obyvatelstva. Stoková síť v obci D je nejdelší, přesto je spotřeba elektrické energie vztažená na m délky sítě největší. Průměrná měsíční spotřeba elektrické energie vztažená na 1 m délky sítě je 6,346 kWh/m.



Obr. 6.17 Specifická spotřeba vztažená na m délky sítě

Jako další parametr pro určení specifické spotřeby elektrické energie byl zvolen m³ odpadní vody (Obr. 6.18).



Obr. 6.18 Specifická spotřeba vztažená na m³ odpadní vody

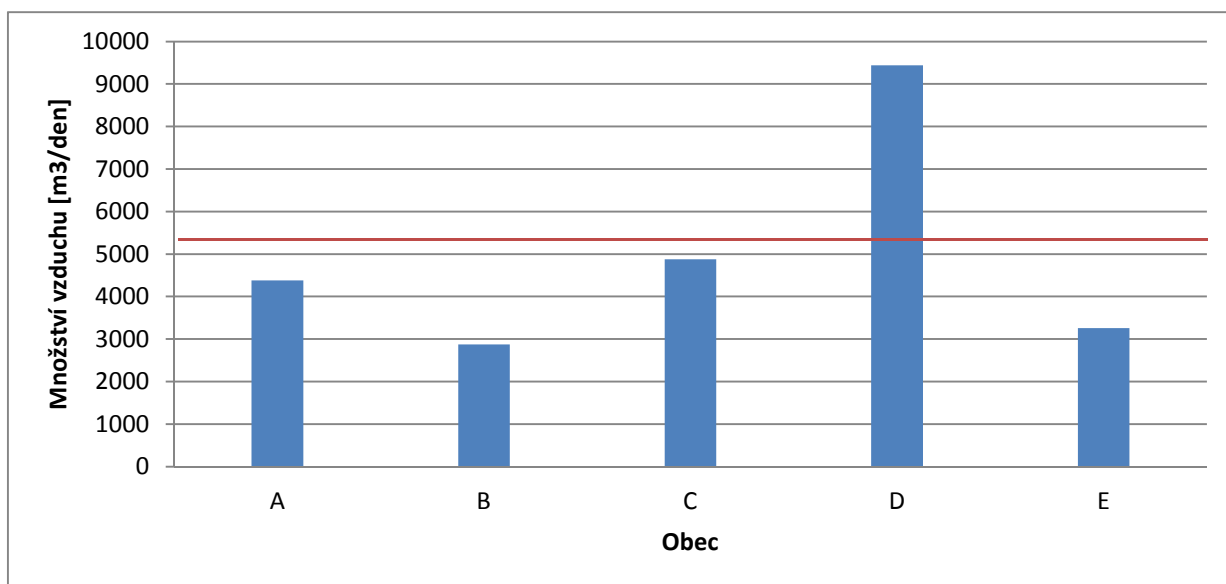
Průměrná skutečná měsíční spotřeba elektrické energie vztažená na m³ odpadní vody je 1,304 kWh/m³. Průměrná návrhová specifická spotřeba je 0,496 kWh/m³.

Množství vzduchu v systému ovlivňuje jeho energetickou náročnost a je závislé na době chodu vývěv. V Tab. 6.10 je uvedena závislost množství vzduchu na různých parametrech a doba chodu vývěv.

Tab. 6.10 Množství vzduchu v systému v závislosti na různých parametrech a doba chodu vývěv

Obec	množství vzduchu			skutečná doba chodu vývěv
	m³/den	m³/obyvatel/rok	objemový poměr vzduch/voda	
A	4383	1631	49	11,0
B	2877	913	28	11,5
C	4879	1355	41	12,2
D	9436	1084	33	23,6
E	3261	1322	40	14,8
PRŮMĚR	4967	1261	38	14,6

