

**KATEDRA ELEKTRICKÝCH
POHONŮ A TRAKCE**

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V PRAZE**



**FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ
AUTOMATIZOVANÉ ŘÍZENÍ
PARALELNĚ ZAPOJENÝCH
ČERPADEL
S MONITOROVÁNÍM PROVOZU
TECHNOLOGIE**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

LEDEN 2023

**MARTIN
MASCHITA**



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Maschita** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **456372**
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektrických pohonů a trakce**
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**
Specializace: **Elektrické pohony**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Automatizované řízení paralelně zapojených čerpadel s monitorováním provozu technologie

Název diplomové práce anglicky:

Control of Parallel Connected Pumps with Monitoring

Pokyny pro vypracování:

1. Realizujte automatizované řízení soustavy paralelně spojených čerpadel s využitím frekvenčních měničů.
2. Analyzujte možnosti digitální diagnostické služby pro vzdálené monitorování provozu technologie s čerpadly.
3. Proveďte monitorování provozu technologie s čerpadly. Získaná data zobrazte vhodným způsobem pomocí vizualizačních panelů.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ATV600 Programming manual, Schneider Electric 2016
[2] Cahier technique, Pump system user guide, Application Guide Schneider Electric 6/2008

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Radek Havlíček, Ph.D. katedra elektrických pohonů a trakce FEL

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **28.12.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2023**

Ing. Radek Havlíček, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Mgr. Petr Páta, Ph.D.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji spolupracovníkům ze společnosti Schneider Electric CZ s.r.o., kteří mi poskytli cenné rady během vypracování diplomové práce. Jmenovitě Ing. Jozefu Borzovi za zodpovězení všech mých dotazů souvisejících s nastavením a činností frekvenčních měničů a Ing. Tomáši Jarolímkovi, který mě stejným způsobem podpořil při práci s PLC Modicon M262. Zároveň děkuji vedoucímu práce Ing. Radku Havlíčkovi, Ph.D. za řadu věcných připomínek, které vedly ke zdárnému dokončení této diplomové práce.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 4. ledna 2023

.....

ABSTRAKT

Práce pojednává o monitorování a řízení čerpacího systému s odstředivými čerpadly hnanými asynchronními motory, jež jsou napájeny s pomocí frekvenčních měničů ATV630 (Schneider Electric). Vedle popisu činnosti čerpadel a obecné problematiky dopravy kapalin potrubními systémy představuje tato diplomová práce konkrétní podobu řešení zajišťujícího monitorování automaticky řízených čerpadel s využitím cloudové služby EcoStruxure Machine Advisor. Cloudová služba získává data přes bránu v podobě PLC Modicon M262, která komunikuje s frekvenčními měniči za použití protokolu Modbus TCP/IP a obdržená data dále zpracovává.

Klíčová slova: Čerpadla, automatické řízení, frekvenční měniče, cloudové aplikace, monitorování, PLC, ATV630, Modicon M262, EcoStruxure Machine Advisor

ABSTRACT

This master's thesis deals with the monitoring and control of the pumping system with centrifugal pumps driven by asynchronous motors. Motors are powered with frequency converters ATV630 (manufactured by Schneider Electric). In addition to the description of the operation of pumps and the general problem of transporting liquids through pipeline systems, this master's thesis presents a specific solution that provides monitoring of automatically controlled pumps using the EcoStruxure Machine Advisor cloud service. The cloud service receives data through a gateway represented by a Modicon M262 PLC, which communicates with frequency converters using the Modbus TCP/IP protocol. Received data are processed in the cloud service.

Keywords: Pumps, automatic control, frequency converters, VSD, cloud applications, monitoring, PLC, ATV630, Modicon M262, EcoStruxure Machine Advisor

OBSAH

ÚVOD.....	1
KAPITOLA 1: ČERPAČÍ SYSTÉMY.....	2
KAPITOLA 2: ŘÍZENÍ PRŮTOKU ČERPAČÍHO SYSTÉMU	5
2.1 ČERPAČÍ SYSTÉM S AKUMULACÍ VE VÝTLAČNÉM ŘADU.....	5
2.2 ČERPAČÍ SYSTÉM S OBTOKEM.....	5
2.3 ČERPAČÍ SYSTÉM SE ŠKRCENÍM VE VÝTLAČNÉM ŘADU.....	6
2.4 ČERPAČÍ SYSTÉM S REGULACÍ OTÁČEK ČERPADLA.....	7
KAPITOLA 3: POTRUBÍ	9
3.1 ZTRÁTY V POTRUBNÍM SYSTÉMU.....	10
3.2 VÝSLEDNÁ POTRUBNÍ CHARAKTERISTIKA.....	11
KAPITOLA 4: ČERPADLA	13
4.1 ENERGIE HYDRODYNAMICKÉHO ČERPADLA.....	13
4.2 AFINNÍ VZTAHY ČERPADLA.....	15
4.3 ŘAZENÍ ČERPADEL.....	17
KAPITOLA 5: VLASTNOSTI KAPALIN	20
5.1 KAVITACE	21
5.2 HYDRODYNAMICKÝ RÁZ	23
KAPITOLA 6: ENERGETICKÉ HODNOCENÍ SYSTÉMU S ČERPADLY	25
6.1 ÚROVNĚ ENERGETICKÉHO HODNOCENÍ.....	25
6.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ENERGETICKÉHO HODNOCENÍ.....	26
KAPITOLA 7: DIDAKTICKÝ MODEL ČERPAČÍ SOUSTAVY.....	28
7.1 TOPOLOGIE DIDAKTICKÉHO MODELU.....	28
7.2 STRUKTURA ŘÍZENÍ.....	30
7.3 DALŠÍ REALIZOVATELNÉ STRUKTURY ŘÍZENÍ.....	33
KAPITOLA 8: PROVOZ ČERPAČÍCH SOUSTAV S ASYNCHRONNÍMI MOTORY.....	35
8.1 ČERPADLA S ASYNCHRONNÍMI MOTORY NAPÁJENÝMI Z FREKVENČNÍHO MĚNIČE... 36	
8.2 ČERPADLA S ASYNCHRONNÍMI MOTORY NAPÁJENA MĚNIČEM ATV 630.....	37
KAPITOLA 9: MONITOROVÁNÍ PROVOZU ČERPAČÍ SOUSTAVY.....	41
9.1 TOPOLOGIE SÍTĚ PRO SBĚR A ZPRACOVÁNÍ DAT V MODELU.....	42
9.2 DIGITÁLNÍ SLUŽBA ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR.....	43
9.3 APLIKACE PRO ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR.....	46
9.4 STRUKTURA ODESÍLANÝCH DAT	47
KAPITOLA 10: REALIZACE MONITOROVÁNÍ ČERPAČÍ SOUSTAVY	49
10.1 KONFIGURACE SLUŽBY MACHINE ADVISOR	50
10.2 REALIZACE MONITOROVÁNÍ NA STRANĚ PLC.....	51
10.3 ČASOVÁNÍ ČTENÍ Z MODBUS	53
10.4 ČTENÍ Z MODBUS.....	54
10.5 KONVERZE ČTENÝCH DAT.....	54
10.6 ODESÍLÁNÍ DAT DO CLOUDU.....	55

KAPITOLA 11: ZÁZNAM PROVOZU ČERPACÍ SOUSTAVY	57
11.1 PŘÍCHOZÍ DATA SLUŽBY MACHINE ADVISOR.....	58
11.2 VIZUALIZAČNÍ PANEL APLIKACE	61
11.3 UKÁZKA MONITOROVANÉHO PROVOZU SOUSTAVY	62
ZÁVĚR.....	68
LITERATURA.....	69
PŘÍLOHA A: SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	72
A.1 SEZNAM SYMBOLŮ.....	72
A.2 SEZNAM ZKRATEK.....	73
PŘÍLOHA B: DOPLŇKOVÉ MATERIÁLY	75
PŘÍLOHA C: KONFIGURACE SLUŽBY ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR.....	79
PŘÍLOHA D: IMPLEMENTACE PROGRAMU	81
PŘÍLOHA E: PRŮBĚHY V ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR	89
PŘÍLOHA F: SNÍMKY ČERPACÍHO SYSTÉMU.....	93

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Charakteristika čerpacího systému	3
Obr. 2-1 Schéma regulace Q s akumulací	5
Obr. 2-2 Charakteristika systému s akumulací.....	5
Obr. 2-3 Schéma regulace Q obtokem.....	6
Obr. 2-4 Charakteristika systému s obtokem.....	6
Obr. 2-5 Schéma regulace Q škrcením.....	7
Obr. 2-6 Charakteristika systému se škrcením.....	7
Obr. 2-7 Schéma regulace Q změnou otáček čerpadla	8
Obr. 2-8 Charakteristika systému s proměnnými otáčkami čerpadla.....	8
Obr. 3-1 Stanovení hydrodynamického odporu čerpacího systému	9
Obr. 4-1 Kinematika radiálního oběžného kola čerpadla	14
Obr. 4-2 Rychlostní trojúhelník vstupní (vlevo) a výstupní (vpravo).....	14
Obr. 4-3 Meridiánová rychlost.....	16
Obr. 4-4 Podobnost rychlostních trojúhelníků.....	16
Obr. 4-5 Sériově řazená čerpadla.....	17
Obr. 4-6 Charakteristika sériově řazených čerpadel	17
Obr. 4-7 Paralelně řazená čerpadla	18
Obr. 4-8 Charakteristika paralelně řazených čerpadel	18
Obr. 4-9 Nestabilní provoz paralelně řazených čerpadel	19
Obr. 4-10 Stabilní provoz paralelně řazených čerpadel.....	19
Obr. 5-1 Znázornění dynamické viskozity a tečného napětí	21
Obr. 5-2 Charakteristika čerpadla s vyznačením kavitačního pásma na základě <i>NPSH</i>	22
Obr. 7-1 Ekvivalentní uspořádání didaktického modelu	29
Obr. 7-2 Základní regulační schéma.....	30
Obr. 7-3 Uspořádání Multiple Drives – Booster režim	32
Obr. 7-4 Uspořádání Single Drive – Booster režim.....	33
Obr. 7-5 Kombinované uspořádání s PLC řízením – Booster režim.....	34
Obr. 8-1 Ventilátorová charakteristika	35
Obr. 8-2 Napájecí napěťový pulz asyn. motoru s frekvenčním měničem [17] (upraveno).....	37
Obr. 8-3 Standardní zadání u/f	39
Obr. 8-4 Kvadratické zadání u/f	39
Obr. 8-5 Schéma vektorového řízení měniče ATV 630	40
Obr. 9-1 Heterogenní síť [23] (upraveno).....	41
Obr. 9-2 Didaktický model čerpací soustavy s monitorováním provozu.....	43
Obr. 9-3 Zjednodušená hierarchie uživatelských účtů [28] (upraveno).....	45
Obr. 10-1 Stránka nastavení monitorování.....	51
Obr. 10-2 Síťové uspořádání prvků [35] (upraveno)	52
Obr. 10-3 Vývojový diagram programu PLC.....	53

Obr. 11-1 Průběhy žádosti RPC a tlaku RPF s průtokem FS1V – SoMove Scope	57
Obr. 11-2 Vývoj stavového registru BCS – SoMove Scope	57
Obr. 11-3 Náhled s úpravou příchozích hodnot v EcoStruxure Machine Advisor	59
Obr. 11-4 Aktivní aplikace v EcoStruxure Machine Advisor.....	60
Obr. 11-5 Vizualizační panel aplikace.....	61
Obr. 11-6 Vizualizační panel aplikace při ztrátě komunikace Modbus	62
Obr. 11-7 Průběh exportovaných dat RPF a RPC.....	63
Obr. 11-8 Průběh exportovaných dat FS1V.....	63
Obr. 11-9 Průběh exportovaných dat RFR.....	64
Obr. 11-10 Průběh exportovaných dat SPDM	64
Obr. 11-11 Průběh exportovaných dat OPR.....	65
Obr. 11-12 Průběh exportovaných dat UOP a LCR	66
Obr. 11-13 Kvadratické zadání u/f (proklad měření)	66
Obr. 11-14 Pohled na vizualizační panel při běhu čerpací soustavy	67
Obr. B-1 Rychlost zvuku ve vodě v potrubích z různých materiálů [2] (upraveno)	75
Obr. B-2 Charakteristika čerpadla (B) [37].....	75
Obr. B-3 NPSH čerpadla [37]	75
Obr. B-4 Moodyho diagram [3] (upraveno)	76
Obr. B-5 Zatěžování S1 [13] (upraveno)	78
Obr. B-6 Zatěžování S2 [13] (upraveno)	78
Obr. B-7 Zatěžování S3 [13] (upraveno)	78
Obr. B-8 Zatěžování S9 [13] (upraveno)	78
Obr. C-1 Registrace nového zařízení	79
Obr. C-2 Nastavení komunikační topologie soustavy	79
Obr. C-3 Přiřazení obrázku topologie soustavy.....	80
Obr. C-4 Zobrazení flotily zařízení	80
Obr. E-1 Průběh RPF a RPC (Machine Advisor).....	89
Obr. E-2 Průběh FS1V (Machine Advisor)	89
Obr. E-3 Průběh RFR (Machine Advisor)	90
Obr. E-4 Průběh SPDM (Machine Advisor).....	90
Obr. E-5 OPR (přepočtený na kW) a průměrný výkon (Machine Advisor)	91
Obr. E-6 UOP a LCR čerpadla 1 (Machine Advisor)	91
Obr. E-7 UOP a LCR čerpadla 2 (Machine Advisor)	92
Obr. F-1 Pohled na sestavu didaktického modelu čerpací soustavy	93
Obr. F-2 PLC Modicon M262 s napájením.....	93
Obr. F-3 Pohled na potrubní systém modelu.....	94

SEZNAM TABULEK

Tab. 7-1 Nastavení rozsahů analogových vstupů ATV 630	31
Tab. 7-2 Nastavení omezení ve zpětné vazbě.....	31
Tab. 7-3 Nastavení regulátoru	32
Tab. 9-1 Modbus TCP/IP ADU	42
Tab. 10-1 Zaznamenávané motorové veličiny	49
Tab. 10-2 Zaznamenávané procesní veličiny	49
Tab. 10-3 Pořadí volání POU v úloze MAST	52
Tab. 10-4 Organizace paměťového prostoru PLC	55
Tab. B-1 Štítkové údaje čerpadel	77
Tab. B-2 Štítkové údaje ATV 630	77
Tab. B-3 Hodnoty registru BCS	77
Tab. D-1 Deklarace proměnných GVL.....	82
Tab. D-2 Deklarace proměnných GVL_Cloud.....	82
Tab. D-3 POU_Clock_1Hz.....	82
Tab. D-4 POU_GenTrigger	83
Tab. D-5 POU_ModbusTCP_WriteRead.....	84
Tab. D-6 POU_Conversion	86
Tab. D-7 POU_SendToCloudBuffer	88

ÚVOD

Čerpadla a čerpací systémy jsou v současnosti typickými zástupci aplikací, v nichž se dominantně setkáváme s pohony realizovanými s pomocí asynchronních motorů. Přecherpávání kapalin se prakticky uplatňuje ve všech segmentech hospodářství a není tak překvapivé, že předmětem modernizace se v nedávné minulosti staly právě zmíněné čerpací systémy, jež se rozšiřovaly za účelem energetických úspor o frekvenční měniče. Řešení s frekvenčními měniči potom otevřela nové možnosti optimalizace provozu a způsoby řízení čerpadel. Tlak na nová úsporná opatření v současné době rozhodně nepolevuje (spíše se stupňuje) a přestože můžeme otáčkové řízení čerpadel považovat za optimální, stále nalezneme oblasti, v nichž nalezneme prostor pro zlepšení. Technologické celky se tak začínají sledovat v širším kontextu, vypracovávají se analýzy celých výrobních procesů a vedle přímého omezení energetických vstupů se čím dál více uplatňují opatření, která bychom označili za nepřímá. Taková opatření vychází z dlouhodobého sledování trendů a zpravidla cílí na maximální zajištění kontinuity provozu s ohledem na úpravu činnosti údržby, jež vede ke snižování výdajů a ztrát plynoucích z neočekávaných odstávek zařízení. Zároveň vzniká potřeba dlouhodobě hodnotit hospodářské činnosti dle nových kritérií, jež souvisí např. s generovanou environmentální zátěží.

Nutnou podmínkou realizace výše zmíněných akcí je sběr a vyhodnocení široké škály dat, čehož lze docílit prostřednictvím digitální transformace uskutečňovaných aktivit. Stejně jako v případě automatizace technologických procesů poskytuje digitální transformace nové cesty pro dosažení vyšší produktivity práce a konkurenceschopnosti. Můžeme tak předpokládat, že zájem o nasazení služeb zajišťujících monitorování technologií a snadný přístup k získaným datům, bude napříč hospodářskými odvětvími výhledově růst. Tím se dostáváme i k tématu této diplomové práce, jež se automatizaci i sběru dat v čerpacím systému věnuje.

V první řadě si představíme základní fyzikální principy dopravy kapalin, jež se v námi představované modelové čerpací soustavě uplatňují. Jedná se zejména o popis funkce odstředivých čerpadel, možná uspořádání čerpadel, analýzu potrubních systémů (z hlediska energie a mechaniky tekutin) a vlastnosti kapalin. Dále se věnujeme specifikům provozu čerpacích soustav, jejichž čerpadla jsou hnána asynchronními motory napájenými s pomocí frekvenčních měničů a konkrétní podobě automatizovaného řízení čerpadel zajištěných měniči výrobce Schneider Electric. Hlavním účelem této práce potom je realizace monitorování automatizovaného čerpacího systému se zmíněnými frekvenčními měniči. Čtenář by měl být schopen po přečtení této práce sestavit vlastní řešení monitoringu postaveného na cloudové aplikaci EcoStruxure Machine Advisor za použití PLC Modicon M262 (taktéž od Schneider Electric) jakožto komunikační brány získávající data z frekvenčních měničů s pomocí komunikačního protokolu Modbus TCP/IP. Nakonec si funkci automatického řízení čerpadel ukážeme právě v rámci monitorování uskutečněného skrze aplikaci EcoStruxure Machine Advisor.

KAPITOLA 1: ČERPACÍ SYSTÉMY

Čerpacími systémy pro potřeby této práce rozumíme potrubní systémy na dopravu kapalin opatřené čerpadly. Hlavní dopravované médium dlouhodobě představuje voda, avšak čerpací systém lze obecně realizovat i pro jiné kapalně látky. Z hlediska hodnocení provozu technologie je omezení na dopravu vody zcela zásadní, neboť vedle fyzikálních projevů hnaného média (např. viskozity) musíme vždy brát zřetel i na jeho chemické působení na čerpací systém. V případě vody navíc máme korozivní účinky velmi dobře zmapovány, ať už se jedná o přímý důsledek jejího pH nebo vyvolání koroze elektrochemické. Vedle toho potom vodu můžeme hodnotit dle přítomnosti specifických iontů, kdy hovoříme o tzv. tvrdosti vody.

Vrátíme-li se k obecným vlastnostem čerpacích systémů, musíme být schopni v rámci systému dopravu kapaliny nějakým způsobem zajistit. Toho lze docílit specifickým technickým řešením, jež změní energetické poměry v kapalině, resp. energii kapalině dodá. Energetickou bilanci kapaliny lze vyjádřit z Bernoulliho rovnice (1-1) vztažené na 1 kg kapaliny (tzv. energetický tvar Bernoulliho rovnice)

$$\frac{\Delta p}{\rho} + g \cdot \Delta h + \frac{1}{2} \cdot \Delta c^2 + Y_Z = 0, \quad (1-1)$$

kde Δp odpovídá změně tlaku kapaliny na sledovaném úseku systému a ρ hustotě kapaliny, přičemž celý člen $\Delta p/\rho$ označujeme jako přírůstek tlakové složky energie kapaliny. Veličinou g míníme okamžitou hodnotu zrychlení v tíhovém poli Země a Δh popisuje změnu výšky hladiny na uvažované části potrubního systému. Člen $g \cdot \Delta h$ potom značí přírůstek polohové složky energie kapaliny. Změna rychlosti proudění kapaliny na potrubním systému odpovídá výrazu Δc , kdy členem $1/2 \cdot \Delta c^2$ rozumíme rychlostní složku energie kapaliny. Nakonec člen Y_Z vyjadřuje měrnou ztrátovou energii, jež se rovná energii potřebné pro překonání hydrodynamického odporu v soustavě.

Kapalina, jež se nachází v klidu, je potom vždy charakterizována svou potenciální energií, která má složku tlakovou a polohovou. V případě, že kapalina přechází z klidového stavu do pohybu, dochází k předávání potenciální energie zmíněné rychlostní složce a určitému maření potenciální energie na ztrátě vyvolané přítomností hydrodynamického odporu. Je tedy zřejmé, že v momentě, kdy chceme vyvolat pohyb kapaliny, musíme změnit potenciální složku energie kapaliny alespoň tak, aby došlo k překonání hydrodynamického odporu. energii lze tedy přivést v podobě navýšení tlaku (přetlakovými čerpadly) nebo změnou polohy čerpaného média (zdvižnými čerpadly). V soustavě samozřejmě může nastat i situace, kde potenciální energie kapaliny výrazně převyšuje hydrodynamický odpor. V takovém případě lze přebytečnou potenciální energii (transformovanou v kinetickou) ze soustavy odvádět turbínou. [1]

Vzhledem k tomu, že tato práce pojednává o čerpacích systémech, budeme k problematice dopravy kapalin přistupovat ze strany přívodu energie do soustavy a na hydraulické stroje budeme pohlížet jako na zařízení měnící mechanickou energii na hydraulickou (přestože hydraulický stroj lze ve vší obecnosti provozovat i v režimu turbíny). V současnosti jsou zcela jednoznačně nejužívanějšími systémy pro přívod energie čerpadla přetlaková, jež v místě čerpání navyšují tlak kapaliny, jež po potrubní trase klesá, přičemž v důsledku přeměny tlakové energie dle výše představeného mechanismu kapalina proudí. Obecně tedy čerpací systém můžeme popsat jako soustavu se dvěma zásobníky kapaliny o různých potenciálních energiích (jeden představuje zdroj a druhý spotřebu), jež jsou spojeny potrubím, v němž provozujeme čerpadlo poskytující hydraulický výkon nutný pro změnu energie kapaliny [2]. Vstup čerpadla označujeme jako sací systém (sací řad) a výstup čerpadla jako výtlačný systém (výtlačný řad). Hydraulický výkon čerpadla potom musí pokrýt energetické potřeby potrubní soustavy a určíme jej ze vztahu (1-2). [1]

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot Y, \quad (1-2)$$

kde Q je objemový průtok kapaliny o hustotě ρ a měrné energii Y , přičemž Y odpovídá energii, kterou čerpadlo kapalině předává. S pomocí hustoty a objemového průtoku kapaliny můžeme definovat hmotnostní tok kapaliny potrubním systémem jako (1-3).

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (1-3)$$

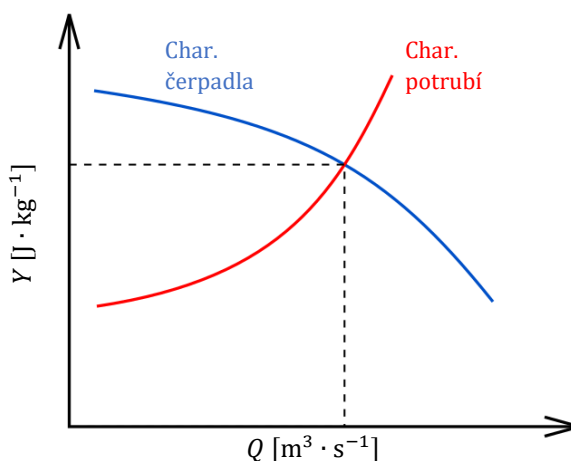
Bernoulliho rovnici taktéž můžeme vyjádřit v tzv. výškovém tvaru, čehož docílíme vydělením rovnice (1-1) tíhovým zrychlením g a získáváme tak rovnost (1-4).

$$\frac{\Delta p}{g \cdot \rho} + \Delta h + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta c^2}{g} + \frac{Y_z}{g} = 0 \quad (1-4)$$

Člen Y_z/g nyní odpovídá ztrátové výšce čerpadla a reflektuje měrnou ztrátovou energii v soustavě. Analogicky také můžeme vyjádřit celkovou dopravní výšku čerpadla H (1-5), která zahrnuje i práci nutnou pro překonání potenciální difference v soustavě. Dopravní výška čerpadla tak prakticky reprezentuje práci, kterou čerpadlo musí vykonat, aby potrubním systémem vytlačilo sloupec kapaliny, jejíž každý kilogram má měrnou energii Y .

$$H = \frac{Y}{g} \quad (1-5)$$

Z výše napsaného by mělo být patrné, že s pomocí měrné energie Y můžeme kvalitativně posoudit celý čerpací systém. Z hlediska kvantitativního (tj. kolik kapaliny soustavou protéká) hodnotíme čerpací systém objemovým průtokem Q . Uvedené veličiny (Y a Q) označujeme jako hlavní parametry čerpacího systému, přičemž vzájemná vazba hlavních parametrů $Y = f(Q)$ představuje charakteristiku čerpacího systému [1]. Vzhledem k tomu, že čerpací systém obsahuje dvě vzájemně interagující jednotky, tedy čerpadlo, které do systému energii přivádí a potrubí, na němž se energie disipuje, popisujeme čerpací systém zvlášť charakteristikou čerpadla a zvlášť charakteristikou potrubní (viz Obr. 1-1). Potrubní charakteristika fakticky udává, jaké množství měrné energie Y musíme kapalině dodat, abychom docílili průtoku Q . Analogicky se lze dívat na čerpadlo, jehož charakteristika říká, kolik energie čerpadlo předá 1 kg kapaliny při průtoku Q .



Obr. 1-1 Charakteristika čerpacího systému

Na charakteristiky potrubních systémů lze obecně nahlížet jako na více kvadrantové závislosti. Při změně smyslu průtoku Q a uvažování systému, který bude umožňovat dosažení záporných hodnot měrné energie (typicky soustava, jejíž zdrojová nádoba je umístěna nad místem odběru a kapalina překoná hydrodynamický odpor pouze vlastní tíhou, tj. polohovou složkou potenciální energie), získáme kompletní čtyř kvadrantovou závislost. Obr. 1-1 tedy postihuje pouze I. kvadrant charakteristiky, jenž označujeme jako čerpadlový a pro jehož hydraulický výkon platí

$P_h > 0$. Z osy měrné energie navíc můžeme s využitím úprav Bernoulliho rovnice přecházet do systému s již zmíněnou dopravní výškou (charakteristika v podobě $H = f(Q)$) nebo dokonce tlakem, kdy rovnici (1-1) vydělíme měrným objemem v a získáme charakteristiku $p = f(Q)$.

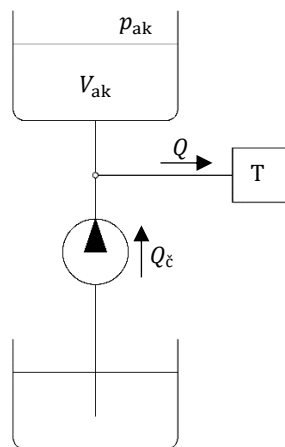
V ustáleném stavu je čerpací systém v rovnováze a měrná energie čerpadla (tj. přivedená energie) odpovídá energii mařené v potrubí a čerpací systém se nachází v ustáleném pracovním bodě (A) daném průsečíkem čerpadlové a potrubní charakteristiky. Pro popis a analýzu čerpacího systému je tedy zásadní určit hlavní parametry čerpacího systému. Množství měrné energie úzce souvisí s celkovým provedením potrubního systému a její stanovení bude blíže specifikováno v kapitole Potrubí. Velikost objemového toku (průtoku) potom závisí na okamžité spotřebě napájené technologie. V případě, že napájená technologie vyžaduje konstantní průtok Q , setrvává čerpací systém trvale v ustáleném stavu, přičemž tento systém bývá zpravidla dimenzován na průtok mírně vyšší, než jaký odpovídá průměrné spotřebě [1]. Je-li však technologií vyžadováno napájení v čase proměnným průtokem, musíme průtok přizpůsobit vhodnou změnou parametrů systému potrubního nebo čerpadla.

KAPITOLA 2: ŘÍZENÍ PRŮTOKU ČERPACÍHO SYSTÉMU

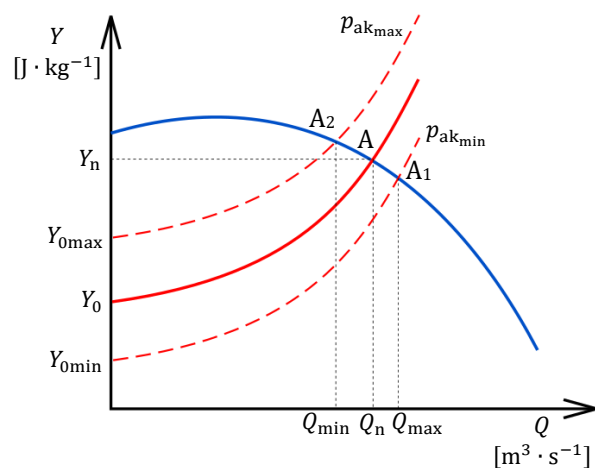
Jak již bylo zmíněno, průtok čerpacím systémem lze změnit vnějším zásahem do parametrů potrubního systému (tedy úpravou měrné ztrátové energie v systému odpovídající hydrodynamickému odporu armatury), čerpadla nebo obou faktorů současně. Každý z představovaných způsobů řízení průtoku je realizován za účelem napájení určité technologie (T), ať už je odběr kapaliny přerušovaný nebo kontinuální.

2.1 Čerpací systém s akumulací ve výtlačném řadu

V případě, že technologie odebírající kapalinu z čerpacího systému nepožaduje kontinuální napájení touto kapalinou a k odběru tedy dochází přerušovaně, je vhodné přerušovaně provozovat i čerpadlo (viz Obr. 2-1). „Potrubní řad v tomto případě musí mít jímací (akumulační) prostor, v němž by zachycená kapalina vyrovnávala disproporci mezi průtokem čerpadla a odběrem kapaliny“ [1]. Akumulační prostor disponuje objemem V_{ak} který se během pracovního cyklu naplňuje nebo vyprazdňuje v závislosti na okamžitém odběru technologie (Q) a průtoku čerpadla (Q_{ξ}). Platí-li nerovnost $Q > Q_{\xi}$, dochází k odběru kapaliny z akumulace, jejíž objem musí být dimenzován pro případ, že technologie je během pracovního cyklu napájena pouze z akumulace (tj. $Q_{\xi} = 0$). Obdobně při nerovnosti $Q_{\xi} > Q$ pozorujeme plnění akumulace, přičemž trvání pracovního cyklu čerpadla opět musíme nastavit pro krajní případ, kdy technologie odebírá nulový průtok kapaliny (tudíž $Q = 0$).



Obr. 2-1 Schéma regulace Q s akumulací



Obr. 2-2 Charakteristika systému s akumulací

Uvedený čerpací systém s akumulací typicky pracuje s tlakovou (případně polohovou) akumulací energie. Spouštění čerpadla se tedy řídí dle okamžitého tlaku p_{ak} v akumulaci, kdy při poklesu tlaku na úroveň $p_{ak_{min}}$ čerpadlo zahajuje chod a pokračuje až do dosažení tlaku $p_{ak_{max}}$. Jedná se tak o zcela standardní dvoustavovou regulaci čerpadla s hysteresí definovanou pro krajní hodnoty zmíněných tlaků $p_{ak_{min}}$ a $p_{ak_{max}}$ (alternativně lze na stejném principu pracovat s výškou hladiny kapaliny v akumulaci). Z hlediska objemového toku pracuje čerpadlo na regulačním rozsahu průtoků Q_{min} až Q_{max} , kdy těmto průtokům odpovídají pracovní body na charakteristice čerpadla (A, A₁, A₂). Uvedené pracovní body jsou zároveň protínány potrubními charakteristikami, jež náleží okrajovým hodnotám tlaku v akumulaci, je tedy patrné, že měrná energie soustavy s tlakem v této soustavě narůstá (situace znázorněna na Obr. 2-2).

2.2 Čerpací systém s obtokem

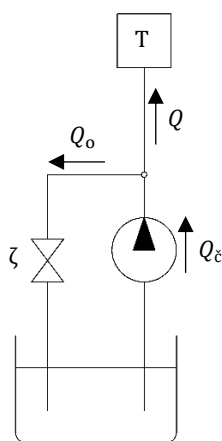
Druhý způsob regulace průtoku, stejně jako všechny následující představované postupy změny Q , slouží pro napájení technologie s kontinuálním odběrem kapaliny a označujeme jej jako regulaci obtokem. Princip této regulace spočívá v tom, že ve výtlačném řadu (výstupu čerpadla) odebíráme

kapalinu obtokovou armaturou (viz Obr. 2-3) na níž nastavujeme obtokový průtok Q_o , tak abychom dosáhli požadovaného průtoku Q , neboť platí (2-1)

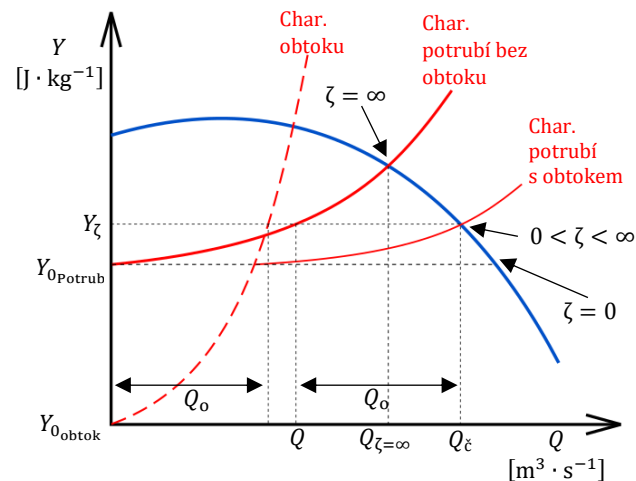
$$Q = Q_{\zeta} - Q_o, \quad (2-1)$$

příčemž průtok čerpadlem Q_{ζ} zůstává po celou dobu chodu technologie konstantní. Je tedy zjevné, že v případě regulace průtoku obtokem přistupujeme k úpravě potrubní charakteristiky (resp. její části) takovým způsobem, abychom při nezměněné charakteristice čerpadla docílili průtoku, který v daném okamžiku vyžaduje napájená technologie. Hlavní výhodou čerpacího systému s obtokem je fakt, že při regulaci vůbec nedochází ke změně průtoku Q_{ζ} čerpadlem. Zároveň se uvedený způsob regulace řadí mezi technicky snadno proveditelné, s jedinou nevýhodou, vyžaduje totiž zvláštní obtokové potrubí. Automatizované plynulé regulace průtoku potom docílíme vybavením ovládání obtokového ventilu regulovaným pohonem a průtokoměrem na vstupu technologie.

Vliv obtokové armatury zaznamenává Obr. 2-4. Stav obtokového ventilu můžeme charakterizovat místním ztrátovým součinitelem ζ (více v kapitole Potrubí), který při plném otevření ventilu nabývá hodnoty $\zeta = 0$ a naopak při úplném zavření odpovídá $\zeta = \infty$. Obtokové potrubí disponuje vlastní charakteristikou, na jejímž základě můžeme určit objemový průtok obtokem Q_o pro okamžitou měrnou energii čerpadla Y_{ζ} při nastavení místního ztrátového součinitele ζ a průtoku čerpadlem Q_{ζ} . Po odečtení získaného průtoku obtokem od průtoku čerpadla (graficky znázorněno na Obr. 2-4) získáváme výsledný objemový průtok napájející technologii.



Obr. 2-3 Schéma regulace Q obtokem

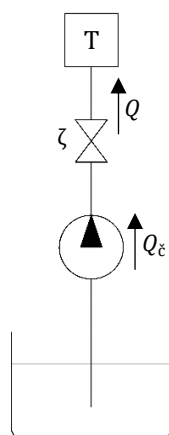
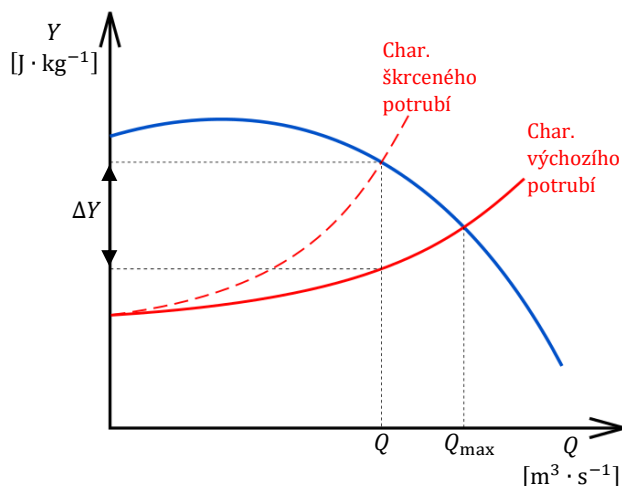


Obr. 2-4 Charakteristika systému s obtokem

Z výše popsaného by zároveň mělo být patrné, že výsledný objemový průtok Q je přímo úměrný nastavení místního ztrátového součinitele ζ na ventilu a maximálního napájecího průtoku technologie dosahujeme při zcela zavřeném ($\zeta = \infty$) obtokovém ventilu.

2.3 Čerpací systém se škrcením ve výtlačném řadu

Zařazením škrtícího ventilu do výtlačného řadu můžeme změnou hydrodynamického odporu v uvedeném ventilu plynule manipulovat s celou potrubní charakteristikou. Z bezpečnostních a provozně-spolehlivostních důvodů se regulace objemového toku kapaliny v sacím řadu nikdy nerealizuje (zpravidla vede ke kavitaci na čerpadle). Schéma čerpacího systému se škrcením zaznamenává Obr. 2-5, z něhož je patrné, že v každém provozním stavu odpovídá průtok čerpadlem průtoku na vstupu napájené technologie. Regulace škrcením také představuje ze všech popisovaných metod nejjednodušší způsob řízení průtoku kapaliny v čerpací soustavě.


 Obr. 2-5 Schéma regulace Q škrcením


Obr. 2-6 Charakteristika systému se škrcením

Obr. 2-6 zaznamenává průběh standardní potrubní charakteristiky a podobu charakteristiky shodného potrubí po zaškrcení. Škrcením rozumíme uzavírání ventilu ve výtláčném řadu a stejně jako v případě dříve zmíněného obtokového ventilu tedy navyšování místního ztrátového součinitele ζ (resp. celkového hydrodynamického odporu čerpacího systému). Z rozdílu měrných energií ΔY pro průtok Q v potrubním systému po regulačním zásahu škrcením a v potrubním systému, na němž ke změně hydrodynamického odporu nedošlo vidíme, že regulace škrcením je energeticky velmi náročná. Během regulace škrcení tedy musí dojít ke značnému navýšení výkonu odebíraného čerpadlem, neboť čerpadlo musí poskytnout dostatečný hydraulický výkon pro požadovaný průtok Q . Maximálního průtoku pochopitelně dosahujeme v momentě, kdy k žádnému škrcení nedochází a škrtící ventil setrvává plně otevřen (tj. $\zeta = 0$).

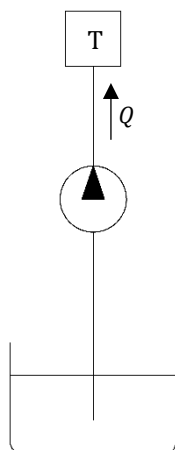
2.4 Čerpací systém s regulací otáček čerpadla

V rámci posledního způsobu regulace průtoku v čerpací soustavě nedochází k žádnému zásahu do potrubní charakteristiky, neboť za účelem dosažení požadovaného průtoku upravujeme přímo charakteristiku čerpadla. Vzhledem k tomu, že se charakteristika čerpadla přizpůsobuje přímo charakteristice potrubní, probíhá regulace průtoku změnou otáček z hlediska měrné energie soustavy vždy v optimálním bodě, ne však v optimu z hlediska účinnosti čerpadla. Technické provedení regulace průtoku změnou otáček nevyžaduje jakákoliv opatření na straně potrubního systému (přímé propojení zdroje kapaliny a napájené technologie zaznamenává Obr. 2-7), avšak pohon čerpadla musí být schopen generovat proměnné otáčky (čerpadlo standardně poháněno asynchronním motorem, kdy proměnné úhlové rychlosti dosáhneme za použití frekvenčního měniče). Z rychlostního trojúhelníku oběžného kola čerpadla, přesněji z podobnosti trojúhelníků pro různé meridiánové rychlosti (popsáno v kapitole Afinní vztahy čerpadla) lze deklarovat, že čerpadla můžeme provozovat při otáčkách n od $0,5 \cdot n_n$ až do přibližně $2 \cdot n_n$ (kde n_n jsou jmenovité otáčky čerpadla), přičemž budou platit tzv. afinní vztahy (2-2) a (2-3).

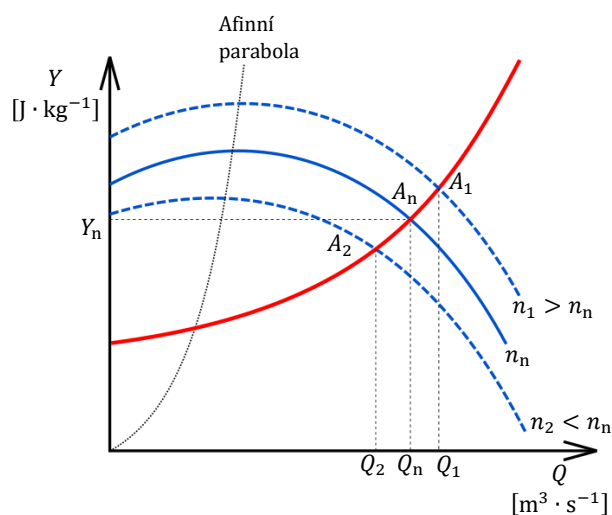
$$\frac{n}{n_n} = \frac{Q}{Q_n} \quad (2-2)$$

$$\left(\frac{n}{n_n}\right)^2 = \frac{Y}{Y_n} \quad (2-3)$$

Afinní vztahy (podmíněné rozsahem n) tedy svazují otáčky čerpadla s objemovým tokem v čerpacím systému a měrnou energií soustavy. Afinní parabola na Obr. 2-8 potom vyznačuje body, pro něž je účinnost čerpadla konstantní.