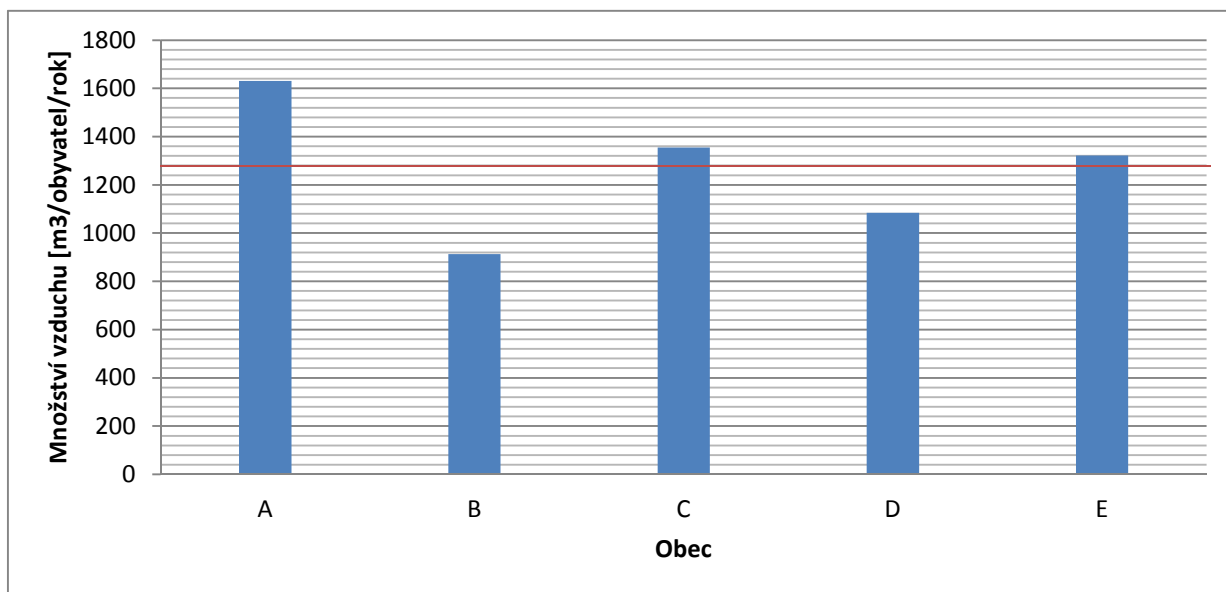
Skutečná doba chodu vývěv překračuje doporučenou dobu chodu vývěv 5 hodin, což se negativně projevuje na spotřebě elektrické energie. Spotřebované množství vzduchu za den v podtlakové stanici je na Obr. 6.19.



Obr. 6.19 Množství vzduchu za den v podtlakové stanici

Průměrné množství vzduchu v systému je $4967 \text{ m}^3/\text{den}$. V obci D je tato hodnota překročena.

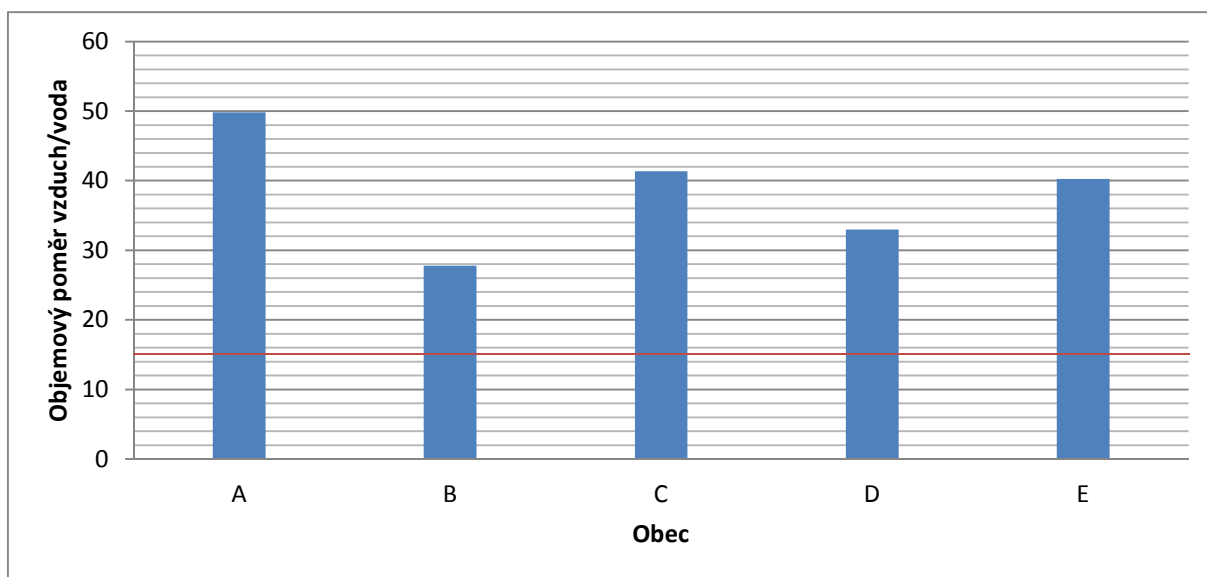
Na Obr. 6.20 je zobrazeno měsíční množství vzduchu v systému vztažené na jednoho obyvatele.