Obr. 2-7 Schéma regulace Q změnou otáček čerpadla



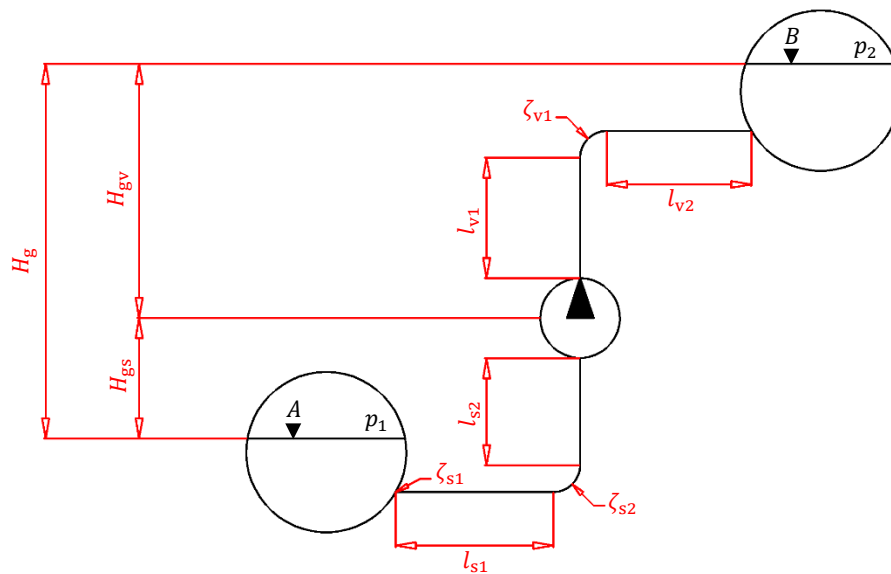
Obr. 2-8 Charakteristika systému s proměnnými otáčkami čerpadla

S pomocí afinních vztahů tak můžeme snadno přepočítávat hlavní veličiny čerpacího systému vůči otáčkám čerpadla, resp. stanovovat otáčky čerpadla pro požadovaný průtok Q nutný pro napájení technologie. Obr. 2-8 dále demonstruje, jakým způsobem se mění charakteristika čerpadla při změně otáček a jak vypadají příslušné pracovní body pro uvedené vztahy. Z představených charakteristik a afinního vztahu (2-2) potom jasně plyne, že objemový průtok čerpacím systémem je přímo úměrný otáčkám.

Regulace průtoku s pomocí proměnných otáček čerpadla představuje v současnosti nejpoužívanější způsob řízení napájení technologií s kontinuálním odběrem kapalinami. Jedná se totiž o suverénně nejehospodárnější metodu regulace, a proto je i v rámci didaktického modelu používána.

KAPITOLA 3: POTRUBÍ

Potrubím kapalin rozumíme systémy s uzavřeným průtokovým průřezem, jež slouží pro účely dopravy kapalin. Jedná se tedy o systémy, v nichž kapalina nemá volnou hladinu a v rámci takové soustavy může nabývat různých tlaků. Potrubní systém zpravidla spojuje dvě nádoby obsahující kapalinu s odlišnou potenciální energií a obsahuje energeticky aktivní prvek v podobě hydraulického stroje (v našem případě čerpadla), který takový systém rozděluje na vysokotlakou a nízkotlakou část (situace na Obr. 3-1) [2]. Nízkotlakou část u čerpacích soustav zastupuje sací řad, kterým proudí kapalina o tlaku p_1 ze zdrojové nádrže s hladinou kapaliny A . Vysokotlaká část odpovídá výstupu čerpadla, jež označujeme jako výtlačný řad, který se napojuje na nádrž, v níž se nachází kapalina o tlaku p_2 dosahující hladiny B . Nádrž ve vysokotlaké části můžeme ztotožnit s odběrem kapaliny napájené technologií. V kontextu výše uvedené definice potrubí reprezentujeme celý systém jako uzavřený a zanedbáváme kolísání hladin A a B v důsledku chodu čerpacího systému.



Obr. 3-1 Stanovení hydrodynamického odporu čerpacího systému

Chceme-li nyní systém pro dopravu kapaliny analyzovat z hlediska měrné energie, tj. energie, kterou je třeba v ustáleném stavu dodat s pomocí čerpadla každému kilogramu dopravované kapaliny [1], musíme si uvědomit, že v první řadě překonáváme geodetický rozdíl výšek hladin H_g . Energie nutná pro překonání uvedené výškové diference odpovídá rozdílu měrných potenciálních energií hladin kapaliny, přičemž nezávisí na průtoku [2]. Uvedenou energii označujeme jako měrnou statickou a lze ji s pomocí Bernoulliho rovnice vyjádřit vztahem (3-1).

$$Y_{\text{stat}} = Y_B - Y_A = \left(\frac{p_2}{\rho} + g \cdot H_g \right) - \frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot H_g \quad (3-1)$$

Zahrneme-li do naší úvahy kapalinu proudící čerpacím systémem, musíme dále zohlednit již zmíněnou ztrátovou měrnou energii Y_Z vyvolanou hydrodynamickým odporem systému protékající kapalinou. Uvedená energie tedy závisí na průtoku a s její pomocí můžeme vyjádřit celkovou měrnou energii soustavy Y jako (3-2)

$$Y = Y_{\text{stat}} + Y_Z, \quad (3-2)$$

přičemž Y nezahrnuje hydrodynamické ztráty v čerpadle a Y_Z přičítáme, neboť v případě čerpacího systému navyšujeme celkovou energii kapaliny (při odebrání energie z kapaliny bychom naopak mohli pracovat pouze s energií zmenšenou o ztráty, tj. $Y = Y_{\text{stat}} - Y_Z$). Obdobně jako rozdělíme geodetické výšky hladin vůči středu hydraulického stroje na geodetickou výšku sacího řadu H_{gs} a geodetickou výšku H_{gv} (Obr. 3-1), můžeme i rozlišovat ztrátovou měrnou energii

Y_Z na ztrátovou měrnou energii v sacím (Y_{Zs}) a výtlačném řadu (Y_{Zv}), přičemž platí vztahy (3-3) a (3-4).

$$H_g = H_{gs} + H_{gv} \quad (3-3)$$

$$Y_Z = Y_{Zs} + Y_{Zv} \quad (3-4)$$

S postupným dosazováním vztahů (3-1), (3-3) a (3-4) do rovnice (3-2) získáme výsledný tvar popisující celkovou měrnou energii čerpacího systému za současného rozlišení ztrátové energie v sacím a výtlačném řadu (3-5).

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (H_{gs} + H_{gv}) + Y_{Zs} + Y_{Zv} \quad (3-5)$$

Svážeme-li nyní celkovou měrnou energii soustavy s objemovým průtokem v uvažované soustavě, získáme výslednou charakteristiku potrubí. Pro dokončení popisu potrubního systému tak zbývá určit konkrétní velikosti měrných ztrát v sacím a výtlačném řadu.

3.1 Ztráty v potrubním systému

Ztráty v potrubním systému vznikají primárně v důsledku tření kapaliny o stěnu potrubí. Uvedené ztráty označujeme jako délkové. Další typ ztrát souvisí se změnou plochy průřezu potrubí, případně se změnou směru proudění kapaliny, jež je vynucena tvarem potrubí. Vzhledem k tomu, že popsaný druhý typ ztrát souvisí s jednou konkrétní lokalitou, v níž se nějakým způsobem proudění kapaliny mění, označujeme takové ztráty jako místní. Mělo by být zjevné, že celkové ztráty v potrubním systému odpovídají součtu dílčích ztrát na jednotlivých prvcích potrubí. S ohledem na rozdělení potrubního systému na sací a výtlačnou část potom rozlišujeme ztráty v sacím řadu a výtlačném řadu. Obecně popíšeme měrné ztráty v sacím řadu rovnicí (3-6).

$$Y_{Zs} = \sum \frac{\lambda_s \cdot l_s}{d_s} \cdot \frac{c_s^2}{2} + \sum \zeta_s \cdot \frac{c_s^2}{2}, \quad (3-6)$$

kde c_s značí rychlost průtoku kapaliny v daném úseku sacího řadu, d_s průměr a l_s délku potrubí zkoumaného úseku sacího řadu. Parametr λ_s charakterizuje na zvoleném úseku sací části potrubí délkové třecí ztráty a jedná se tak o součinitel délkových ztrát. Součinitelem místních ztrát ζ_s jsme již popisovali chování ventilu při regulaci průtoku, přičemž právě tento parametr typicky nese informaci o změně v geometrii potrubního systému. Abychom uvedenou měrnou ztrátu mohli určit, musíme znát rychlost proudění kapaliny v potrubním systému, kterou lze spočítat z rovnice kontinuity pro známý objemový tok Q a plochu průřezu potrubního úseku S_s (3-7).

$$Q = S_s \cdot c_s \rightarrow c_s = \frac{Q}{S_s} \quad (3-7)$$

Zcela shodně přistupujeme ke měrným ztrátám ve výtlačném řadu, které analogicky k sacímu řadu vyjádříme pro rychlost vytlačované kapaliny c_v jako (3-8).

$$Y_{Zv} = \sum \frac{\lambda_v \cdot l_v}{d_v} \cdot \frac{c_v^2}{2} + \sum \zeta_v \cdot \frac{c_v^2}{2} \quad (3-8)$$

Vrátíme-li se nyní k modelovému čerpacímu systému na Obr. 3-1, můžeme za předpokladu konstantních průměrů potrubí a konstantních rychlostí v sacím (příp. výtlačném) řadu určit celkové měrné ztráty výrazem (3-9).

$$Y_{Zmodel} = \left(\frac{\lambda_{s1} \cdot l_{s1}}{d_s} + \frac{\lambda_{s2} \cdot l_{s2}}{d_s} + \zeta_{s1} + \zeta_{s2} \right) \cdot \frac{c_s^2}{2} + \left(\frac{\lambda_{v1} \cdot l_{v1}}{d_v} + \frac{\lambda_{v2} \cdot l_{v2}}{d_v} + \zeta_{v1} \right) \cdot \frac{c_v^2}{2} \quad (3-9)$$

Velikosti součinitelů místních ztrát byly stanoveny experimentálně pro různá uspořádání a změny tvarů potrubních systémů a jedná se tak o tabulkové hodnoty. Alternativně lze součinitel místních ztrát určit pomocí CFD modelování. K vyhodnocování místních ztrát tak musíme přistupovat individuálně, dle typu, materiálu a tvaru armatury. Na výchozím čerpacím systému (Obr. 3-1) si alespoň můžeme představit základní druhy součinitelů místních ztrát. První místo, ve kterém

dochází ke změně proudění kapaliny se nachází ihned na výstupu nádoby s hladinou A , tedy v napojení nádoby na sací řad. Zde pozorujeme tzv. ztráty vtokem, přičemž způsob napojení potrubí na nádobu přímo determinuje velikost tohoto ztrátového součinitele (ζ_{s1}). Další prvky, na nichž místní ztráty můžeme identifikovat, představují kolena sacího a výtlačného řadu se součiniteli místních ztrát ζ_{s2} a ζ_{v1} . V těchto místech dochází ke změně směru proudění kapaliny a opět záleží na konkrétním provedení kolena (typu a úhlu ohybu). Při výpočtu celkových měrných ztrát nesmíme opomenout místní ztrátový součinitel změny průřezu potrubí a větvení (případně spojení) potrubí. Výše uvedené typy součinitelů místních ztrát byly konstantní (neuvažujeme, že se během provozu čerpacího systému potrubí změní), avšak v případě ventilů musíme součinitel místních ztrát považovat za (obecně nelineární) funkci otevření konkrétního typu ventilu a hodnota součinitele se potom řídí uzavírací charakteristikou.

Zbývá tak určit poslední parametr nutný k výpočtu měrné ztrátové (resp. celkové měrné) energie – součinitel délkových třecích ztrát λ . „Součinitel λ je závislý na druhu proudění kapaliny charakterizovaném Reynoldsovým kritériem hydrodynamické podobnosti“ [1]. Reynoldsovo kritérium (též číslo) určíme ze vztahu (3-10)

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu}, \quad (3-10)$$

kde c odpovídá střední rychlosti proudění kapaliny v potrubí o průměru d a ν značí kinematickou viskozitu kapaliny ($\nu = f(\vartheta)$). Při vyšších tlacích se kinematická viskozita stává závislou nejen na teplotě, ale právě i na tlaku a platí $\nu = f(p, \vartheta)$. Reynoldsovo číslo tak dává do poměru setrvačné síly a vazké síly (vnitřní přitažlivé síly mezi částicemi látky) působící na element kapaliny. Vysoké hodnoty Re odpovídají stavu, kdy setrvačné síly působící na kapalinu (vlivem hustoty této kapaliny a rychlosti jejího proudění) značně převyšují síly vazké, které za normálních okolností brání vzniku fluktuací v kapalině. Uvedenou situaci označujeme jako turbulentní proudění kapaliny. V případě, že vazké síly zabrání vzniku zmíněných fluktuací, mluvíme o proudění laminárním. Kritickou hodnotou Reynoldsova čísla rozumíme stav, kdy laminární proudění kapaliny přechází v turbulentní, přičemž tato hodnota závisí mj. na geometrii potrubí a jiných podmínkách proudění. Pro potrubí s kruhovým průřezem standardně uvažujeme $Re_{krit} = 2300$. Při navyšování střední rychlosti proudění dosáhneme tzv. přechodné oblasti, kdy se z laminárního proudění stává proudění turbulentní. Vzhledem k tomu, že přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním je do značné míry závislý na drsnosti povrchu a vibracích potrubí, pro technickou praxi uvažujeme, že turbulentní proudění nastává pro hodnoty $Re \geq 4000$ a přechodná oblast tak odpovídá rozsahu $2300 \leq Re \leq 4000$. [3]

Délkové třecí ztráty ale nejsou závislé pouze na velikosti Reynoldsova čísla, ale i na relativní drsnosti potrubí. Hydraulickou relativní drsnost definujeme jako ε/d , kde ε značí absolutní hydraulickou drsnost povrchu a d průměr potrubí. Hodnotu součinitele délkových třecích ztrát definovanou jako $\lambda = f(Re, \varepsilon/d)$ obdržíme z Moodyho diagramu (též diagram Colebrook – Moody – White) zachyceného na Obr. B-4. Z Moodyho diagramu je patrné, že vysoká relativní drsnost stěn potrubí vede ke vzniku turbulentního proudění v potrubí pro široký rozsah hodnot Re , charakterizovaného zároveň i vyšší hodnotou součinitele délkových třecích ztrát λ .

Z výše napsaného by mělo jasně plynout, že korektní stanovení součinitelů místních i délkových ztrát je zcela zásadním krokem pro návrh čerpacího systému, neboť přímo ovlivní volbu čerpadla (prostřednictvím měrná energie Y). Přílišná zanedbání v geometrii potrubí a použitých materiálů potom mohou vést k provozu čerpacího systému mimo optimální pracovní bod, případně přímo k jeho nefunkčnosti.

3.2 Výsledná potrubní charakteristika

Po získání hodnot součinitelů místních a délkových ztrát můžeme začít sestavovat výslednou charakteristiku potrubního systému. Vzhledem k tomu, že měrné ztráty závisí mj. na rychlosti proudění kapaliny v potrubí (dynamická složka měrné energie), která je rovnicí kontinuity (3-7) svázána s objemovým průtokem, vyjádříme obecně měrné ztráty jako funkci průtoku. Dále víme, že měrná statická energie na průtoku nezávisí a můžeme tak výslednou měrnou energii potrubního systému popsat jako (3-11)

$$Y = Y_{\text{stat}} + f(Q^a), \quad (3-11)$$

kdy exponent a charakterizuje typ proudění kapaliny dle Reynoldsova kritéria. Pro laminární proudění je $a = 1$, pro turbulentní proudění nabývá $a = 2$ a v přechodné oblasti platí $1 < a < 2$. Vidíme tedy, že pro laminární proudění odpovídá potrubní charakteristika přímce a pro turbulentní proudění parabole. Většina čerpacích systémů s méně viskózními kapalinami (typicky vodou) pracuje v oblasti turbulentního proudění a měrnou energii takové soustavy můžeme obecně popisujeme rovnicí (3-12). [1]

$$Y = Y_{\text{stat}} + k_p \cdot Q^2 \quad (3-12)$$

Konstanta k_p zahrnuje veškeré rozměry a ztrátové součinitele zkoumaného potrubí. Počátek potrubní charakteristiky v ose měrné energie Y závisí na velikosti Y_{stat} , v potrubích pro dopravu kapalin typicky platí $Y_{\text{stat}} > 0$ ($Y_{\text{stat}} = 0$ uvažujeme u obtokových potrubí, viz Obr. 2-4).

Charakteristika potrubního systému nemusí být v čase stálá, kromě relativně rychlých a vědomých zásahů do potrubního řadu úpravou součinitele místních ztrát na ventilech se totiž v dlouhodobém horizontu může měnit i součinitel délkových třecích ztrát. Jak již bylo řečeno, třecí ztráty závisí na drsnosti povrchu potrubí, která roste v důsledku koroze nebo sedimentace uvnitř potrubí.

Čerpací systémy zpravidla bývají realizovány jako kombinace sériově a paralelně řazených potrubních úseků. Známe-li charakteristiky dílčích úseků, měli bychom být schopni analyticky stanovit výslednou charakteristiku potrubí. V případě sériově řazených potrubí protéká všemi úseky potrubí konstantní objemový tok kapaliny. Celkovou měrnou energii soustavy (s turbulentním prouděním) Y_n čítající n potrubních úseků s konstantami k_p určíme jako (3-13).

$$Y_n = \sum_{i=1}^n Y_{\text{stat}_i} + \sum_{i=1}^n k_{p_i} \cdot Q^2 \quad (3-13)$$

Obdobnou úvahu lze aplikovat i na paralelně řazené větve potrubí. Celkový objemový tok Q se musí rozdělit mezi n větví potrubí při konstantní měrné energii Y . Pro celkový tok potom platí (3-14)

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (3-14)$$

kdy Q_i odpovídá toku v i -té paralelní větvi potrubí s hodnotou měrné energie reprezentované vztahem (3-15).

$$Y_i = Y_{\text{stat}_i} + k_{p_i} \cdot Q_i^2 \quad (3-15)$$

Vyjádříme-li nyní celkový objemový tok dílčími paralelními větvemi s pomocí Q_i ze vztahu (3-15) a dosadíme-li získaný Q_i do sumy (3-14), obdržíme výslednou rovnici (3-16).

$$Q = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{Y_i - Y_{\text{stat}_i}}{k_{p_i}}} \quad (3-16)$$

Uvedená rovnost samozřejmě platí pouze pro $Y_i > Y_{\text{stat}_i}$. V případě, že statická měrná energie v místě převyšuje celkovou měrnou energii kapaliny, dojde k nežádoucímu přerozdělení průtoku, kterému se technicky zabraňuje zpětnou armaturou (v podobě ventilu nebo klapky). Zpětná armatura potom paralelní větev, na které nastává $Y_i < Y_{\text{stat}_i}$, vyřazuje z celkové potrubní soustavy (zabraňuje průtoku kapaliny takovým místem). [1]

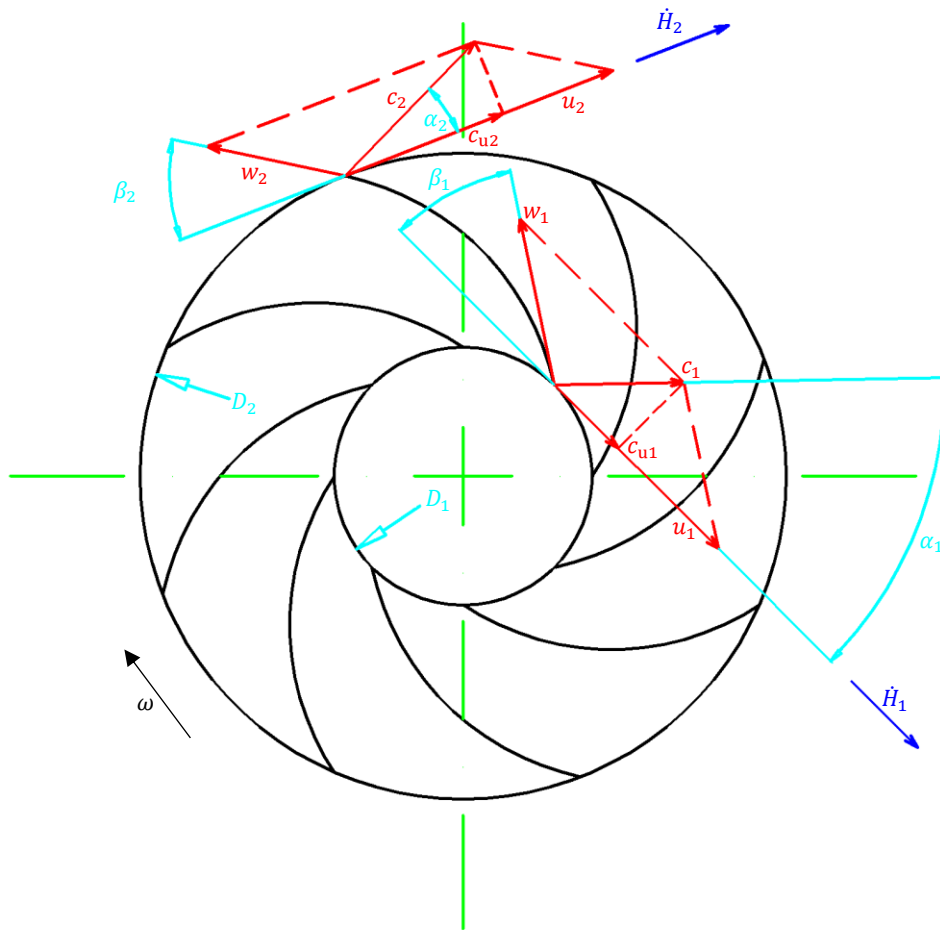
KAPITOLA 4: ČERPADLA

Čerpadla jsme si popsali jako zařízení předávající energii kapalině v čerpacím systému. Obecně se jedná o hydraulické stroje přeměňující přivedenou mechanickou energii na tlakovou energii kapaliny. Z hlediska způsobu přeměny mechanické energie na tlakovou můžeme čerpadla rozdělit do dvou kategorií. Čerpadla, jež mechanickou energii přímo převádí na tlakovou, označujeme jako hydrostatická. Typický prvek hydrostatických čerpadel představuje komora, kterou periodicky prochází objem hnané kapaliny, na níž v prostoru pracovní komory působí píst (příp. jiný podobný prvek, z toho alternativně označována jako čerpadla objemová). „*Jednou z hlavních podmínek ... činnosti takového stroje je objemová těsnost mezi vstupním a výstupním prostorem stroje*“ [2].

V rámci této práce se však zaměříme na druhý typ čerpadel, která lze nasadit do výkonově náročnějších aplikací, a to čerpadla hydrodynamická (konkrétně odstředivá, radiálního typu). Hydrodynamická čerpadla jsou specifická tím, že při nepřetržitém spojitým objemovém toku kapaliny realizují nepřímou přeměnu mechanické energie na tlakovou skrze kinetickou energii této kapaliny. Dochází tedy k dynamické interakci kapaliny a rotujícího kanálu čerpadla umístěného na oběžném kole, kdy kapalina proudí ze sacího potrubí do oběžného kola. Kapalina při průtoku kanálem oběžného kola získává hydraulickou energii, přičemž kanál čerpadla představuje v kontextu směru proudění kapaliny difuzor, na němž rychlost proudění klesá. Tím, že kapalina při průtoku kanálem mění rychlost i směr, dochází zároveň ke změně tlaku této kapaliny. Tlak kapaliny se při poklesu rychlosti proudění musí navýšit (plyne z Bernoulliho rovnice) a tak uvedená čerpadla označujeme jako přetlaková. [2]

4.1 Energie hydrodynamického čerpadla

Abychom vůbec mohli chování hydrodynamického čerpadla analyzovat, musíme zavést několik zjednodušení. V první řadě předpokládáme model zcela nestlačitelné kapaliny bez vnitřního tření (nevazká kapalina). Uvedená kapalina ustáleně proudí kanály oběžného kola, jež jsou tvořeny nekonečným množstvím nekonečně tenkých lopatek. K transformaci mechanické energie na hydraulickou dochází jen a pouze na lopátkové části oběžného kola čerpadla (kdekoli jinde se pouze mění forma hydraulické energie) [2]. Za předpokladu, že kapalina při průtoku dokonale sleduje směr lopatek oběžného kola, můžeme kinematiku ideální kapaliny vyjádřit v podobě vstupního a výstupního rychlostního trojúhelníku. Kinematiku na radiálním oběžném kole čerpadla postihuje Obr. 4-1, kdy se oběžné kolo čerpadla definované průměry D_1 (vnitřní) a D_2 (vnější) otáčí úhlovou rychlostí ω . Každý z rychlostních trojúhelníků lze charakterizovat třemi rychlostními vektory. Vektor c značí absolutní rychlost kapaliny, vektor w relativní rychlost kapaliny (tedy rychlost kapaliny vůči oběžnému kolu čerpadla) a vektor u unášivou rychlost kapaliny (resp. obvodovou rychlost stěny oběžného kola čerpadla).



Obr. 4-1 Kinematika radiálního oběžného kola čerpadla

V každém z rychlostních trojúhelníků platí vektorový součet uvedených rychlostí (4-1), přičemž rychlostní trojúhelníky standardně orientujeme dle unášivé rychlosti (Obr. 4-2).

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (4-1)$$

Průmětem absolutní rychlosti c do osy unášivé rychlosti u získáme tzv. hybnou složku absolutní rychlosti c_u , jejíž velikost lze obecně pro vstupní i výstupní rychlostní trojúhelník vypočítat jako (4-2).

$$c_u = c \cdot \cos(\alpha) \quad (4-2)$$



Obr. 4-2 Rychlostní trojúhelník vstupní (vlevo) a výstupní (vpravo)

Stanovení hybné složky absolutní rychlosti je zásadní z hlediska aplikace věty o změně hybnosti kapaliny (časová změna hybnosti odpovídá silovému účinku), neboť hybnostní tok kapaliny na vstupu i výstupu oběžného kola lze určit jako (4-3)

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot c_u, \quad (4-3)$$

kde \dot{m} odpovídá hmotnostnímu toku kapaliny, který lze pro konstantní průtok Q oběžným kolem určit pomocí vztahu (1-3). Zbývá tak stanovit točivý moment, kterým hybnostní toky působí na oběžné kolo. Vyjádříme tedy momenty, kterými kapalina působí na oběžné kolo při vstupu a výstupu. Točivý moment vstupního hybnostního toku odpovídá (4-4).

$$M_1 = \dot{H}_1 \cdot \frac{D_1}{2} \quad (4-4)$$

Stejným způsobem můžeme vyjádřit i moment (4-5), kterým působí kapalina na oběžné kolo, když jej opouští.

$$M_2 = \dot{H}_2 \cdot \frac{D_2}{2} \quad (4-5)$$

Vzhledem k tomu, že pro úhlovou rychlost oběžného kola platí (4-6), můžeme průměry D_1 a D_2 vyjádřit pomocí unášivých rychlostí u_1 a u_2 .

$$\omega = \frac{u_1}{\frac{D_1}{2}} = \frac{u_2}{\frac{D_2}{2}} \quad (4-6)$$

Dosadíme-li nyní ve vyjádření momentů působících na oběžné kolo za příslušné hybnostní toky a využijeme rovnosti (4-6), získáme vztahy pro momenty M_1 a M_2 v podobě (4-7).

$$M_1 = \dot{m} \cdot c_{1u} \cdot \frac{u_1}{\omega} \quad (4-7)$$

$$M_2 = \dot{m} \cdot c_{2u} \cdot \frac{u_2}{\omega}$$

Výsledný moment působící na oběžné kolo čerpadla M lze snadno určit z rozdílu momentů vyvolaných vystupujícím a vstupujícím objemovým tokem kapaliny, tedy jako (4-8).

$$M = M_2 - M_1 = \frac{\dot{m}}{\omega} \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (4-8)$$

Výkon čerpadla potom můžeme s pomocí momentu stanovit dle výrazu (4-9), do kterého přímo dosadíme velikost právě vypočítaného momentu M .

$$P = M \cdot \omega = \dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (4-9)$$

S využitím vztahů pro hydraulický výkon (1-2) a hmotnostní tok (1-3) získáváme výsledný vztah pro měrnou energii čerpadla (4-10), kterou v uvedeném tvaru (tedy vyjádření pomocí hybných složek absolutních rychlostí a rychlostí unášivých) označujeme jako Eulerovu pracovní rovnici čerpadla.

$$Y = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (4-10)$$

Alternativně lze měrnou energii čerpadla popsat Eulerovou rovnicí v průtokovém tvaru, který odpovídá vztahu (4-11).

$$Y = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (4-11)$$

První člen obsahující rozdíl druhých mocnin unášivých rychlostí značí práci odstředivých sil. Druhý člen (s relativními rychlostmi) odpovídá snížení měrné kinetické energie kapaliny, jež odstředivě protéká kanály oběžného kola. Součet prvního a druhého členu udává přírůstek měrné tlakové energie v kapalině, tedy $(p_2 - p_1)/\rho$. Poslední člen v rovnici (4-11) s rozdílem čtverců absolutních rychlostí kapaliny odpovídá navýšení měrné kinetické energie kapaliny. [2]

4.2 Afinní vztahy čerpadla

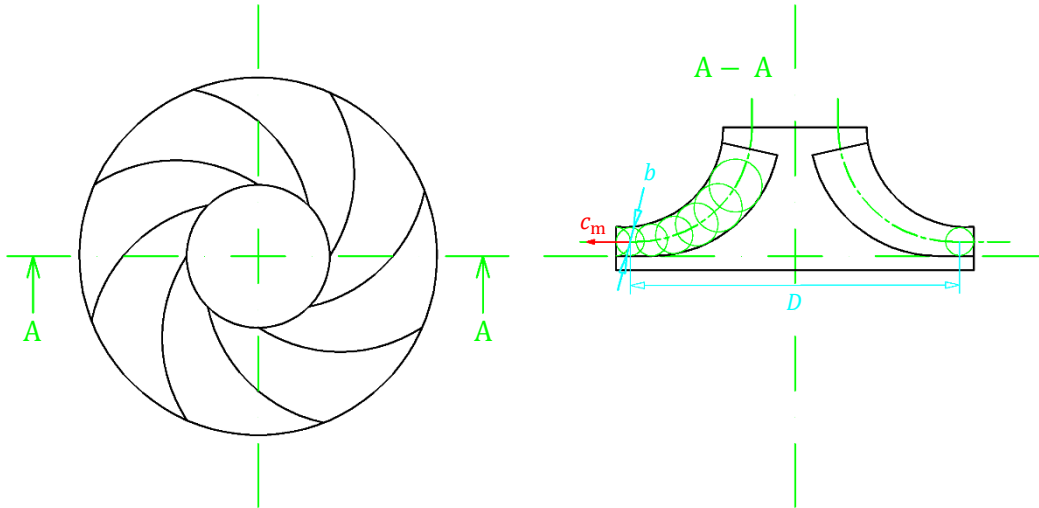
Absolutní rychlost kapaliny c má kromě představené složky v ose unášivé rychlosti c_u navíc složku meridiánovou c_m , která je na složku unášivou kolmá. Pro absolutní rychlost tak dále platí (4-12).

$$\vec{c} = \vec{c}_m + \vec{c}_u \quad (4-12)$$

Polohu vektoru meridiánové rychlosti zaznamenáváme v řezu čerpadlem A – A na Obr. 4-3. Meridiánovou rychlost taktéž můžeme svázat s ustáleným průtokem kapaliny oběžným kolem čerpadla, neboť právě průtok je velikosti rychlosti c_m přímo úměrný. Zavedeme-li navíc v meridiánovém průmětu rozměry b a D , tedy okamžitou šířku oběžného kola (resp. kanálu) b a této šířce náležící průměr oběžného kola D , vyjádříme úměru objemového toku výrazem (4-13).

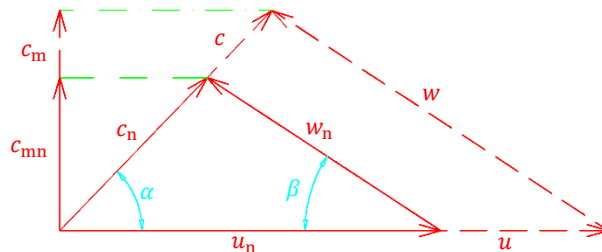
$$Q \approx \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad (4-13)$$

Uvedená úměra tedy platí pro libovolnou pozici v naznačeném kanálu oběžného kola na Obr. 4-3.



Obr. 4-3 Meridiánová rychlost

Zaneseme-li nyní meridiánovou rychlost jako součást rychlostního trojúhelníku, tedy jako vektor c_m kolmý na u , získáme Obr. 4-4 odpovídající modifikované variantě vstupního (potažmo výstupního) rychlostního trojúhelníku zaznamenaného na Obr. 4-2.



Obr. 4-4 Podobnost rychlostních trojúhelníků

V takto vzniklém rychlostním trojúhelníku dále vyznačíme nominální hodnoty unášivé, relativní a absolutní rychlosti (u_n , w_n , c_n), jejichž dosahujeme při nominální meridiánové rychlosti (c_{mn}) kapaliny opouštějící oběžné kolo čerpadla, které rotuje ustálenými nominálními otáčkami n_n . Díky podobnosti nominálního rychlostního trojúhelníku s rychlostním trojúhelníkem při otáčkách n lze psát (4-14).

$$\frac{c_m}{c_{mn}} = \frac{c}{c_n} = \frac{u}{u_n} = \frac{n}{n_n} \quad (4-14)$$

Díky úměrnosti (4-13) můžeme s pomocí meridiánové rychlosti stanovit i poměry průtoků kapaliny oběžným kolem čerpadla s různými otáčkami. Označíme-li průtok čerpadlem (resp. oběžným kolem čerpadla) při otáčkách n_n jako Q_n , získáme rovnost (4-15), z níž vyplývá 1. představený afinní vztah pro čerpadlo (2-2).

$$\frac{c_m}{c_{mn}} = \frac{n}{n_n} = \frac{Q}{Q_n} \quad (4-15)$$

Obdobně prohlásíme, že při otáčkách n_n předává čerpadlo měrnou energii Y_n . Zjednodušeně můžeme tvrdit, že tato měrná energie odpovídá kinetické energii kapaliny v oběžném kole čerpadla. Kinetická energie je funkcí druhé mocniny absolutní rychlosti kapaliny c , která závisí na meridiánové rychlosti c_m vztahem (4-12). Poměr druhých mocnin otáček (případně meridiánových rychlostí) tedy přímo odpovídá poměru kinetických energií, jež považujeme za měrné energie čerpadla a platí rovnost (4-16).

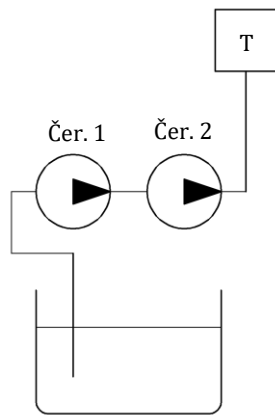
$$\left(\frac{c_m}{c_{mn}}\right)^2 = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 = \frac{c^2}{\frac{c_n^2}{2}} = \frac{Y}{Y_n} \quad (4-16)$$

Získáváme tak 2. afinní vztah pro čerpadlo představený v podobě rovnice (2-3). Obdobná odvození lze realizovat i pro moment ($M \approx n^2$) a výkon čerpadla ($P \approx n^3$).

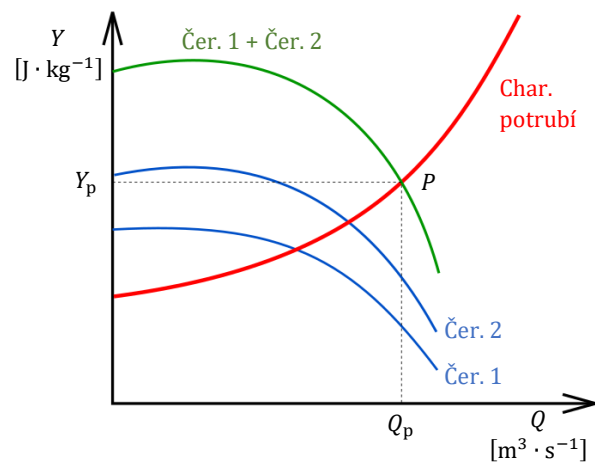
4.3 Řazení čerpadel

Vedle základních metod změny provozního stavu čerpací soustavy popsaných v kapitole Řízení průtoku čerpacího systému můžeme provoz soustavy ovlivnit i počtem (hydrodynamických) čerpadel, která do soustavy zařadíme. Ze způsobu umístění čerpadel rozlišujeme dvě výchozí možnosti řazení – sériovou a paralelní. Alternativně lze uvedené možnosti kombinovat, čímž docílíme sério-paralelního řazení čerpadel. Ve všech případech ale sledujeme optimální podmínky pro provoz společně pracujících čerpadel. V případě nasazování většího množství čerpadel do soustavy tak fakticky musíme pro účely technicko-ekonomické optimalizace zajistit centrální řízení čerpadel za současného sledování stavu systému. V následujících odstavcích si základní možnosti uspořádání dvou čerpadel představíme. [1]

V rámci sériového řazení čerpadel se omezíme na nejjednodušší případ, kdy obě čerpadla provozujeme na shodné geodetické výšce (Obr. 4-5), přičemž každé z těchto čerpadel má vlastní charakteristiku.



Obr. 4-5 Sériově řazená čerpadla



Obr. 4-6 Charakteristika sériově řazených čerpadel

Pracovnímu bodu P současně pracujících čerpadel (Obr. 4-6) náleží průtok Q_p a měrná energie Y_p . Z charakteristiky by mělo být zřejmé, že výsledná měrná energie Y_p v pracovním bodě P odpovídá součtu měrných energií čerpadel (Čer. 1 a Čer. 2) pro konstantní průtok Q_p . Pro soustavu n sériově řazených čerpadel potom můžeme psát (4-17).

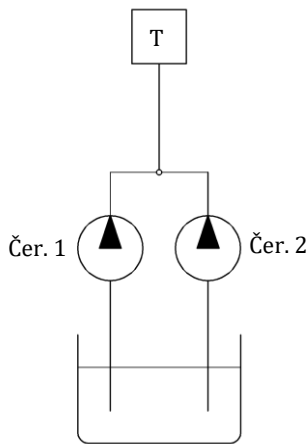
$$Y_p = \sum_{i=1}^n Y_i \quad (4-17)$$

Kde Y_i odpovídá právě měrné energii i -tého čerpadla zařazeného do soustavy protékané objemovým tokem Q_p . Z výše zmíněného potom přímo vyplývá i jedna z aplikací sériového řazení čerpadel. Sériovým řazením čerpadel totiž můžeme docílit rozložení měrné energie soustavy na větší množství čerpacích jednotek. V případě uvedeném na Obr. 4-5 bychom jednotku Čer. 1

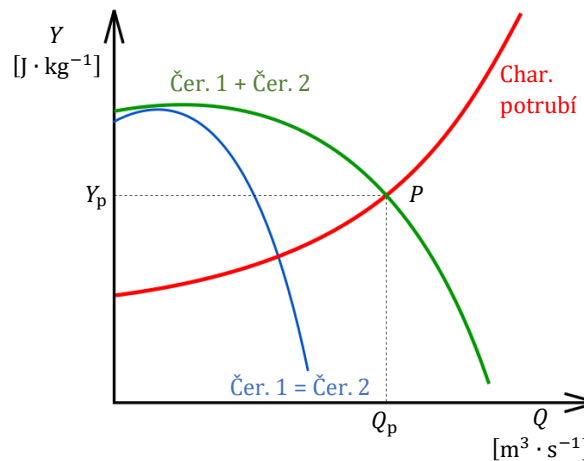
označili jako nízkotlakou a jednotku Čer. 2 jako vysokotlakou, přičemž žádná z těchto jednotek by samostatně nebyla schopna provozu v pracovním bodě P . Se sériově řazenými čerpadly se typicky můžeme setkat při dopravě kapalin na dlouhé vzdálenosti. Alternativní aplikace potom spočívá v krátkodobém navýšení průtoku soustavou se strmou potrubní charakteristikou, kde by paralelní provoz čerpadel nebyl stabilní. Sériově řazené čerpadlo sloužící pro navýšení průtoku disponuje vlastním obtokovým potrubím, jež je využíváno během standardního chodu. [1] [4]

Napájíme-li technologii se značně variabilním průtokem, je vhodné provozovat čerpací systém s paralelně řazenými čerpadly. V první řadě musíme zajistit, aby měrná energie každého z provozovaných čerpadel převyšovala měrnou energii potrubní charakteristiky při nulovém průtoku, čímž zajistíme existenci pracovního bodu při provozu pouze jednoho z použitých čerpadel (v opačném případě bychom nemuseli vždy docílit nenulového průtoku systémem, čerpaná kapalina by z čerpadla neodcházela a nebylo by zajištěno např. chlazení stroje). [1] [4]

Pro ilustraci paralelního chodu čerpadel (Obr. 4-7) budeme předpokládat, že provozujeme dvě shodná čerpadla (tj. se shodnou charakteristikou, opět na shodné geodetické výšce). Běží-li obě čerpadla současně, získáváme novou pracovní charakteristiku čerpadel (Obr. 4-8), jež protíná potrubní charakteristiku v pracovním bodě P při průtoku Q_p a měrné energii Y_p .



Obr. 4-7 Paralelně řazená čerpadla



Obr. 4-8 Charakteristika paralelně řazených čerpadel

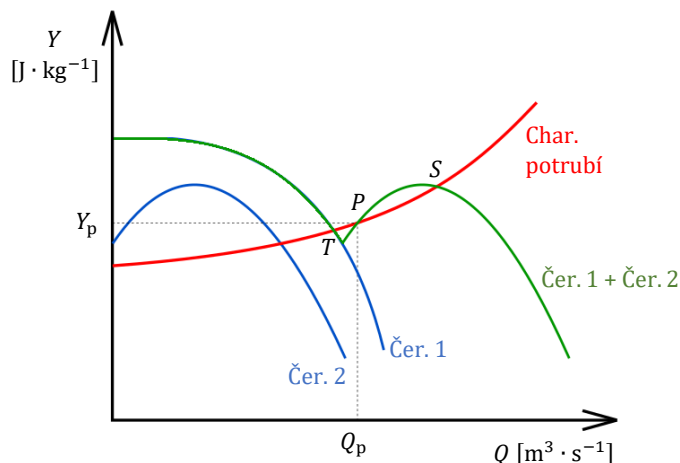
Z výsledné charakteristiky (Obr. 4-8) můžeme vypočítat, že se spuštěním dalšího čerpadla došlo k navýšení průtoku, přičemž výslednou charakteristiku paralelně pracujících čerpadel lze získat jako součet průtoků náležících každé hladině měrné energie. Pro měrnou energii Y_p získáme výsledný průtok Q_p jako součet průtoků náležící měrné energii Y_p v původních (modrých) charakteristikách čerpadel, což lze vyjádřit jako (4-18)

$$Q_p = \sum_{i=1}^n Q_{ip}, \quad (4-18)$$

kde n odpovídá počtu čerpadel a Q_{ip} průtoku i -tého čerpadla při měrné energii Y_p . Vzhledem k tomu, že paralelně spojená čerpadla nemusí disponovat shodnými charakteristikami, resp. nemusíme nutně provozovat stejná čerpadla při totožných otáčkách, lze řízením otáček docílit značné variability průtoku za současného udržování čerpadel v bodě maximální účinnosti (BEP), čehož využíváme i v našem didaktickém modelu.

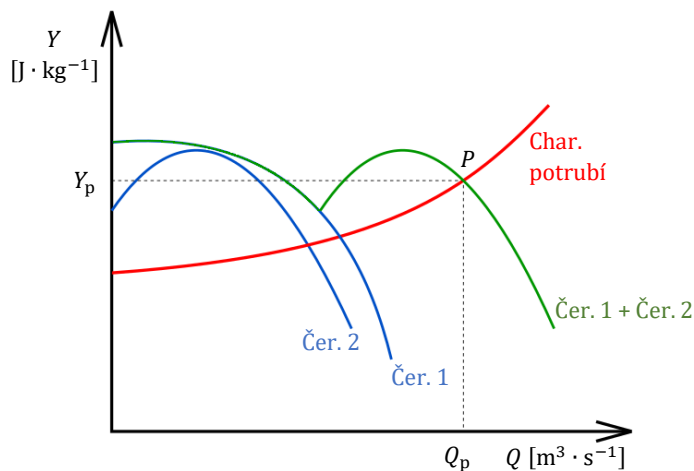
S ohledem na paralelní provoz čerpadel ale musíme zkoumat i stabilitu pracovního bodu v rámci čerpací soustavy a riziko vzniku kavitace. Při činnosti čerpadla v nestabilním pracovním bodě dojde vlivem nedostatku energie čerpadla k poklesu průtoku. V krajním případě se začne kapalina z výtlačného řadu vracet samospádem potrubím (není-li tomu zabráněno zpětným ventilem). Výše popsané typicky nastává v soustavách se strmými potrubními charakteristikami, přičemž příklad vzniku nestabilního pracovního bodu lze ilustrovat na Obr. 4-9. Výsledná charakteristika paralelně pracujících čerpadel vznikla složením charakteristik Čer. 1 a Čer. 2

způsobem popsaným výše, přičemž uvedené charakteristiky v tomto případě nesplývají. Vidíme, že potrubní charakteristika protíná složenou charakteristiku čerpadel ve třech bodech. První bod označený jako T představuje průsečík potrubní charakteristiky s charakteristikou prvního čerpadla (Čer. 1), a reprezentuje tedy stav, kdy kapalinu čerpá pouze první čerpadlo. Pracovní bod P potom odpovídá právě zmíněnému bodu nestabilnímu, neboť s navýšením průtoku v této části charakteristiky by narůstala i měrná energie čerpadla (při vyšším průtoku by měrná energie čerpadla převyšovala měrnou energii potrubní soustavy). Energetický přebytek na straně čerpadla by se projevil dalším navýšením průtoku a stabilizací soustavy v novém pracovním bodě S .



Obr. 4-9 Nestabilní provoz paralelně řazených čerpadel

Obdobně lze pojednat i o situaci, kdy s poklesem průtoku v bodě P přesahuje energie potrubí měrnou energii čerpadla a nedostatek energie na straně čerpadle vede k dalšímu neřízenému poklesu průtoku teoreticky až do $Q = 0$. Abychom se tak chodu v nestabilním pracovním bodu vyvarovali, musíme druhé čerpadlo (Čer. 2) zjevně provozovat při vyšších otáčkách, tím eliminujeme průsečík charakteristik vykazující nestabilní parametry a získáme novou stabilizovanou soustavu (viz Obr. 4-10). [1]



Obr. 4-10 Stabilní provoz paralelně řazených čerpadel

Vzhledem k tomu, že při řízení čerpadel s proměnnými otáčkami standardně nejsme schopni v libovolném čase garantovat stabilní provoz systému (čerpadla se s určitou dynamikou rozebíhají a zastavují, parametry potrubní soustavy se mohou měnit), je i didaktický model čerpací soustavy dovybaven technickým opatřením pro omezení zpětného toku z výtlačného řadu. Jedná se o již zmíněné zpětné ventily umístěné na výstupu každého z čerpadel.

KAPITOLA 5: VLASTNOSTI KAPALIN

V úvodu 1. kapitoly jsme zmínili některé základní vlastnosti nejběžněji čerpaného média – vody, aniž bychom tyto informace zasadili do fyzikálního kontextu korektního popisu kapalin (případně v širší obecnosti tekutin). Z výše popsanych úvah o potrubních soustavách a měrné energii plyne, že z hlediska čerpaného média se zajímáme výhradně o jeho hustotu, rychlost proudění a kinematickou viskozitu. Pro potřeby praktického řešení úloh hydrodynamiky musíme uvažovat určitý model kapaliny. Vzhledem ke zmíněným zkoumaným parametrům by mělo být zjevné, že se nemůžeme spokojit se základní představou kapaliny ideální, tedy kapaliny dokonale nestlačitelné a nevazké (přestože jsme uvedenou představu použili pro stanovení energie hydrodynamického čerpadla). Namísto toho pracujeme s modelem kapaliny reálné, u níž předpokládáme určitou míru stlačitelnosti a viskozity. V důsledku uvedených vlastností platí, že při změně tlaku a zamezení tepelné výměny s okolím, se u kapaliny, na rozdíl od plynu (ideálně dokonale stlačitelného), nemění její vnitřní energie. [2]

Předmětem této práce není detailní zkoumání mechaniky kontinua (tj. spojitého prostředí reprezentovaného dopravovaným objemem kapaliny v soustavě s čerpadlem), ale zohlednění předpokládaných vlastností kapalin na provoz technologického celku s čerpadlem. Proto je tedy vhodné základní koncepty reálné kapaliny představit a věnovat čas problémům, jež přímo vychází z fyzikální povahy reálné kapaliny.

V prvé řadě analyzujeme veličiny, jimiž reálnou kapalinu charakterizujeme v dříve představených vztazích. Hustotu (měrnou hmotnost) kapaliny považujeme v rámci analýz za neměnnou. Ve skutečnosti však hustota kapaliny závisí na její teplotě a tlaku. Díky omezené stlačitelnosti kapaliny nemusíme závislost hustoty na tlaku uvažovat. Nelze ale zanedbat závislost hustoty kapaliny na teplotě. S teplotou totiž roste i objem kapalin, čímž klesá její hustota. V případě vody nutno pamatovat na tzv. anomálii vody, tedy fakt, že na teplotním rozsahu 0 – 3,98 °C disponuje voda záporným součinitelem objemové roztažnosti a s rostoucí teplotou na zmíněném intervalu její objem klesá, v důsledku čehož tedy roste hustota vody, jejíž maximum ($\rho_{\text{voda}} = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) se nachází právě u 4 °C. Obecně lze považovat závislost hustoty kapaliny na teplotě za lineární funkci (5-1) s definičním oborem na různých teplotních rozsazích náležících různým kapalinám. U vody tato lineární oblast odpovídá intervalu teplot $\vartheta \in (4; 105) \text{ } ^\circ\text{C}$ [2].

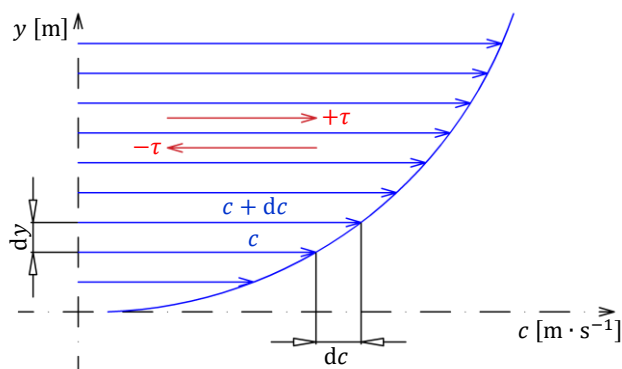
$$\rho = \rho_0 \cdot [1 + \alpha(\vartheta_0 - \vartheta)] \quad (5-1)$$

Kapalina se součinitelem objemové roztažnosti α nabývá hustoty ρ_0 při teplotě ϑ_0 . Máme-li pak při návrhu čerpacího systému uvažovat nejhorší možný případ a přímo neznáme teplotní poměry v soustavě, je vhodné předpokládat, že čerpané médium nabývá nejvyšší hustoty v dané fázi (pro vodu tedy již zmíněná hustota $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Vzhledem k tomu, že kapaliny proudí potrubním systémem, tedy zcela uzavřeným kanálem, musíme zejména u topných a chladících soustav reflektovat faktor objemové roztažnosti čerpaných kapalin a takovéto soustavy vybavit expanzními nádobami, které poskytují prostor pro změnu objemu kapaliny a zabraňují tak roztrhnutí potrubního systému vlivem tepelné roztažnosti média. Dále musíme zohlednit nezanedbatelnou interakci kapaliny se stěnami potrubí, již jsme se prakticky věnovali v kapitole Ztráty v potrubním systému. V rámci stanovení ztrát při průtoku kapaliny potrubním systémem jsme pracovali s pojmem kinematické viskozity, kterou lze vyjádřit jako (5-2).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (5-2)$$

Kinematickou viskozitu lze tedy chápat jako podíl viskozity dynamické (μ) a hustoty kapaliny (ρ). Dynamická viskozita μ potom představuje konstantu úměrnosti tečného napětí τ a gradientu rychlosti dc/dy mezi sousedními molekulárními vrstvami kapaliny pohybující se rychlostmi c a $c + dc$ (situace znázorněna na Obr. 5-1), kdy do horizontální osy c můžeme umístit jednu ze stěn potrubí (uvažujeme-li řez potrubím), na níž kapalina ulpívá, a tudíž v místě kontaktu kapaliny se stěnou pozorujeme nulovou rychlost kapaliny.



Obr. 5-1 Znáznornění dynamické viskozity a tečného napětí

S rostoucí vzdáleností od stěny potom narůstá i rychlost elementární vrstvy molekul tvořících kapalinu, jež při posunu působí na okolí silou v tečném směru. Tato síla potom přímo odpovídá zmíněnému tečnému napětí τ a vrcholy vektorů absolutních rychlostí molekulárních vrstev obkreslují rychlostní profil kapaliny v potrubí. Vzhledem k tomu, že pracujeme s kapalinou homogenní a standardně kapalinou newtonskou (tedy takovou, u které velikost μ nezávisí na gradientu rychlosti dc/dy [2]), platí Newtonův zákon vazkosti (5-3).

$$\tau = \mu \frac{dc}{dy} \quad (5-3)$$

Vazkost kapaliny se nejvíce uplatní právě při obtékání stěn, kde rychlostní gradient dosahuje nejvyšší hodnoty. Viskozita kapaliny (stejně jako hustota) závisí na stavových veličinách – teplotě (nepřímo úměrně) a tlaku (přímo úměrně). Viskozita kapaliny a její závislost na teplotě představuje zásadní faktor u soustav, v nichž je hnaným médiem olej. V takovýchto soustavách s poklesem teploty (a následným nárůstem viskozity média) dochází k výraznému nárůstu energetických potřeb. V případě vody sice studený systém taktéž pracuje s vyššími energetickými požadavky v důsledku navýšení viskozity, dominantní vliv na provoz má ale stále rychlost proudění průtočnými prostory (viz Reynoldsovo kritérium). [2]

Na fyzikální vlastnosti čerpané kapaliny (příp. tekutiny) může být samozřejmě vázána i funkce technologie, kterou čerpací systém zajišťuje. Za takovou typickou funkci lze považovat dopravu tepla, kde teplotním médiem je přímo voda (pro tyto účely využívána v kapalném i plynném skupenství). V případě přepravy tepla nepřekvapí, že základní zkoumanou vlastností média představuje jeho tepelná kapacita (s ohledem na mechanické vlastnosti média a možnosti technické realizace jeho dopravy). Dopravovaná kapalina ale může plnit i funkci mazací, kdy jako zásadní figuruje schopnost zachování viskozity kapaliny na širokém rozsahu teplot. Společně s vlastnostmi fyzikálními nutno v neposlední řadě zahrnout do návrhu čerpací soustavy i vlastnosti chemické (materiál potrubí a hydraulického stroje).

5.1 Kavítace

Kavítace (pro naše účely označení hydrodynamického kavitačního opotřebení, tj. kavítace v proudící kapalině) představuje jeden z erozivních dějů zprostředkovaných kapalinami, jež se mohou projevit v celé hydraulické soustavě. Typicky lze ale kavitační opotřebení sledovat na lopatkách odstředivých čerpadel, kde se projevuje jako houbovitě rozrušení povrchu (mj. usnadňuje uplatnění dalších korozních mechanismů – např. elektrochemickou korozi). Kavítací rozumíme vznik kavitačních bublinek a jejich následného zhroucení implozí. V prvním kroku dochází k lokálnímu snížení tlaku p v kapalině pod úroveň tlaku nasycených par p_v při teplotě proudící kapaliny. Fakticky tak dochází k varu kapaliny v místě nižšího tlaku, přičemž vzniklé bubliny nasycených par postupují soustavou do místa s tlakem vyšším, kde nastává již zmíněné zhroucení těchto bublin (rychlá kondenzace plynného objemu bubliny). Právě kolaps bublinek na straně vyššího tlaku soustavy způsobuje specifický zvukový efekt doprovázející poškození lopatek čerpadla. [2] [3]

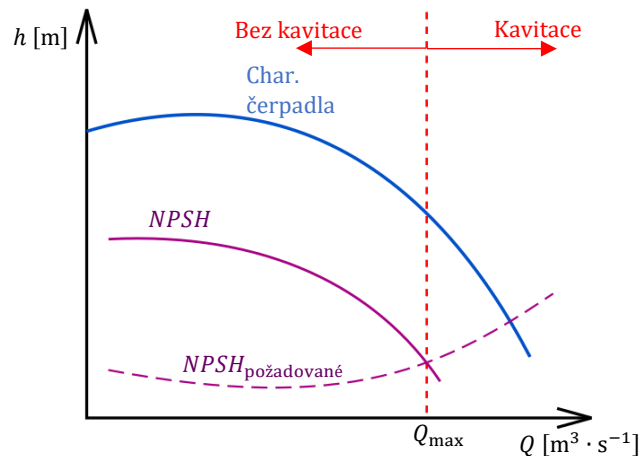
Vznik a projevy kavitačního opotřebení jsou specifické pro různé druhy kapalin. Zásadní vliv na utvoření (a následné zhroucení) kavitačních bublin má povrchové napětí σ čerpané

kapaliny. Další faktor, usnadňující vznik kavitace, představuje zanesení nehomogenit do kapaliny. Uvedené nehomogenity mohou být přímo charakteru znečištění pevnými částicemi nebo rozpuštěným plynem. V obou případech ale poslouží jako prostředek pro vznik kavitace prostřednictvím tzv. kavitačního jádra, snižujícího tahovou pevnost kapaliny, což vede ke vzniku diskontinuity v kapalině. [2]

Chceme-li kavitaci v soustavě zabránit, musíme docílit toho, aby tlak ve všech částech čerpací soustavy zůstal nad úrovní tlaku nasycených par čerpané kapaliny při dané teplotě (musí tedy platit $p > p_v$). Pro posouzení vzniku kavitace definujeme tzv. *čistou pozitivní sací výšku (NPSH)* definovanou dle vztahu (5-4).

$$NPSH = \left(\frac{p}{g \cdot \rho} + \frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{g} \right)_{\text{vstup}} - \frac{p_v}{g \cdot \rho} \quad (5-4)$$

Výpočet *NPSH* podřizujeme faktu, že nejjednodušší měření tlaku p standardně bývá na vstupu čerpadla, kde měříme i střední rychlost proudění c čerpané kapaliny o hustotě ρ . *Čistá pozitivní sací výška* tak odpovídá rezervě „...absolutní hodnoty celkové dopravní výšky nad dopravní výškou ekvivalentní tlaku nasycených par kapaliny při příslušné teplotě, uvažované vzhledem ke vztažené rovině pro určení *NPSH*“ [5]. Výrobce čerpadla provádí v kontrolovaném prostředí analýzu vzniku kavitace pro různé objemové průtoky a velikosti tlaku na vstupu čerpadla. Pozoruje-li výrobce vznik kavitace, stanoví hodnotu *NPSH* a měření opakuje pro další parametry. Ze zjištěných hodnot *NPSH*, při nichž došlo ke kavitaci, sestavuje výrobce křivku minimálního požadovaného *NPSH* ($NPSH_{\text{požadované}}$). Stanovíme-li nyní *NPSH* přímo v naší aplikaci čerpadla (resp. dle návrhových hodnot aplikace) pro různé objemové toky (rychlosti proudění) čerpané kapaliny, můžeme určit pásmo, v němž bude ke kavitaci na zařízení docházet (*NPSH* klesne pod $NPSH_{\text{požadované}}$). Na základě uvedeného pásma omezíme pracovní oblast čerpadla. Vyneseme-li pracovní charakteristiku čerpadla ve výškovém tvaru, můžeme do této charakteristiky doplnit i zmiňované *NPSH*, čímž získáme Obr. 5-2.



Obr. 5-2 Charakteristika čerpadla s vyznačením kavitačního pásma na základě *NPSH*

Z výše popsané charakteristiky tak vidíme, jaký maximální objemový tok (Q_{max}) kapaliny může soustavou protékat, aniž by ke kavitaci na zařízení došlo. Nutno podotknout, že hodnota *NPSH* závisí na teplotě (kvůli teplotní závislosti tlaku nasycených par p_v) a konkrétním druhu kapaliny, neboť funkce $p_v = f(\vartheta)$ je pro každou kapalinu charakteristická. [3]

V případě, že se kavitační opotřebení nepodařilo eliminovat, existují dodatečná technická opatření, jimiž se lze kavitaci v provozované soustavě bránit. Obecně platí, že vznik kavitace podporují dlouhá sací potrubí, resp. vysoké ztráty v sacím potrubí (tj. kolena, zúžení apod.), proto je vhodné sací část potrubního systému volit krátkou s dostatečným průtočným průřezem. Chceme-li se při detekci kavitace na provozovaném zařízení vyhnout kompletní rekonstrukci soustavy, doporučuje se v první řadě zvážit možnosti změny režimu provozu čerpadla (typicky snížení otáček čerpadla a zvýšení minimální hladiny napájecí nádrže). Další alternativy

představují změna umístění stroje vůči hladině napájecí nádrže a úprava tvaru sacího potrubí (tak, aby došlo ke snížení vtokové rychlosti kapaliny do čerpadla). V neposlední řadě můžeme změnit oběžné kolo čerpadla. Přímočaře lze stávající oběžné kolo čerpadla nahradit kolem z kavitace odolnějšího materiálu nebo čerpadlo vybavíme oběžným kolem s vhodnější geometrií lopatek. Posuzování vhodnosti geometrie lopatek oběžného kola z hlediska kavitace a zachování podobných parametrů čerpadla jako ve výchozí aplikaci potom představuje zcela nový problém přesahující rámec této práce. U odstředivých čerpadel lze ještě navíc docílit navýšení tlaku kapaliny vstupující do čerpadla zařazením doplňkového plnicího stupně v podobě pomocného oběžného kola (induceru). Inducery typicky nasazujeme v aplikacích, kdy čerpáme horké kapaliny a riziko vzniku kavitacních bublin tak vzniká i u vyšších tlaků vstupní kapaliny. Čerpadla, jejichž oběžná kola jsou vybavena inducerem potom posouvají průběh $NPSH_{\text{požadované}}$ směrem k nižším hodnotám dopravní výšky h (viz Obr. 5-2). [2]

Nutno podotknout, že ačkoliv kavitace představuje jev nepříznivý, který vede k urychlenému opotřebení prvků čerpacích soustav, existují případy, kdy čerpadlo provozujeme s mírně rozvinutou kavitací záměrně. Vzhledem k tomu, že při vzniku kavitace dochází k poklesu měrné energie čerpadla, lze kavitace využít jako velmi jednoduché metody samoregulace výkonu čerpadla. S uvedeným způsobem regulace se můžeme setkat u malých odstředivých čerpadel kondenzátu parních elektráren. [2]

5.2 Hydrodynamický ráz

Potrubní systém složený z pružných trubic a aktivního energetického prvku (čerpadla) plněný čerpanou kapalinou představuje ideální prostředí pro šíření rychlých tlakových změn v kapalině a vibrací vznikajících v důsledku s provozu čerpadla. Hydrodynamickým rázem rozumíme standardně stav, kdy vlivem náhlé změny hydraulického odporu (typicky v místě ventilu) a vlivem stlačitelnosti kapaliny dojde k tvorbě dvou tlakových vln, přičemž za ventilem (ve směru rychlosti proudění kapaliny) nastává pokles tlaku, a naopak, před ventilem pozorujeme přetlak. Obě tlakové vlny se poté začínají šířit potrubním systémem v závislosti na výchozích tlakových a teplotních podmínkách v soustavě. Rychlost šíření tlakových vln c potom odpovídá rychlosti šíření zvuku v daném prostředí (kapalina v pružném potrubí) a lze ji stanovit ze vztahu (5-5) [2] [6]

$$c = \frac{c_{zv}}{\sqrt{1 + \frac{d}{s} \cdot \frac{E_k}{E}}} \quad (5-5)$$

kde c_{zv} odpovídá maximální možné rychlosti šíření tlakové vlny (tj. rychlosti šíření zvuku) v kapalině o dané teplotě a nekonečném objemu, tedy bez tlumení způsobeného uzavřením objemu kapaliny do nádoby. Uvažujeme-li kapalinu proudící potrubím, dochází k omezení rychlosti šíření tlakové vlny právě vlivem rozměrů potrubí (d odpovídá vnějšímu průměru potrubí a s jeho tloušťce) a poměrem modulu pružnosti kapaliny E_k vůči modulu pružnosti materiálu potrubí E (závislost rychlosti šíření zvuku ve vodě pro různé materiály a rozměry potrubí zachycuje Obr. B-1). [2]

Tlakové vlny v potrubním systému mohou být generovány ale i při chodu (nebo u rozběhu a doběhu) čerpadla, případně vznikají při regulačních zásazích realizovaných na čerpadle. Důsledkem šíření hydrodynamických rázů jsou potom oscilace hlavních parametrů soustavy (Q a Y) a doprovodné akustické projevy. Přetlaková vlna dále potrubí mechanicky namáhá a podtlaková vlna na druhé straně může vytvořit příznivé podmínky pro vznik kavitace. [2]

Předpokládáme-li potrubí o délce l , v němž se tlakové vlny šíří rychlostí c , můžeme stanovit periodu tlakového pulzu, resp. jeho frekvenci jako (5-6)

$$f_v = \frac{c}{4 \cdot l} \quad (5-6)$$

přičemž frekvence f_v představuje frekvenci vlastních kmitů soustavy potrubí s kapalinou. V případě, že se frekvence tlakových pulzů generovaných čerpadlem (budících kmitů) přiblíží hodnotě frekvence vlastních kmitů potrubí, vzniká riziko rezonance. Frekvence budících kmitů odpovídá (5-7).

$$f_b = k \cdot n, \quad (5-7)$$

kde konstanta k charakterizuje počet oběžných kol a lopatek čerpadla, n potom značí okamžité otáčky čerpadla. Při splnění podmínky $f_v = f_b$ nastává rezonance, tedy maximalizace amplitudy tlakových vln v potrubním systému, jež v krajním případě může vyústit v destrukci zařízení (narušení těsnosti potrubí). V případě, že riziko rezonance v soustavě existuje, musíme zabránit jejímu vzniku. Toho lze přímočaře docílit na straně čerpadla, kdy jej přestaneme provozovat při otáčkách odpovídajících budící frekvenci vyvolávající rezonanci. Další možnosti narušení zmíněné frekvenční rovnosti představují zařazení tlumících prvků do potrubní soustavy, jež povedou ke změně disipace mechanické energie v potrubní soustavě (prakticky se jedná o specifické navýšení hydraulického odporu), využití plynového akumulátoru (tlakové expanzní nádoby) nebo dynamického tlumiče. [2] [6]

Naladění čerpací soustavy mimo rezonanční pásmo lze obecně považovat za složitý problém, neboť rezonanční frekvence závisí na řadě v čase proměnných parametrů (např. teplotě kapaliny) a na vznik možných tlakových pulzací je vhodné pamatovat již v projekční fázi čerpacího systému (existují samozřejmě i takové soustavy, u nichž jsou f_b a f_v natolik vzdálené, že žádné problémy nevznikají). Maximálního omezení hydrodynamického rázu lze potom dosáhnout kombinací tlumících prvků a řízením čerpadla. Na druhou stranu lze tlakových pulzací využít i v diagnostice čerpacích systémů, kdy opakující se nestabilita tlaku bývá důsledek zavzdušnění soustavy. [2] [6]

KAPITOLA 6: ENERGETICKÉ HODNOCENÍ SYSTÉMU S ČERPADLY

Mezinárodním standardem pro organizaci a sběr dat analyzovaného čerpacího systémů je norma ČSN EN ISO 14414 – *Energetické hodnocení systému čerpadla*. Metodika uvedená v této normě se vztahuje na otevřené i uzavřené čerpací systémy (z hlediska oběhu vody), jejichž čerpadla poháníme elektrickým pohonem. Popisované normativní hodnocení lze ale aplikovat i na jiné druhy pohonných jednotek, např. parní turbíny. Veličiny charakterizující čerpací soustavy kapalin a jejich definice můžeme dohledat v příslušných částí normy ČSN EN ISO 17769 – *Obecné termíny, definice, veličiny, písemný značky a jednotky*. V kontextu energetického hodnocení čerpacích systémů ale nemusíme kompletní, normou specifikovanou, terminologii přebírat a zaměříme se pouze na vybrané definice, jež pro energetické hodnocení využijeme. Dále je nutné si uvědomit, že výchozí norma ČSN EN ISO 14414 nepopisuje, jakým způsobem návrh čerpacího systému realizovat (přestože získaná data se nabízí pro návrh využít) ani jak konkrétně parametry nutné pro dokončení energetického hodnocení měřit. Norma nicméně poskytuje seznam doporučených procedur a dokonce povoluje tvořit odhady veličin z geometrických rozměrů zkoumaného potrubí ze známých hodnot pro navazující potrubní úseky. Norma tak fakticky představuje postup pro sestavení zprávy o výsledcích energetického hodnocení, jejichž detailnost sama specifikuje.

V rámci ČSN EN ISO 14414 provádíme 3 úrovně energetického hodnocení, jež rozlišujeme dle kvality a kvantity informací o čerpacím systému. Každé realizované energetické hodnocení lze obecně rozdělit do několika kroků. Výchozí bod spočívá ve stanovení hranic energeticky hodnocené soustavy a revizi informací, které pro námi vymezenou soustavu máme k dispozici. Základní soubor známých údajů totiž budeme rozšiřovat o data získaná energetickým hodnocením. Hned tento první krok může být relativně obtížně uskutečnitelný u větších technologických celků, kde dochází k většímu množství interakcí soustavy s okolím (např. ve smyslu výměny energie). Mimo prostorové vymezení soustavy nesmíme opomenout na korektní určení časového rámce hodnocení, jenž typicky souvisí se záměrem zkoumat materiálovou degradaci užitých komponent (a projev této degradace do provozních podmínek). V dalším kroku je vhodné ověřit funkčnost a spolehlivost měřicích zařízení, jež během energetického hodnocení použijeme. Data získaná měřením musíme posléze analyzovat a výsledky analýzy správně reprezentovat. Norma ČSN EN ISO 14414 k uvedené analýze přikládá řadu doporučení, výsledkem analýzy by ale měly být grafy rozsahů pracovních bodů potrubního systém, tedy závislosti $Y = f(Q)$ pro průniky pracovního bodu čerpadla s potrubní charakteristikou a charakteristika čerpadla samotného $Y = f(Q)$, rozšířená o závislost účinnosti na průtoku čerpadlem ($\eta = f(Q)$) a zohledněním spolehlivosti pro různé velikosti průtoku Q . K výsledným grafickým analýzám pracovního rozsahu potom snadno můžeme doplnit ukazatele ekonomiky provozu (náklady na el. energii spotřebovanou čerpadly, odhad servisních nákladů apod.), kvůli kterým vlastně celkové energetické hodnocení čerpacího systému děláme. Nakonec se doporučuje věnovat čas zohlednění nestandardních specifik hodnocené technologie a jejich vlivům na provoz systému s čerpadly. [7]

6.1 Úrovně energetického hodnocení

Jak již bylo zmíněno, z hlediska objemu informací o čerpacím systému a účelu prováděné akce můžeme na základně normy ČSN EN ISO 14414 realizovat tři úrovně energetického hodnocení. První úroveň hodnocení je kvalitativní analýza s možným zahrnutím kvantitativních informací o čerpacím systému. Hlavní cíl takového energetického hodnocení spočívá ve stanovení energeticko-ekonomických úsporných opatřeních pro zkoumaný systém a z hlediska provozu případných kritických prvků systému. Na počátku první úrovně hodnocení dochází k předpřípravě v podobě mapování čerpacího systému. Během předpřípravy kategorizujeme pohony čerpadel dle velikostí, provozních hodin a odhadovaných energetických nákladů (tj. podle výkonu). V dalším kroku předpřípravy analyzujeme jednotlivé hydraulické komponenty čerpacího systému. Mezi takové komponenty řadíme odstředivá čerpadla a ventily potrubní soustavy. Hlavní pozornost přitom věnujeme místům s potenciálními poruchami těsnosti, na nichž typicky dochází k nežádoucímu výraznému poklesu tlaku v soustavě. Jedná se zejména o škrťací ventily a napojení obtokových potrubí. Po dokončení uvedené předpřípravy označíme

komponenty, u nichž můžeme předpokládat, že jejich výměnou snížíme provozní náklady čerpacího systému. [7]

Druhá úroveň energetického hodnocení již zahrnutí kvantitativní analýzy čerpacího systému vyžaduje. Druhou úroveň energetického hodnocení uskutečňujeme pro jeden pracovní bod čerpací soustavy, kdy předpokládáme, že pracovní charakteristika setrvává dlouhodobě neměnná (případně se mění minimálně). Tomuto předpokladu také přizpůsobíme rozsah a přesnost prováděných měření, která typicky nebývají časově náročná. Vedle činností prováděných na první úrovni energetického hodnocení zařadíme do druhé úrovně detailnější analýzu stavu čerpací soustavy. Pozornost tak musíme věnovat celkové kondici čerpací soustavy, o níž v první řadě vypovídají nestandardní akustické projevy provozu, vibrace, koroze potrubí a degradace těsnících prvků. U soustav s paralelně pracujícími čerpadly a s proměnným tokem zkoumáme, zda nabíhání čerpadel reflektuje skutečnou dynamiku změn v kapalině. Kontrolujeme tak, zda vždy dosahujeme požadovaných hydraulických parametrů v soustavě a zda během provozu nedochází na čerpadlech ke kavitaci. Poté můžeme přejít k samotnému měření a vyhodnocení provozu čerpací soustavy ve specifikovaném pracovním bodě. Po vyhodnocení měření lze uskutečnit návrh na zlepšení hospodárnosti provozu čerpacího systému, který podložíme konkrétní kalkulací. [7]

Třetí a poslední úroveň energetického hodnocení aplikujeme na čerpací systémy, jejichž provozní podmínky se v čase výrazněji mění. Ke změnám může docházet na krátkých časových intervalech, kdy např. napájená technologie vyžaduje značně variabilní průtok. Hodnocení třetí úrovně ale poslouží i u čerpacích systému, jejichž pracovní bod lze považovat za stabilní a analýzu provádíme na dlouhém časovém intervalu, typicky za účelem pozorování stárnutí soustavy a identifikaci dlouhodobě problematických komponent. Z hlediska prováděných činností tak energetické hodnocení třetí úrovně odpovídá hodnocení úrovně druhé, s tím, že zaznamenáváme větší množství dat (standardně automatizovaně) s vyšší přesností. Výsledkem třetí úrovně hodnocení tak není pouze návrh změn na zlepšení ekonomiky provozu čerpacího systému pro konkrétní pracovní bod, ale komplexní soubor kroků, jejichž dodržení můžeme zlepšit i celkovou spolehlivost soustavy (navýšení MTBF používaných prvků). [7]

Pro hodnocení na všech úrovních požadujeme vždy minimálně seznam prvků vstupujících do předpřípravy mapování čerpacího systému. Požadujeme tak soupis použitých čerpadel s jejich štítkovými údaji (včetně pohonných jednotek, standardně AM), druh čerpaného média, umístění čerpadel v rámci čerpacího systému, roční provozní hodiny (příp. procentuální využití během roku) a způsob řízení průtoku (škrčení, obtok, otáčky resp. VSD). U energetického hodnocení druhé úrovně potřebujeme znát pracovní parametry soustavy (průtok, případné kolísání průtoku a tlak), charakteristiky čerpadel, pracovní bod (na nějž byl čerpací systém navržen) a okamžitý stav soustavy z hlediska kavitace (na čerpadlech nebo v celém systému). Dále musíme získat dodatečné provozní informace jako stupeň a cenu údržby, procesní diagramy a charakteristiky jiných zařízení připojených do soustavy. Na třetí úrovni energetického hodnocení rozšíříme seznam požadavků druhé úrovně o diagramy zaznamenávající dobu, po kterou se sledované parametry čerpacího systému nacházejí mimo povolený rozsah a histogramy sledovaných veličin (toku, výkonu čerpadel, poloh ventilů, případně dalších veličin) pro navolené časové intervaly. [7]

6.2 Základní parametry energetického hodnocení

Parametry normativního energetického hodnocení čerpacích systémů přirozeně vychází z fyzikální podstaty veličin, jež byly představeny v rámci předchozích kapitol při popisu hydraulických soustav. Tato kapitola tak slouží pouze pro unifikaci nejdůležitější terminologie a představení definic dříve zmíněných veličin normou ČSN EN ISO 14414.

Výchozí pojem, s nímž norma v rámci energetického hodnocení čerpacího systému pracuje je *specifická spotřebovaná energie*. *Specifickou spotřebovanou energií* míníme množství energie, které musíme do soustavy dodat, abychom dopravili definované množství kapaliny (1 m^3) uvažovaným systémem. V podstatě se jedná o zavedenou celkovou měrnou energii Y vztaženou na objemovou jednotku a navýšenou o ztráty na hydraulickém stroji a pohonu. Norma definuje specifickou spotřebovanou energii E_s dle přivedeného výkonu P_{in} a objemového průtoku Q , přičemž platí rovnice (6-1)

$$E_s = \frac{P_{in}}{Q} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H \cdot g}{Q \cdot \eta_{drive} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{pump}} = \frac{\rho \cdot H \cdot g}{\eta_{drive} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{pump}}, \quad (6-1)$$

kde H odpovídá dopravní výšce v soustavě (s pomocí celkové měrné energie vyjádřeno jako Y/g). Součinem $\eta_{drive} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{pump}$ rozumíme celkovou účinnost přeměny výkonu přivedeného (např. elektrického) na výkon hydraulický. Uvedená celková účinnost navíc není konstantní pro celý pracovní rozsah, ale mění se s pracovním bodem a pro stanovení *specifické spotřebované energie* na třetí úrovni energetického hodnocení tak musíme znát doby setrvání soustavy v jednotlivých pracovních bodech (až poté lze totiž tvořit relevantní kalkulaci provozních nákladů). [7]

Pro potřeby kvantifikace neefektivnosti čerpacího systému pracuje norma s pojmem *parazitního výkonu*. Nalezení minima *parazitního výkonu* představuje základní optimalizační úlohu v procesu energetického hodnocení, jejíž řešení vede k prvotnímu návrhu úsporných opatření. Norma definuje *parazitní výkon* s pomocí výkonu hydraulického, přičemž hydraulický výkon P'_h stanovuje dle rovnice (6-2), neboť v rámci normy považujeme jednotku průtoku za $[Q'] = m^3 \cdot hod^{-1}$ a jednotku výkonu za $[P'_h] = kW$.

$$P'_h = \frac{\rho \cdot Q' \cdot H \cdot g}{3,6 \cdot 10^6} \quad (6-2)$$

S pomocí hydraulického výkonu P_h vyjádříme výkon přivedený na hřídel čerpadla P_a , takže musí platit (6-3)

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_{pump}}, \quad (6-3)$$

kde η_{pump} odpovídá účinnosti čerpadla. Část výkonu přivedeného na hřídel čerpadla, jež se nepřemění na výkon hydraulický, potom přímo odpovídá hledanému *výkonu parazitnímu*. S pomocí uvedené účinnosti tak *parazitní výkon* P_p norma zavádí jako (6-4).

$$P_p = (1 - \eta_{pump}) \cdot P_a \quad (6-4)$$

Je tedy zjevné, že s vyšší účinností čerpadla klesá *parazitní výkon*. Nižší P_p můžeme ztotožnit i s očekáváním delší doby životnosti čerpadla a navýšením MTBF čerpadla. [7]

KAPITOLA 7: DIDAKTICKÝ MODEL ČERPACÍ SOUSTAVY

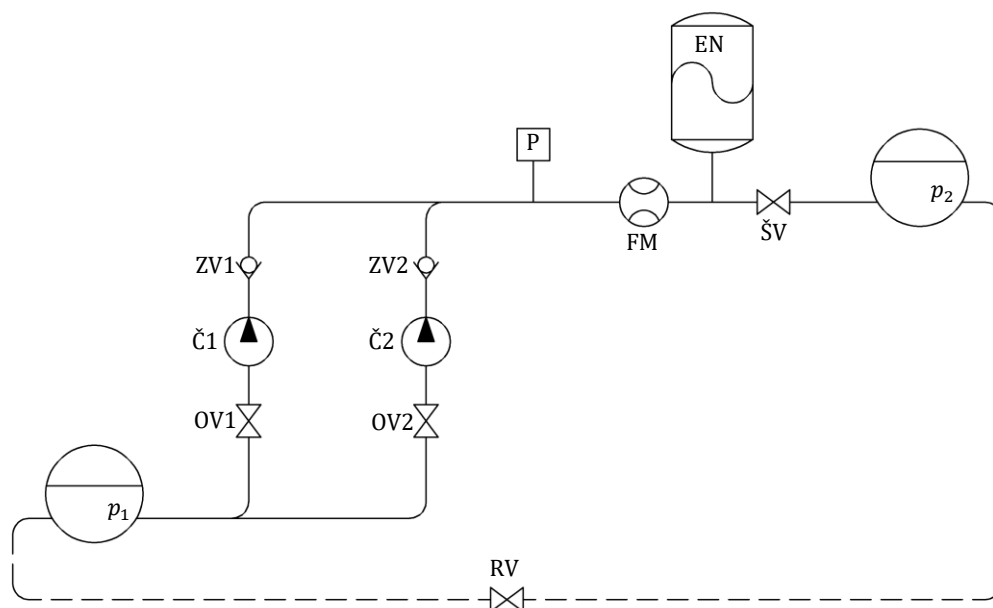
V rámci diplomové práce pracujeme s fyzikálním didaktickým modelem čerpací soustavy, na němž lze demonstrovat implementaci řízení čerpadel a funkci nadřazených optimalizačních procesů. Model se skládá ze tří základních celků. První část představuje samotná potrubní soustava, za druhou samostatnou komponentu lze považovat trojici paralelně spojených odstředivých čerpadel hnaných asynchronními motory a jako poslední funkční celek vystupuje dvojice frekvenčních měničů ATV 630 od společnosti Schneider Electric. Frekvenční měniče přitom přímo zajišťují napájení a řízení asynchronních motorů pro účely aplikace s čerpadly. Frekvenční měniče jsou umístěny v rozvaděči společně s několika skupinami stykačů, pomocí nichž lze s jistým omezením manuálně volit, jaký z trojice motorů bude z konkrétního měniče napájen, čímž můžeme docílit hned několika uspořádání řízení (více v Další realizovatelné struktury řízení). V modelovém potrubí čerpáme roztok vody s etylenglykolem (resp. s nemrznoucí směsí do chladičů G12), jenž funguje jako inhibitor koroze navyšující pH, kdy s klesající kyselostí klesá i četnost elektrochemických korozních dějů.

Uvedená trojice čerpadel je tvořena zařízeními shodných typů (tedy monoblokovými odstředivými čerpadly výrobce Calpeda, model NM4 25/200B/A, charakteristiky Obr. B-2 a Obr. B-3), jejichž štítkové údaje odpovídají Tab. B-1 (statorová vinutí asynchronních motorů zapojena do Y). Pomocí známých charakteristik a štítkových údajů čerpadel totiž parametrizujeme již zmíněné frekvenční měniče Altivar ATV 630 (štítek měniče obsahuje Tab. B-2). Měnič je navíc schopen s pomocí funkce autotune stanovit z frekvenční odezvy stroje statorový odpor a rozptylovou indukčnost, dále magnetizační proud a časovou konstantu rotoru. Další díly didaktického modelu čerpací soustavy (zejména její potrubní části) budou představeny v následujících kapitolách.

7.1 Topologie didaktického modelu

Přestože didaktický model fyzicky obsahuje celkem tři čerpadla, pro potřeby diplomové práce budeme používat pouze dvě, neboť k dispozici máme dva měniče a každé z čerpadel chceme z frekvenčního měniče napájet (tj. oběma čerpadlům řídíme otáčky). Vzhledem k tomu, že nevyužíváme veškeré prvky didaktického modelu, které fyzicky sestava obsahuje, vytvoříme pro názornost náhradní uspořádání didaktického modelu (Obr. 7-1). Uvedené uspořádání tak reflektuje ideu řízení otáček pouze dvou čerpadel a zanedbává větev potrubního systému, kde je reálně umístěno čerpadlo třetí. Další odklon od fyzické podoby spočívá ve vyobrazení dvou nádob, kdy nádoba naplněná kapalinou o tlaku p_1 reprezentuje napájecí zdroj celé technologie a nádoba s kapalinou o tlaku p_2 představuje akumulaci schopnost sběrače (masivnější armatury umožňující připojení dalších prvků potrubní soustavy), na něž připojujeme výtlačný řad čerpadel.

Uvedený akumulaci prvek společně se škrťacím ventilem (ŠV) dále simuluje odběr vodovodního řadu (napájené technologie), přičemž s pomocí škrťacího ventilu manuálně upravujeme celkový hydrodynamický odpor systému, resp. hlavní parametry soustavy (průtok a měrnou energii, resp. tlak ve výtlačku). Uzavíráním škrťacího ventilu tedy roste hydrodynamický odpor ve výtlačném řadu a klesá průtok (za současného nárustu tlaku před ŠV, není-li systém regulován), což odpovídá provozu soustavy s nízkým odběrem kapaliny. Fyzicky ale model představuje potrubí s uzavřeným oběhem a reálně disponuje jediným zásobníkem vody. Uvedený fakt zohledňujeme zařazením náhradního spojení zmíněných nádob přes redukční ventil (RV).