Obr. 6.20 Množství vzduchu na obyvatele

Průměrné měsíční množství v systému vztažené na jednoho obyvatele je $1261 \text{ m}^3/\text{obytel/rok}$. V obcích A, C a E je tato hodnota překročena.

Poměr vzduch/voda v podtlakových systémech je na Obr. 6.21.



Obr. 6.21 Objemový poměr vzduch/voda

Z uvedeného vyplývá, že systémy nepracují v doporučeném objemovém poměru vzduch/voda 2:1 až 15:1 ale mnohonásobně větším. Průměrný objemový poměr vzduch/voda v posuzovaných systémech je 38:1. Srovnání ztrát při porovnání skutečného objemového poměru vzduch/voda a horní hranice doporučeného poměru 15:1, je uvedena v Tab. 6.11. Cena je vypočítána při uvažování 2,5 Kč/kWh.

Tab. 6.11 Srovnání měsíčních ztrát při porovnání skutečného a doporučeného objemového poměru vzduch/voda

Obec	měsíční ztráta	
	[kWh]	[Kč]
A	2500	6250
B	886	2215
C	2569	6490
D	4300	10750
E	1150	3875

7 METODIKA PRO ENERGETICKÝ AUDIT KANALIZAČNÍ SÍTĚ

Úkolem diplomové práce je zpracování dílčí části metodiky pro energetický audit kanalizační sítě. Po domluvě s vedoucím práce doc. Raclavským byla zpracována část metodiky pro energetický audit podtlakových stokových systémů.

Průběh auditu je následující:

- primární průzkum - získání dat a podkladů,
- analýza a vyhodnocení stávajícího stavu,
- návrh opatření k energetické optimalizaci,
- zhodnocení z ekonomické stránky.

K vyhodnocení stávajícího stavu podtlakového stokového systému je třeba znát následující informace:

- spotřebu elektrické energie v PS
- průměrný denní průtok odpadních vod,
- motohodiny vývěv,
- motohodiny čerpadel,
- příkon a počet vývěv,
- příkon a počet čerpadel,
- počet napojených obyvatel,
- délku podtlakového systému,
- počet podtlakových nádob,
- schéma systému a napojení větví do podtlakových nádob,
- morfologii terénu.

Pro návrh opatření ke snížení spotřeby elektrické energie je potřeba provést přepočet energetické náročnosti podtlakového systému dle kapitoly 6.1.

Z energetického hlediska je vhodnější navrhovat více strojů s menším příkonem.

Dále je nutné stanovit skutečnou a návrhovou specifickou spotřebu elektrické energie vztaženou na obyvatele, a dle Tab. 7.1 určit kategorii energetické účinnosti podtlakového stokového systému.

Tab. 7.1 Kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů

kategorie	energetická účinnost	poměr skutečné a návrhové specifické spotřeby elektrické energie vztažené na obyvatele
1. kategorie	vyhovující	≤ 2
2. kategorie	nevyhovující	2,1-4
3. kategorie	kritická	$> 4,1$

V dalším kroku je potřeba zjistit množství vzduchu v systému. Objemový poměr vzduch/voda a doba chodu vývěv mají vliv na spotřebu elektrické energie. Doporučený objemový poměr vzduch/voda je 2:1 až 15:1. Doba chodu vývěv by neměla překročit 5h/den. Pokud nejsou tato doporučení dodržena, dochází v systému k přísávání velkého množství vzduchu, což se negativně projevuje na spotřebě elektrické energie vývěv. Systém pak tedy nepracuje efektivně a to z několika důvodů:

- vysoká hodnota vypínacího podtlaku vývěv – může být nastavena z důvodu nevhodně navržené trasy, kde v koncových úsecích nebyl dostatečný podtlak pro provoz sacích ventilů,
- možná netěsnost sacích ventilů,
- možná netěsnost trubní sítě,
- nevhodné seřízení systému – doby otevření sacích ventilů nejsou nastaveny dle doporučení výrobce (4 – 6 s).