Obr. 7-1 Ekvivalentní uspořádání didaktického modelu

Ve výtlačném řadu čerpadel měříme okamžitý průtok soustavou digitálním průtokoměrem (FM) a tlak v soustavě s pomocí tlakového senzoru (P). Výtlačný řad dále dovybavujeme expanzní nádobou (EN), jež tlumí hydrodynamické rázy a zároveň umožňuje stabilizaci tlaku při vypnutí čerpadel (a zavření ŠV). Čerpadla potom napojujeme na napájecí nádobu, přičemž každé z čerpadel umísťujeme do vlastní větve, která kromě čerpadla obsahuje oddělovací ventil (OV) a zpětný ventil (ZV). Oddělovací ventil slouží k odpojení čerpadlové větve ze soustavy, v případě, že některé z čerpadel neplánujeme používat (ventil je tedy uzavřen u třetího čerpadla, jež tak v nákresu ani nefiguruje). Alternativně bychom zmíněný ventil mohli použít u hnaného čerpadla (v tomto případě Č1 nebo Č2), čímž bychom realizovali škrčení v sacím řadu se všemi důsledky z toho plynoucími. Funkci zpětných ventilů (ZV) jsme potom vysvětlili v kapitole Řazení čerpadel.

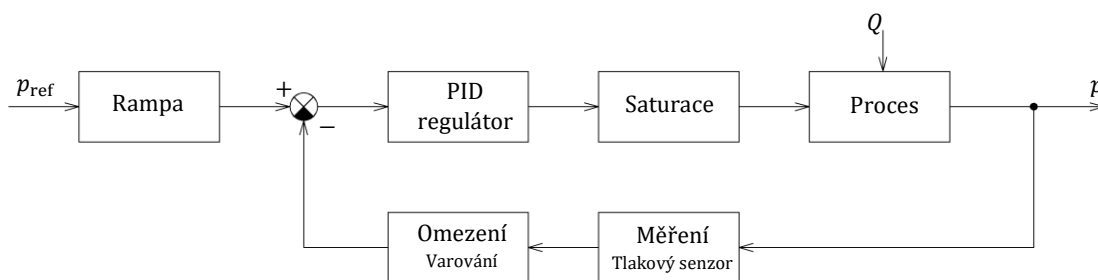
V případě, že bychom chtěli k popisu didaktického modelu přistupovat zcela korektně, museli bychom dále analyzovat měrné ztráty potrubí, resp. hydrodynamický odpor soustavy. Vzhledem ke značnému množství prvků potrubní soustavy (ventilů) ale tento krok přeskočíme, neboť uvedené ventily tvoří z hlediska měrných ztrát velmi variabilní členy a modelová potrubní soustava je značně kompaktní, takže např. potrubí zmiňovaných čerpadlových větví tvoří prakticky výhradně komponenty OV a ZV. Obdobná situace v kontextu množství použitých hydraulických prvků nastává i ve výtlačném řadu, z čehož vyplývá, že analýzu měrných ztrát (z hlediska měření) můžeme realizovat pouze na přímých ocelových sacích potrubích spojujících napájecí nádobu s jednotlivými čerpadly, resp. s čerpadlům předřazeným ventilům OV. Další místo, kde bychom měrné ztráty mohli snadno výpočetně určovat se potom nachází za škrťacím ventilem (ŠV), kde se uzavírá oběh kapaliny do napájecí nádoby. Uvedené místo ale není z hlediska určování měrné energie soustavy podstatné. Aplikace navíc demonstruje systém, jehož primárním účelem je doprava kapaliny v relativně širokém rozsahu průtoků a nevyžaduje nikterak přesné dimenzování čerpadel, proto můžeme konstatovat, že stanovení měrných ztrát představuje krok, který si můžeme dovolit vypustit.

Závěrem k uspořádání modelového systému nutno podotknout, že zejména díky malým rozměrům potrubní soustavy nehrozí během standardního provozu čerpadel vznik rezonance a nemusíme tedy na pracovním rozsahu čerpadel zakazovat žádné z otáčkových pásem. Nelze však vyloučit, že bychom „vhodným“ seřízením regulátorů na frekvenčních měničích nemohli soustavu rozkmitat.

7.2 Struktura řízení

Již v předchozí odstavcích jsme nastínili, jakým způsobem probíhá řízení v rámci modelové čerpací soustavy. Hlavní účel regulovaných čerpadel spočívá v zajištění dostatečného objemového průtoku kapaliny odebírané technologií (příp. vodovodním řadem) za požadovaného tlaku. K vykrytí proměnného průtoku potom slouží dvojice řízených čerpadel, které pracují v tzv. booster režimu. Vzhledem k tomu, že maximálního požadovaného průtoku nemůže být dosaženo pouze jedním čerpadlem a minimální provozní průtok odpovídá hodnotě Q nižší, než je součet průtoků většího množství kontinuálně provozovaných paralelně řazených čerpadel (byť na minimálních otáčkách při požadovaném tlaku), musíme vedle otáčkového řízení těchto čerpadel zajistit i jejich připojování a odpojování ze soustavy. S popsanou funkcí čerpací techniky v booster režimu se typicky setkáváme u zařízení pro úpravu pitné vody a čerpadel zajišťujících napájení budov připojených k vodovodnímu řadu. Vedle požadavku na zajištění dostatečného průtoku při konstantním tlaku existuje i kritérium optimálního provozu čerpadel z hlediska jejich účinnosti a ekonomiky. [8]

Zmíněnou základní funkci booster režimu představuje stabilizace tlaku, na jejímž principu můžeme vystavět výchozí regulační schéma zaznamenané na Obr. 7-2. Hodnota tlaku, která musí být v soustavě udržována odpovídá p_{ref} . Při změně p_{ref} dochází ke generování nové žádané hodnoty po předem definované rampě (volitelné, lze vyřadit). Po odečtení regulované veličiny v podobě měřeného tlaku p ve zpětné vazbě standardně získáváme regulační odchylku pro PID regulátor, jenž generuje výstupní veličinu v podobě frekvence napájecího napětí se saturačními mezemi regulátoru (v našem případě odpovídá pracovní rozsah výstupní veličiny PID regulátoru 0 – 50 Hz). Nutno podotknout, že asynchronní motory mají vlastní spodní otáčkový limit (35 Hz) nastavený z důvodu zajištění minimálního průtoku čerpané kapaliny pro účinné chlazení stroje (reálně tak pracovní rozsah odpovídá frekvencím 35 – 50 Hz). [9]



Obr. 7-2 Základní regulační schéma

Frekvence žádaná PID regulátorem potom odpovídá vstupu akčního členu, jenž představuje součást technologického procesu, jehož výstup vnímáme jako tlak ve výtlačném řadu. Procesem tak rozumíme celek, na jehož počátku existuje akční člen v podobě frekvenčního měniče. Frekvenční měnič pak v případě základního regulačního schématu vnímáme jako zařízení se schopností vytvořit střídavé napájecí napětí zadané proměnné frekvence pro asynchronní motor ženoucí čerpadlo (opomineme-li fakt, že samotná regulace je realizována na HW frekvenčního měniče). V důsledku běhu čerpadla tak narůstá tlak p ve výtlačném řadu, přičemž v průběhu chodu čerpadla dochází k vesměs náhodným (v praxi do jisté míry očekávatelným) změnám průtoku Q , který z pohledu regulace můžeme považovat za poruchovou veličinu.

Měření tlaku a průtoku ve výtlačném řadu uskutečníme s pomocí dříve zmíněných zařízení – senzoru tlaku (P) a průtokoměru (FM). Obě z těchto zařízení tvoří na základě okamžitého stavu měřené veličiny proudový signál, jenž přivádíme na vybraný vstup frekvenčního měniče. Analogicky funguje i zadávání žádané hodnoty tlaku p_{ref} s pomocí potenciometru, jehož proudu na frekvenčním měniči přiřazujeme konkrétní velikost tlaku. Parametrizaci uvedených signálů přibližuje Tab. 7-1 (hodnoty nastavených veličiny uvedeny v jednotkách, s nimiž ATV 630 pracuje).

Veličina	Analogový vstup	I_{\min}	I_{\max}	$proces_{\min}$	$proces_{\max}$
p_{ref}	AI1	4 mA	20 mA	0 bar	2,0 bar
p	AI4	4 mA	20 mA	0 bar	2,5 bar
Q	AI5	4 mA	20 mA	$0 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	$20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

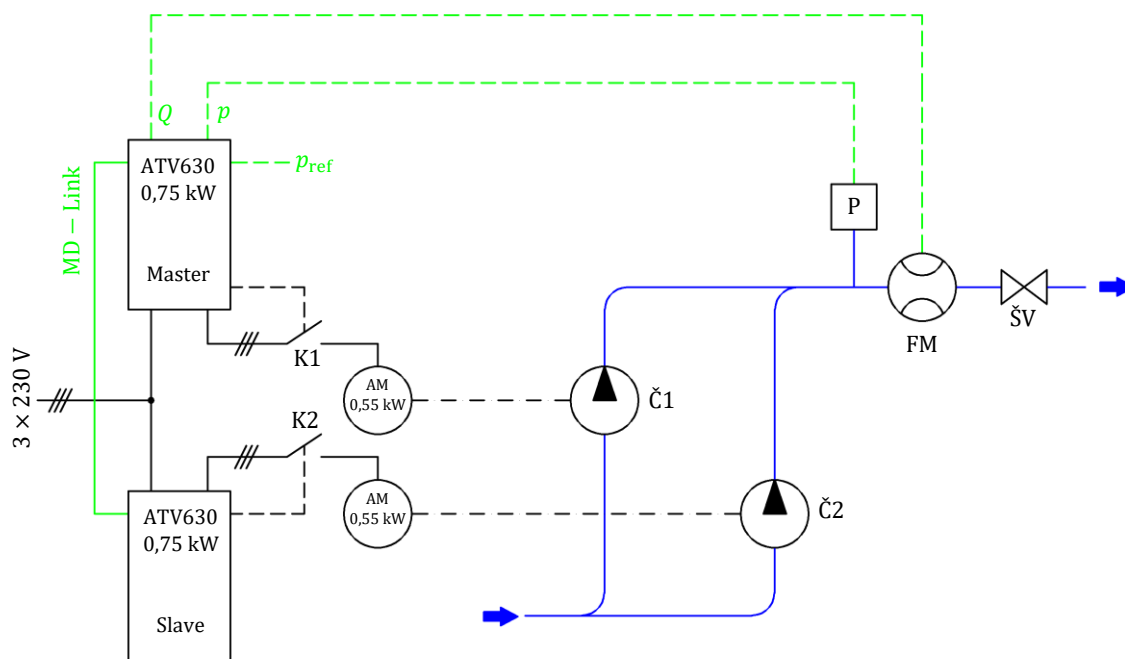
Tab. 7-1 Nastavení rozsahů analogových vstupů ATV 630

Vyčítaná data z tlakového senzoru navíc dále zpracováváme v rámci zpětné vazby, kdy nastavujeme horní a dolní limit tlaku pro realizovaný proces. Nepředpokládáme totiž (a ani předpokládat nemůžeme), že rozsah tlakového senzoru přesně odpovídá pracovnímu rozsahu tlaku v potrubní soustavě. Omezíme tak zpětnou vazbu námi stanoveným pracovním rozsahem a dále nakonfigurujeme hodnoty tlaků, při nichž řídicí systém vygeneruje upozornění, že se blížíme k jedné z krajních hodnot tlaku definovaných pro proces. Nastavení krajních hodnot tlaku našeho procesu a úrovní pro varování zaznamenává Tab. 7-2. Obdobné varování lze nastavit i pro samotnou regulační odchylku v případě, že přesáhne stanovenou mez.

Rozsah senzoru		Fyzikální rozsah soustavy		Úroveň varování	
p_{\min}	p_{\max}	p_{\min}	p_{\max}	p_{\min}	p_{\max}
0,0 bar	2,5 bar	0,4 bar	1,2 bar	0,5 bar	1,1 bar

Tab. 7-2 Nastavení omezení ve zpětné vazbě

Abychom mohli docílit vyšších průtoků, musíme definovat, při jaké hodnotě otáček prvního čerpadla budeme rozebíhat čerpadlo druhé. Na frekvenčním měniči zodpovědném za výše popsanou základní regulaci (označovaném jako Master) tak nastavíme frekvenci, při níž generujeme povel pro rozběh druhého čerpadla, jehož otáčky řídíme druhým frekvenčním měničem (ten se spouští po povelu od měniče Master a označujeme jej tedy jako Slave). V našem konkrétním případě máme k dispozici pouze jeden frekvenční měnič typu Slave, obecně ale v soustavě těchto zařízení může být více a po dosažení nastavené krajní hodnoty frekvence (otáček) na prvním Slave měniči, jakožto důsledku regulačního zásahu reagujícího na navýšení odebírané kapaliny z potrubního řadu, dojde ke spuštění dalšího pořadového Slave měniče (tj. dalšího plně říditelného čerpadla). V případě, že začne klesat průtok soustavou a pro zajištění dodávky kapaliny již není potřeba chod většího množství čerpadel, nastává postupné odpojování frekvenčních měničů ze soustavy, přičemž o vyřazení měniče se rozhoduje na základě poklesu průtoků (ne nárůstu tlaku v soustavě!), měřeného na průtokoměru (FM). Uvedený způsob řízení označujeme v rámci frekvenční měničů ATV 630 za Multiple Drives Master/Slave a jeho topologii zaznamenává Obr. 7-3 (čerpadla nejsou na schématu umístěna ve shodné geodetické výšce kvůli naznačení mechanické vazby s asynchronními motory). [8]



Obr. 7-3 Uspořádání Multiple Drives – Booster režim

Frekvenční měnič v roli Master rozhoduje o spuštění dalšího čerpadla v případě, že po dobu 10 s není v soustavě dosaženo požadovaného tlaku a napájecí frekvence čerpadla řízené z měniče Master dosahuje hodnoty $f = 48 \text{ Hz}$. Obdobně potom Master rozhoduje o vyřazení pomocného (Slave) čerpadla, dosahuje-li průtok maximálně $Q = 0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ opět alespoň po dobu 10 s. Oba frekvenční měniče spolu komunikují s pomocí komunikačního rozhraní MD-Link (MultiDrive-Link), jež zajišťuje zvláštní ethernetový modul, kterým jsou oba měniče dovybaveny. V případě výpadku komunikace mezi měniči Master/Slave nastává po nastaveném čase (timeout) chyba, na níž Slave měnič reaguje odstavením čerpadla po definované rampě. Alternativně lze při ztrátě komunikace nastavit, že chyba bude ignorována a Slave čerpadlo (čerpadla) udrží poslední známé požadované otáčky měničem Master. V obou uvedených případech ale nad čerpací soustavou ustává regulace.

Na úrovni měniče Master zároveň nastavujeme provozní cyklování čerpadel. V naší uvažované soustavě dochází k připojování čerpadel na základě motohodin. Má-li tak dojít k navýšení průtoku připojením čerpadla, prioritu dostane takové čerpadlo (motor), které disponuje nejnižším počtem motohodin (při poklesu průtoku se naopak odpojuje čerpadlo s nejvyšším počtem motohodin). Připojování (a odpojování) čerpadel k soustavě lze také konfigurovat jako FIFO nebo LIFO frontu s nastavitelným časem automatického prostrídávání čerpadel. Měniče v roli Slave nevyžadují z hlediska řízeného procesu jakoukoliv parametrizaci (řízení zajišťuje Master) a postačuje tedy těmto měničům definovat parametry motoru, které budou napájet. [9]

Označení zesílení složky	Velikost konstanty
K_P	1
K_I	1
K_D	0

Tab. 7-3 Nastavení regulátoru

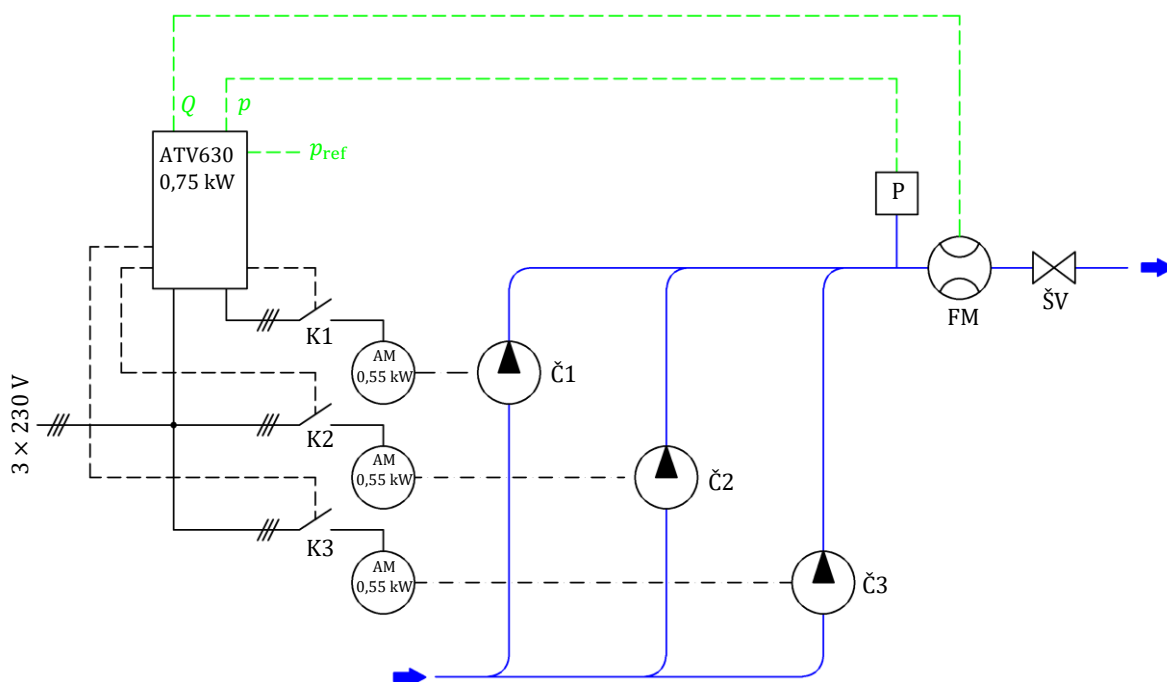
Tímto jsme popsali základní podobu řízení realizovanou v rámci didaktického modelu čerpací soustavy s nastavením parametrů nutných pro zajištění funkce čerpání v booster režimu. Pro úplnost zbývá dodat, že regulace na tlak jsme v našem konkrétním případě dosáhli PI regulátorem, jehož ladění odpovídá výchozím hodnotám přiřazeným SW SoMove používaným

pro konfiguraci frekvenčních měničů za použití PC a rozhraní Modbus TCP/IP. Zesílení jednotlivých složek regulátoru potom popisuje Tab. 7-3.

Experimentálně bylo ověřeno, že uvedené nastavení regulátoru v kontextu dynamických vlastností didaktického modelu zcela vyhovuje požadavkům na rychlost a kvalitu regulace (stabilizace tlaku bývá dosaženo v jednotkách sekund), tudíž netřeba z hlediska ladění regulátorů věnovat soustavě další pozornost. V případě, že bychom s odezvou systému přece jen nebyli spokojeni, můžeme na uvažovanou aplikaci nasadit jednu z metod univerzálního ladění PID regulátorů. Typicky bychom se snažili identifikovat systém aproximací přechodové charakteristiky zkoumané soustavy, přičemž konstanty regulátorů určíme aritmeticky dle aproximačního modelu (tzv. IMC λ ladění). [10]

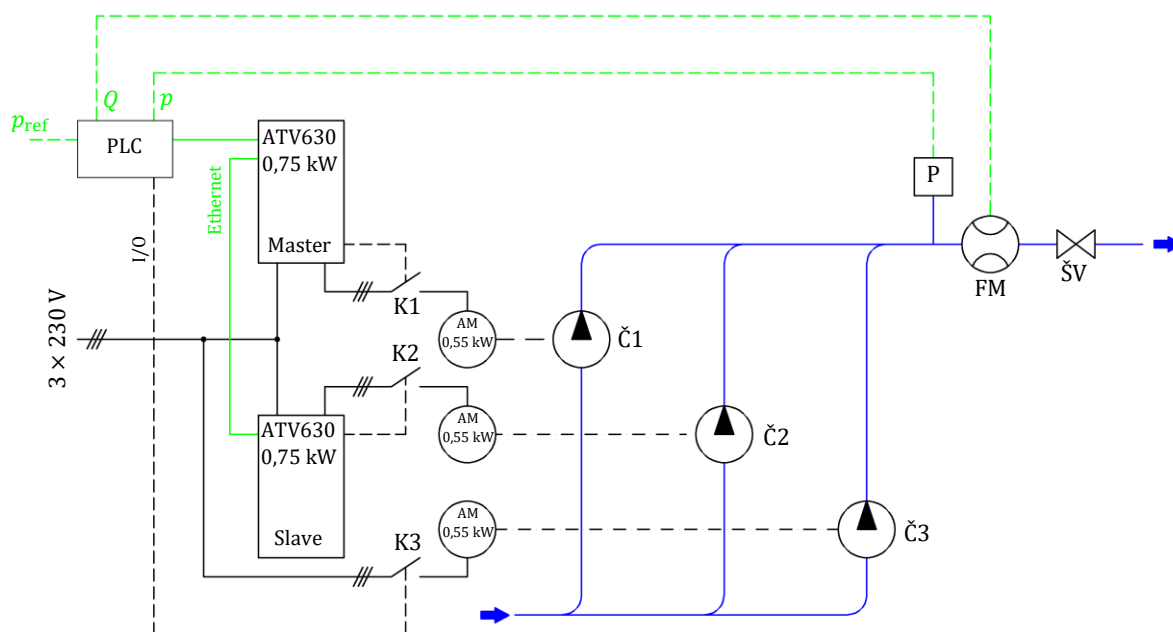
7.3 Další realizovatelné struktury řízení

Jak jsme zmínili na počátku kapitoly Didaktický model čerpací soustavy, máme v soustavě k dispozici trojici čerpadel a nabízí se tedy v krátkosti představit, jaké další struktury řízení pro uvažovaný booster režim bychom mohli na modelu demonstrovat. Nejjednodušší způsob řízení čerpací soustavy (neuvažujeme-li samostatné připojování čerpadel bez řízení otáček) představuje aplikace označovaná jako Single Drive, kdy s využitím pouze jednoho měniče řídíme otáčky jednoho motoru (Obr. 7-4). V případě, že detekujeme pokles tlaku, vzniká požadavek na připojení dalšího čerpadla, které na rozdíl od architektury Multiple Drives (Master/Slave), rozebíháme přímým připojením motoru k síti (v nákrese se tak jedná o sepnutí stykače K2 nebo K3). Po připojení nového čerpadla a jeho rozběhu na plné otáčky potom standardně na říditelném čerpadle (připojeném k frekvenčnímu měniči) nastává snížení otáček (za předpokladu, že připojením paralelní čerpací větve bylo dosaženo požadovaného tlaku). Při použití Single Drive architektury tedy nelze předpokládat, že soustava bude provozována v BEP. Na druhou stranu, uvedené řešení lze velmi dobře využít pro napájení technologií, u kterých se průtok mění v předem známých úrovních, přičemž uvedené změny průtoku vykompenzuje příslušná čerpadlová paralelní větev. Řiditelné čerpadlo potom poskytuje omezenou rezervu pro menší pokrytí výkyvů průtoku v rámci předpokládaných odběrů kapaliny. Samozřejmě lze opět konfigurovat střídání čerpadel a vhodnou stykačovou kombinací můžeme nastavit i střídání napájení asynchronních motorů z frekvenčního měniče. [11]



Obr. 7-4 Uspořádání Single Drive – Booster režim

Další možnost řízení potom spočívá v kombinaci architektury Multiple Drives s přímým připojováním motoru čerpadla k síti (Obr. 7-5). Uvedený systém již vyžaduje nadřazený řídicí člen v podobě PLC, neboť frekvenční měniče pracují v představeném režimu Master/Slave, v němž se na úrovni těchto frekvenčních měničů nepředpokládá přímé připojování motorů k síti. Analogicky lze technologii Multiple Drives nahradit Single Drive. Měřené údaje o tlaku a průtoku tak zpracovává PLC, které současně na základě naměřených hodnot připojuje neřízené čerpadlo (čerpadla). Uvedené řešení samozřejmě nabízí nejširší možnosti aplikace, přičemž poskytuje i široký výběr komunikačních protokolů, které lze v rámci čerpacího systému uplatnit (vedle zmíněného Modbus TCP/IP navíc např. CANopen). Neméně důležitým faktem potom zůstává, že nad každou z těchto řídicích struktur lze v reálném čase provozovat nadřazený systém správy a monitorování. [11]



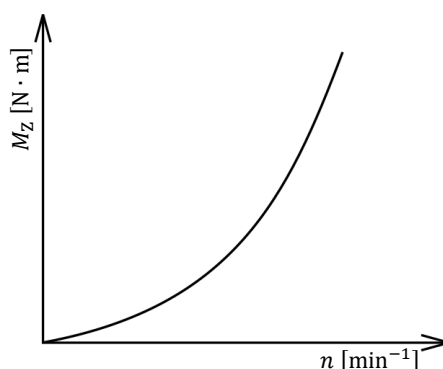
Obr. 7-5 Kombinované uspořádání s PLC řízením – Booster režim

Pro účely diplomové práce nemá smysl blíže rozebírat celou řadu dalších pokročilých funkcí, jež řízení s využitím frekvenčních měničů ATV 630 poskytuje a které bychom mohli dále ladit. Stejně tak nezbyvá prostor pro úplné představení různých druhů rozhraní, s jejichž pomocí lze s jednotkami komunikovat, případně je parametrizovat. Ekonomičnost a spolehlivost provozu popsaných čerpacích soustav samozřejmě v konečném důsledku podléhá primárně přesnosti vstupních parametrů, dle kterých byl systém konfigurován a ne způsobu, jímž jsme finálního nastavení dosáhli.

KAPITOLA 8: PROVOZ ČERPACÍCH SOUSTAV S ASYNCHRONNÍMI MOTORY

Provozem odstředivých čerpadel hnaných asynchronními motory rozumíme zajištění chodu čerpadel za využití elektrické energie dodávané motoru vybaveného zvláštním výkonovým zařízením – frekvenčním měničem. V našem případě navíc frekvenční měnič vedle základních funkcí (rozběh, chod s proměnnými otáčkami, zastavení) integruje i automatickou regulaci čerpací soustavy.

Dle průběhu ustálené hodnoty zátěžného momentu v závislosti na otáčkách $M_z = f(n)$ rozlišujeme různé charakteristiky poháněných zařízení, přičemž v soustavách, v nichž dochází k překonávání odporu tekutin, pozorujeme nárůst zátěžného momentu s druhou mocninou otáček. Systémy sloužící k dopravě plynů a tekutin potom pojmenováváme jako zátěže s tzv. ventilátorovou charakteristikou. Ventilátorovou charakteristiku, tedy zmíněný kvadratický průběh zátěžného momentu pro I. kvadrant (nepředpokládáme reverzaci chodu čerpadel, resp. obousměrné čerpání), zaznamenává Obr. 8-1. [12]



Obr. 8-1 Ventilátorová charakteristika

S provozem čerpadel poháněných asynchronními motory souvisí i způsoby zatěžování charakterizované v rámci normy ČSN EN 60034-1 *Točivé elektrické stroje – Část 1: Jmenovité údaje a vlastnosti*, jež odpovídají dlouhodobým požadavkům technologického celku (čerpacího systému). Kvůli nutnému zajištění značné variability průtoku a architektuře řízení motorů (čerpadel) nemůžeme prohlásit, že čerpací systém provozujeme výhradně v některé z typizovaných kategorií způsobu zatěžování. Obecně lze tvrdit, že vodárenská a průmyslová čerpadla (zejména malých a středních výkonů) prakticky fungují při trvalém zatížení za současného dosažení ustálených teplot částí motoru. Dle klasifikace ČSN EN 60034-1 tak mluvíme o kategorii zatěžování S1. Na druhou stranu nesmíme opomenout fakt, že do čerpací soustavy připojujeme na základě požadovaného odběru kapaliny i další motory, jejichž způsob zatěžování se odvíjí od periodicity nárůstu spotřeby ve vodovodním řádu nebo napájené technologii. Při napájení městských vodovodů budou i dodatečně připojovaná čerpadla provozována, díky množství akumulčních prvků v soustavě, v řádu hodin a lze je opět považovat za trvale zatížena. Na druhé straně nalezneme aplikace, kdy během vykrývání spotřeby kapaliny v konkrétním průmyslovém objektu, kde spotřebu kapaliny vážeme na opakovaný výrobní proces, nedojde k ustálení teplotních poměrů ve stroji a dle četnosti chodů v čase potom takové pohony spadají do jiných kategorií zatížení. Mluvíme potom kategoriích zatěžování S2 nebo S3, tedy krátkodobých chodech s odpojením motoru nebo sledu krátkodobých chodů, přičemž proud během opakovaného rozběhu nezpůsobuje výrazné oteplení stroje. V případě, že na připojeném čerpadle provádíme regulaci otáček a proměnné zatížení nelze charakterizovat jako striktně periodické, neboť se požadovaný průtok soustavou neočekávatelně mění, můžeme hovořit i o zatěžování typu S9 (možné průběhy uvedených zatěžování zaznamenávají přílohy Obr. B-5 až Obr. B-8). Ze známých nebo rozumně předpokládatelných (dle požadavků napájené technologie) druhů zatížení můžeme stanovit očekávatelné ekvivalentní trvalé zatěžovací momenty (resp.

příkony), na jejichž základě určíme typové velikosti motorů, ať už ve fázi návrhu nebo při renovaci existující soustavy. [12] [13]

Námi užívané asynchronní motory jsou potom konstruovány pro chod s trvalým zatížením (tedy S1) a s teplotní třídou izolace F. Maximální teplota vinutí motoru ženoucího čerpadlo tak může dosahovat maximálně 155 °C (povolené oteplení odpovídá 105 °C s předpokládanou teplotou okolí 40 °C a teplotní rezervou 10 °C). [14]

8.1 Čerpadla s asynchronními motory napájenými z frekvenčního měniče

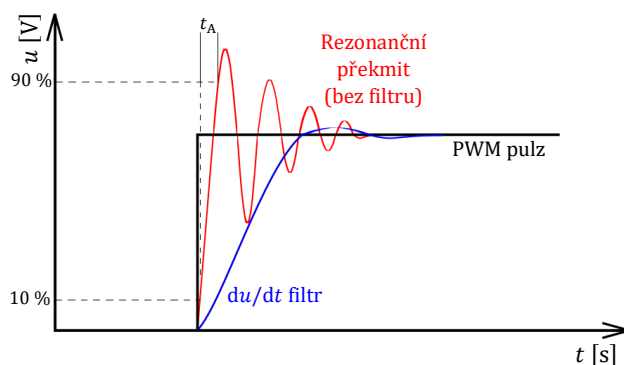
Při napájení asynchronních motorů z frekvenčních měničů (zejména měničů s nepřímou změnou kmitočtu, tedy měničů s DC meziobvodem) musíme během jejich ustáleného chodu počítat s možným vznikem řady fenoménů, jež bychom při provozu motoru napájeného přímo ze sítě nepozorovali (případně by se tyto fenomény ve vyšší míře neuplatnily). Problematice napájení asynchronních motorů se detailně věnuje technická norma ČSN CLC/TS 60034-17, z níž si vybrané problémy blíže popíšeme, neboť přímo ovlivňují provoz čerpací soustavy a celkovou spolehlivost systému. V rámci této práce se omezíme na projevy doprovázející aplikace frekvenčních měničů napětového typu.

Při použití frekvenčních měničů musíme v prvé řadě počítat s tím, že jejich nasazení povede ke vzniku tzv. přídatných ztrát v motoru. Přídatné ztráty jsou důsledkem napájení motoru nesinusovým napětím, přičemž velikost těchto ztrát závisí především na frekvenci a amplitudě vyšších harmonických obsažených v napájecím napětí. Přídatné ztráty typicky souvisí s geometrií drážek v rotoru, kdy nejcitlivější k těmto ztrátám jsou klece pracující na principu skin efektu (tedy vírové a dvojité Boucherotovy klece). Vyšší harmonické umožní nežádoucí vznik skin efektu mimo rozběh stroje a vedou k růstu efektivního odporu klece, tedy i k navýšení ztrát na rotoru. V důsledku zastoupení vyšších harmonických v napájecím napětí dále existují vyšší harmonické i ve vybuzeném točivém magnetickém poli, jež se projeví vznikem dodatečných točivých momentů o různých velikostech a smyslech rotace. Výsledná momentová charakteristika stroje potom může obsahovat tzv. asynchronní sedla, jejichž důsledkem je nepatrné snížení momentu stroje v určitých rozsazích skluzu. Uvedené momenty vybuzevané vyššími harmonickými ale hlavně způsobují torzní vibrace stroje, kdy amplituda těchto momentů působících na stroj může dosahovat až 15 % momentu jmenovitého. Vibrace lze (částečně) eliminovat navýšením frekvence napětových pulzů napájecích stroj, případně napájením vhodným napětovým vzorem, např. sérií pulzů odpovídající modulovanému prostorovému vektoru (se sinusovou referenční vlnou). [12] [15]

Používáme-li napětový frekvenční měniče k napájení asynchronních motorů, musíme dále zohlednit skutečnost, že vlivem kapacitních vazeb uvnitř motoru a nesymetrie magnetického toku vzniká hřídelové napětí společně s napětím ložiskovým, jež vede k uzavření tzv. ložiskových proudů (též EDM proudů). Hřídelové napětí lze měřit mezi ložiskovými uloženými podél hřídele, přičemž odpovídá indukovanému napětí ve vodivé smyčce obsahující hřídel, ložiska, kryty čel a kostru stroje. Velikost hřídelového napětí potom závisí zejména na nehomogenitě jha motoru a zastoupení nulové složky statorového proudu (související se zemnicím systémem motoru) Uvedené hřídelové napětí vzniká především v důsledku nesymetrie statorového magnetického toku. Obdobně můžeme měřit ložiskové napětí mezi hřídel a vnějším kroužkem ložiska, jež odpovídá rozdílu střední hodnoty potenciálu na statorovém vinutí (vázáno na frekvenční měnič) a zemního potenciálu na kostře stroje. V případě, že některé z uvedených napětí překročí mez, při níž mazivo ložiska ztrácí izolační schopnost (standardně 500 mV), dojde k uzavření ložiskového proudu, jenž způsobuje poškození ložisek (rozklad olejového filmu, vybroušení ložiskových kroužků v důsledku jiskření) a zkracuje tak životnost motoru. Nutno podotknout, že hřídelová a ložisková napětí do značné míry závisí na velikosti napájecího napětí a spínací frekvenci měniče (pokles impedance kapacitních vazeb s rostoucí frekvencí spínání) a na základě zkušeností s provozem asynchronních motorů se doporučuje věnovat pozornost právě popsané problematice u motorů s napájením převyšujícím napětí 400 V_{RMS} a spínacích frekvencích vyšších než 10 kHz. Vzhledem k tomu, že vznik ložiskových proudů je ovlivněn i způsobem spínání na

úrovni frekvenčního měniče a závisí tak i na řídicím algoritmu měniče, můžeme urychlené stárnutí komponent sledovat i u motorů menších výkonů, u kterých bychom standardně o zesílení izolace ložisek ani o revizi zemnicího systému neuvažovali. [15] [16]

Nakonec musíme zmínit celkové zvýšené namáhání izolačního systému motoru (zejména izolace mezi jednotlivými závity statorového vinutí), které pozorujeme jako důsledek napájení obdélníkovými napětovými pulzy. Izolační systém tak není namáhán pouze amplitudou přiloženého napětí ale i strmostí napětí du/dt . S rychlým spínáním PWM potom dochází k vybuzení napětových vln v přívodním kabelu, jež v důsledku napětových rezonancí vyvolají přepětí na svorkách statorového vinutí motoru. Velikost vzniklého přepětí vedle strmosti náběžné hrany napětového pulzu generovaného na výstupu měniče závisí i na délce přívodního kabelu (představuje dodatečnou kapacitní zátěž, do délky 20 m standardně netřeba zkoumat), jež spojuje motor s měničem. Chceme-li velikost přepětí vzniklého na přívodu motoru omezit, zařadíme do soustavy du/dt filtr v podobě tlumivky umístěné na výstup měniče. Uvedený du/dt filtr lze s výhodou využít i jako prostředek bránící vzniku ložiskových proudů (s částečnou eliminací přídavných ztrát). Použití delších přívodních kabelů doprovázené napětovými rezonancemi s sebou nese i navýšení proudu, který frekvenční měnič musí poskytnout pro nabití výsledné parazitní kapacity na vstupu motoru (v kontextu výkonu měniče ATV 630 dosahujícího 2,2 kW by tak připojení delšího přívodu mohlo představovat problém). [15] [17]



Obr. 8-2 Napájecí napětový pulz asyn. motoru s frekvenčním měničem [17] (upraveno)

Napětové poměry během vzniku rezonance a při použití du/dt filtru na vstupu asynchronního motoru zaznamenává Obr. 8-2. Strmost napětí hodnotíme dle doby nárůstu náběžné hrany t_A definované normou ČSN CLC/TS 60034-17 jako doby dosažení 90 % maximálního napětí z výchozí hodnoty odpovídající 10 % maximálního napětí zaznamenaného při rezonančním ději. Popsaná problematika se nejvíce dotýká motorů s jmenovitým napětím 500 V až 690 V, kdy při použití vyšších spínacích frekvencí na straně měniče musíme v důsledku vzniku napětové rezonance (a rizikového přepětí) přistoupit k technickým opatřením typu zmíněného du/dt filtru nebo zesílení izolačního systému. [15]

8.2 Čerpadla s asynchronními motory napájena měničem ATV 630

Nyní zbývá představit, jakým konkrétním způsobem řídí frekvenční měniče asynchronní motory čerpadel použitých v našem didaktickém modelu čerpací soustavy. Frekvenční měnič ATV 630 implementuje bezsenzorové řízení motoru s modulací prostorového vektoru. Tvorba žádaných hodnot (a nastavení limitů) pro uvedený typ řízení ale vychází ze standardní kmitočtové regulace asynchronního motoru. Změna otáčivé rychlosti čerpadla tak podléhá změně frekvence napájecího napětí (resp. frekvenci statorového proudu vyvolaného pulzními napětovými signály, jež na motor přivádíme). Vedle proměnné frekvence poskytuje měnič nezávisle i proměnnou amplitudu výstupního napětí, čímž je zajištěn dostatečně široký regulační rozsah soustavy (ve smyslu pohybu momentové charakteristiky AM). Máme-li stroj ve zmíněném širokém regulačním rozsahu z hlediska hnacího momentu optimálně využívat, musíme zajistit, aby na celém regulačním rozsahu stroj pracoval při konstantním (standardně jmenovitém) magnetickém toku. Statorový obvod asynchronního stroje představuje elektromagneticky svázaný prvek, jež můžeme v případě jednofázového systému popsat rovnicí (8-1) [18]

$$\hat{U} = R \cdot \hat{I} + \frac{d\hat{\psi}}{dt}, \quad (8-1)$$

kde $\hat{\psi}$ odpovídá fázoru první harmonické magnetického toku reprezentovaného výrazem (8-2), přičemž úhlová rychlost uvažovaného fázoru je přímo úměrná frekvenci napájecího napětí ($\omega = 2\pi f$) a jeho velikost setrvává konstantní ($|\hat{\psi}| = \text{konst.}$).

$$\hat{\psi} = |\hat{\psi}| \cdot e^{j\omega t} \quad (8-2)$$

Po časové derivaci ve výrazu (8-1) pak získáváme rovnici popisující vazbu mezi velikostí napájecího napětí a jeho frekvencí při konstantním magnetickém toku v podobě (8-3).

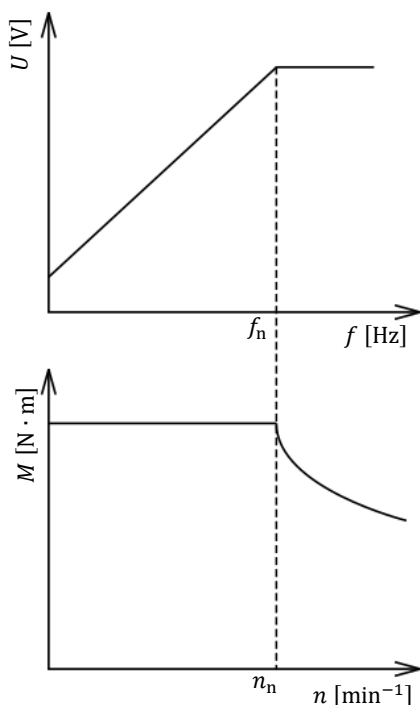
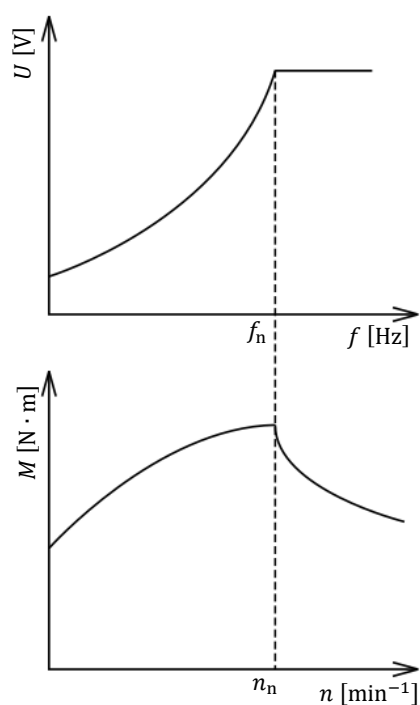
$$u = R \cdot i + k \cdot f \cdot \psi \quad (8-3)$$

Zanedbáme-li úbytek napětí vyvolaný nenulovým elektrickým odporem statorového vinutí R , a předpokládáme-li tak, že napájecí napětí přímo odpovídá napětí indukovanému (tj. $u = kf\psi$), můžeme vyjádřit požadavek na základní kritérium frekvenčního řízení jako (8-4).

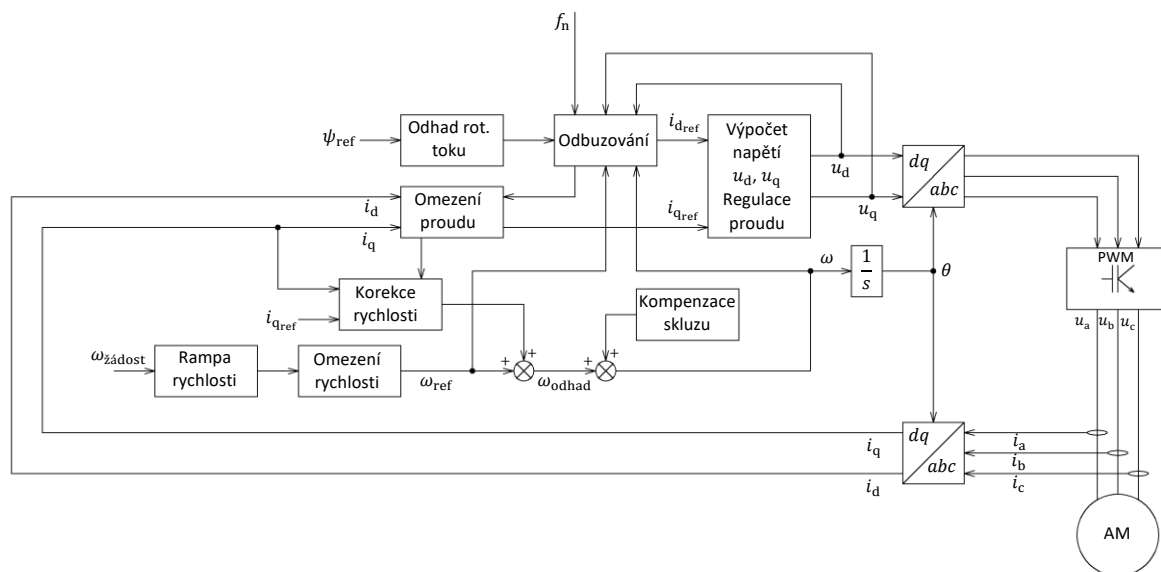
$$\frac{u}{f} = k \cdot \psi = \text{konst.} \quad (8-4)$$

Ze vztahu (8-4) tedy plyne, že při zvyšování napájecí frekvence za účelem navyšování otáček motoru musíme přímo úměrně zvyšovat i velikost výstupního napětí měniče. Po dosažení horní hranice přípustného napětíového namáhání stroje (daného elektrickou pevností použitých izolačních vrstev ve stroji, limitním prvkem je samozřejmě i maximální výstupní napětí měniče) vede další navyšování napájecí frekvence k porušení rovnosti (8-4). Vzhledem k tomu, že magnetický tok stroje je nepřímo úměrný napájecí frekvenci, vede další navýšení f bez příslušné změny u k poklesu magnetického toku, v důsledku čehož klesá velikost maximálního dosažitelného momentu stroje (v rámci momentové charakteristiky se jedná o moment zvratu) a hovoříme tak o provozu asynchronního motoru v odbuzeném stavu. [18]

Výše popsany způsob optimalizovaného provozu stroje se typicky užívá v případě skalárního řízení, přičemž průběh udržovaného konstantního poměru u/f a vlivu zachování této podmínky na pozici maximálního momentu stroje zaznamenává Obr. 8-3. Jak již bylo zmíněno, funkce frekvenčního měniče ATV 630 vychází z filozofie popsaného optimalizovaného provozu stroje pro potřeby vektorového řízení asynchronního motoru, kdy na základě požadovaného poměru u/f dynamicky upravuje veličiny vnitřní regulační smyčky modulace prostorového vektoru (např. v blocích pro omezení proudu a rychlosti, případně blokem odbuzování na Obr. 8-5). Vzhledem k tomu, že řídíme otáčky čerpadla, které představuje zátěž s charakteristikou ventilátorového typu, je zbytečné asynchronní motor provozovat na regulačním rozsahu shora omezeném jmenovitými otáčkami s maximálním (konstantním) momentem. Díky průběhu $M_z = f(t)$ (Obr. 8-1) si tak můžeme dovolit hnačí moment motoru pro otáčky $n < n_n$ snížit a asynchronní motor tak provozovat jako odbuzený, čímž dosáhneme určité energetické úspory. Odbuzení v otáčkovém pásmu $n < n_n$ docílíme cíleným porušením podmínky $u/f = \text{konst.}$ snížením napájecího napětí u . Zadávání průběhu u/f tak kopíruje ventilátorovou charakteristiku a mluvíme tedy o kvadraticky definované rampě žádaných hodnot vektorového řízení. Podobu kvadratického průběhu u/f a jeho vliv na maximální dosažitelný moment zaznamenává Obr. 8-4. [18] [19]

Obr. 8-3 Standardní zadání u/f Obr. 8-4 Kvadratické zadání u/f

Samotné bezsenzorové vektorové řízení motoru potom vychází ze standardní podoby implementace metody modulace prostorového vektoru s orientací na rotorový tok. Bezsenzorové řízení samozřejmě vyžaduje model pro odhad otáčivé rychlosti rotoru (MRAS), čímž je mimo jiné eliminován požadavek na rozšíření soustavy o senzor rychlosti a tím dochází i k navýšení její spolehlivosti. Blokové schéma vektorového řízení provozovaného frekvenčním měničem ATV 630 zaznamenává Obr. 8-5. Požadavek na zvýšení tlaku v soustavě generuje na úrovni regulační smyčky konkrétního motoru odpovídající žádost na otáčky stroje, kterým můžeme v rámci kvadratického zadávání u/f přiřadit konkrétní velikost nabuzení (zajištěno v bloku odbuzování). Okamžité otáčky (resp. mechanická úhlová rychlost rotoru) stroje jsou samozřejmě odhadovány adaptivním modelem a velikost těchto otáček se dále upravuje kompenzací skluzu, která závisí na okamžitém zatížení stroje (výpočet na základě měřených statorových proudů). S pomocí známé mechanické úhlové rychlosti se již přímo integrací určuje velikost transformačního úhlu θ nutného pro stanovení polohy rotorového toku vůči souřadnicovému systému $\alpha\beta$ svázaného se státorem. Položení rotorového toku do systému os dq , jenž rotuje rychlostí točivého magnetického pole asynchronního motoru, umožní realizovat standardní oddělenou regulaci tokotvorného proudu i_d a momentotvorného proudu i_q reprezentovaných v referenčním rámci dq stejnosměrnými veličinami. Po přizpůsobení uvedených proudů parametrům kvadratické rampy u/f obdržíme žádané hodnoty proudů $i_{d_{ref}}$ a $i_{q_{ref}}$, jež vstupují do bloku určeného pro stanovení velikostí požadovaného napájecího napětí u_d a u_q . Napětí u_d a u_q potom představují výstupní veličiny regulátorů proudových regulačních smyček dq systému (regulační smyčky proudu nejsou na Obr. 8-5 explicitně vyjádřeny, pouze naznačujeme jejich existenci popiskem „Regulace proudu“). Nakonec musíme napětí u_d a u_q reprezentovat jako vstupní třífázový (abc rámeček) parametr sinusového modulátoru prostorového vektoru (PWM), jenž v našem případě pracuje v lineárním režimu (tedy bez přemodulování). [19] [20] [21]

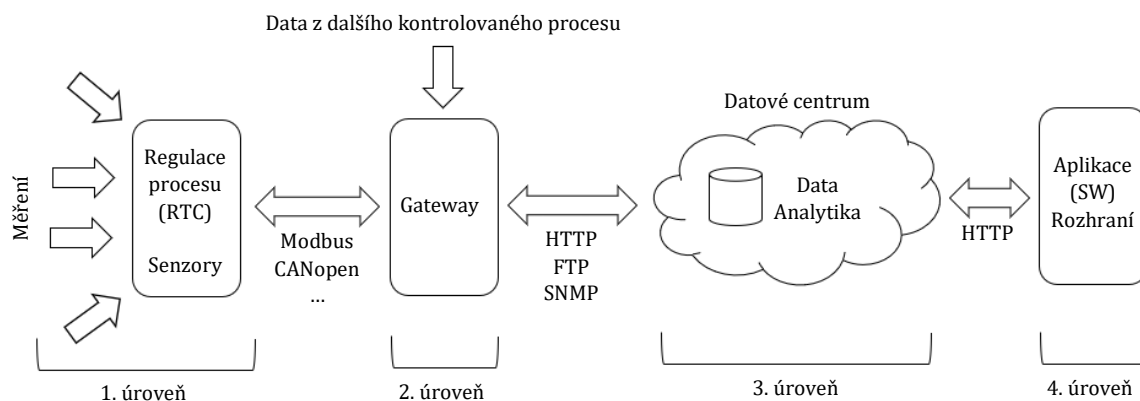


Obr. 8-5 Schéma vektorového řízení měniče ATV 630

Blok pojmenovaný na Obr. 8-5 jako PWM zároveň fyzicky reprezentuje třífázový dvouúrovňový napěťový střídač realizovaný šesticí IGBT tranzistorů, který na základě okamžitého stavu komparace sinusového modulačního signálu s nosným signálem obousměrného čítače generuje obdélníkové napěťové napájecí pulzy u_a , u_b a u_c . Spínací frekvence PWM odpovídá 4 kHz (lze konfigurovat). Usměrnění vstupního napětí měniče zajišťuje diodový můstek, na jehož výstupu nalezneme filtrační obvod s kondenzátory. Vzhledem k tomu, že frekvenční měniče ATV 630 standardně slouží v aplikacích s čerpadly nebo ventilátory které nevyžadují funkci elektrického brzdění, není ani umožněno do stejnosměrného meziobvodu s filtračními kapacitami frekvenčního měniče připojovat brzdný odpor. V případě, že zátěž disponuje velkým momentem setrvačnosti, dochází k pozvolnému zastavování asynchronního motoru po předdefinované klesající rampě žádané hodnoty otáček. [19]

KAPITOLA 9: MONITOROVÁNÍ PROVOZU ČERPACÍ SOUSTAVY

S rozšiřujícími se technickými možnostmi na poli senzorů a komunikačních sítí dochází ke vzniku celé řady aplikací, jež (nejen) v rámci technologických procesů otevírají nové možnosti přístupu k monitorování provozu zařízení a jejich řízení. Uvedený progresivní přístup k řízení a shromažďování dat procesů, který se začal ve velkém uplatňovat po roce 2010 a staví zejména na moderních robustních komunikačních protokolech (ethernetových službách), jsme se naučili označovat jako průmysl 4.0 (Industry 4.0). Integrální součástí průmyslu 4.0 je provázání různých úrovní sdílení dat do společného celku, který představuje tzv. heterogenní síť. Můžeme tak definovat základní sensorickou úroveň, na níž probíhá sběr dat nutný pro zajištění spolehlivého provozu soustavy. Do uvedené sensorické úrovně musíme v našem případě vedle externích měřicích zařízení (průtokoměr a senzor tlaku) zařadit i frekvenční měniče, jež přímo zodpovídají za řízení asynchronních motorů, neboť na těchto jednotkách typicky probíhá měření elektrických veličin. V popsané sensorické úrovni se tak nenachází nutně pouze „pasivní“ prvky, které data sbírají a předávají dál, ale i zařízení, jež řízenou soustavu přímo ovlivňují a umožňují predikovat její provozní stavy. S miniaturizací a klesající cenou měřicích zařízení roste jejich počet v jednotlivých aplikacích. Finanční a technická dostupnost senzorů a dalších prvků potom přímo vedla k nutnosti získávaná data sbírat a dále zpracovávat nezávisle na HW v sensorické úrovni. Za sběr dat ze sensorické úrovně pak zodpovídá úroveň druhá, jež představuje tzv. bránu (gateway). Bránu můžeme chápat jako libovolné zařízení, jež převádí různorodá získávaná data na formát společné sítě (standardně infrastruktura typu IP), k níž můžeme bezpečně přistupovat z úrovně třetí, reprezentované již konkrétní cloudovou službou. Uvedená cloudová služba provozovaná nezávisle na řízené soustavě (technologickém procesu) potom typicky poskytuje základní analytické funkce za současného zálohování shromažďovaných dat v rámci infrastruktury datového centra (současná problematika označována jako big data). Získaná data potom zpracováváme a reprezentujeme v nejvyšší úrovni (pořadím čtvrté) v podobě konkrétní SW aplikace, která může být spouštěna opět přímo v rámci cloudové služby, nebo pouze k datům z cloudu přistupuje. Možnou strukturu heterogenní sítě zaznamenává Obr. 9-1 [22] [23]



Obr. 9-1 Heterogenní síť [23] (upraveno)

Popsanou strukturu řízení a monitoringu nasazenou do průmyslové aplikace potom označujeme jako IIoT (průmyslový internet věcí). Heterogenních sítí můžeme samozřejmě popsat i s pomocí standardního OSI modelu, jenž pro účely charakterizace IIoT struktury zjednodušíme na korespondující čtyřvrstvou architekturu obsahující vrstvu fyzickou, přenosovou, zprostředkující a nakonec aplikační, přičemž by mělo být zjevné, že dříve zmíněné síťové úrovně fakticky odpovídají vrstvám OSI modelu. [22]

Zaměříme-li se na provoz obecné soustavy, zjistíme, že musíme spolehlivě zajistit souběžný přenos dat reálného času pro systém řídicí (RTC) a paralelní agregaci parametrů, jež využijeme v aplikační vrstvě např. pro optimalizaci chodu zařízení a jeho diagnostiku. V průmyslových aplikacích (a zároveň v aplikaci modelové) tak budeme na nejnižších úrovních

upřednostňovat konvenční drátovou komunikaci, jež s sebou v kontextu uspořádání soustavy a počtu zařízení tvořících soustavu, zajistí zvýšenou spolehlivost datového přenosu. Z pohledu monitoringu a řešení optimalizačních úloh potom nejdůležitější komponentu představuje internetově dostupná cloudová služba (třetí úroveň), jejíž implementace do didaktického modelu čerpací soustavy je i předmětem této práce. [22]

9.1 Topologie sítě pro sběr a zpracování dat v modelu

Nyní tedy musíme vyspecifikovat konkrétní podobu sítě, kterou pro sběr a zpracování dat z modelu čerpací soustavy využijeme. Komunikace frekvenčních měničů ATV630 je zajištěna v rámci vlastní podsítě s pomocí již zmíněných rozšiřujících komunikačních karet Multi-Drive Link v protokolu Modbus ve verzi TCP/IP (protokol Modbus přenášený s pomocí technologie Ethernet). K uvedené podsíti se potom opět skrze protokol Modbus TCP/IP připojuje PLC Modicon M262 (komunikační role Master, nezaměňovat s rolemi Master – Slave ve smyslu řízení čerpací soustavy), které v uvedeném protokolu vyčítá požadovaná data z frekvenčních měničů. Každé ze zařízení v Modbus TCP/IP síti disponuje vlastní IP adresou, přičemž frekvenční měniče z hlediska komunikačního protokolu představuje Slave zařízení. Vedle jednoznačné IP adresy tak frekvenční měniče mají i vlastní sériovou Slave adresu reprezentovanou jedním bytem – UnitID, (v případě frekvenčních měničů ATV630 se jedná o UnitID DEC 248). Podobu komunikace ve formátu Modbus TCP probereme důkladněji, neboť základní znalost Modbus telegramu je nutná pro úspěšnou implementaci komunikace mezi PLC a frekvenčními měniči.

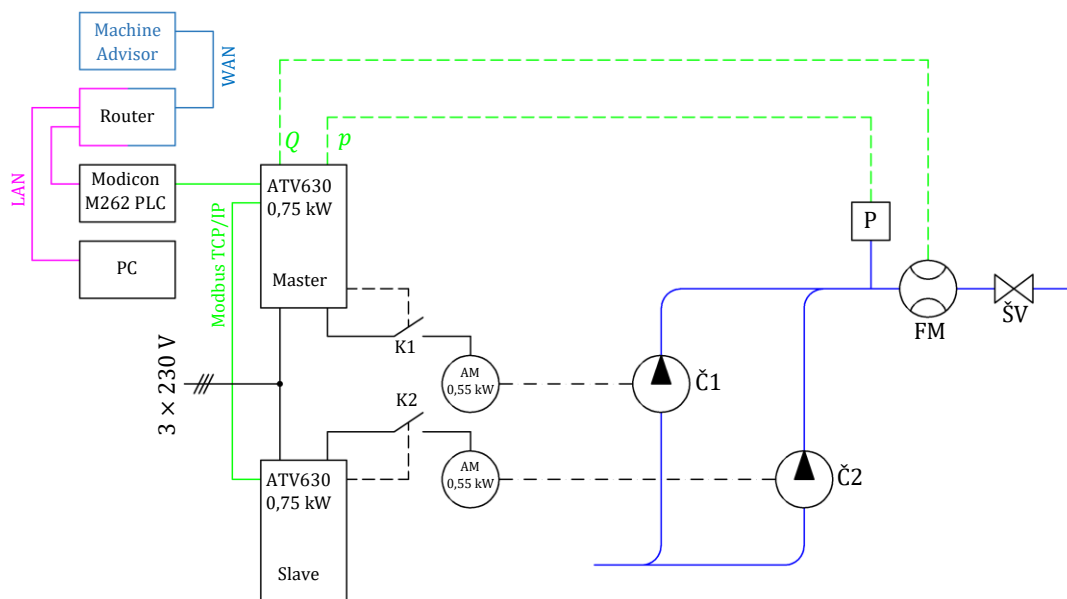
Mechanismus čtení žádaných dat ve formátu Modbus TCP se řídí následujícím jednoduchým schématem. V prvním kroku zařízení Master generuje dotaz, v němž adresuje konkrétní zařízení (v našem případě jeden ze dvou frekvenčních měničů). Číslovaný dotaz (TransactionID) vedle identifikátoru cíle (adresy frekvenčního měniče) musí obsahovat informaci o vykonávané funkci (čtení), počáteční adresu registru s uloženým parametrem a počet registrů, jež se od počáteční adresy mají zpracovat (čtený parametr může být umístěn ve více registrech). Na uvedený dotaz ze zařízení Master potom odpovídá zařízení Slave v obdobném formátu, přičemž odpověď označí číslem dotazu, přidá informaci o délce odpovědi (počtu zaslaných bytů) a v deklarovaném prostoru potom odešle samotné žádané hodnoty. Pro lepší představu můžeme podobu zprávy popsat s pomocí datového bloku Modbus TCP/IP ADU (Tab. 9-1).

Transaction ID (číslo zprávy, 16 bit)		Hlavička (7 bytů)
Protocol ID (označení protokolu Modbus, 16 bit)		
Length (počet následujících bytů, 16 bit)		
UnitID (8 bit)	Function (kód funkce, 8 bit)	Data (max. 65536 bytů)
Data		

Tab. 9-1 Modbus TCP/IP ADU

Můžeme si všimnout, že představená ADU v sobě neobsahuje informaci o IP adrese zařízení (a adresáta tedy nelze dle výše popsaného určit). V tuto chvíli přichází na řadu standardizovaný rámec TCP, do něhož připravenou ADU vkládáme a který již obsahuje mj. i IP hlavičku. Získali jsme tedy korektní podobu Modbus zprávy odesílanou v komunikační vrstvě protokolu TCP/IP. [24] [25]

PLC Modicon M262 fyzicky disponuje třemi ethernet porty (konektory RJ-45), přičemž dva z těchto portů jsou provozovány v rámci jednoho společného switchu. Se zařízením tak lze komunikovat v rámci dvou sítí, čehož využíváme i my. Jedna ze sítí totiž představuje již zmiňovaný Modbus TCP/IP, kde PLC figuruje jako Master zařízení (pro vyčítání hodnot z frekvenčních měničů). Druhou ze sítí je již standardní LAN (taktéž protokol TCP/IP), kde vedle PLC může fungovat i PC, s jehož pomocí PLC programujeme, případně online sledujeme. Uvedená zařízení (PLC a PC) potom připojujeme do routeru, který představuje bránu pro zajištění přístupu k internetu (přes modem). Připojení k internetu (síť WAN) je přirozeně nutnou podmínkou pro úspěšnou realizaci zasílání dat do cloudové služby EcoStruxure Machine Advisor. Podobu popsané sítě tvořenou jednotlivými zařízeními čerpací soustavy zaznamenává Obr. 9-2.



Obr. 9-2 Didaktický model čerpací soustavy s monitorováním provozu

9.2 Digitální služba EcoStruxure Machine Advisor

Služba Machine Advisor představuje servisní cloudovou platformu v ekosystému IoT aplikací společnosti Schneider Electric souhrnně označovaných jako EcoStruxure. Pod hlavičkou EcoStruxure tedy v současnosti funguje celá řada aplikací, které společnost Schneider Electric svým zákazníkům nabízí, přičemž námi využívaný Machine Advisor se zaměřuje na sběr a využití dat z širokého spektra provozů, v nichž figurují elektrické točivé stroje. Využití služby EcoStruxure Machine Advisor k monitorování čerpacích soustav tak reprezentuje pouze zlomek toho, co služba nabízí. V námi uvažované modelové situaci budeme sbírat data pouze ze dvou strojů (resp. ze dvou frekvenčních měničů za současného sledování vybraných procesních veličin), reálně lze ale Machine Advisor použít např. k monitoringu celých výrobních linek čítajících desítky zařízení různých druhů. EcoStruxure Machine Advisor zároveň plní funkci jednotného místa pro sledování většího množství oddělených instalací, uživatel tedy s použitím uvedené služby získává přehled o veškerých svých aktivitách, které mohou být situovány prakticky kdekoliv na světě. Popsaná agregace dat z různých oblastí provozu až na úroveň jednotlivých strojů potom představuje nutný předpoklad pro úspěšnou (většinou ekonomickou) optimalizaci výrobních procesů a zajištění kontinuity služeb.

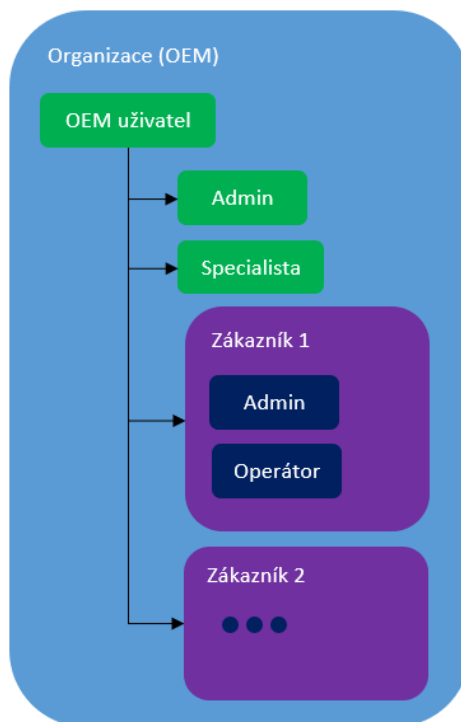
Budeme-li se nyní jako zákazník rozhodovat pro implementaci uvedené cloudové platformy za účelem digitální transformace našeho podnikání a chceme-li vyhodnotit dopady takového kroku, musíme vedle očekávaných benefitů (např. predikce údržby) stanovit i výdaje spojené s provozem služby Machine Advisor (a případným přizpůsobením našeho zařízení pro nasazení této služby). Za předpokladu, že naše zařízení plánujeme sledovat dlouhodobě a uvažovaný prvek již disponuje nějakým nadřazeným řídicím systémem (pravděpodobně ano, typicky se jedná právě o PLC), s jehož pomocí můžeme s cloudovou aplikací vyčítaná data procesu sdílet, lze tvrdit, že počáteční investice se omezí pouze na modifikaci existujícího softwarového řešení a jediným periodickým výdajem se stane platba za používání služby Machine Advisor.

Konkrétní částka placená za použití cloudové služby se potom odvíjí od volby předplatného, kdy si zákazník může periodicky kupovat určitý objem sledovaných dat, tzv. MAPs (Machine Advisor Points), tedy bodů, které se během užívání služby EcoStruxure Machine Advisor z jeho účtu odečítají (při vyčerpání je monitorování strojů v rámci služby pozastaveno a zákazník je formou upozornění vyzván k navýšení předplacených MAPs). Alternativně lze platit i v režimu

pay-as-you-go, což odpovídá situaci, kdy zákazník obdrží měsíční fakturaci na základě čerpaných MAPs za dané období. Jeden bod MAPs potom reprezentuje odesílání 1 parametru na minutové bázi po dobu jednoho měsíce (1 MAPs je tedy 1 param. \times 60 min. \times 24 hod. \times 30 dnů = 43200 datových bodů jednoho sledovaného parametru). Vedle platby za monitorování (tedy propůjčení datového prostoru na serverech EcoStruxure Machine Advisor a zprostředkování služby) má zákazník možnost zdarma využít i jednoduchých aplikací pro zpracování dat v rámci EcoStruxure Machine Advisor (matematické operace s daty, nastavení odesílání varování při dosažení nastavené meze) případně si zaplatit (v podobě měsíčního tarifu 60 MAPs) upozornění prediktivní údržby, jež na základě detekce anomálií v datech upozorní zákazníka na přítomnost možného problému v jeho instalaci. [26] [27]

Z výše popsaného by tedy mělo být zjevné, že cena za službu se primárně odvíjí od množství sledovaných parametrů a frekvence jejich sdílení. Případný uživatel si tedy musí sám vyhodnotit eventuální přínosnost informací získaných konkrétní konfigurací monitorování. Počet a různorodost aplikací, ve kterých lze službu EcoStruxure Machine Advisor nasadit, potom prakticky znemožňuje sestavení sady univerzálních doporučení pro optimální volbu sledovaných parametrů.

Vedle realizovaného monitorování poskytuje platforma EcoStruxure Machine Advisor i možnosti uživatelské správy. Z hlediska použití popisované služby totiž musíme rozlišovat mezi dvěma druhy uživatelů. V první instanci se jedná o uživatele OEM (Original Equipment Manufacturer), tedy dodavatele sledovaného zařízení (stroje), který svůj výrobek poskytl do instalace koncového zákazníka. Koncový zákazník potom může představovat dalšího uživatele v hierarchii služby Machine Advisor, kdy OEM cloudovou platformu používá jako vlastní nástroj pro sdílení informací se svými zákazníky. Dodavatel strojů tak nutně nemusí skrze cloud sdílet pouze údaje o provozu jednotlivých zařízení (přestože se jedná o účel primární), ale např. i aktuální dokumentaci ke svým produktům. Z výše popsaného tedy plyne, že služba Machine Advisor implementuje i pokročilou správu uživatelských účtů, kdy OEM uživatel definuje vlastní organizaci (ve smyslu provozovatele společnosti), v níž působí zaměstnanci v různých administrátorských rolích (správci instalovaných zařízení, správci dokumentace, správci týmů apod.). Uvedená organizace potom disponuje svými zákazníky, přičemž OEM uživatel přiřadí (každému) svému zákazníkovi administrátorská práva v rámci zákaznického přístupu. Zákazník tak získává vlastní přístup k platformě Machine Advisor, ve které již sám spravuje vlastní aktivity, jakými může být přístup k získávaným datům a plánování akcí na základě vyhodnocených dat. Organizační strukturu tak lze zjednodušeně shrnout na Obr. 9-3. [28]



Obr. 9-3 Zjednodušená hierarchie uživatelských účtů [28] (upraveno)

Vzhledem k tomu, že v rámci práce řešíme sledování pouze jedné soustavy, není nutné správě uživatelských účtů věnovat více pozornosti. Můžeme jednoduše konstatovat, že didaktický model čerpadlové soustavy náleží jedné zákaznické aplikaci a autor práce zajišťuje monitorování ve virtuální roli OEM bez nutnosti tvorby dalších uživatelských účtů na úrovni organizace.

V neposlední řadě je důležité zmínit zajištění bezpečnosti komunikace s popisovanou cloudovou službou. Hledisko kybernetické bezpečnosti přirozeně představuje jeden ze zásadních parametrů rozhodování potenciálního zákazníka o využití nabízené digitální služby. V případě aplikace EcoStruxure Machine Advisor dochází čistě k toku dat ve směru z místa instalace do cloudu (což samo o sobě představuje jeden z bezpečnostních prvků) a při narušení komunikace mezi místem instalace a cloudem tak dojde „pouze“ k výpadku monitorování. Škoda potom odpovídá přímým důsledkům pramenícím z absence dat, resp. hodnotě, kterou zákazník agregovaným datům přisuzuje. V případě, že se jedná o sdílení dat ze strojů a senzorů ve výrobě, můžeme se zamyslet i nad riziky plynoucími z odcizení těchto dat třetí stranou. Cílený útok na námi uvažovanou cloudovou službu za účelem zisku provozních dat totiž může být i formou průmyslové špionáže, kdy data z cloudu mohou posloužit k optimalizaci výrobních procesů konkurence. Z hlediska monitorování provozu kritické infrastruktury naopak mohou získaná data sloužit k plánování útoků (kybernetických či vojenských) na situace, v nichž dojde k maximalizaci škod (např. z informací o zatížení systému).

Služba EcoStruxure Machine Advisor potom staví na ověřené cloudové platformě Microsoft Azure, jež nativně integruje celou řadu bezpečnostních prvků. Samotné zabezpečení síťové komunikace přes bránu (gateway – v našem případě reprezentovanou PLC Modicon M262) využívá ověření digitálního certifikátu před zahájením přenosu skrze protokol HTTPS s kódováním TLS 1.2. Nutnou podmínkou realizace spojení komunikační brány (PLC) s cloudovou službou je navíc platný bezpečnostní token, jenž vystavuje cloud na žádost uživatele, přičemž uživatel platnost tohoto tokenu může kdykoliv ukončit (ještě před uplynutím jeho standardní 10 leté platnosti) a tím spojení mezi bránou a cloudem přerušit. Uvedený token zároveň uživatel musí sám do komunikační brány (PLC) integrovat. Službu EcoStruxure Machine Advisor lze používat i bez propojení s komunikační bránou a námi monitorované zařízení tak může představovat tzv. airgapovaný systém (air-gapped síť – síť bez připojení k internetu, kdy odpojení od internetu

slouží jako zabezpečení této sítě před kybernetickým útokem). Uživatel ale potom samozřejmě musí zajistit nahrávání dat z monitoringu do cloudu jinou cestou (standardně agregace např. v námi používaném PLC a následné nahrání na fyzické úložiště a přenos dat k počítači, jež připojením k internetu disponuje). EcoStruxure Machine Advisor potom ale slouží skutečně pouze jako platforma pro sdílení zaznamenaných dat, čímž se uživatel připraví o výhody spojené se vzdáleným monitorováním technologie takřka v reálném čase. [29]

9.3 Aplikace pro EcoStruxure Machine Advisor

Dříve zmiňované aplikace, které uživatel může využít při zpracování dat ve službě EcoStruxure Machine Advisor, lze rozdělit do tří základních kategorií – vzorec, upozornění a analytika. Vedle těchto předpřipravených aplikací má uživatel zároveň možnost vytvořit i aplikaci vlastní. Aplikaci ale uživatel provozuje na vlastním serveru a musí zajistit přístup k této aplikaci z webu Machine Advisor.

Kategorie analytika je v současnosti zastoupena jedinou aplikací, a to zpoplatněnou službou prediktivní údržby od společnosti Senseye (Sensey Predictive Maintenance). Přestože tuto aplikaci nebudeme v případě monitorování didaktického modelu čerpací soustavy používat, minimálně si tuto funkci v krátkosti představíme. Funkce prediktivní údržby spočívá ve vytvoření modelu chování sledované soustavy za účelem omezení neplánovaných odstávek zařízení. Model soustavy se postupně tvoří s pomocí sledovaných a tříděných provozních dat, jež se váží na události vzniklé během chodu zařízení. Abychom v rámci modelu mohli detekované anomálie v agregovaných datech korektně interpretovat, musíme sbíraná data, na nichž byl model postaven, zasadit do kontextu provozu soustavy. Při tvorbě modelu chování soustavy je tak vlastně žádoucí, aby na sledovaných zařízení došlo k co možná největšímu množství specifických poruch a statistický model mohl tyto poruchy efektivně předvídat. Minimální doba pro sestavení základního modelu soustavy odpovídá 120 hodinám záznamu provozních dat (ideální délka záznamu je ale 720 hodin). Po výměně základní komponenty soustavy trvá přeučení modelu opět 120 hodin, přičemž společnost Senseye disponuje i ověřenými metodami přenosu statistických modelů mezi jednotlivými zařízeními a lze tedy použít již jednou vytvořený model pro konkrétní stroj na stroji jiném (např. shodné typové řady). Výsledky komparace dat získaných aktuálním monitorováním s daty modelu potom poskytují čtyři základní údaje. Jedná se o detekci anomálií (upozornění na odchylku od provozní normy), dlouhodobých trendů (standardně důsledek degradace), prognózu zbývajících užitného života zařízení (tzv. RUL) a překročení definovaných limitů (nastavených uživatelem). [30]

Zbýlé předpřipravené aplikace z kategorie vzorců a upozornění jsou ve službě EcoStruxure Machine Advisor k dispozici zdarma. Aplikacemi z uvedených dvou kategorií rozumíme jednoduché uživatelsky definovatelné funkce, jež se vykonávají s periodou 10 minut a poskytují výsledek nastavené operace. V případě aplikací ze skupiny upozornění se jedná o generování alarmu při detekování některé z událostí. Takovou událostí může být dosažení krajní meze monitorované veličiny (aplikace *Threshold*). Na vzniklý alarm lze potom vázat zaslání varování přes volenou komunikační službu (typicky e-mail) s nastavitelným stupněm důležitosti a komentářem. Obdobně funguje i aplikace *vzorec (Formula)*, kde nedochází pouze k vyhodnocení překročení meze ale splnění obecnější logické podmínky. V rámci této aplikace tak uživatel může vyhodnocovat kombinované překročení limitů pro větší množství monitorovaných veličin (např. kontrola, zda součet okamžitých příkonů běžících motorů nepřekračuje zvolenou mez). Poslední předpřipravenou aplikací z kategorie upozornění je sledování aktivity zařízení (*Machine Offline*), jež na základě zvolené veličiny sleduje, zda zařízení vykazuje činnost. V případě, že služba Machine Advisor nedostává hodnoty pro vybranou sledovanou veličinu po dobu nastaveného počtu minut, generuje aplikace alarm, na nějž lze opět napárovat další akci (zaslání varování). [31]

Aplikace z kategorie vzorec máme k dispozici dvě. V prvním případě se jedná o kalkulačku (*Calculator*) kde, jak název napovídá, můžeme s monitorovanými veličinami provádět základní

matematické operace (sčítání, odčítání, násobení a dělení), přičemž operace lze upřednostňovat (použitím závorek) a uživatel může definovat i vlastní konstanty. Druhá aplikace poskytuje základní statistické funkce prováděné na datových souborech vzniklých z příchozích hodnot vybraných monitorovaných proměnných. Jedná se o funkce: Minimum, maximum, průměr, součet, medián a střední hodnota. Po provedení výše zmíněných aplikací typu vzorec ale nenastává žádný alarm, pouze se uloží výsledek operace do aplikací automaticky vytvořené proměnné. [31]

EcoStruxure Machine Advisor zároveň umožňuje přípravu vlastních uživatelských vizualizačních rozhraní, v nichž se budou zobrazovat aktuální hodnoty vybraných sledovaných veličin, případně se zvolenou formou veličiny zpracují. Tato rozhraní navíc mohou být přístupná pouze vybraným rolím, takže každý uživatel aplikace může disponovat unikátním přehledem monitorovaných veličin na základě svého oprávnění. Monitorované veličiny lze reprezentovat celou řadou způsobů, od konzervativního zobrazení okamžitých měřených hodnot přes grafické vizualizace analogových měřidel, až po sestavování diagramů a trendů. Vedle uvedených data zpracujících prvků můžeme do rozhraní zařadit i prvky čistě informativní (texty s popisem systému, obrázek soustavy). [32]

9.4 Struktura odesílaných dat

Abychom mohli se službou EcoStruxure Machine Advisor sdílet data monitorovaných proměnných, musíme vyčítaná data z frekvenčních měničů přizpůsobit pro přenos a opatřit je informací o čase čtení. K tomu využijeme objektového zápisu dat JSON, který umožňuje data předávat ve formátu dvou uspořádaných dvojic parametr – hodnota a časový údaj parametru – časová známka. Časová známka je objektům přiřazována na základě systémového času PLC (RTC) ve vysokém rozlišení unixového času (počet milisekund uplynulých od data 1. ledna 1970 00:00:00:000, typ UDINT). Výše zmíněné uspořádané dvojice dále vkládáme do předepsané struktury, kterou označujeme jako Charlie formát (jedna z možných variant implementace zápisu JSON dat podporovaná ze strany služby Machine Advisor, druhou je formát Tango) a vzniklý řetězec odesíláme s pomocí protokolu HTTPS na cílový cloud (Machine Advisor). Obecnou podobu popsané struktury reprezentuje kód níže.

```
{
  "metrics": {
    "assetName": "prefix string",
    "Variable1": "number",
    "Variable1_timestamp": "Time for Variable1",
    "Variable2": "number",
    "Variable2_timestamp": "Time for Variable2"
  }
}
```

Indexy `metrics` a `assetName` představují klíčová slova nutná pro korektní zařazení odesílaných objektů v rámci aplikace Machine Advisor. Z pohledu přípravy odesílaného textového řetězce se tedy jedná o neměnné konstanty. Obdobně musí být i zachováno i označení času náležícího proměnné `Variable` jako `Variable_timestamp`. V námi realizovaném řešení docílíme přípravy dat pro odeslání do popsaného formátu s pomocí jedné z knihoven. Příprava dat pro odeslání tak v dále představovaném zdrojovém kódu programu není explicitně zobrazena.

EcoStruxure Machine Advisor umožňuje pro jednotlivá místa instalace monitorovaných zařízení definovat odchylku od UTC. Toho lze využít ve chvíli, kdy se sledovaná místa instalací nachází v různých časových pásmech a zařízení pracují s lokálními systémovými časy, který předávají do cloudu v rámci časové známky dat, přičemž tyto systémové časy nejsou synchronizované. V případě našeho didaktického modelu čerpací soustavy uvedený problém zohledňovat nemusíme (systémový čas PLC odpovídá lokálnímu času správce služby Machine Advisor) a instalaci provozujeme jedinou. Reálné nasazení Machine Advisor ale musí nějakým

způsobem umístění monitorovaných soustav respektovat, aby centrálně zobrazovaná data byla v čase správně rozmístěna. Úprava času na straně nadřazeného systému se potom jeví jako optimální řešení v situaci, kdy sledujeme více instalací v různých místech světa.

KAPITOLA 10: REALIZACE MONITOROVÁNÍ ČERPACÍ SOUSTAVY

Před tím, než si popíšeme řešení sdílení dat mezi měniči a cloudovou službou EcoStruxure Machine Advisor, musíme si v prvé řadě specifikovat, jaká data vlastně budeme odesílat (resp. jaké registry frekvenčních měničů budeme vyčítat). V případě sledování veličin svázaných s asynchronními motory můžeme vycházet z předpřipravené nabídky z konfiguračního SW SoMove, který za předpokladu trvalého propojení měniče a PC umožňuje (opět přes Modbus TCP) provozní veličiny (motoru i měniče) v reálném čase sledovat. Alternativně můžeme realizovat záznam průběhu uživatelsky volených veličin s nastavením zahájení takového záznamu (limitováno paměťovým prostorem měniče, vhodné zejména pro snímání rychlých přechodových jevů). Z frekvenčních měničů řady ATV600 lze vyčítat až 1720 parametrů, přičemž do vybraných registrů lze i zapisovat (mnohdy v závislosti na provozním stavu měniče, zápis ale není pro potřeby monitorování službou Machine Advisor relevantní). Pro každé z čerpadel (resp. každý z asynchronních motorů) jsme vybrali veličiny charakterizované následující tabulkou (Tab. 10-1).

Kód	Popis	Modbus adresa (DEC)	Datový typ (16 bit)	Rozlišení hodnoty
SPDM	Otáčky rotoru	12004	UINT	1 min ⁻¹
RFR	Motorová frekvence	3203	INT	0,1 Hz
LCR	Statorový proud	3204	UINT	1 A
UOP	Statorové napětí	3208	UINT	1 V
OPR	Výkon motoru	3211	INT	1 %

Tab. 10-1 Zaznamenávané motorové veličiny

K uvedeným sledovaným veličinám nutno dodat, že jedinou reálně měřenou hodnotu představuje proud. Měření proudu zajišťují LEM senzory ve dvou přírodních fázích statorového vinutí motoru, kdy je proud třetí fázi dopočítán na základě faktu, že součet proudů jednotlivých fází odpovídá nule (na Obr. 8-5 znázorněno jako měření všech fází), přičemž ze zkoumaného registru LCR vyčteme efektivní hodnotu odebraného proudu. Mechanické otáčky rotoru (SPDM) se vypočítávají z modelu na měniči, které slouží i pro stanovení mechanického výkonu motoru (OPR, určený jako procento jmenovitého výkonu stroje). Motorovou frekvencí (RFR) v případě měničů řady ATV600 rozumíme odhad rotorové frekvence stroje (tj. frekvence otáčení rotoru) bez započtení skluzu. Statorové napětí UOP nakonec udává efektivní hodnotu první harmonické napájecího napětí (PWM pulzů) motoru. Z hlediska tvorby napájecích pulzů můžeme obsah registru UOP ztotožnit i s efektivní hodnotou napětí sinusového modulačního signálu, který tak reálně první harmonické signálu PWM odpovídá.

V případě měření procesních veličin musíme vybrat registry, do nichž se ukládá filtrovaná a přepočtená hodnota ze snímačů (tj. potenciometru pro zadávání žádané hodnoty tlaku, senzoru tlaku a průtokoměru, viz kapitola 7.2). Procesní veličiny zpracovává pouze frekvenční měnič v roli Master (z hlediska struktury MD - Link), takže procesní veličiny nebudeme vyčítat z obou frekvenčních měničů jako veličiny motorové. Registry a popis procesních veličin postihuje tabulka (Tab. 10-2). Jak bude v této kapitole dále uvedeno, výše zmíněné informace jsou z hlediska správného získávání a zpracování dat v PLC zcela zásadní.