Z výše uvedených důvodů plynou následná doporučení:

- snížit hodnotu vypínacího podtlaku na 0,6 baru a provést kontrolu podtlaku v koncových úsecích. V úseku, kde nebude zajištěn minimální podtlak 0,2 baru pro provoz sacího ventilu, lze umístit automatickou přívzdušňovací stanici, která v případě poklesu podtlaku automaticky otevře sací ventil a vpustí do stoky vzduch, čímž je zajištěn pohyb odpadní vody v kritickém místě,
- kontrola všech sacích ventilů - nejlépe v noci, kdy do systému nepřitékají (případně jen minimálně) odpadní vody. Pokud dochází k častému spínání sacího ventilu, dochází k přísávání vzduchu do systému a je třeba sací ventil opravit, či vyměnit,
- kontrola trubní sítě – doporučuji kontrolu jednotlivých úseků mezi inspekčními šachtami, zda netěsnostmi nedochází k přísávání vzduchu či balastních vod,
- seřízení systému – doporučuji nastavit doby otevření sacích ventilů na 4 až 6 s (dle doporučení výrobce).

8 ZÁVĚR

V rámci této práce byla zpracována rešerše z problematiky energetické náročnosti kanalizačních sítí. V rešerši jsem se zabýval legislativou k energetické problematice ve vodním hospodářství, energetickou náročností stokových sítí a energetickou náročností ČOV.

V další části práce bylo provedeno posouzení a vyhodnocení energetické náročnosti podtlakových systémů v pěti obcích, včetně jedné ČOV. K posouzení a vyhodnocení energetické náročnosti byly použity data z provozních záznamů podtlakových stanic jednotlivých obcí. Vyhodnocené údaje byly použity při zpracování dílčí části metodiky pro energetický audit kanalizační sítě.

Pro energetické posouzení ČOV byla vypočítána specifická spotřeba vztažená na 1 m³ odpadních vod na přítoku a na 1 kg BSK₅ na přítoku. V porovnání s benchmarkem skupiny Veolia bylo zjištěno, že ČOV nepracuje v optimálním energetickém režimu. Nyní je třeba pokračovat v benchmarkingu až na úroveň jednotlivých procesů a po zjištění, které strojní zařízení spotřebovává nejvíce energie, navrhnout opatření.

Dle vyhodnocení jsou na podtlakových systémech předimenzované vývěvy a čerpadla, což je dáno stále se snižující spotřebou pitné vody, a tím i menší produkcí odpadních vod. Jednoznačně se ukazuje, že je z hlediska energetické náročnosti vhodnější navrhovat více vývěv s menším příkonem, které zajistí požadovaný podtlak. Pro porovnání byla stanovena specifická spotřeba vztažená na metr délky sítě, která je ovlivněna hustotou obyvatelstva. Dále byla spočítána specifická spotřeba vztažená na m³ odpadních vod a spotřeba vývěv. V jednotlivých systémech bylo srovnáno množství vzduchu na obyvatele, množství vzduchu za den v podtlakové stanici a objemový poměr vzduch/voda.

Pro posouzení energetické účinnosti podtlakových systémů byla stanovena specifická spotřeba elektrické energie vztažená na obyvatele. Dle poměru skutečné a návrhové specifické spotřeby vztažené na obyvatele byly určeny tři kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů:

1. kategorie - vyhovující energetická účinnost,
2. kategorie - nevyhovující energetická účinnost,
3. kategorie - kritická energetická účinnost.

Posuzované systémy spadají do 2. kategorie a mají tedy nevyhovující energetickou účinnost, což způsobuje zejména velké množství vzduchu v systému, a tím pádem nadměrnou spotřebu elektrické energie vývěv. Podtlakové systémy nepracují v doporučeném objemovém poměru vzduch voda 2:1 až 15:1. Průměrný objemový poměr vzduch/voda v posuzovaných podtlakových systémech je 38:1. Doporučená doba chodu vývěv je 5h/den. Skutečná průměrná doba chodu vývěv je však téměř trojnásobná.