Kód	Popis	Modbus adresa (DEC)	Datový typ (16 bit)	Rozlišení hodnoty
RPC	Žádaný tlak	11982	UINT	1 mbar
RPF	Tlak soustavy	11981	UINT	1 mbar
FS1V	Průtok soustavy	15715	INT	0,1 m ³ · h ⁻¹

Tab. 10-2 Zaznamenávané procesní veličiny

10.1 Konfigurace služby Machine Advisor

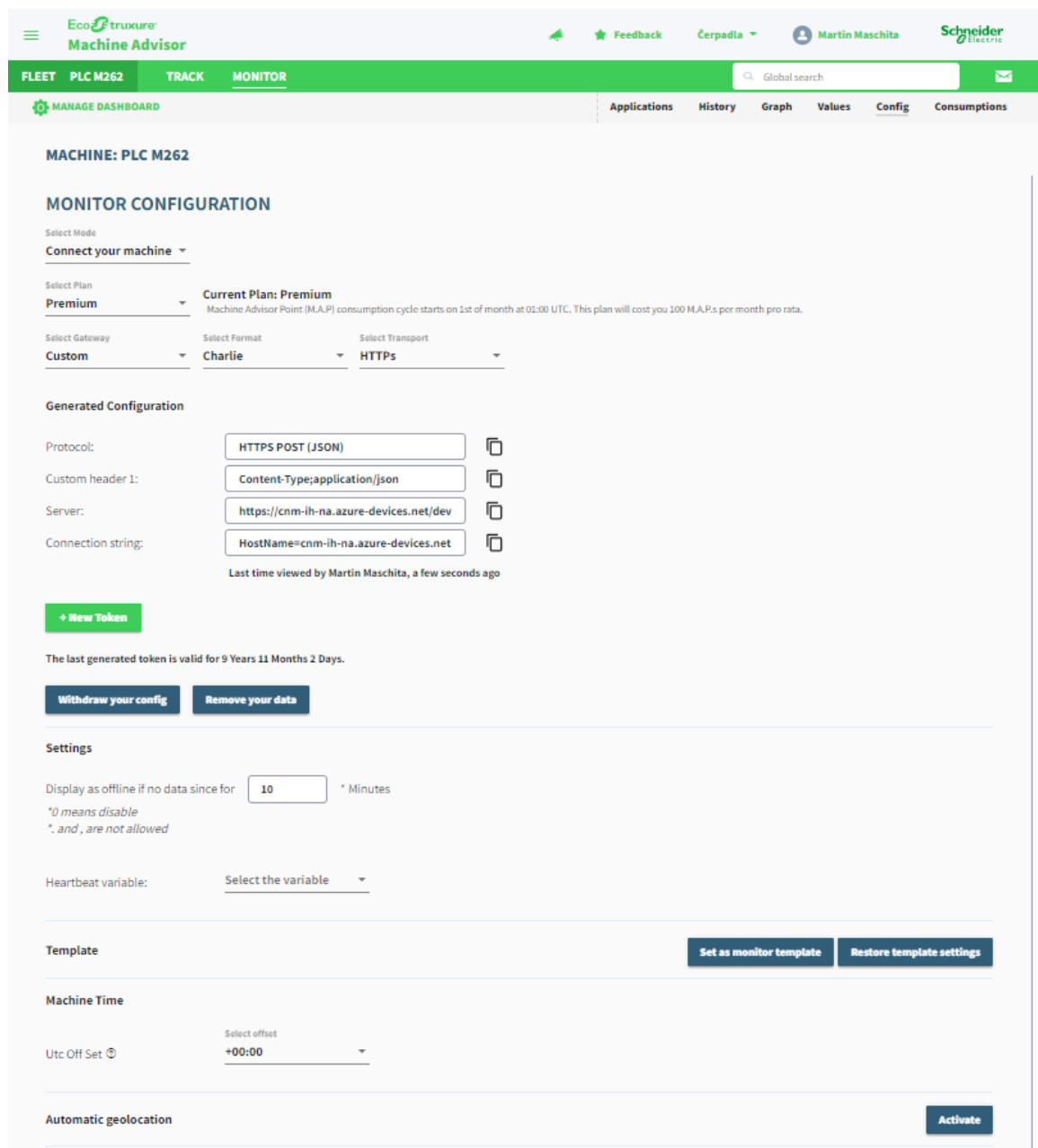
Abychom vůbec byli schopni zahájit odesílání dat z PLC do služby EcoStruxure Machine Advisor, musíme tuto službu nastavit. V prvním kroku (Obr. C-1) registrujeme nové zařízení, které pojmenujeme, definujeme jeho architekturu (uspořádání instalovaných zařízení z hlediska topologie komunikace), určíme, jakému zákazníkovi patří (máme administrátorská práva jakožto OEM) a nakonec stanovíme jeho umístění (adresa/souřadnice, na jejímž základě se zobrazí výřez mapy). Nastavení architektury lze navíc používat jako obecnou šablonu, přičemž náhled propojených zařízení (Obr. C-2) můžeme doplnit i vlastním obrázkem (Obr. C-3). Z přehledu s architekturou zároveň můžeme vytvářet úkoly pro další uživatelské účty vedené v rámci služby Machine Advisor pro vybranou společnost a sdílet dokumentaci k zařízením (funkce služby zmíněné v kapitole 9.2).

Po dokončení uvedené registrace máme možnost zobrazit přehled flotily instalovaných zařízení (Obr. C-4), které můžeme ve výchozím nastavení filtrovat dle stavu připojení nebo aktivních varování. Z uvedeného přehledu navíc můžeme vybírat místa instalací, se kterými chceme pracovat a přecházet zpět na nastavení architektury (*Track*) nebo na kartu monitorování (*Monitor*). Karta monitorování obsahuje mj. nastavení monitorování (*Monitor configuration*, Obr. 10-1). V tomto místě musíme vedle způsobu fakturace za službu navolit i způsob připojení komunikační brány (PLC) k EcoStruxure Machine Advisor. Vzhledem k tomu, že pro sdílení dat z PLC použijeme knihovnu SmartCloudConnection (SCC ver. 1.0.1.3), nastavujeme komunikační bránu v režimu *Custom* a zbylé parametry dle dříve avizovaného způsobu komunikace (viz kapitola 9.4, komunikační protokol HTTPS, data ve formátu Charlie).

Po nastavení žádaného typu komunikace s bránou vygeneruje Machine Advisor sérii textových řetězců, pomocí kterých konfigurujeme naše PLC pro odesílání dat (k dispozici na Obr. 10-1). Z hlediska použití knihovny SCC je zásadní řetězec s URL serveru (EcoStruxure Machine Advisor), na který data odesíláme. Druhý řetězec, který SCC knihovna požaduje, představuje již samotný zmiňovaný SAS token. Token se generuje pouze jednou a v případě vytvoření tokenu nového pro stávající instalaci, ztrácí původní token zcela automaticky platnost (pro obnovu připojení se tak musí změnit i nastavení brány). Zbylé parametry (*Connection string* a *Custom header 1*) slouží pro jiné implementace připojení a nebudou v rámci našeho řešení použity.

Na popisované konfigurační stránce zároveň můžeme vybrat proměnnou, která bude sloužit jako indikace připojení a při absenci příchozích dat po nastavené době na této proměnné bude zařízení vyhodnoceno jako odpojené (funkce *Heartbeat*). V případě, že naše monitorované zařízení sdílí s cloudem i informace o své poloze (tedy integruje GPS lokátor), můžeme specifikovat i proměnné nesoucí informaci o zeměpisné sířce a délce, na jejichž základě dojde k zobrazení aktuální polohy zařízení na mapě (geolokační data jsou standardně součástí fakturované komunikace). Námí používaný model představuje stacionární prvek a funkce sdílení polohy tak v tomto případě zůstane nevyužita (sledování polohy je typická pro pronajímaná mobilní zařízení, např. záložní zdroje/elektrocentrály). [33]

Dokončením výše zmíněného nastavení je cloudová služba EcoStruxure Machine Advisor plně připravena na příjem a interpretaci dat z námi použité komunikační brány, která jí data sbíraná z instalace (modelu čerpací soustavy) předává.



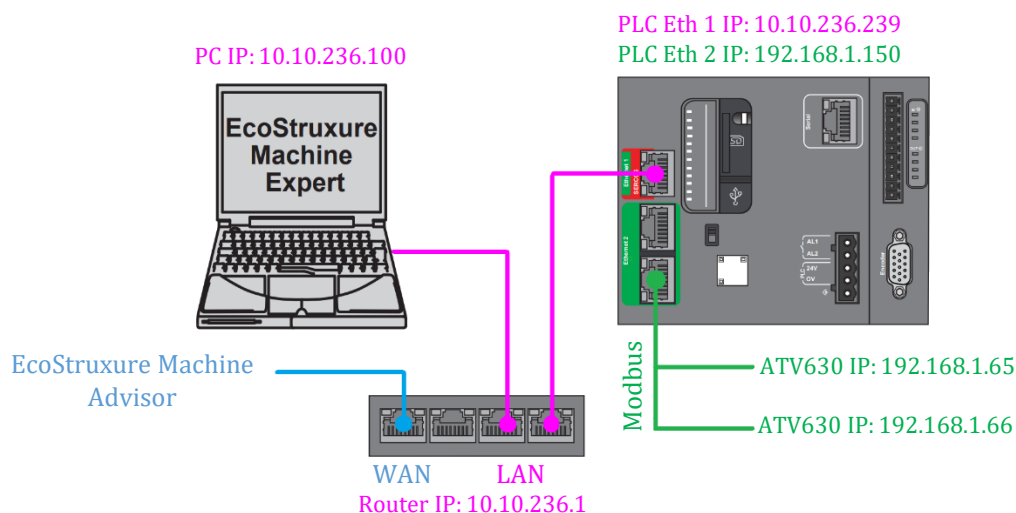
Obr. 10-1 Stránka nastavení monitorování

10.2 Realizace monitorování na straně PLC

Od komunikační brány v podobě PLC Modicon M262 (TM262M35MESS8) požadujeme v kontextu monitorování provozu čerpací soustavy dvě základní funkce – čtení vybraných registrů použitých frekvenčních měničů a sdílení vyčtených hodnot s cloudovou službou EcoStruxure Machine Advisor. Vývoj programu pro zmíněné PLC probíhá v IDE EcoStruxure Machine Expert V2.0 (verze 2.0.2.1), s jehož pomocí PLC i programujeme (ve smyslu nahrání programu před spuštěním) a debugujeme (možnost sledovat běh programu v režimu online skrze PC). Program PLC představuje sekvenci instrukcí vytvořených v rámci kompilovaných organizačních jednotek programu (POU), přičemž vykonání jedné instrukce trvá na námi použitém modelu PLC 3 ns. Uvedené jednotky programu potom cyklicky voláme pod úlohou MAST. Vývojové prostředí v souladu s normou ČSN EN 61131-3 ed .2 podporuje tvorbu POU pomocí textových i grafických programovacích jazyků, přičemž dále popisované jednotky jsme připravili formou strukturovaného textu (ST) a jazyka funkčních bloků (FBD). Vedle objektů POU, s jejichž pomocí

řídíme běh programu, využijeme i objektů GVL, jež jsou ve vývojovém prostředí EcoStruxure Machine Expert určeny pro deklaraci globálních proměnných programu. [34]

Předpokladem funkčnosti PLC jakožto komunikační brány mezi zařízeními v síti Modbus TCP/IP a cloudem je správné nastavení komunikačního rozhraní ethernet nacházejícího se na PLC. Síť se zařízeními komunikujícími přes Modbus TCP/IP je provozována odděleně od standardní sítě TCP/IP (LAN) s PC a routerem (Obr. 10-2). Každý z ethernet portů na PLC tak konfigurujeme na rozsah IP adresy podsítě, které náleží.



Obr. 10-2 Síťové uspořádání prvků [35] (upraveno)

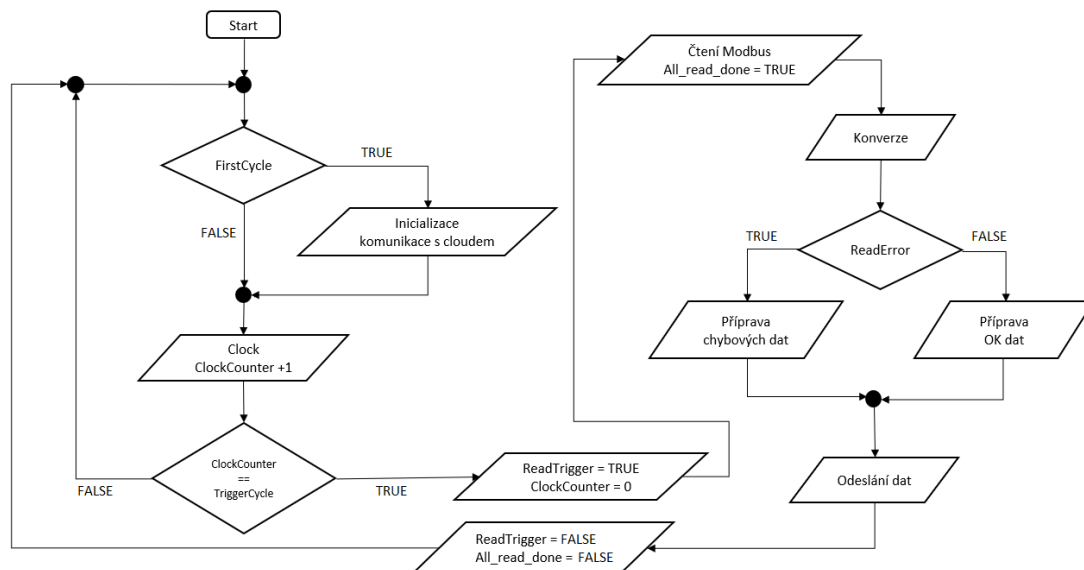
Pro úspěšné navázání zabezpečené komunikace se serverem cloudové služby EcoStruxure Machine Advisor musí PLC (klient) disponovat platným digitálním certifikátem (TLS), který klient obdrží po prvním pokusu o spojení se serverem (proces tzv. *TLS handshake*). Komunikační certifikát je ale ze strany PLC automaticky zařazen na seznam certifikátů v karanténě a uživatel tak musí ve vývojovém prostředí (v nastavení *Security Screen - Devices*) certifikát stáhnout do PC a následně jej zpětně nahrát do PLC mezi autorizované certifikáty. Popsaný způsob představuje jediný možný postup ověření identity komunikačního partnera (IoT prvku odesílajícího data na platformu Microsoft Azure, resp. námi využívaný cloud). Za předpokladu, že máme korektně nastavené síťové prvky (IP adresa routeru je výchozí bránou síťového adaptéru PC a PLC), nemělo by nic bránit komunikaci mezi PLC (nebo PC) a cloudem.

Nyní si můžeme popsat samotný program pro vyčítání dat z frekvenčních měničů a jejich sdílení se službou Machine Advisor. Zjednodušený vývojový diagram programu PLC zaznamenává (Obr. 10-3). Uvedený program je vykonán v rámci zmiňované úlohy MAST za současného využití globálních příznaků informujících o dokončení jednotlivých akcí definovaných na úrovni POU. Pořadí volání POU a jejich formu přípravy (FBD/ST) zaznamenává Tab. 10-3.

Pořadí volání	Typ	Organizační jednotka programu
1	FBD	POU_Clock_1Hz
2	ST	POU_GenTrigger
3	FBD	POU_ModbusTCP_WriteRead
4	ST	POU_Conversion
5	ST	POU_SendToCloudBuffer

Tab. 10-3 Pořadí volání POU v úloze MAST

Prvky vývojového diagramu nelze přímo ztotožnit s jednotlivými POU (např. inicializace komunikace a odesílání dat čtených z Modbus je obslouženo v rámci jediného POU), nicméně si na nich můžeme základní funkci dále popisovaných POU stručně představit.



Obr. 10-3 Vývojový diagram programu PLC

Z diagramu je patrné, že v případě prvního běhu programu (příznak `FirstCycle`) nastává inicializace komunikace, tedy předání textových řetězců generovaných službou Machine Advisor komunikačním funkcím SCC (odesílaná data jsou potom těmito řetězci vybavena a mohou tak být ze strany cílového serveru – cloudu zpracována). V každém běhu programu nastává vyhodnocení hodinového signálu s periodou $T = 1$ s a případné navýšení hodnoty čítače 1 s pulzů (kapitola 10.3). Čítač po obdržení 5 pulzů (tedy každých 5 s) generuje událost čtení požadovaných veličin z frekvenčních měničů (kapitola 10.4) řízenou příznakem `ReadTrigger`. Po dokončení čtení z Modbus (ať už úspěšném nebo neúspěšném) přecházíme k přípravě dat pro odeslání zahrnující datovou konverzi a případné nahrání chybových hodnot pro nenačtené veličiny z Modbus (kapitola 10.5). Cyklus končí odesláním nahraných dat s pomocí funkcí obsažených v knihovně SCC (kapitola 10.6) a nulováním příznaků dokončení čtení z Modbus (`All_read_done`) a přetečení čítače (`ReadTrigger`).

10.3 Časování čtení z Modbus

Časování čtení požadovaných veličin z frekvenčních měničů zajišťujeme pomocí dvou POU. Zdroj zmínovaného hodinového signálu je implementován s pomocí nativní funkce `ONE_SEC_PULSE` (s instancí `Inst_ONE_SEC_PULSE`) v rámci organizační jednotky programu `POU_Clock_1Hz` vytvořené jazykem FBD (realizace Tab. D-3). Hodinový signál (výstup zmíněné funkce) setrvává v hodnotě `TRUE` po dobu jednoho cyklu výkonu úlohy MAST každou jednu sekundu a můžeme jej tedy předávat s pomocí globální proměnné `ClockTick` dalšímu POU (POU `GenTrigger`, psaný v ST), jenž generuje příznak pro zahájení čtení z Modbus. V uvedeném POU dochází k inkrementaci čítače `ClockCounter` až do dosažení hodnoty `TriggerCycle`, kdy právě příznak zahájení čtení (`ReadTrigger`) překlápí do hodnoty `TRUE` za současného nulování čítače (výchozí nastavení `TriggerCycle = 5`, což odpovídá zahájení čtení každých 5 s, realizováno v Tab. D-4).

Samozřejmě se nabízí otázka, jaká je vhodná perioda čtení veličin z frekvenčních měničů. Pro potřeby aplikace digitální cloudové služby EcoStruxure Machine Advisor by samozřejmě stačilo data vyčítat synchronně s výchozím vzorkováním na straně Machine Advisoru, tedy každé 2 minuty (tj. nastavení `TriggerCycle = 120`). Čtením s vyšší frekvencí vlastně zpracováváme data na straně PLC zbytečně často, v reálné aplikaci ale PLC nemusí sloužit pouze jako brána pro monitorování s pomocí služby Machine Advisor a získávaná data tak mohou být v rámci lokální sítě předávána SCADA systému, kde aktuální data očekáváme skutečně na bázi jednotek

sekund. Sledování veličin s pomocí Machine Advisor tak představuje z hlediska frekvence čtení parametrů v monitorované soustavě značně benevolentní aplikaci. Na druhou stranu můžeme řešit situaci (např. zmiňovaný SCADA systém se stovkami sledovaných veličin), kdy na síti Modbus požadujeme naopak vysokou rychlost čtení, která teoreticky může dosahovat až 360000 registrů za sekundu (situace specifikována [36]) a žádaná perioda čtení by tak neměla být nižší než doba nutná pro přečtení všech požadovaných registrů nebo dosažení timeout chyby čtení těchto registrů. Vzhledem k množství čtených parametrů a periodě čtení 5 s je v našem případě uvedená podmínka bezpečně splněna.

10.4 Čtení z Modbus

Čtení z požadovaných veličin přes Modbus zahajujeme s pomocí příznaku `ReadTrigger` v jednotce `POU_ModbusTCP_WriteRead` (realizováno jako FBD v Tab. D-5). Čtení zajišťují dva typy funkcí, jedná se o `ADDMaREAD_VAR`. Blok `ADDM` představuje funkci převádějící požadovanou cílovou adresu zařízení (typu `STRING`), z něhož veličiny vyčítáme, na adresovou strukturu (datový typ `ADDRESS`), s jejíž pomocí adresujeme konkrétní zařízení v navazující funkci `READ_VAR` obsahující již i adresu vyčítaného registru. Funkci `ADDM` tak voláme ve dvou instancích (pro každý z frekvenčních měničů), kdy adresu zařízení typu `STRING` zavádíme strukturovaným způsobem '`<komunikační port>{<IP adresa>}<UnitId>`', přičemž za komunikační port volíme hodnotu 3 (odpovídá ethernetu) a `UnitID` nastavíme dle kapitoly 9.1.

Po úspěšném sestavení adresové struktury tak voláme funkce čtení `READ_VAR` v instancích jednotlivých veličin. Každá z uvedených funkcí musí vedle přiřazení zmiňované adresové struktury (`Addr`) disponovat i informací o adrese čteného registru (v DEC zápis), resp. o počáteční adrese čtení, typu a počtu čtených objektů. Z hlediska komunikace Modbus jsou všechny čtené objekty typu `WORD` (16 bit hodnoty) a shodou okolností veškeré námi zvolené veličiny zabírají pouze jediný registr. Obsah tohoto registru potom načítáme do předpřipraveného datového buffer (shodného datového typu `WORD`), jenž budeme dále zpracovávat.

Dokončení funkcí `ADDM` a `READ_VAR` rozpoznáme vždy na základě aktivace jejich výstupu `Done` (překlopení do `TRUE`). Z textu výše by mělo být patrné, že čtení s pomocí komunikace Modbus může být realizováno pouze po úspěšném provedení `ADDM`. Zároveň nelze vyčítat paralelně několik registrů, tudíž čtení požadovaných veličin musí probíhat postupně. Z toho důvodu řetězíme bloky způsobem představeným v Tab. D-5. Funkce `ADDM` a `READ_VAR` nemusí ale vždy nutně končit úspěšně a v případě nevykonání jejich standardní provozní úlohy signalizují výstupem `Error` vznik chyby. Funkce `READ_VAR` typicky generuje chybu při nezvládnutí čtení před vypršením času deklarovaném na vstupu `Timeout` (hodnota `timeout` v našem případě odpovídá 100 ms). Pokud během čtení jedné veličiny (nebo adresace měniče) vznikne chyba, nechceme automaticky ukončovat čtení všech zbylých veličin, proto další funkce `READ_VAR` (případně `ADDM`) zahajujeme i po aktivování výstupu `Error` některé z dříve vykonaných funkcí. Informaci o vzniklé chybě ale zaznamenáváme a na jejím základě upravujeme odesílaná data (více v kapitole 10.5). Zároveň generujeme příznak přítomnosti globální chyby čtení (`Global_read_error`), kterým informuje o vzniku problému během výkonu čtení z Modbus v rámci `POU_ModbusTCP_WriteRead`. Po (úspěšném nebo neúspěšném) dokončení všech zřetěžených funkcí nastavujeme logickou proměnnou `All_read_done` do hodnoty `TRUE`, čímž umožníme zahájení přípravy dat k odeslání.

10.5 Konverze čtených dat

Hlavním účelem akce prováděné v `POU_Conversion` (implementováno v jazyce ST) je dosažení korektní reprezentace dat získaných čtením registrů měničů přes Modbus. V GVL pro každou ze čtených veličin (`XYZ`) deklarujeme trojici proměnných.

```
Read_Buf_XYZ: WORD;
XYZ_value AT %MW200: UINT;
XYZ_send: REAL;
```

Během fáze čtení jsme si ukázali, že do proměnné `Read_Buf_XYZ` typu `WORD` ukládáme přímo 16 bit hodnotu registru přečtenou z frekvenčního měniče. V dokumentaci měniče zároveň máme informaci o tom, jakého datového typu má hodnota v daném registru (registrech) nabývat. V případě, že je čtená veličina `XYZ` typu `UINT`, vytvoříme v PLC novou proměnnou shodného datové typu (tj. `XYZ_value`) v konkrétním místě paměti (např. v uvedeném `%MW200`). Konverzí potom rozumíme nahrání obsahu bufferu `Read_Buf_XYZ` do vybraného místa paměti (`%MW200`), v němž máme definovanou proměnnou `XYZ_value` známého datového typu (ilustrováno prvními řádky Tab. D-6). Přečtením `XYZ_value` potom získáme správně reprezentovaná data z měniče, čehož jsme docílili vlastně vynuceným přetypováním datového typu `WORD` na jiný (v našem případě vždy `INT` nebo `UINT`). Vhodné rozmístění čtených hodnot `WORD` v paměti se stává zásadním v momentě, kdy přes Modbus vyčítáme veličiny uložené ve větším množství registrů (např. veličinu typu `UDINT`). Chceme-li pak hodnotu přečtené veličiny skutečně reprezentovat jako `UDINT`, musíme jednotlivé hodnoty registrů uložit do navazujících `%MW` (např. `%MW200` a `%MW201`), nad kterými vytvoříme proměnnou `UDINT` v paměťovém prostoru `%MD100` (pro názornost viz Tab. 10-4). Zároveň bychom měli při rekonstrukci dat čtených z většího množství registrů dbát na pořadí ukládání hodnot z těchto registrů do paměti, aby nedošlo ke záměně horních a dolních 16 bit tvořících výsledný datový typ double (a tedy ke vzniku chyby ve čtených datech).

Úroveň Bit	Úroveň Byte	Úroveň Word	Úroveň DWord
<code>%MX400.7 - %MX400.0</code>	<code>%MB400</code>	<code>%MW200</code>	<code>%MD100</code>
<code>%MX401.7 - %MX401.0</code>	<code>%MB401</code>		
<code>%MX402.7 - %MX402.0</code>	<code>%MB402</code>	<code>%MW201</code>	
<code>%MX403.7 - %MX403.0</code>	<code>%MB403</code>		

Tab. 10-4 Organizace paměťového prostoru PLC

V dalším kroku konverze převádíme celočíselné hodnoty čtených veličin na datový typ `REAL`, v němž můžeme pracovat s hodnotami jakožto desetinnými čísly a vhodným dělením těchto hodnot získávat výsledky v požadovaných (většinou základních) jednotkách. Uvedený datový typ `REAL` je zároveň vyžadován funkcemi knihovny `SCC` a přetypováváme tedy i veličiny, jejichž rozměr (ve smyslu jednotek) nám po reprezentaci na `INT` potažmo `UINT` vyhovuje. Přetypovaná a upravená hodnota čtené veličiny je potom připravena k odeslání v proměnné `XYZ_send`.

Další část organizační jednotky programu `POU_Conversion` slouží k zápisu chybové konstanty (`Err_const`) do proměnné pro odeslání v případě, že během fáze čtení nebylo získání dat z registru příslušného frekvenčního měniče úspěšné nebo nedošlo k jeho správné adresaci (na základě stavu dílčího chybového příznaku). Druhý uvedený případ znemožňuje čtení všech požadovaných veličin z příslušného měniče, proto chybovou konstantu zapisujeme do všech veličin danému měniči náležících. V situaci, kdy chyba vznikla až na úrovni funkce `READ_VAR`, měníme hodnotu vždy pouze dotčených veličin. Po zápisu chybových konstant kvituje příznak chyby čtení nebo adresace a v dalším cyklu úlohy `MAST` se znovu standardním způsobem pokoušíme o vyčtení veličin z frekvenčních měničů. Chybovou konstantu do aplikace `Machine Advisor` zasíláme z toho důvodu, že se jedná o jedinou možnou formu sdělení informace o poruše komunikace na úrovni Modbus. Kdybychom totiž při chybě čtení z měničů žádala data do cloudu neposílali, neměli bychom možnost z chování služby `Machine Advisor` rozeznat mezi výpadkem komunikace měnič – PLC a PLC – cloud. V obou případech by totiž v přijímaných datech vzniklo stejné prázdné časové okno, takto má správce monitorování na první pohled jasnou představu o tom, v jaké části systému došlo k výpadku. S ohledem na hodnoty provozních veličin jsme zvolili hodnotu chybové konstanty tak, aby nedošlo k záměně chybových dat se standardními daty provozními (`Err_const = -9999`).

10.6 Odesílání dat do cloudu

Po provedení konverze a úpravy dat zbývá získané hodnoty veličin odeslat. Odeslání dat do cloudu realizujeme v `POU_SendToCloudBuffer` (Tab. D-7). Vedle inicializace knihovny `SCC` v této části programu lokálně deklaruje pole o velikosti počtu odesílaných veličin, přičemž každý

prvek uvedeného pole obsahuje strukturu vytvořenou pod knihovnou SCC. Do zmíněné struktury poté budeme mj. zadávat námi získaná data. V případě, že PLC vykonává první cyklus programu úlohy MAST (po prvním spuštění), disponuje aktivním příznakem `FirstCycle` (`TRUE`), což znamená, že pod právě popisovaným POU musí nahrát parametry nutné pro připojení k službě `EcoStructureMachine Advisor`. Uvedené připojovací parametry představují argumenty funkcí (implementovaných opět v rámci knihovny SCC), které přímo zajišťují odesílání dat do cloudu. Zmiňované parametry nejsou ničím jiným, než textovými řetězci popisovanými v kapitole 10.1 a tyto řetězce zadáváme do vyhrazeného objektu globálních proměnných `GVL_Cloud`, z něhož se během prvotního nastavení načítají. Po dokončení konfigurace komunikace se příznak `FirstCycle` nuluje (nabývá hodnoty `FALSE`) a v dalších cyklech tedy není vykonávána část programu, jež během prvního cyklu podmiňujeme.

Odesílání dat závisí opět na dokončení čtení z příslušných registrů frekvenčních měničů (určeno s pomocí `All_read_done`) a automaticky následuje za konverzí dat. POU datové konverze je bezesbytku proveden ještě před voláním POU pro odesílání dat díky definovanému pořadí vykonání těchto POU pod úlohou MAST. Datová konverze tedy nevyžaduje zvláštní příznak vlastního provedení, jímž bychom podmiňovali odesílání dat do cloudu.

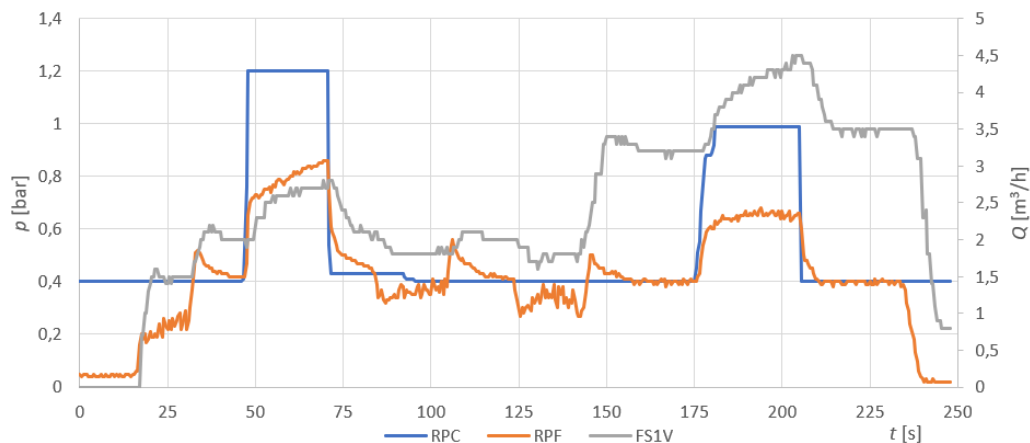
Přes deklarované pole `SendBuffer` přistupujeme do struktury funkcí knihovny SCC, jímž předáme námi zvolené hodnoty. V uvedené struktuře tak vedle nahrání dat vyčtených z frekvenčních měničů volíme i jméno proměnné, pod kterým bude v cloudové službě `Machine Advisor` tato proměnná dohledatelná (rozšířená o definovaný prefix `Cerpadla`). Knihovna SCC nabízí nastavením parametru `xOnChange = TRUE` možnost zasílat data do cloudu pouze v případě, že za čas definovaný proměnnou `CheckCycleConst` došlo ke změně hodnoty monitorované veličiny. Odesílání dat pouze při změně jejich hodnoty lze tedy šetřit MAPs, na druhou stranu tímto způsobem můžeme omezit funkci některých aplikací v `Machine Advisoru` (typicky aplikace v nichž se realizuje výpočet za použití několika monitorovaných veličin, např. `Calculator`), neboť aplikace provádí operaci s datovými body disponujícími shodnou časovou známkou. Pokud se ve vyhodnocovacím časovém okně 10 minut nenachází data se shodnou časovou známkou, výpočet pro takové časové okno není proveden (nastane-li popsání situace během instalace aplikace a nastavovaná aplikace v posledních 10 minutách nenajde hodnoty se shodnou časovou známkou, končí konfigurace aplikace chybou).

V našem případě data odesíláme s pevnou periodou a parametr `xOnChange` tedy nabývá hodnoty `FALSE`. Hodnota uložená v proměnné `CheckCycleConst` potom odpovídá právě zmiňované konstantní periodě odesílání dat ($T = 20$ s). Uvedenou periodu odesílání dat do cloudu cíleně volíme tak, aby byla bezesbytku dělitelná periodou čtení monitorovaných veličin z frekvenčních měničů. Odeslání dat do cloudu tak realizujeme pro každé čtyři čtení registrů přes `Modbus` ($CheckCycleConst / TriggerCycle = 4$), přičemž tato odeslání jsou v kontextu výchozího vzorkování služby `Machine Advisor` (2 minuty) taktéž redundantní.

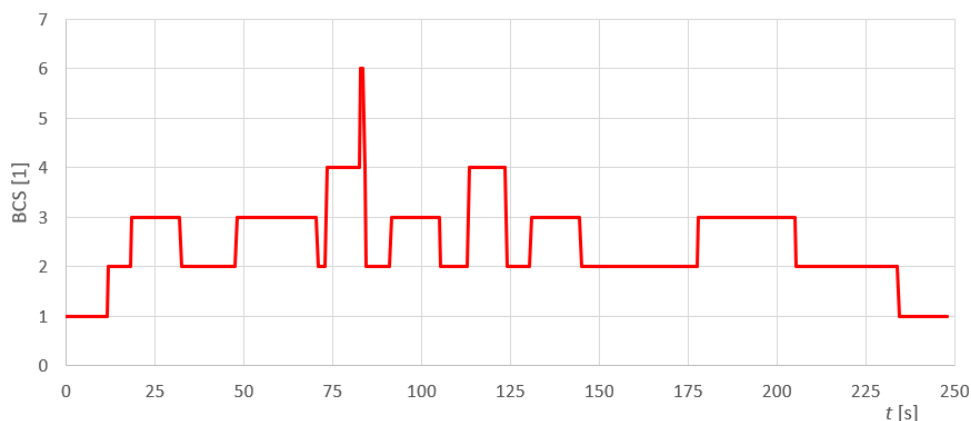
Po načtení všech nových hodnot monitorovaných veličin do pole `SendBuffer` nastává nulování příznaků pro zahájení čtení registrů frekvenčních měničů a úspěšného dokončení této operace. Odeslání dat je realizováno voláním funkce `ESMA_DataPublisherAdvanced` z knihovny SCC v instanci `myESMADataPublisher`, jejíž argument představuje ukazatel na pole, do něhož jsme aktualizované hodnoty zapisovali. Sestavení a odeslání datové struktury interpretovatelné na straně serveru tedy proběhne defacto automaticky a úloha MAST se začíná vykonávat v dalším cyklu.

KAPITOLA 11: ZÁZNAM PROVOZU ČERPACÍ SOUSTAVY

Před samotným představením průběhů získaných s pomocí monitorování službou Machine Advisor si v prvním kroku ukážeme demonstrativní provoz čerpací soustavy, kdy sledujeme pouze procesní veličiny a stavový registr parametru BCS (kód pro *Booster Status*, viz Tab. B-3). Zobrazený záznam vznikl s pomocí funkce *Scope* integrované v konfiguračním SW SoMove. Průběhy odpovídají datům exportovaným z frekvenčního měniče v roli Master a můžeme na nich sledovat funkci booster režimu. První průběh (Obr. 11-1) sleduje časový vývoj žádané hodnoty tlaku ($p_{ref} \approx \text{RPC}$) nastavované potenciometrem, okamžitého tlaku soustavy ($p \approx \text{RPF}$) a průtoku ($Q \approx \text{FS1V}$). Druhý průběh (Obr. 11-2) zaznamenává pouze vývoj zmiňovaného stavového registru BCS v čase.



Obr. 11-1 Průběhy žádanosti RPC a tlaku RPF s průtokem FS1V – SoMove Scope



Obr. 11-2 Vývoj stavového registru BCS – SoMove Scope

Přibližně v čase $t = 16$ s přechází měnič v roli Master při povelu jednoduchého startu (aktivace DI1) ze stavu 1 (*Inactive*) do stavu 2 (*Run*). Ve stavu 2 potom dochází k rozběhu motoru a pozorujeme tak nárůst tlaku a průtoku v soustavě. Potenciometr pro nastavení žádaného tlaku setrvává v krajní poloze odpovídající minimu (0,4 bar). Vzhledem k tomu, že se bezprostředně po rozběhu motoru nedaří dosáhnout požadovaného tlaku, přechází měnič po překročení nastavené hodnoty frekvence (48 Hz) do stavu 3 (*Stage Pending*), v němž setrvává 10 s a během kterého očekává ustálení tlaku na žádané hodnotě. Po vyhrazeném čase *Stage Pending* nebylo žádaného tlaku dosaženo a rozbíhá se tedy druhé čerpadlo, v důsledku čehož v soustavě opět roste tlak (i průtok), tentokrát nad žádanou úroveň a otáčky čerpadel tak musí být omezeny. Přibližně v čase $t = 45$ s dosahujeme v soustavě požadovaného tlaku a skokově měníme

žádanou hodnotu tlaku na 1,2 bar. Z průběhu je patrné, že pro danou polohu škrtkovacího ventilu (simulaci odběru kapaliny) není možné v čerpací soustavě požadovaného tlaku dosáhnout (měnič Master opět přesáhl nastavenou hodnotu frekvence a překlápí do stavu *Staging*, obě čerpadla však již běží). V čase $t = 70$ s tak opět měníme žádanou hodnotu tlaku. Při snížení žádosti tlaku nastává vyřazení Master čerpadla, neboť při regulačním zásahu v podobě omezení otáček dosahujeme na jednom z čerpadel dolní meze provozní frekvence (35 Hz) a pozorujeme tak průchod stavu 4 - *Destage Pending* a 6 - *Destaging*. V důsledku odpojení čerpadla ale klesá tlak opět pod novou žádanou hodnotu a jedno čerpadlo není schopno uvedeného tlaku dosáhnout, znovu tedy přecházíme do stavu 3 (*Staging*). V časech $t = 105$ s až $t = 140$ s pozorujeme čerpací soustavu provozovanou z hlediska řízení Booster v nestabilní poloze, neboť dochází k cyklování čerpadel (jedno čerpadlo požadovaného tlaku nedosáhne a při zapojení druhého nelze obě čerpadla provozovat nad frekvenčním limitem 35 Hz) a příslušným oscilacím tlaku, resp. průtoku, přičemž stabilizace je dosaženo až změnou polohy škrtkovacího ventilu (dobře viditelné s nárůstem průtoku přibližně v čase $t = 150$ s). Do dalšího navýšení žádané hodnoty tlaku v čase $t = 175$ s fungují čerpadla standardním způsobem (ve smyslu úspěšného řízení v režimu booster). Nového požadovaného tlaku ale čerpadla opět nemůžou dosáhnout, a tak se s žádostí tlaku vracíme na původní úroveň s níž je soustava provozována až do svého vypnutí (deaktivace vstupu DI1) pozorovatelného při návratu registru BCS do výchozího stavu 1. Model čerpací soustavy sám o sobě disponuje určitou akumulací schopností a po vypnutí obou čerpadel tak stále můžeme pozorovat průtok kapaliny přes průtokoměr a škrtkovací ventil, k němuž dochází ve výtlačném řadu samospádem.

11.1 Příchozí data služby Machine Advisor

Po ukázce provozu soustavy s vyšším časovým rozlišením než 2 minuty, kterým disponuje služba Machine Advisor, můžeme přejít k popisu zpracování příchozích dat ze strany cloudu. Přehled všech veličin, jež má aplikace (a tudíž i uživatel) k dispozici zaznamenává (Obr. 11-3). Setkáváme se s veličinami dvojího druhu. První skupina obsahuje veličiny, jež byly odeslány z komunikační brány monitorovaného systému (tedy PLC), přičemž jejich parametr *Name* vznikl z údajů obsažených v datové struktuře pro komunikaci JSON, tedy z prefixu *Cerpadla* a označení konkrétní veličiny korespondující se jménem vyčítaného registru frekvenčního měniče (a číselného označení čerpadla, např. *LCR_C1*). Druhou skupinu představují veličiny, do nichž se ukládá výsledek operace deklarované v rámci jedné z dříve zmiňovaných výpočetních/informativních aplikací, které služba EcoStruxure Machine Advisor nabízí a vyhodnocuje v desetiminutovém intervalu (my využijeme statistickou funkci výpočtu průměrné hodnoty a aplikaci *vzorec* pro generování upozornění). K veškerým veličinám lze přidat vlastní označení (sloupec *Label*), která slouží k identifikaci těchto veličin v jiných místech služby Machine Advisor. Zároveň můžeme u všech veličin doplnit jejich fyzikální rozměr (sloupec *Unit*). Součástí zpracování příchozích (případně počítaných) hodnot je i okamžité násobení konstantou (sloupec *Factor*, výchozí hodnota 1). Uvedeného násobení konstantou využijeme při získávání okamžitého mechanického výkonu čerpadel, kdy registr *OPR* vyjadřuje výkon jako procentuální hodnotu jmenovitého výkonu čerpadla ($P_n = 0,55$ kW) a okamžitý výkon tak odpovídá (11-1)

$$P \text{ (kW)} = \text{OPR} \text{ (\%)} \cdot \frac{P_n \text{ (kW)}}{100} = \text{OPR} \cdot 0,0055 \text{ (kW)}. \quad (11-1)$$

Vedle výše popsaného násobení můžeme využít funkce vynuceného formátování zobrazované hodnoty příslušné veličiny, kdy ve sloupci *Factor* s pomocí počtu symbolů # za desetinou tečkou specifikujeme počet zobrazovaných (zprava nenulových) desetinných míst (jinak ponecháno automatické formátování). U všech monitorovaných veličin jsme deaktivovali upozornění, neboť jsem nenavázali žádné alarmy na dosažení určitých hodnot sledovaných veličin, jež by nastavení upozornění na popisované stránce vyžadovaly.

<input type="checkbox"/>	Label	Name ↑	Timestamp	Value [Formatted Value]	Unit	Format	Factor	Associated Strings	Warning	Organization Only	Remove
<input type="checkbox"/>	Prumerny vykon C1 a C2	aggregation_average	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	%	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Add Warning	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Prutok soustavy	Cerpadla:FS1V	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	m3/h	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Proud C1	Cerpadla:LCR_C1	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	A	#####.##	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Proud C2	Cerpadla:LCR_C2	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	A	#####.##	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Vykon C1	Cerpadla:OPR_C1	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	kW	#####.##	0.0055	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Vykon C2	Cerpadla:OPR_C2	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	kW	#####.##	0.0055	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Frekvence C1	Cerpadla:RFR_C1	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	Hz	#####.#	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Frekvence C2	Cerpadla:RFR_C2	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	Hz	#####.#	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Zadost tlaku	Cerpadla:RPC	18/11/2022 14:34:18	0.4 [0.4]	bar	#####.##	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Tlak v soustave	Cerpadla:RPF	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	bar	#####.##	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Otacky C1	Cerpadla:SPD_C1	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	rpm	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Otacky C2	Cerpadla:SPD_C2	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	rpm	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Napeti C1	Cerpadla:UOP_C1	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	V	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Napeti C2	Cerpadla:UOP_C2	18/11/2022 14:34:18	0 [0]	V	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Disabled	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Vypadek Modbus C1	formula_Vypadek	Mo18/11/2022 14:32:08	0 [0]	Set Unit	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Add Warning	<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	Vypadek Modbus C2	formula_Vypadek	Mo18/11/2022 14:32:08	0 [0]	Set Unit	#####	Set Factor	Add Associated Strings	Add Warning	<input type="checkbox"/>	

Obr. 11-3 Náhled s úpravou příchozích hodnot v EcoStruxure Machine Advisor

Vybrané monitorované veličiny dále zpracováváme ve zmiňovaných aplikacích, jež si nyní představíme. Veškeré deklarované aplikace nalezneme na kartě *Applications* (Obr. 11-4). Každá z příchozích hodnot dané veličiny se prioritně vyhodnocuje v aplikaci a až poté nastává její úprava definovaná na kartě *Values* (např. násobení konstantou jako v případě OPR). Uvedenou vlastnost lze demonstrovat na příkladu aplikace určení průměrného mechanického výkonu čerpadel (položka *Prumerny vykon* na Obr. 11-4). Vstupem této statistické aplikace jsou hodnoty OPR_C1 a OPR_C2, výstupní hodnota se potom ukládá do proměnné *aggreaction_average*. Statistická funkce vyhodnocuje každou dvojici příchozích dat dle vztahu pro průměr (11-2)

$$aggreaction_average_i = \frac{(OPR_C1)_i + (OPR_C2)_i}{2}, \quad (11-2)$$

kde tedy *i*-tá hodnota proměnné *aggreaction_average* odpovídá průměru *i*-tých příchozích hodnot mechanických výkonů čerpadel vyjádřených v procentech P_n . Z výše zmíněného plyne, že *i* zaznamenávaný průměrný výkon získáváme v procentuálním vyjádření P_n , přestože jsme pro veličiny OPR_C1 a OPR_C2 definovali převodní poměr pro vyjádření výkonu v $[P] = \text{kW}$ a tímto způsobem budeme dílčí výkony *i* dále prezentovat.