Na základě zjištění plynoucích z této práce se doporučuje:

- snížit hodnotu vypínacího podtlaku v podtlakové stanici na doporučenou hodnotu a provést kontrolu, zda je zajištěn dostatečný podtlak pro provoz sacích ventilů,
- provést kontrolu všech sacích ventilů, zda nedochází k přísávání vzduchu,
- provést seřízení sacích ventilů – nastavení doby otevření sacích ventilů dle doporučení výrobce,
- provést kontrolu trubní sítě, zda netěsnostmi nedochází k přísávání vzduchu či balastní vody.

9 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] HODAŇ, V.; KINCL, L. *Energetické stroje a zařízení na ČOV – čerpadla a ponorná míchadla*. In Energetická náročnost ČOV – sborník přednášek k semináři. Praha: SOVAK, 2010.
- [2] RACLAVSKÝ, J. *Dopady stavu stokové sítě na energetickou náročnost ČOV*. In Energetická náročnost ČOV – sborník přednášek k semináři. Praha: SOVAK, 2010.
- [3] RACLAVSKÝ, J.; KRZYŻAK-ZELLER, R. *Řídicí systémy pro ČOV na principu FUZZY-LOGIC*. In Odpadové vody 2010. 1. Bratislava: Asociácia čistiarenských expertov Slovenskej republiky, 2010. s 279-282. ISBN: 978-80-89088-94-2
- [4] KAVALÍR, P. *Současný stav v energetické náročnosti ČOV*. In Energetická náročnost ČOV – sborník přednášek k semináři. Praha: SOVAK, 2010.
- [5] RACLAVSKÝ, J. *Venkovní podtlakové systémy stokových sítí: 1. Část*. In Odborný časopis SOVAK 11/2009. Praha: SOVAK, 2009.
- [6] RACLAVSKÝ, J.; HLUŠTÍK, P. *Vybrané statě ze stokování a ČOV – modul 01*. Studijní opora. Brno: 2009. 256 s.
- [7] NOVOTNÝ, F. *Výrobky pro vodní hospodářství z pohledu směrnice ErP o ekodesignu*. In Městské vody 2012 – sborník přednášek k semináři. Brno: ARDEC, 2012. ISBN: 978-80-86020-75-4.
- [8] ČSN 75 6101 *Stokové sítě a kanalizační přípojky*. Praha: Český normalizační institut, 2004.
- [9] ČSN EN 752 *Odvodňovací systémy vně budov*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [10] ČSN EN 1091 *Venkovní podtlakové systémy stokových sítí*. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [11] Program Water2Energy [online]. Dostupné z: <http://www.veoliawater2energy.com> [cit. 2012-10-6]
- [12] Internetová encyklopedie Wikipedie [online]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana [cit. 2012-10-6]
- [13] ROEVAC – venkovní podtlakové systémy - firemní literatura Roediger [online]. Dostupné z: <http://www.roevac.com/page/en> [cit. 2012-10-7]
- [14] VAKKAN s. r. o. – firemní literatura [online]. Dostupné z: <http://www.vakkan.cz/podtlkan.pdf> [cit. 2012-10-7]

- [15] Danfoss GmbH – firemní literatura [online]. Dostupné z: http://www.danfoss.com/Czech_Republic/BusinessAreas/DrivesSolutions/ [cit. 2012-10-19]
- [16] Druhy čerpadel [online]. Dostupné z: <http://druhy-cerpadel.cz/>
- [17] Zákon č. 406/2000 Sb. Hospodaření energií [online]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/pravni-predpisy/zakon-c-406-2000-sb-o-hospodareni-energiu> [cit. 2012-11-30]
- [18] Vyhláška č. 213/2001, kterou se vydávají podrobnosti náležitostí energetických auditů [online]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/pravni-predpisy/vyhlaska-c-213-2001-sb-kterou-se-vydavaji-podrobnosti-nalezitosti-energetickeho-auditu> [cit. 2012-11-30]
- [19] Energoekonom s. r. o. – firemní literatura [online]. Dostupné z: http://www.energoekonom.cz/index.php?menu=menu2vyvevy&stranka=03strankyVyvevy/vyvevy_R5 [cit. 2012-12-1]
- [20] Bush vakuumpumpen und systeme – firemní literatura [online]. Dostupné z: <http://www.busch.de/produkte/produktportfolio/r-5/downloads/> [cit. 2012-12-1]
- [21] PRESSKAN systém a. s. [online]. Dostupné z: http://www.presskansystem.cz/index.php?page=system_cerpadlo [cit. 2012-12-1]
- [22] SIGMA pumpy Hranice [online]. Dostupné z: <http://www.sigmapumpy.com/cz/product/detail/264> [cit. 2012-12-1]
- [23] AQ SPOL, spol. s r. o. [online]. Dostupné z: <http://www.aqspol.cz/produkty/aqspol/tlakkan.html> [cit. 2012-12-1]
- [24] BARTONÍK, A.; HOLBA, M. *Možné úspory energie na stávajících ČOV* [online]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/59.mozne-uspory-energie-na-stavajicich-cov> [cit. 2012-12-3]
- [25] ŠKVORAN, O. *Matematické modelování energetické náročnosti ČOV* [online]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/105.matematicke-modelovani-energeticke-narocnosti-cov> [cit. 2012-12-3]
- [26] ENVI – PUR s. r. o. [online]. Dostupné z: <http://www.envi-pur.cz/?page=kompaktni-cistirny-odpadnich-vod> [cit. 2012-12-3]
- [27] SEIBERT-ERLING, G.; ETGES, T. *Energiekosten von Kläranlagen und Kanalnetzen* [online]. Dostupné z: <http://www.klaerwerk.info/Energie--und-E-Technik/Energiekosten-von-Klaeranlagen-und-Kanalnetzen> [cit. 2012-4-12]