Name	Application	Status	Created Date	Last Execution Date	Plan
Vypadek Modbus C2	Formula	Active	18/11/2022 14:13:57	18/11/2022 14:23:43	Free
Vypadek Modbus C1	Formula	Active	18/11/2022 14:08:50	18/11/2022 14:23:43	Free
Prumerny vykon	Aggregation	Active	02/11/2022 15:09:10	18/11/2022 14:26:19	Free

Obr. 11-4 Aktivní aplikace v EcoStruxure Machine Advisor

Zbylé aplikace, jak již jejich názvy napovídají, slouží k detekci výpadku komunikace mezi PLC a frekvenčními měniči. Zvláště vyhodnocujeme výpadek komunikace s měničem Master (*Vypadek Modbus C1*) a Slave (*Vypadek Modbus C2*), přičemž z měniče Master získáváme vedle provozních údajů o motoru i hodnoty procesních veličin. Princip detekce výpadku komunikace pro měnič v roli Master lze popsat následujícím pseudokódem (v aplikaci sestaveno z *drag & drop* bloků, s jejichž pomocí realizujeme shodnou logiku).

```
IF ((RPC == -9999) || (RPF == -9999) || (FS1V == -9999) || (LCR_C1 == -9999)
    || (OPR_C1 == -9999) || (RFR_C1 == -9999) || (SPD_C1 == -9999) ||
    (UOP_C1 == -9999))

    formula_Vypadek_Modbus_C1 = 1;

ELSE

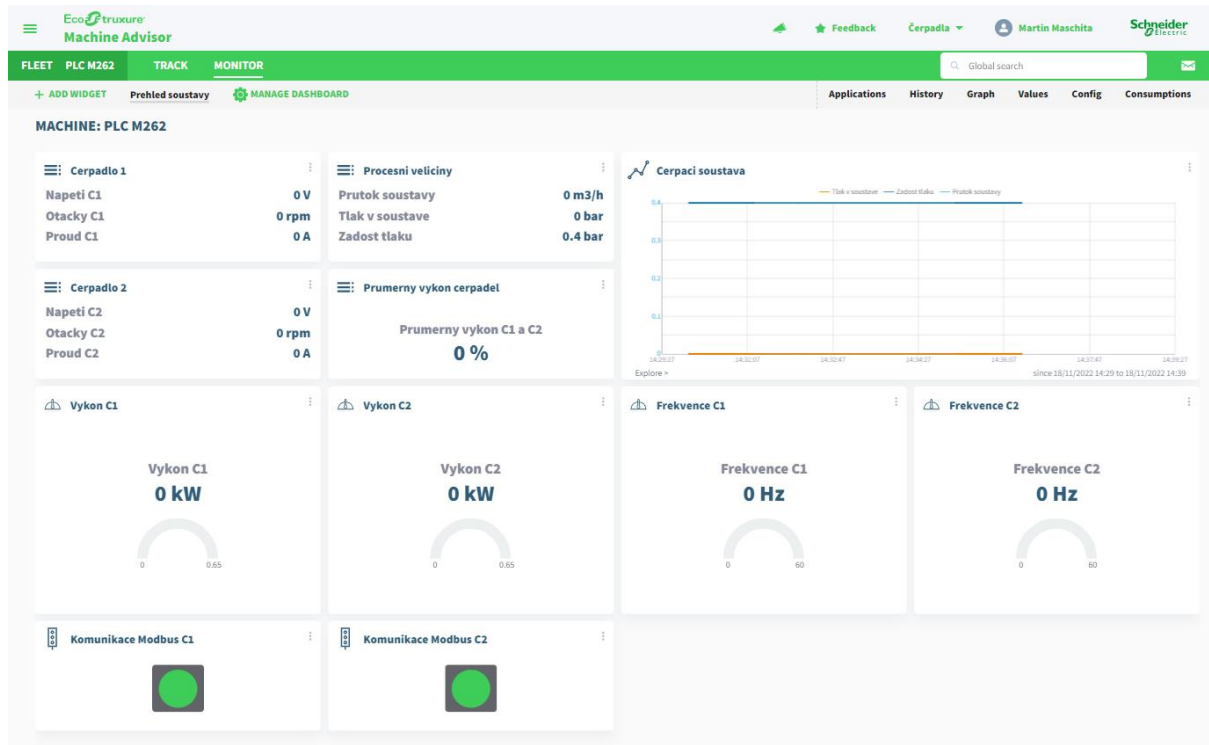
    formula_Vypadek_Modbus_C1 = 0;
```

Analogickým způsobem je sestavena i detekce výpadku komunikace pro měnič v roli Slave (pro zbylou sadu veličin charakterizujících čerpadlo C2). Z kódu by mělo být patrné, že příznak výpadku komunikace nastavujeme na hodnotu 1 ve chvíli, kdy alespoň jedna z monitorovaných veličin na příslušném měniči nabývá chybové hodnoty -9999 (chybová hodnota odesílána z PLC při neúspěšném čtení na úrovni Modbus). S pomocí aplikací upozorňujících na výpadek komunikace tak nezískáváme informaci o konkrétní veličině, jež by nabývala chybové hodnoty, ale dostáváme informaci o faktu, že jeden (nebo oba) z frekvenčních měničů neposkytují ve vyhodnocovaném desetiminutovém intervalu korektní údaje o provozních parametrech soustavy.

11.2 Vizualizační panel aplikace

Hlavní vizualizační panel služby EcoStruxure Machine Advisor jsme sestavili do podoby uvedené na Obr. 11-5. Uživatelsky definovaný panel se skládá z několika typů dostupných objektů (tzv. *Widget*), s jejichž pomocí můžeme zobrazovat přijímaná (případně vypočtená) data o provozu čerpací soustavy. Z celkové nabídky vizualizačních objektů jsme do vizualizačního panelu zahrnuli čtyři druhy prvků, jež z hlediska realizovaného monitorování (ve smyslu charakteru vyčítaných veličin) poskytují názornou reprezentaci zpracovávaných dat. Každý jeden druh vizualizačního objektu disponuje vlastní ikonou (ikona uvedena v levém horním rohu na každé z dlaždic přítomných na Obr. 11-5).

První z použitých objektů slouží k zobrazení aktuálních číselných hodnot (tj. posledních příchozích z PLC, případně poslední dopočítané v některé z aplikací) v seznamu monitorovaných veličin – jedná se o napětí, otáčky a proud čerpadel 1 a 2, hodnoty procesních veličin (průtok, okamžitý tlak a žádost tlaku) a nakonec o vypočtený procentuální průměrný mechanický výkon čerpadel (narozdíl od zbylých trojic monitorovaných veličin je průměrný výkon zobrazován na samostatné dlaždici). Napravo od uvedených seznamů se nachází objekt zaznamenávající časové průběhy procesních veličiny (tedy zmiňovaných tlaků a průtoku, jejichž aktuální hodnoty nalezneme vlevo od časového průběhu), přičemž zobrazované časové okno pro zvolené průběhy lze navolit (na Obr. 11-5 odpovídá nastavení 10 minutám, řádově lze ale volit i mezi hodinami a dny). Zobrazení zbývajících provozních veličin čerpadel – frekvence a výkon (vyjádřený v kW) zajišťují „analogové“ ukazatele, jež poskytují náhled na dosažení okamžité hodnoty monitorované veličiny vůči nastavenému hornímu limitu této veličiny (zobrazovaný limit pro výkon odpovídá 0,65 kW a pro frekvenci 60 Hz). Poslední typ vizualizačního objektu představuje semafor, který v našem případě slouží k zobrazení stavu komunikace přes Modbus s frekvenčními měniči obou připojených čerpadel. Pokud příznak výpadku komunikace nabývá hodnoty 0, semafor ukazuje zelenou bravu, při výpadku komunikace (příslušný příznak odpovídá hodnotě 1) semafor zobrazí červenou, čímž je uživatel zřetelně na výpadek komunikace na úrovni Modbus upozorněn.

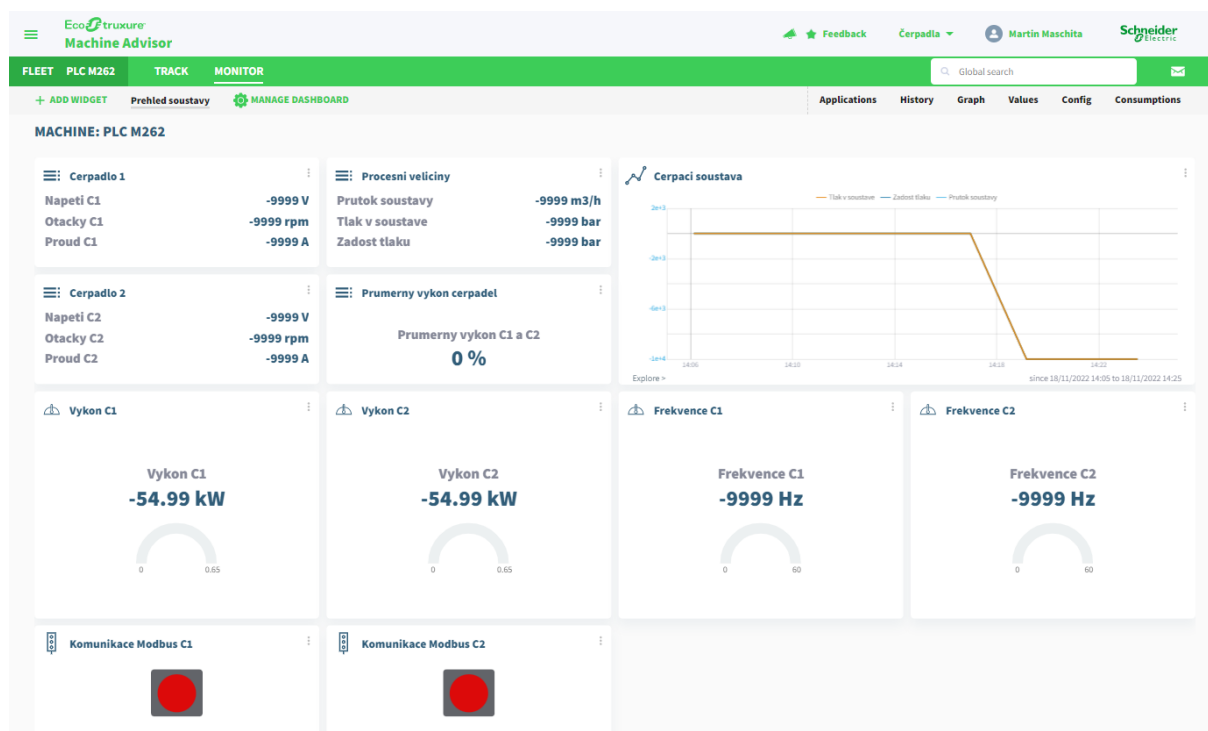


Obr. 11-5 Vizualizační panel aplikace

Podoba panelu zaznamenaná na Obr. 11-5 odpovídá stavu, kdy komunikační brána (PLC) odesílá hodnoty vyčítané z frekvenčních měničů při vypnutých čerpadlech. O faktu, že jsou data z PLC přijímána (resp. že nedošlo k výpadku komunikace mezi PLC a cloudem v posledních dvou

minutách), vypovídá úspěšně zobrazený záznam časového průběhu procesních veličin. Při přerušení komunikace mezi PLC a cloudem totiž jednoduše ustane příjem nových hodnot s časovými známkami a v průběhu tak neuvidíme nově příchozí data. Hodnoty zobrazované na ostatních objektech potom odpovídají posledním přijatým (spočteným) datům a uvedený výpadek se tedy projeví pouze v kontinuitě záznamu monitorovaných veličin.

Situaci, kdy došlo ke kompletnímu výpadku komunikace mezi PLC a měniči (simulováno způsobem nejjednodušším možným – fyzickým odpojením PLC od měničů, a tedy efektivním přerušením komunikace Modbus), zaznamenává Obr. 11-6. Vizualizační panel zobrazuje chybové hodnoty přiřazené na straně PLC a všechny přijímaná data tedy obsahují konstantu –9999. Na příchozí chybovou hodnotu je nadále uplatňováno násobení konstantou pro převod procentuálního vyjádření výkonu na absolutní velikost výkonu, v souladu s uvedeným přepočtem se tedy zobrazuje i hodnota okamžitého výkonu obou čerpadel. Na příchozí chybové konstanty samozřejmě reagují aktivní aplikace *Vypadek Modbus C1* a *Vypadek Modbus C2*, jež nastavují příznak výpadku komunikace s měničem Master i Slave na hodnotu 1. V souladu s hodnotou uvedeného příznaku se mění zobrazovaná barva semaforu na červenou. Základní funkce vizualizačního panelu jsme ověřili a můžeme zahájit samotné demonstrativní monitorování provozu modelové čerpací soustavy.



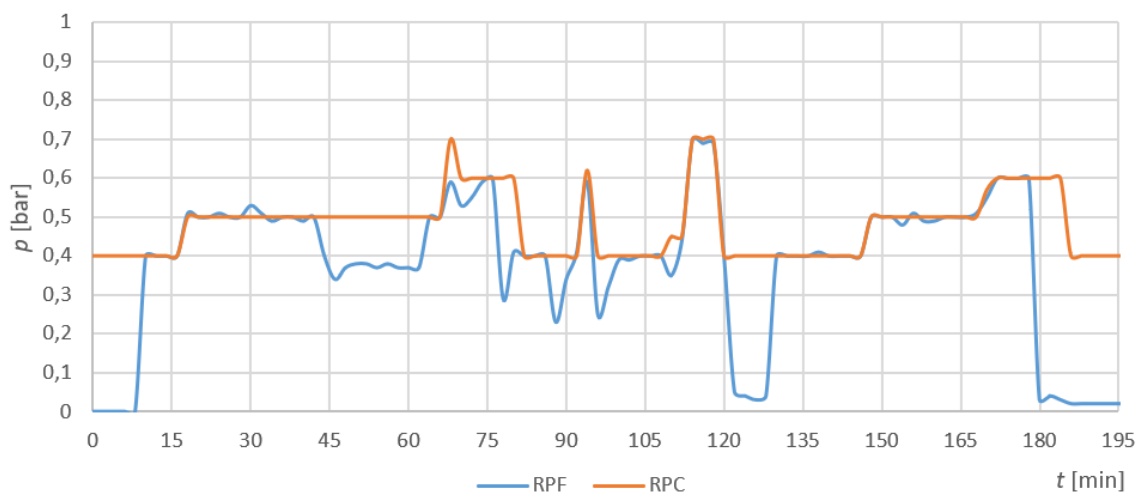
Obr. 11-6 Vizualizační panel aplikace při ztrátě komunikace Modbus

11.3 Ukázka monitorovaného provozu soustavy

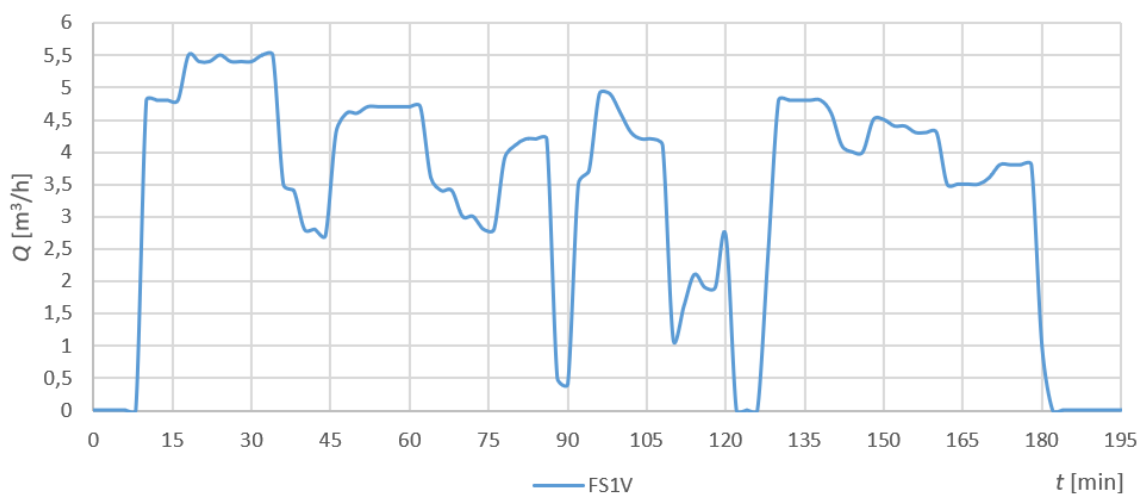
Pro potřeby ukázky funkčního monitorování provozu jsme realizovali přibližně 3 hodiny a 15 minut trvajícím běh čerpací soustavy, během něhož jsme měnili parametry výtlačného řadu s pomocí změny součinitele místních ztrát (škrťácího ventilu). Zároveň jsme upravovali požadavek na tlak v soustavě. Stejně jako v případě záznamu realizovaného přímo na frekvenčním měniči, nejlépe charakterizují chování systému v čase průběhy procesních veličin, na nichž testovací scénář monitorovaného provozu budeme demonstrovat. Pro lepší přehlednost zaznamenaných průběhů si představíme grafy, jež vznikly z exportovaných dat ze služby EcoStruxure Machine Advisor, přičemž náhledy na všechny uvedené grafy, tak jak jsou generovány v rámci popisované cloudové služby, nalezneme v příloze Průběhy v EcoStruxure Machine Advisor.

Zmiňované průběhy procesních veličin nalezneme na (Obr. 11-7), jež zaznamenává vývoj žádaného tlaku v soustavě (RPC) a okamžitý tlak v soustavě (RPF). Pod záznamy tlaku vidíme

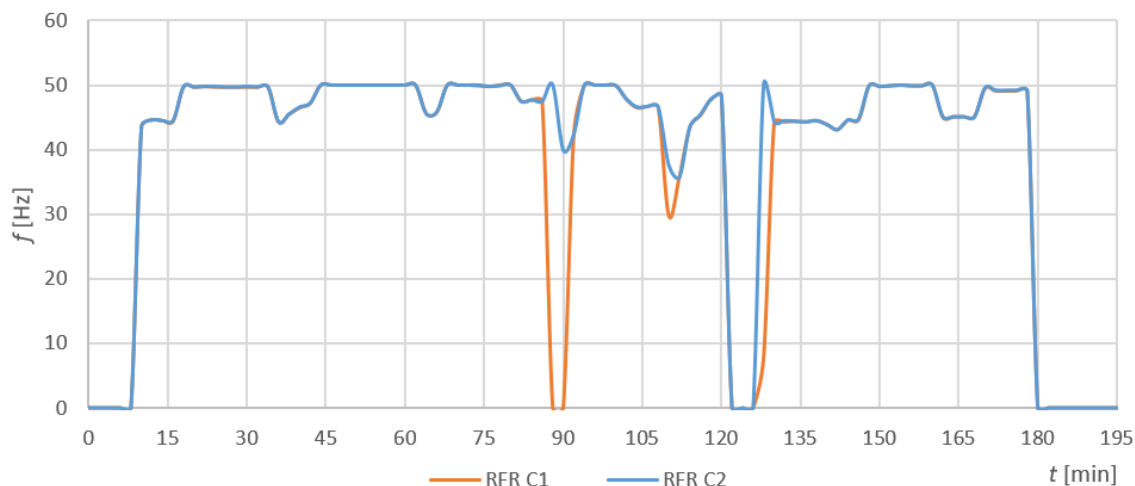
na Obr. 11-8 vývoj průtoku měřený ve výtlačném řadu (FS1V). Přibližně v čase $t = 10$ min spouštíme čerpadla, jež se rozbíhají na úroveň otáček (viz Obr. 11-10 nebo analogickou frekvenci na Obr. 11-9) nutnou pro dosažení žádaného tlaku $p = 0,4$ bar při průtoku soustavou $Q = 4,8$ m³/h (průtok odpovídající aktuální poloze ventilu, lze chápat jako průtok požadovaný pro zajištění chodu napájené technologie). V čase $t = 15$ min navyšujeme žádaný tlak soustavy na $p = 0,5$ bar, na což měniče v nastaveném režimu řízení reagují navýšením otáček čerpadel, čímž se soustava ustálí v novém pracovním bodě s příslušným průtokem. Přibližně po 20 minutách (čas $t = 35$ min) zahajujeme změnu polohy ventilu postupné škrcení ve výtlačném řadu, přičemž tento děj můžeme pozorovat na klesajícím průtoku. Zároveň si na Obr. 11-10 můžeme všimnout, že na omezení průtoku reagují frekvenční měnič snížením otáček čerpadel, čímž je dosaženo odpovídajícího nového pracovního bodu soustavy. Na průběhu otáček (případně frekvence) je ale patrné, že během procesu škrcení soustavy se trend klesající rychlosti čerpadel otáčí a přestože průtok nadále vlivem škrcení klesá, řídicí systém čerpadla urychluje. Během škrcení totiž v soustavě postupně začíná klesat tlak, neboť do systému začínáme vracet kapalinu, jež prošla škrtícím ventilem a nově obsahuje větší podíl vzduchu ve formě bublinek. Vznik bublinek je navíc ze značné míry podpořen přítomností etylenglykolu, jenž při turbulentním proudění na výstupu ventilu začíná fakticky tvořit pěnu, čímž výrazně klesá měrná energie čerpané kapaliny. Charakteristika námi monitorovaného reálného systému se tedy nemění pouze v důsledku různého součinitele místních ztrát nastavovaného škrtícím ventilem ale i s provzdušněním samotné čerpané kapaliny.



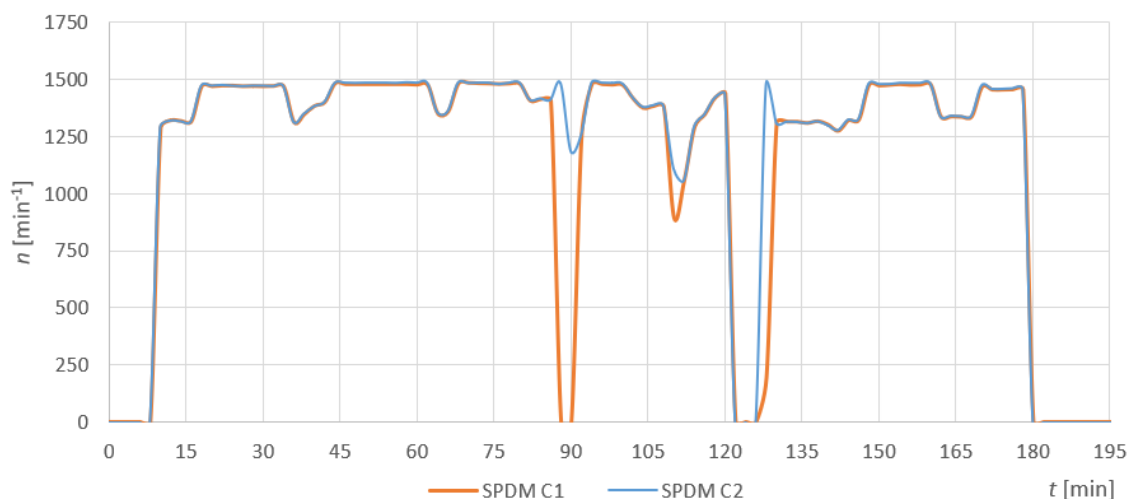
Obr. 11-7 Průběh exportovaných dat RPF a RPC



Obr. 11-8 Průběh exportovaných dat FS1V



Obr. 11-9 Průběh exportovaných dat RFR

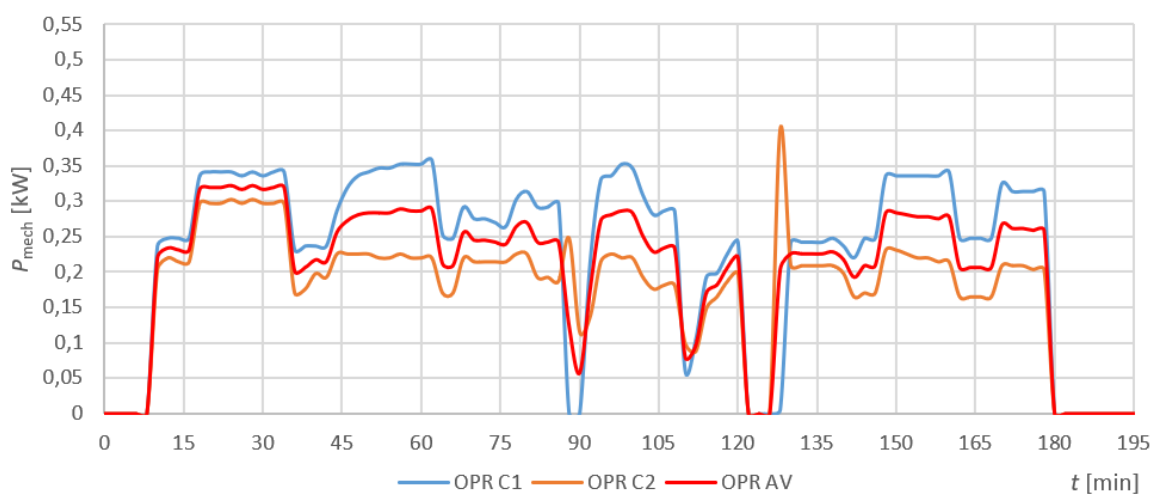


Obr. 11-10 Průběh exportovaných dat SPDM

Po uvedeném omezení průtoku škrtící ventil v čase $t = 45$ min otevíráme, v důsledku čehož pozorujeme nárůst průtoku v soustavě a krátký regenerační proces, během kterého obsah vzduch v kapalině klesá a průtok se ustálí na hodnotě $Q = 4,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Čerpadla ale za aktuálních poměrů v čerpací soustavě dosáhla maximální otáčivé rychlosti a jak je patrné z Obr. 11-7, v systému již nejsme schopni dosáhnout požadovaného tlaku. Přibližně v čase $t = 60$ min tak znovu provádíme škrcení provázené poklesem průtoku za dosažení požadované hodnoty tlaku. Žádost tlaku krátkodobě nastavujeme na hodnotu $p = 0,6$ bar, přičemž škrcení ve výtlačném řadu nadále pokračuje. V čase $t = 75$ min dosahujeme po regulačním zásahu spojeném s kontinuální změnou součinitele místních ztrát žádaného tlaku a škrtící ventil rychle povolujeme. Odezvou na skokovou změnu polohy ventilu je prudký pokles tlaku a navýšení průtoku systému, kdy pro krátké tlakové oscilaci dosahujeme nového pracovního bodu pro původní žádaný tlak $p = 0,4$ bar při frekvenci čerpadel 48 Hz. Po 5 minutách provozu v uvedeném ustáleném bodě takřka uzavíráme škrtící ventil v čase $t = 85$ min, v důsledku čehož zásadním způsobem klesá průtok. Po přiskrcení klesl průtok pod nastavenou úroveň $Q = 0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ alespoň po dobu 10 s (tento bod ale v rámci monitorování není zaznamenán), čímž došlo ke splnění podmínky pro vyřazení jednoho z čerpadel (algoritmus prioritně vyřadil čerpadlo s vyšší hodnotou motohodin, tj. čerpadlo 1). Otáčky čerpadla 1 tak klesají k nule a průtok soustavou zajišťuje výhradně čerpadlo 2. Přibližně v čase $t = 90$ min navyšujeme žádost tlaku za současného otevření škrtícího ventilu, v důsledku čehož se rozbíhá dříve vyřazené čerpadlo (typické uplatnění

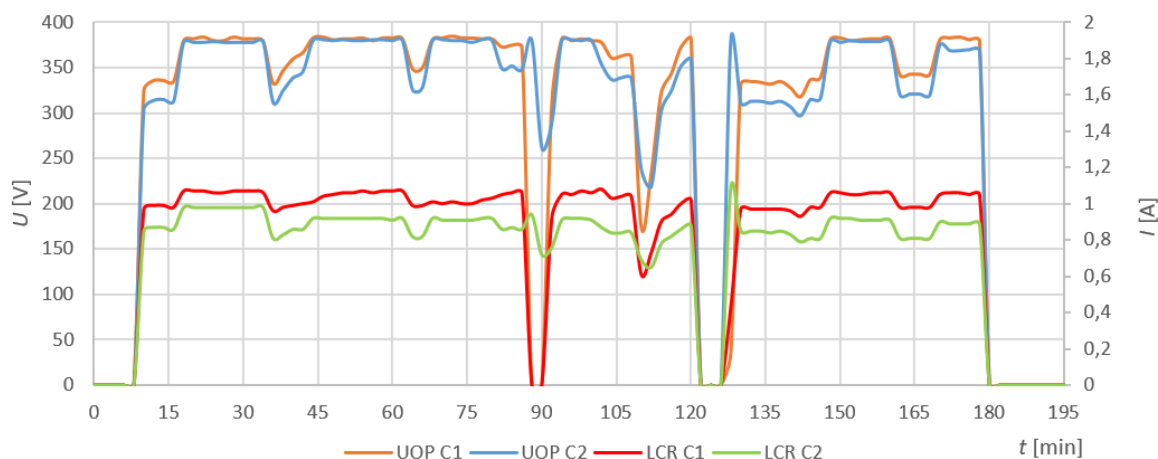
režimu *Booster control*), žádaný tlak posléze opět snižujeme a soustavu necháme ustálit v novém pracovním bodě (čas $t = 105$ min). V dalším kroku přiškrtíme výtlačný řad takovým způsobem, abychom dosáhli požadovaného tlaku v soustavě $p = 0,7$ bar, znovu se ale začíná uplatňovat provzdušnění kapaliny, jejímž důsledkem je výrazná oscilace průtoku. Zpěnění kapaliny dosáhlo takové úrovně, že snižujeme žádost tlaku, škrtící ventil uvolňujeme, a nakonec i vypínáme samotná čerpadla.

V závěrečné fázi začínající opětovným spuštěním čerpadel (tedy asi od $t = 125$ min) již neprovozujeme čerpací systém při výrazně nízkých hodnotách průtoku a pouze demonstrujeme reakci řízení na mírné přiškrcení a navýšení žádosti tlaku na $p = 0,5$ bar ($t = 140 - 145$ min). Situaci opakujeme přibližně v čase $t = 165$ min, kdy po opětovném přiškrcení ve výtlačném řadu zvyšujeme požadovaný tlak na hodnotu $p = 0,5$ bar. Nakonec obě čerpadla vypínáme ($t = 180$ min) a asi s pětiminutovou prodlevou vrátíme potenciometr pro nastavení žádaného tlaku do výchozí polohy. Ukázka monitorovaného provozu čerpadel je tímto ukončena.



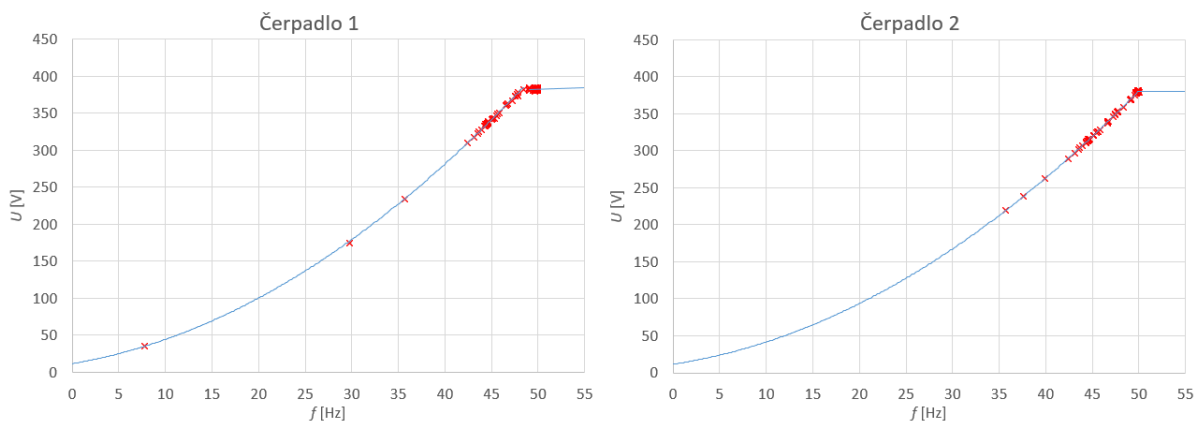
Obr. 11-11 Průběh exportovaných dat OPR

Vedle záznamů, na něž jsme odkazovali během popisu monitorovaného provozu čerpadel, disponujeme průběhy mechanického výkonu obou čerpadel s vynesným výkonem průměrným (Obr. 11-11, průměrný výkon převeden na kW). Z uvedených průběhů je patrné, že mechanické zatížení čerpadel není rovnoměrné (z toho důvodu jsou ostatně v booster režimu čerpadla cyklována) a nepřekvapí, že nejvyššího výkonu na čerpadlech dosahujeme při vyšších průtocích a tlacích v systému. Přesto se však zatížení čerpadel pohybuje kolem 50 % (jak i naznačuje vývoj výkonu průměrného OPR AV).



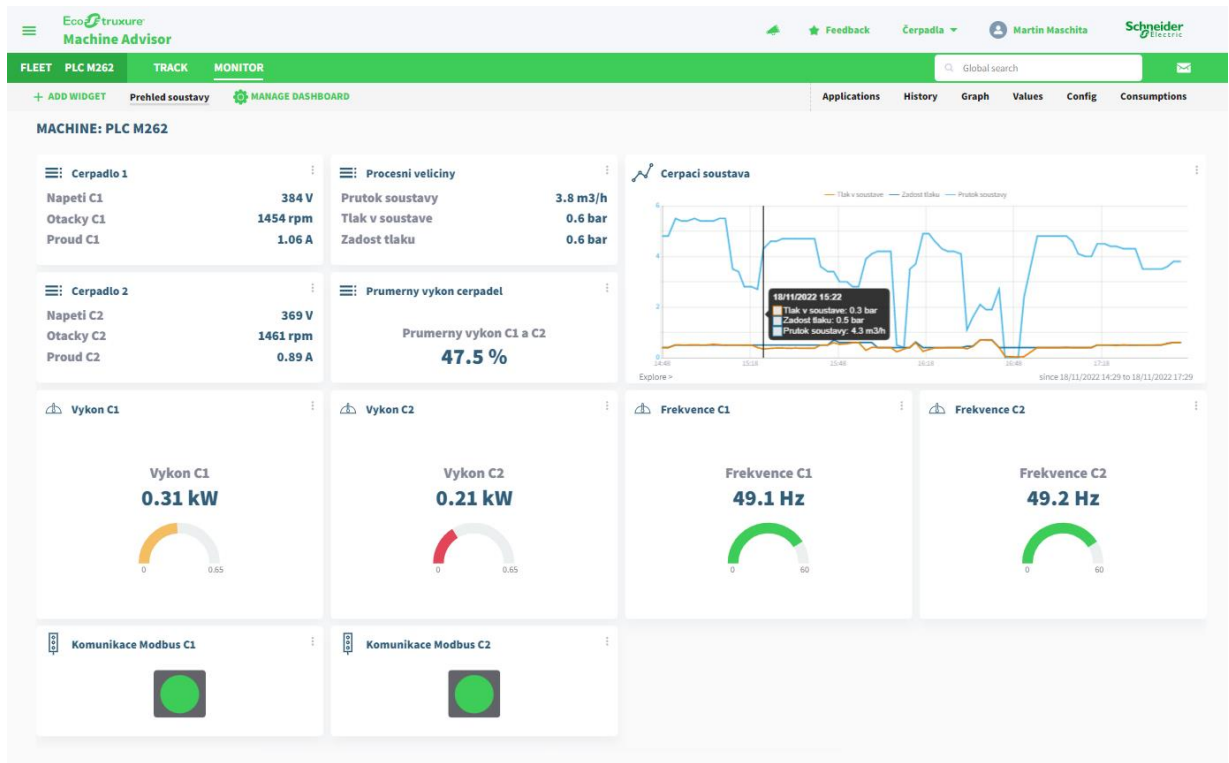
Obr. 11-12 Průběh exportovaných dat UOP a LCR

Poslední přiložený průběh (Obr. 11-12) zaznamenává časový vývoj proudu a napětí na obou čerpadlech. Z naměřených hodnot napětí a frekvence pro shodné časové body můžeme i přímo sestavit závislosti, dle kterých frekvenční měniče ATV630 parametrizovali kvadratické zadání rampy u/f u pro potřeby frekvenčního řízení (Obr. 11-13, s vynecháním nulových bodů odpovídajících zastaveným čerpadlům).



Obr. 11-13 Kvadratické zadání u/f (proklad měření)

Celý ukázkový provoz byl monitorovaný s pomocí připraveného vizualizačního panelu (Obr. 11-14). Z něj je patrné, že operátor takového systému si může kurzorem zobrazovat i historická data bez nutnosti přecházet na kartu *Graph*, na které lze pro zadaný rozsah časů průběhy zaznamenaných hodnot vykreslit (viz příloha Průběhy v EcoStruxure Machine Advisor). Na dlaždici určené pro zobrazení zaznamenaných veličin na druhou stranu existuje limit v podobě nastavené velikosti časového okna. Nutno však podotknout, že pro potřeby nastavování žádaných hodnot tlaku a sledování průtoku (za účelem volby polohy škrtkového ventilu) bylo využíváno online sledování běhu systému přes PLC s připojeným PC, kde dosahujeme čtení registrů s mnohem vyšší frekvencí (naším programem definovaných 5 s).



Obr. 11-14 Pohled na vizualizační panel při běhu čerpací soustavy

ZÁVĚR

V práci jsme si představili základní vlastnosti čerpacích systémů a jejich komponent, provoz čerpacích systémů s odstředivými čerpadly hnanými asynchronními motory napájenými z frekvenčních měničů a vybraná specifika popisovaných systémů s ohledem na technologické aspekty těchto zařízení. Následně jsme si provoz čerpacího systému demonstrovali na didaktickém modelu obsahující dvojici čerpadel řízených frekvenčními měniči ATV630 společnosti Schneider Electric, jež jsme konfigurovali s ohledem na technické parametry didaktického modelu, přičemž jsme realizovali automatizované řízení v režimu booster. Následně jsme uskutečnili praktické řešení monitorování provozu automatizovaného čerpacího systému za použití cloudové služby EcoStruxure Machine Advisor, jež získávala provozní data z didaktického modelu s pomocí PLC Modicon M262, sloužícího jako komunikační brána mezi frekvenčními měniči a cloudem. Ve výsledku jsme tedy byli schopni s pomocí realizovaného monitorování sledovat funkci nakonfigurovaného automatizovaného řízení čerpacího systému.

Závěrem je třeba akcentovat fakt, že realizované monitorování službou EcoStruxure Machine Advisor skutečně nespĺňuje parametry systémů SCADA a nelze jím tedy takové systémy nahrazovat. Představené řešení je naopak vhodným kandidátem na systém sdílení informací s širší skupinou pracovníků, kteří v průmyslovém objektu, kde je tento systém nasazen, plní různé technicko – hospodářské funkce a plánují údržbu monitorovaných zařízení. Zároveň lze službu EcoStruxure Machine Advisor využít jako jedno z možných opatření pro splnění podmínek daných certifikacemi spojených s řízením kontroly kvality a hospodaření s energií (typicky zajištění sdílení informací o spotřebě zařízení v rámci ISO 50001 vedoucí k zapojení pracovníků do managementu energie průmyslového objektu). Služba je zároveň vhodná i pro aplikaci dříve představených prostředků energetického hodnocení čerpacích soustav.

V širším kontextu umožňuje použitá cloudová služba vedle samotného zajištění sběru dat v rámci monitorování poskytovat informace nutné pro uskutečnění vazby mezi událostmi v provozu a získanými daty, což v reálných aplikacích představuje nejcennější funkci. Kromě frekvenčních měničů je tedy žádoucí monitorování rozšířit i o sledování stavu elektrických ochran (např. s pomocnými kontakty jističů vyvedených na PLC). Z hlediska dlouhodobého monitorování může být zajímavá i možnost sledování izolačního stavu v soustavách IT, v nichž lze pohony s frekvenčními měniči taktéž pro zajištění kontinuity provozu využívat (za předpokladu, že měnič není vybaven EMC filtrem, který během své činnosti může uzavírat znatelný zemní proud). V takovém případě získává obsluha přehled o dlouhodobém (standardně degradujícím) vývoji izolace soustavy. Nakonec lze mezi monitorovaná zařízení (podporující Modbus komunikaci, případně vybavená vhodným převodníkem) zahrnout elektroměry a analyzátoři sítě, jež využijeme při dlouhodobém sledování kvality elektrické energie a návrhu technických opatření vedoucích k omezení zpětných vlivů fungujících zařízení na síť (kompenzace).

Chceme-li dále rozšířit námi uvažovaný model o některý z výše zmíněných prvků monitorování, stačí prakticky pouze připojit příslušný hardware do soustavy (ve smyslu silové i komunikační části) a po vzoru frekvenčních měničů modifikovat kód komunikační brány (PLC) s ohledem na nastavení a označení vyčítaných registrů nových zařízení. Nakonec v cloudové službě EcoStruxure Machine Advisor vybereme nová data pro zobrazení na zvolené dlaždici vizualizačního panelu. Při tvorbě vlastní aplikace samozřejmě nesmíme zapomenout na limity spojené s rychlostí čtení registrů všech připojených zařízení a možnou nutnost změny platebního modelu v důsledku navýšení množství přenášených dat. Po zvážení všech specifík vlastní aplikace by ale měl mít čtenář nyní podklady pro reprodukci celého řešení monitoringu podobného tomu, jež jsme si představili v této práci.