- [28] Hoelschertechnik-gorator [online]. Dostupné z:
<http://www.hoelschertechnik.de/html/index.php/de/hoelschertechnikprodukte/gulliver>
[cit. 2012-4-12]
- [29] Renner kompressoren [online]. Dostupné z:
<http://www.renner-kompressoren.de/de/produkte/schraubenkompressoren/rs.html>
[cit. 2012-4-12]
- [30] Schluff vakuum sewerage system [online]. Dostupné z :
<http://www.schluff.com/eng/download/download03.pdf> [cit. 2012 – 3 – 12]
- [31] DWA A 116E Special Sewerage systems: Part 1: Vacuum Sewerage Systems Outside Buildings. DWA. 2005

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Srovnání tříd energetické účinnosti motorů dle nové IEC 60034-30 a CEMEP [7]	6
Tab. 2.2 Termíny pro zákaz uvádění nových třífázových asynchronních motorů do provozu v EU při nesplnění klasifikace IE [15]	7
Tab. 3.1 Technické parametry vývěv Bush, série R5 [19], [20].....	17
Tab. 3.2 Technické parametry čerpadel PRESSKAN [21]	21
Tab. 3.3 Technické parametry čerpadla firmy SIGMA [22]	22
Tab. 3.4 Technické parametry čerpadel firmy AQ SPOL [23]	22
Tab. 3.5 Technické parametry kompresorů RENNER [29]	28
Tab. 3.6 Srovnání jednotlivých systémů stokových sítí [zdroj: Raclavský]	31
Tab. 4.1 Roční spotřeba elektrické energie na ČOV v závislosti na počtu připojených EO [2]	34
Tab. 4.2 Celkové ušetřené náklady použitím systému AQUALOGIC na ČOV Rodderweg [3]	38
Tab. 6.1 Směrné hodnoty středního poměru vzduch/voda [31]	41
Tab. 6.2 Produkce odpadních vod na ČOV	52
Tab. 6.3 Specifická spotřeba el. energie na ČOV	52
Tab. 6.4 Technické parametry jednotlivých podtlakových systémů	68
Tab. 6.5 Specifická spotřeba elektrické energie v PS.....	69
Tab. 6.6 Kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů	69
Tab. 6.7 Spotřeba elektrické energie vývěv	70
Tab. 6.8 Kategorie energetické účinnosti vývěv	70
Tab. 6.9 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na m délky sítě a množství odpadní vody.	71
Tab. 6.10 Množství vzduchu v systému v závislosti na různých parametrech a doba chodu vývěv	72
Tab. 6.11 Srovnání měsíčních ztrát při porovnání skutečného a doporučeného objemového poměru vzduch/voda.....	74
Tab. 7.1 Kategorie energetické účinnosti podtlakových systémů	76

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3.1 Schéma podtlakového systému ROEVAC [13]	10
Obr. 3.2 Sběrné šachty firmy Roediger [13]	11
Obr. 3.3 Sací ventil DN 65 firmy Roediger [13]	12
Obr. 3.4 Vlnový podélný profil potrubí [6]	14
Obr. 3.5 Zubový podélný profil potrubí [6]	14
Obr. 3.6 Kapsový podélný profil potrubí [6]	14
Obr. 3.7 Schéma vývěvy [20]	16
Obr. 3.8 Závislost jmenovitého průtoku vzduchu na koncovém tlaku vývěv [20]	16
Obr. 3.9 Závislost podtlaku v podtlakové stanici na čase T chodu vývěvy [30]	18
Obr. 3.10 Funkční objemy DČJ [6]	20
Obr. 3.11 Čerpadlo firmy PRESSKAN [21]	21
Obr. 3.12 Čerpadlo firmy SIGMA, typ 5/4“ EFRU [22]	22
Obr. 3.13 Rozdělení čerpadel dle způsobu dopravy odpadní vody [6]	23
Obr. 3.14 Osazení čerpadla v suché jímce (vlevo) a v mokré jímce (vpravo) [6]	24
Obr. 3.15 Schéma odstředivého čerpadla [16]	25
Obr. 3.16 Plnicí cyklus systému GULLIVER [28]	27
Obr. 3.17 Tlakový cyklus systému GULLIVER [28]	28
Obr. 3.18 Celkové náklady čerpadla 5 let v provozu (vlevo) a 10 let v provozu (vpravo) – využití 1000h za rok [24]	30
Obr. 3.19 Celkové náklady čerpadla 5 let v provozu (vlevo) a 10 let v provozu (vpravo) – využití 5000h za rok [24]	30
Obr. 4.1 Schéma ČOV s předřazenou denitrifikací [26]	33
Obr. 4.2 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na kg BSK ₅ [4]	35
Obr. 4.3 Specifická spotřeba elektrické energie vztažená na 1m ³ OV na přítoku [4]	35
Obr. 4.4 Rozdělení spotřeby energie na ČOV [24]	36
Obr. 6.1 Vývěvy umístěné v podtlakové stanici [Raclavský, 2012]	45
Obr. 6.2 Biofiltr [Raclavský, 2012]	46
Obr. 6.3 Pohled do sběrné šachty [Raclavský, 2012]	46

Obr. 6.4 Závislost objemového poměru vzduch/voda na měsíční spotřebě el. energie	48
Obr. 6.5 Schéma podtlakové stokové sítě v obci A.....	49
Obr. 6.6 Schéma ČOV	51
Obr. 6.7 Časová závislost produkce OV.....	52
Obr. 6.8 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě el. energie v obci B	54
Obr. 6.9 Schéma podtlakového systému v obci B.....	55
Obr. 6.10 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie v obci C	58
Obr. 6.11 Schéma podtlakového systému v obci C.....	58
Obr. 6.12 Závislost objemového poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv v obci D	61
Obr. 6.13 Schéma podtlakového stokového systému v obci D	62
Obr. 6.14 Závislost poměru vzduch/voda na spotřebě elektrické energie vývěv v obci E.....	65
Obr. 6.15 Schéma podtlakového systému v obci E.	66
Obr. 6.16 Porovnání specifické spotřeby vztažené na obyvatele	69
Obr. 6.17 Porovnání spotřeby elektrické energie vývěv v jednotlivých obcích.....	70
Obr. 6.18 Specifická spotřeba vztažená na m délky sítě	71
Obr. 6.19 Specifická spotřeba vztažená na m ³ odpadní vody	72
Obr. 6.20 Množství vzduchu za den v podtlakové stanici.....	73
Obr. 6.21 Množství vzduchu na obyvatele	73
Obr. 6.22 Objemový poměr vzduch/voda	74

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ATS	automatická tlaková stanice
ČOV.....	čistírna odpadních vod
DČJ	domovní čerpací jímka
E	spotřeba elektrické energie [kWh]
EA	energetický audit
EO	ekvivalentní obyvatel
ErP	energy related products
f	poměr vzduch/voda [-]
H	dopravní výška [m]
LCC	life cycle cost
P	příkon motoru [kW]
PO	počet obyvatel
PS	podtlaková stanice
Q_L	max. množství vzduchu [m ³]
$Q_{\text{č}}$	čerpané množství odpadní vody [m ³]
V	produkce odpadní vody resp. vzduchu [m ³]
η	účinnost vývěvy resp. čerpadla [%]
λ	součinitel tření v potrubí