LITERATURA

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [2] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02657-4.
- [3] ÇENGEL, Yunus A. a John M. CIMBALA. *Fluid mechanics: Fundamentals and applications*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2014. ISBN 978-0-07-338032-2.
- [4] SCHONEK, Jacques. *Cahier technique n° 214: Energy efficiency: benefits of variable speed control in pumps, fans and compressors*. Rueil-Malmaison (France): Schneider Electric Industries SAS, 2008.
- [5] ČSN EN ISO 17769 - 1: *Kapalinová čerpadla a čerpací zařízení – Obecné termíny, definice, veličiny, písemné značky a jednotky – Část 1: Kapalinová čerpadla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [6] HABÁN, Vladimír. *Tlumení tlakových a průtokových pulzací*. Brno, 2001. Disertace. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce František Pochylý.
- [7] ČSN EN ISO 14414: *Energetické hodnocení systému čerpadla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2019.
- [8] Altivar Process ATV600 Application Note: Multi-Masters Booster Control with Pressure Feedback. *Schneider Electric Global | Global Specialist in Energy Management and Automation* [online]. 12. 1. 2017 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.se.com/ww/en/download/document/QGH36061/>
- [9] Altivar Process ATV600 Programming Manual: Variable Speed Drives for Asynchronous and Synchronous Motors. *Schneider Electric Global | Global Specialist in Energy Management and Automation* [online]. 1. 6. 2021 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.se.com/ww/en/download/document/EAV64318/>
- [10] COUGHRAN, Mark. Lambda Tuning—the Universal Method for PID Controllers in Process Control. *Control Global | Process Automation Technologies* [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://www.controlglobal.com/assets/13WPpdf/131022-coughran-controllers.pdf>
- [11] Pumping: Slution architectures, Recommended products. *Schneider Electric Global | Global Specialist in Energy Management and Automation* [online]. 1. 12. 2015 [cit. 2022-03-30].
- [12] ROUBÍČEK, Ota. *Elektrické motory a pohony: příručka techniky, volby a užití vybraných druhů*. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 80-730-0092-X.
- [13] ČSN EN 60034-1: *Točivé elektrické stroje - Část 1: Jmenovité údaje a vlastnosti*. Ed. 2. Praha: Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [14] ČSN EN 60034-18-21: *Točivé elektrické stroje - Část 18-21: Funkční hodnocení izolačních systémů – Zkušební postupy pro vinutá vinutí – Tepelné hodnocení a klasifikace*. Ed. 2. Praha: Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [15] ČSN CLC/TS 60034-17: *Točivé elektrické stroje - Část 17: Asynchronní motory nakrátko napájené z měničů – Návod na používání*. Praha: Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.

-
- [16] SMETANA, Jaroslav. *Měření při údržbě pohonů a motorů (8. část): Hřídlové napětí a ložiskový proud - proč se rychleji poškozuji ložiska na motorech s měniči*. Praha: FCC Public, 2016, **26**(8-9), 84-85. ISSN 1210-0889.
- [17] LETTL, Jiří. *Dimenzování a návrh pohonů s asynchronními motory s frekvenčními měniči* [přednáška]. Praha: ČVUT v Praze, 4. října 2021.
- [18] JAVŮREK, Jiří. *Regulace moderních elektrických pohonů*. Praha: Grada, 2003. ISBN 80-247-0507-9.
- [19] CLENET, Daniel. *Cahier technique n° 208: Electronic starters and variable speed drives*. Grenoble (France): Schneider Electric, 2003.
- [20] DITTRICH, Jörg-Andreas a Nguyen Phung QUANG. *Vector Control of Three-Phase AC Machines: System Development in the Practice*. Berlín, 2008. ISBN 978-3-540-79028-0.
- [21] KOBRLE, Pavel a Jiří PAVELKA. *Elektrické pohony a jejich řízení*. 3. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2016. ISBN 978-80-01-06007-0.
- [22] DONG-SEONG, Kim a Tran-Dang HOA. *Industrial Sensors and Controls in Communication Networks: From Wired Technologies to Cloud Computing and the Internet of Things*. Cham: Springer, 2019. ISBN 978-3-030-04926-3.
- [23] GILCHRIST, Alasdair. *Industry 4.0: The Industrial Internet of Things*. Bangken, Nonthaburi (Thailand): Apress, 2016. ISBN 978-1-4842-2046-7.
- [24] ADDM: Convert a String into an Address. *Schneider Electric - Online Help* [online]. [cit. 2022-10-02]. Dostupné z: https://product-help.schneider-electric.com/Machine%20Expert/V1.1/en/m2xxcom/m2xxcom/Function_Block_Descriptions/Function_Block_Descriptions-2.htm#XREF_D_RU_0004973_1
- [25] Introduction to Modbus TCP/IP: Technical Reference – Modbus TCP/IP. *ProSoft Technology Inc — IIOT connectivity starts with ProSoft* [online]. Wixom (Michigan): Acromag Incorporated, 2005 [cit. 2022-10-02]. Dostupné z: https://www.prosoft-technology.com/kb/assets/intro_modbustcp.pdf
- [26] Welcome to EcoStruxure Machine Advisor – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-23]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/welcome-to-ecostruxure-machine-advisor/#maFundamentals>
- [27] Machine Advisor's Payment and Subscription Model – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-23]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/machine-advisors-payment-and-subscription-model/>
- [28] Create and Manage Your Organization – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-23]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/create-and-manage-your-organization/>
- [29] Cybersecurity in EcoStruxure Machine Advisor – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-23]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/cybersecurity-in-ecostruxure-machine-advisor/>
- [30] Predictive Maintenance: Attention – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-23]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/predictive-maintenance-attention/>

-
- [31] Machine Advisor Applications – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-24]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/machine-advisor-applications/>
- [32] Dashboards: Create & Manage Your Dashboards – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/dashboards-create-manage-your-dashboards/>
- [33] Geolocation – Machine Advisor Service. *EcoStruxure Machine Advisor* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://ecostruxure-machine-advisor.se.app/faq/geolocation/>
- [34] Modicon M262 Logic/Motion Controller: User Guide. *Schneider Electric Česká Republika | Globální specialista na efektivní hospodaření s energiemi a průmyslovou automatizaci* [online]. 1.8.2022 [cit. 2022-10-27]. Dostupné z: <https://www.se.com/cz/cs/download/document/EIO0000004285/>
- [35] TM262. Logic/Motion Controller: Instruction Sheet (EN). *Schneider Electric Česká Republika | Globální specialista na efektivní hospodaření s energiemi a průmyslovou automatizaci* [online]. 1.1.2022 [cit. 2022-10-27]. Dostupné z: <https://www.se.com/cz/cs/download/document/QGH55831/>
- [36] Modbus FAQ: About the Protocol. *The Modbus Organization* [online]. [cit. 2022-10-29]. Dostupné z: <https://www.modbus.org/faq.php>
- [37] NM4 - Monobloková odstředivá čerpadla s přírubovými hrdly (n=1450ot/min): Calpeda. *Calpeda: Průmyslová elektrická čerpadla* [online]. [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <https://www.calpeda.cz/cz/nm4-monoblokova-odstrediva-cerpadla-s-prirubovymi-hrdly-n-1450ot-min>

PŘÍLOHA A: SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

A.1 Seznam symbolů

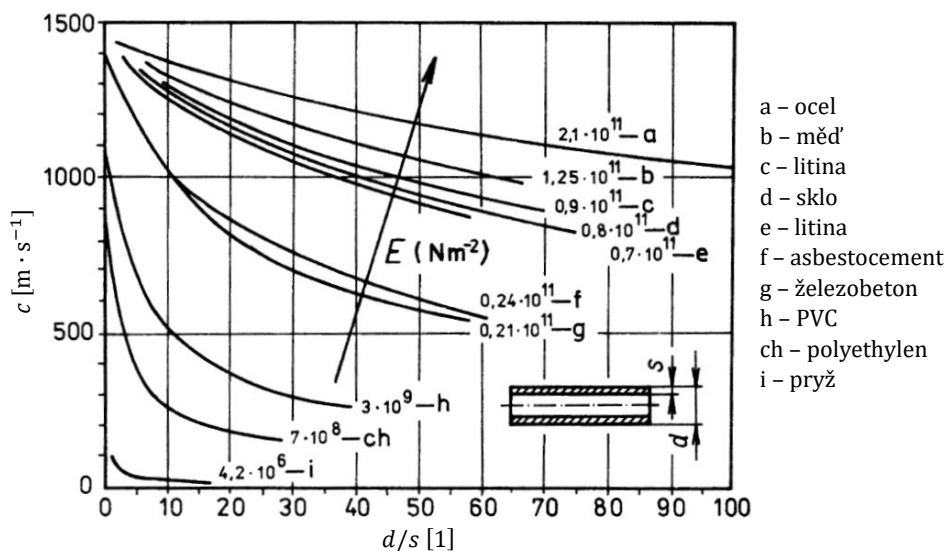
c ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	Rychlost (absolutní)
d (m)	Průměr potrubí
D (m)	Průměr čerpadla
E (J)	Energie
E (Pa)	Modul pružnosti
f (Hz)	Frekvence
g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	Tíhové zrychlení
h (m)	Výška (hladiny)
H (m)	Dopravní výška čerpadla
\dot{H} (N)	Hybnostní tok
i (A)	Elektrický proud
\dot{m} ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	Hmotnostní tok (kapaliny)
M ($\text{N} \cdot \text{m}$)	Točivý moment
n (min^{-1})	Otáčky
p (Pa) nebo (bar)	Tlak
P (W)	Výkon
Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Objemový tok (průtok)
R (Ω)	Elektrický odpor
s (m)	Tloušťka stěny potrubí
s (1)	Skluz
S (m^2)	Plocha
t (s)	Čas
u ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	Rychlost (unášivá)
u (V)	Elektrické napětí
v ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)	Měrný objem
V (m^3)	Objem
w ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	Rychlost (relativní)
Y ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)	Měrná energie (kapaliny)
α (K^{-1})	Teplotní součinitel objemové roztažnosti (kapaliny)
ζ (1)	Součinitel místních ztrát
η (1)	Účinnost
θ (1)	Úhel natočení rotoru
ϑ ($^{\circ}\text{C}$)	Teplota
λ (1)	Součinitel délkových ztrát
μ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	Dynamická viskozita kapaliny
ν ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	Kinematická viskozita kapaliny
ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	Hustota
σ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	Povrchové napětí
τ (Pa)	Tečné napětí
ψ (Wb)	Magnetický tok
ω (s^{-1})	Úhlová rychlost

A.2 Seznam zkratk

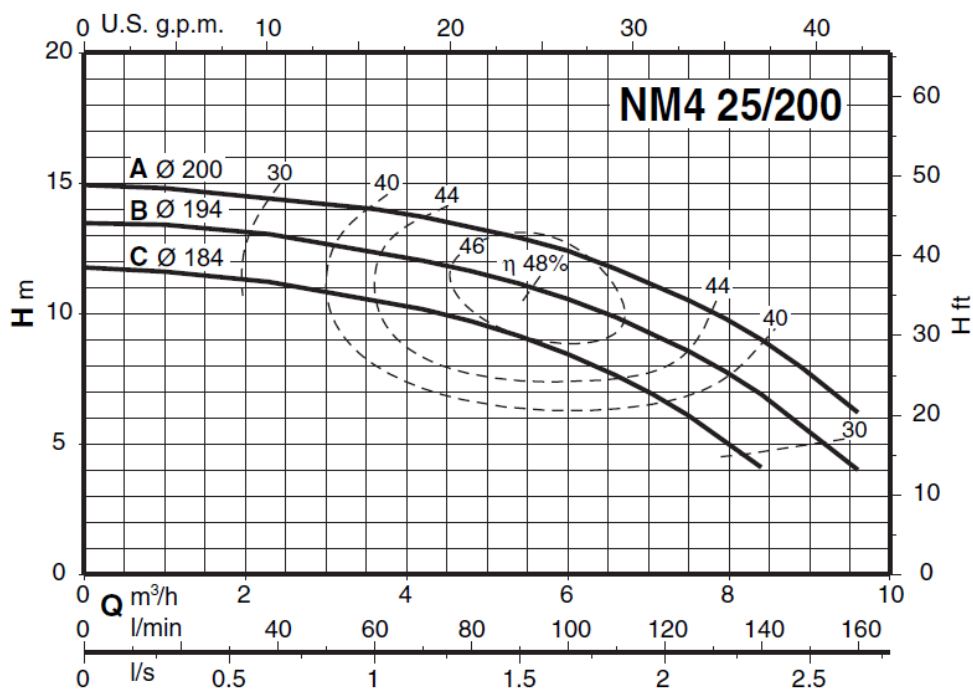
ADU	Application Data Unit (aplikační datová jednotka)
AM	Asynchronní motor
ATV	Altivar (produktová řada)
BEP	Best Efficiency Point (bod maximální účinnosti)
CFD	Computational Fluid Dynamic (modelování dynamiky tekutin)
Č	Čerpadlo
DEC	Dekadický
EDM	Electrostatic Discharge Machining (elektroerozivní obrábění)
EN	Expanzní nádoba
FBD	Function Block Diagram (jazyk funkčních bloků)
FIFO	First In First Out (struktura typu fronta, první dovnitř – první ven)
FM	Flow meter (průtokoměr)
FTP	File Transfer Protocol
GPS	Global Positioning System (globální polohový systém)
GVL	Global Variable List
HTTP	Hypertext Transfer Protocol
HTTPS	Hypertext Transfer Protocol Secure
HW	Hardware
IDE	Integrated Development Environment (integrované vývojové prostředí)
IIoT	Industrial Internet of Things (průmyslový internet věcí)
IMC	Internal Model Control (vnitřní model řízení – metoda ladění PID)
INT	Integer (datový typ)
JSON	JavaScript Object Notation (objektový zápis v JavaScriptu)
LAN	Local Area Network (lokální síť)
LEM	Life Energy Motion (LEM je název společnosti užívaný i pro označení vlastních výrobků – proudových senzorů pro izolovaná měření na bázi Hallova jevu)
LIFO	Last In First Out (struktura typu zásobník, poslední dovnitř – první ven)
MAPs	Machine Advisor Points (Machine Advisor body)
MAST	Master Task (hlavní úloha)
MB	Memory Byte (paměťový prostor pro BYTE)
MD	MultiDrive (technologie řízení čerpadel MultiDrive) Memory Double Word (paměťový prostor pro DOUBLE WORD)
MRAS	Model Reference Adaptive System (referenční model s adaptivním systémem)
MTBF	Mean Time Between Failures (střední doba mezi poruchami)
MW	Memory Word (paměťový prostor pro WORD)
MX	Memory Bit (paměťový prostor pro BIT)
NPSH	Net positive suction head (čistá pozitivní sací výška)
OEM	Original Equipment Manufacturer (výrobce originálních dílů)
OSI	Open Systems Interconnection (komunikační model otevřených systémů)
OV	Oddělovací ventil
P	Pressure (senzor tlaku)
PC	Personal Computer (osobní počítač)
PLC	Programmable Logic Controller (programovatelný logický automat)
POU	Program Organization Unit (organizační jednotka programu)
PWM	Pulse Width Modulation (pulzně šířková modulace)
RMS	Root Mean Square (efektivní hodnota)
RTC	Real-time Control (řízení v reálném čase) Real-time Clock (hodiny reálného času)
RUL	Remaining Useful Life (zbývající užitečný život zařízení)
RV	Redukční ventil
SAS	Shared Access Signature (token s podpisem pro sdílený přístup)
SCADA	Supervisory Control And Data Acquisition

SNMP	Simple Network Management Protocol
ST	Structured Text (strukturovaný text)
SW	Software
ŠV	Škrticí ventil
TLS	Transport Layer Security (bezpečnostní protokol přenosové vrstvy)
UDINT	Unsigned Double Integer (datový typ)
UINT	Unsigned Integer (datový typ)
URL	Uniform Resource Locator (jednotný lokátor zdroje)
UTC	Coordinated Universal Time (koordinovaný světový čas)
VSD	Variable Speed Drive (frekvenčně řízený pohon)
ZV	Zpětný ventil

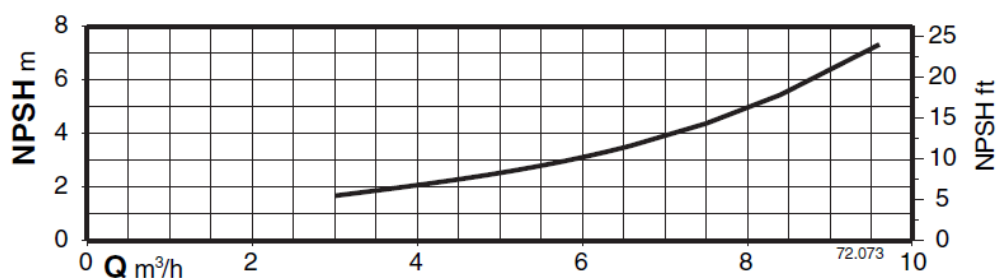
PŘÍLOHA B: DOPLŇKOVÉ MATERIÁLY



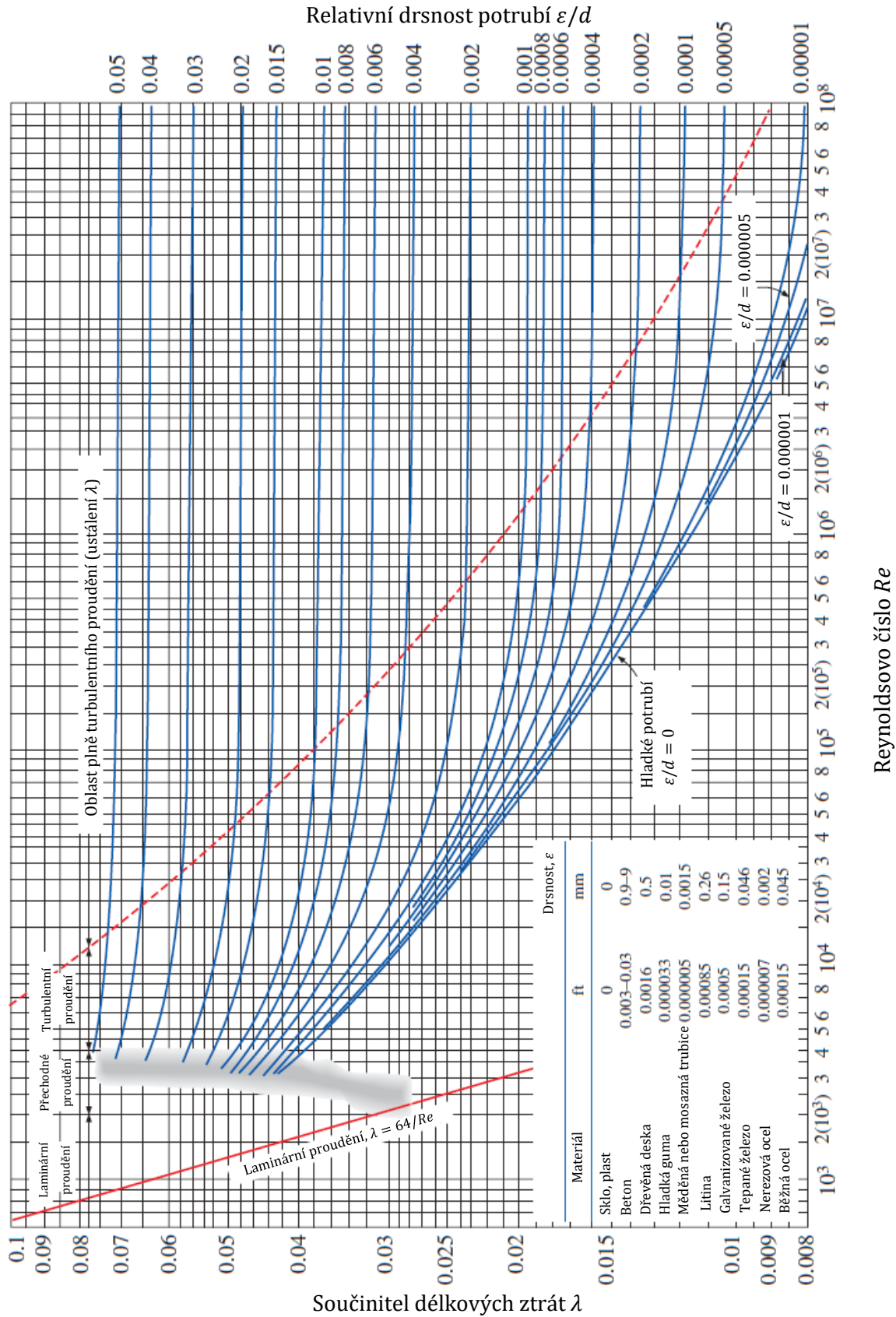
Obr. B-1 Rychlost zvuku ve vodě v potrubích z různých materiálů [2] (upraveno)



Obr. B-2 Charakteristika čerpadla (B) [37]



Obr. B-3 NPSH čerpadla [37]



Obr. B-4 Moodyho diagram [3] (upraveno)

Průtok (min/max)	1 / 12 m ³ · h ⁻¹
Výtlačná výška (max/min)	13,2 / 4,8 m
Výkon	0,55 kW
Napájecí napětí (Δ/Y)	220 – 240 / 380 – 415 V, 50 Hz
Proud (Δ/Y)	2,6 / 1,5 A
Jmenovité otáčky	1450 min ⁻¹
Jmenovitý účinník	0,77
Stupeň krytí	IP54

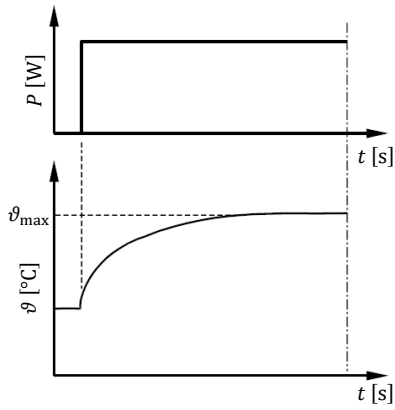
Tab. B-1 Štítkové údaje čerpadel

Výkon	2,2 kW
Stupeň krytí	IP21
Vstup	
Napájecí napětí	220 – 240 V
Frekvence	50 / 60 Hz
Proud (max.)	8,4 A
Výstup	
Výstupní napětí	0 ... 220 – 240 V
Výstupní frekvence	0 ... 50 Hz
Proud	11,2 A

Tab. B-2 Štítkové údaje ATV 630

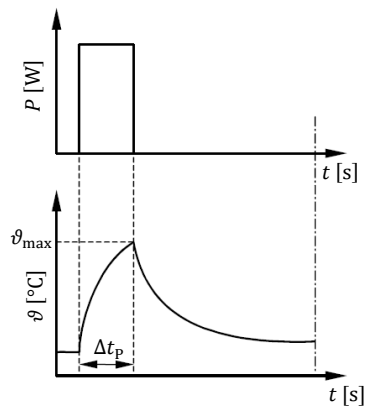
Hodnota BCS	Zobrazená hodnota	Popis
0	NONE (None)	Nenastaveno
1	NACT (Inactive)	Neaktivní
2	RUN (Running)	Běh
3	STGP (Stage Pending)	Odpočet připojení čerpadla
4	DSTGP (Destage Pending)	Odpočet odpojení čerpadla
5	STG (Staging)	Připojení čerpadla
6	DSTG (Destaging)	Odpojení čerpadla

Tab. B-3 Hodnoty registru BCS



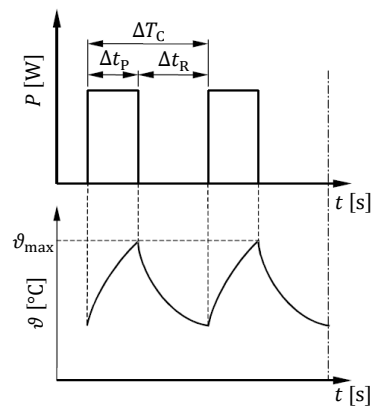
Obr. B-5 Zátěžování S1 [13] (upraveno)

ϑ_{\max} maximální dosažená teplota



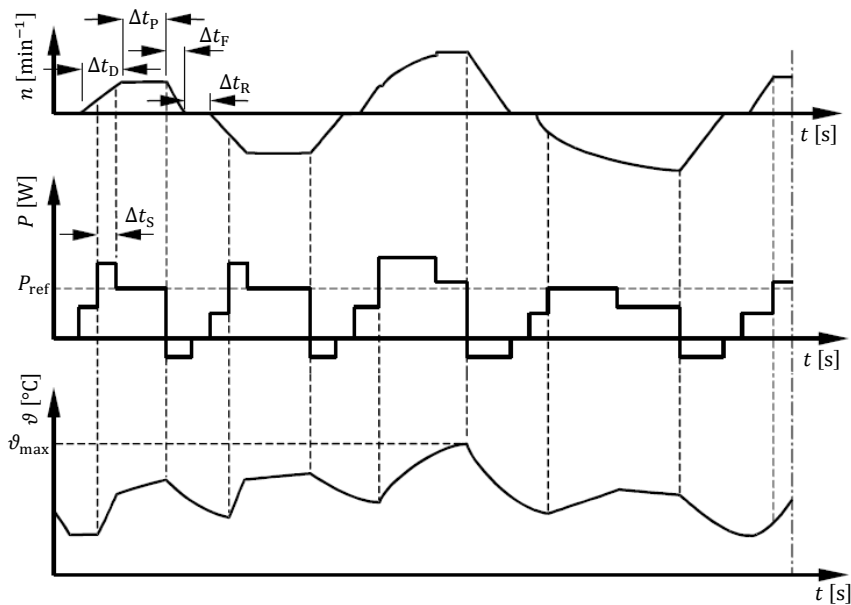
Obr. B-6 Zátěžování S2 [13] (upraveno)

Δt_p doba konstantního zatížení



Obr. B-7 Zátěžování S3 [13] (upraveno)

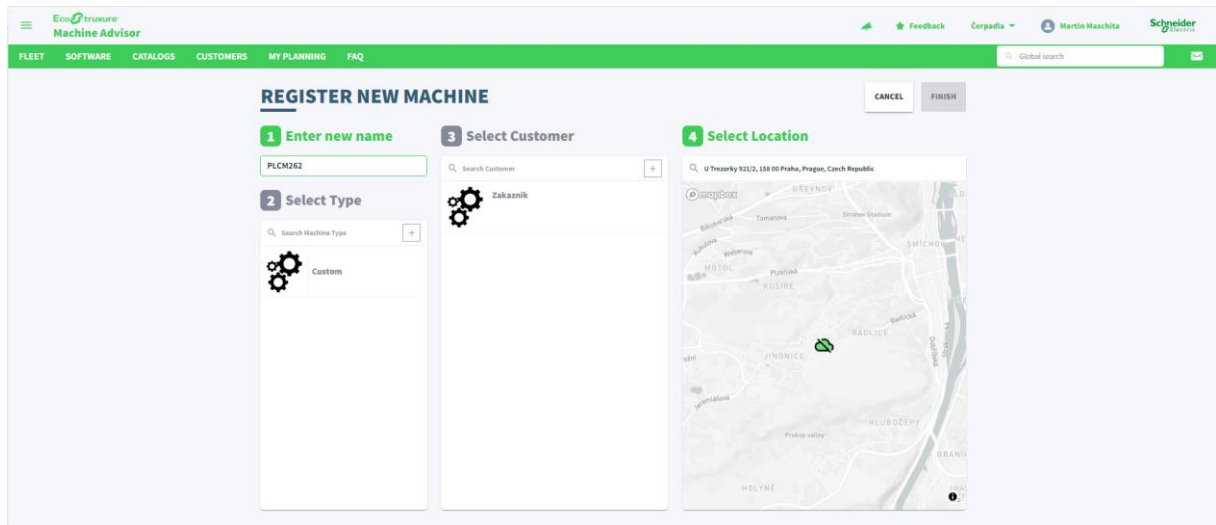
ΔT_C perioda pracovního cyklu
 Δt_R doba bez zatížení



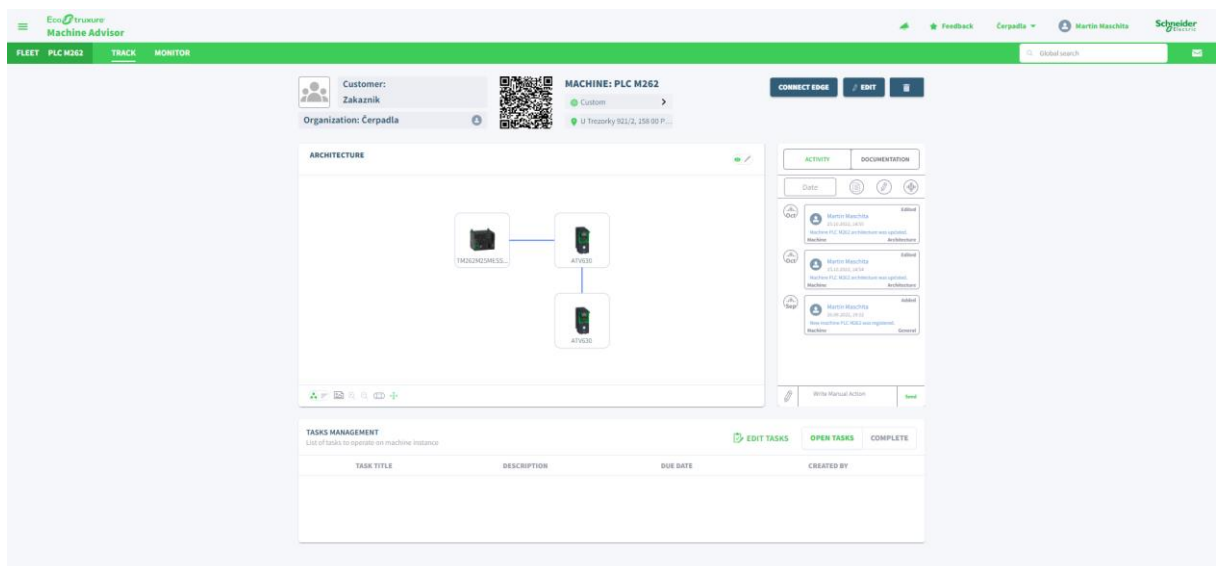
Obr. B-8 Zátěžování S9 [13] (upraveno)

Δt_S doba přetížení
 Δt_D doba rozběhu
 Δt_F doba elektrické brzdy
 P_{ref} referenční výkon (pro stanovení přetížení)

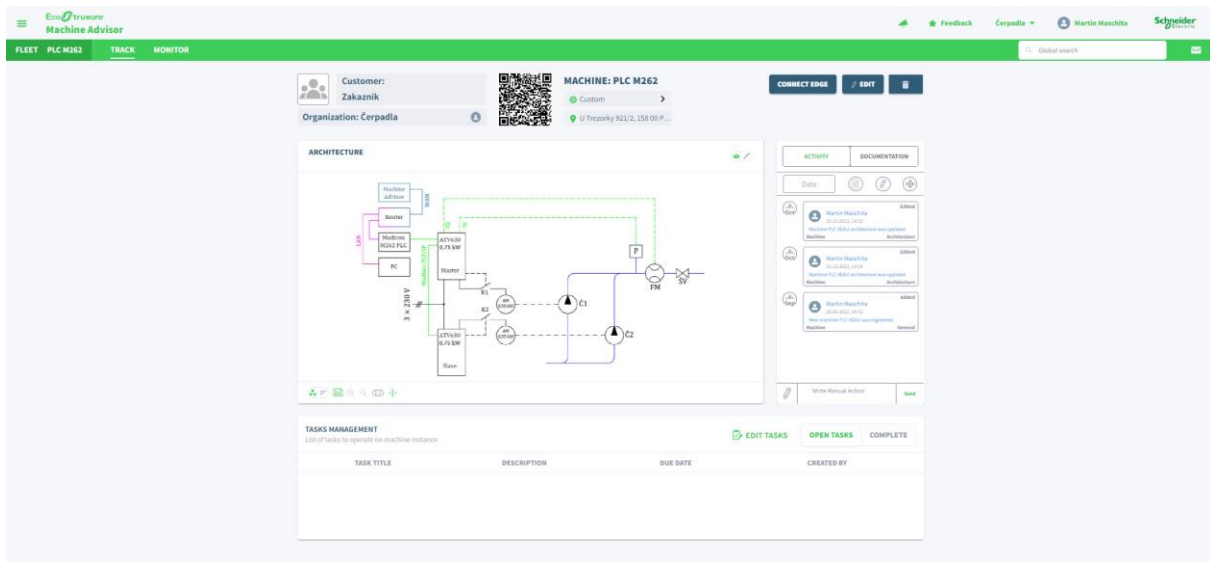
PŘÍLOHA C: KONFIGURACE SLUŽBY ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR



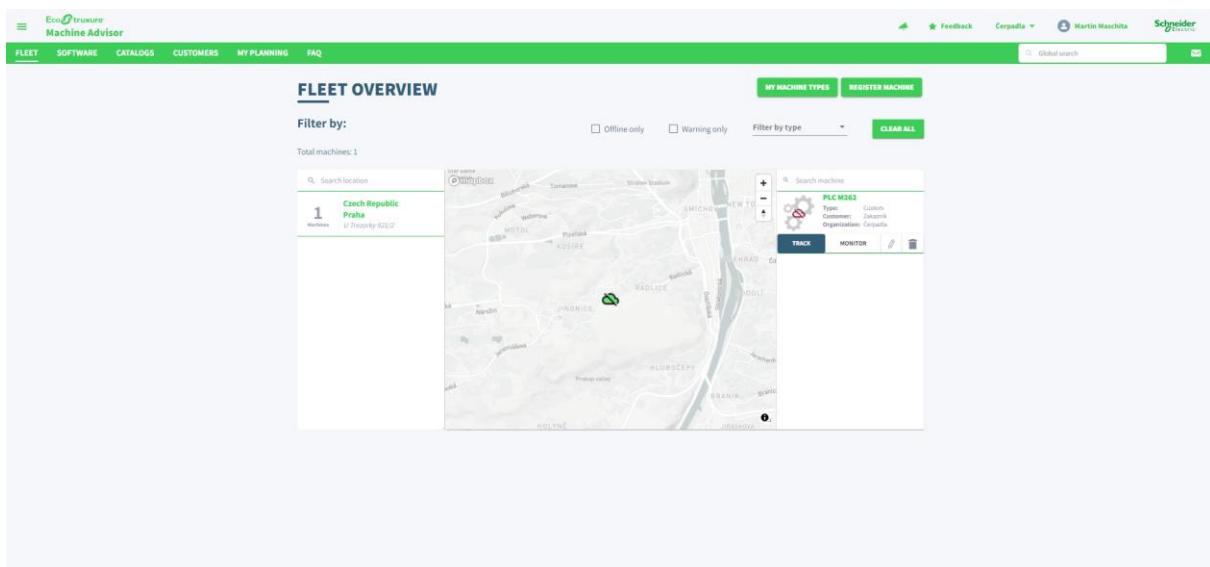
Obr. C-1 Registrace nového zařízení



Obr. C-2 Nastavení komunikační topologie soustavy



Obr. C-3 Přiřazení obrázku topologie soustavy



Obr. C-4 Zobrazení flotily zařízení

PŘÍLOHA D: IMPLEMENTACE PROGRAMU

```

{attribute 'qualified_only'}
VAR_GLOBAL CONSTANT

    TriggerCycle: INT := 5; //perioda zadosti cteni z Modbus (sekundy)
    CheckCycleConst: TIME:= T#20S; //nastaveni kontrolniho cyklu cteni, T#0s =
    deaktivace promenne
    Err_const: REAL := -9999; //nastaveni chybove hodnoty
    ReadTimeOut: WORD := 1; //Timeout pro cteni Modbus ### x 100 ms

END_VAR

VAR_GLOBAL

    C1_add_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak adresace C1
    C2_add_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak adresace C2
    RPC_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read RPC
    RPF_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read RPF
    FS1V_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read FS1V
    SPDM_C1_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read SPDM_C1
    SPDM_C2_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read SPDM_C2
    RFR_C1_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read RFR_C1
    RFR_C2_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read RFR_C2
    LCR_C1_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read LCR_C1
    LCR_C2_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read LCR_C2
    UOP_C1_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read UOP_C1
    UOP_C2_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read UOP_C2
    OPR_C1_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read OPR_C1
    OPR_C2_read_err: BOOL := FALSE; //chybovy priznak read OPR_C2

    ClockTick: BOOL := FALSE; //vystup hodin s f = 1 Hz
    ClockCounter: INT := 0; //pocitadlo hodinoveho signalu
    ReadTrigger: BOOL := FALSE; //spoust cteni z Modbus

    FirstCycle: BOOL := TRUE; //priznak prvnio cyklu behu PLC
    All_read_done: BOOL := FALSE; //semafor cteni dat
    Global_read_error: BOOL := FALSE; //priznak chyby
    DataReady: BOOL := FALSE; //semafor pripravy dat

    Read_Buf_RPC: WORD; //Datovy buffer zadaneho tlaku
    RPC_value AT %MW200: UINT; //pamet. prostor RPC v UINT (Unsigned16), pocatek na
    MW200
    RPC_send: REAL; //hodnota RPC k odeslani

    Read_Buf_RPF: WORD; //Datovy buffer okamziteho tlaku
    RPF_value AT %MW201: UINT; //pamet. prostor RPF v UINT (Unsigned16), pocatek na
    MW201
    RPF_send: REAL; //hodnota RPF k odeslani

    Read_Buf_FS1V: WORD; //Datovy buffer prutoku
    FS1V_value AT %MW202: INT; //pamet. prostor FS1V v INT (Signed16), pocatek na MW202
    FS1V_send: REAL; //hodnota FS1V k odeslani

    Read_Buf_SPDM_C1: WORD; //Datovy buffer rychlosti cerpada 1 (Master)
    SPDM_C1_value AT %MW203: UINT; //pamet. prostor SPDM_C1 v UINT (Unsigned16), pocatek
    na MW203
    SPDM_C1_send: REAL; //hodnota SPDM_C1 k odeslani

    Read_Buf_SPDM_C2: WORD; //Datovy buffer rychlosti cerpada 2 (Slave)
    SPDM_C2_value AT %MW204: UINT; //pamet. prostor SPDM_C2 v UINT (Unsigned16), pocatek
    na MW204
    SPDM_C2_send: REAL; //hodnota SPDM_C2 k odeslani

    Read_Buf_RFR_C1: WORD; //Datovy buffer frekvence cerpada 1 (Master)
    RFR_C1_value AT %MW205: INT; //pamet. prostor RFR_C1 v INT (Signed16), pocatek na
    MW205
    RFR_C1_send: REAL; //hodnota RFR_C1 k odeslani

    Read_Buf_RFR_C2: WORD; //Datovy buffer frekvence cerpada 2 (Slave)
    RFR_C2_value AT %MW206: INT; //pamet. prostor RFR_C2 v INT (Signed16), pocatek na
    MW206
    RFR_C2_send: REAL; //hodnota RFR_C2 k odeslani

    Read_Buf_LCR_C1: WORD; //Datovy buffer proudu cerpada 1 (Master)

```

```

LCR_C1_value AT %MW207: UINT; //pamet. prostor LCR_C1 v UINT (Unsigned16), pocatek
na MW207
LCR_C1_send: REAL; //hodnota LCR_C1 k odeslani

Read_Buf_LCR_C2: WORD; //Datovy buffer proudu cernadla 2 (Slave)
LCR_C2_value AT %MW208: UINT; //pamet. prostor LCR_C2 v UINT (Unsigned16), pocatek
na MW208
LCR_C2_send: REAL; //hodnota LCR_C2 k odeslani

Read_Buf_UOP_C1: WORD; //Datovy buffer napeti cernadla 1 (Master)
UOP_C1_value AT %MW209: UINT; //pamet. prostor UOP_C1 v UINT (Unsigned16), pocatek
na MW209
UOP_C1_send: REAL; //hodnota UOP_C1 k odeslani

Read_Buf_UOP_C2: WORD; //Datovy buffer napeti cernadla 2 (Slave)
UOP_C2_value AT %MW210: UINT; //pamet. prostor UOP_C2 v UINT (Unsigned16), pocatek
na MW210
UOP_C2_send: REAL; //hodnota UOP_C2 k odeslani

Read_Buf_OPR_C1: WORD; //Datovy buffer vykonu cernadla 1 (Master)
OPR_C1_value AT %MW211: INT; //pamet. prostor OPR_C1 v INT (Signed16), pocatek na
MW211
OPR_C1_send: REAL; //hodnota OPR_C1 k odeslani

Read_Buf_OPR_C2: WORD; //Datovy buffer vykonu cernadla 2 (Slave)
OPR_C2_value AT %MW212: INT; //pamet. prostor OPR_C1 v INT (Signed16), pocatek na
MW212
OPR_C2_send: REAL; //hodnota OPR_C2 k odeslani

END_VAR

```

Tab. D-1 Deklarace proměnných GVL

```

{attribute 'qualified_only'}
VAR_GLOBAL

sESMAHttpUrl: STRING(255) := 'https://cnm-ih-na.azure-
devices.net/devices/urn%3Adev%3Aops%3A000000-EMA-prod-
f93d5948fc7e05cec2a00d6f/messages/events?api-version=2016-11-14';
sESMASasToken: STRING(255) := 'Authorization;SharedAccessSignature sr=cnm-ih-na.azure-
devices.net%2Furn%3Adev%3Aops%3A000000-EMA-prod-
f93d5948fc7e05cec2a00d6f&sig=v0f0hrm6BQDmPU7%2FO3zY7jwDUnjSIYpuxC%2F1JCg8erI%3D&se=197
9834064';

sProxyServer: STRING(80);
sDnsIpAddress: STRING(15);
xESMADataPublisherAdvancedActive: BOOL := TRUE;
xESMADataPublisherCmdConfigure: BOOL;

END_VAR

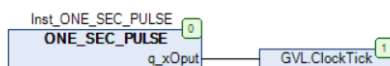
```

Tab. D-2 Deklarace proměnných GVL_Cloud

```

PROGRAM POU_Clock_1Hz
VAR
    Inst_ONE_SEC_PULSE: ONE_SEC_PULSE;
END_VAR

```



Tab. D-3 POU_Clock_1Hz


```

PROGRAM POU_GenTrigger
VAR
END_VAR

IF GVL.ClockTick THEN //inkrementace casovace triggeru cteni modbus
    GVL.ClockCounter := GVL.ClockCounter + 1;
END_IF

IF GVL.ClockCounter = GVL.TriggerCycle THEN //generovani triggeru cteni modbus
    GVL.ClockCounter := 0;
    GVL.ReadTrigger := TRUE;
END_IF

```

Tab. D-4 POU_GenTrigger

```

PROGRAM POU_ModbusTCP_WriteRead
VAR

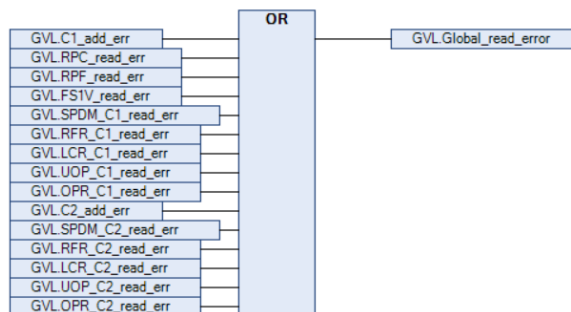
    AD_Table_C1: ADDRESS;
    ADDM_C1: ADDM; //instance ADDM pro C1

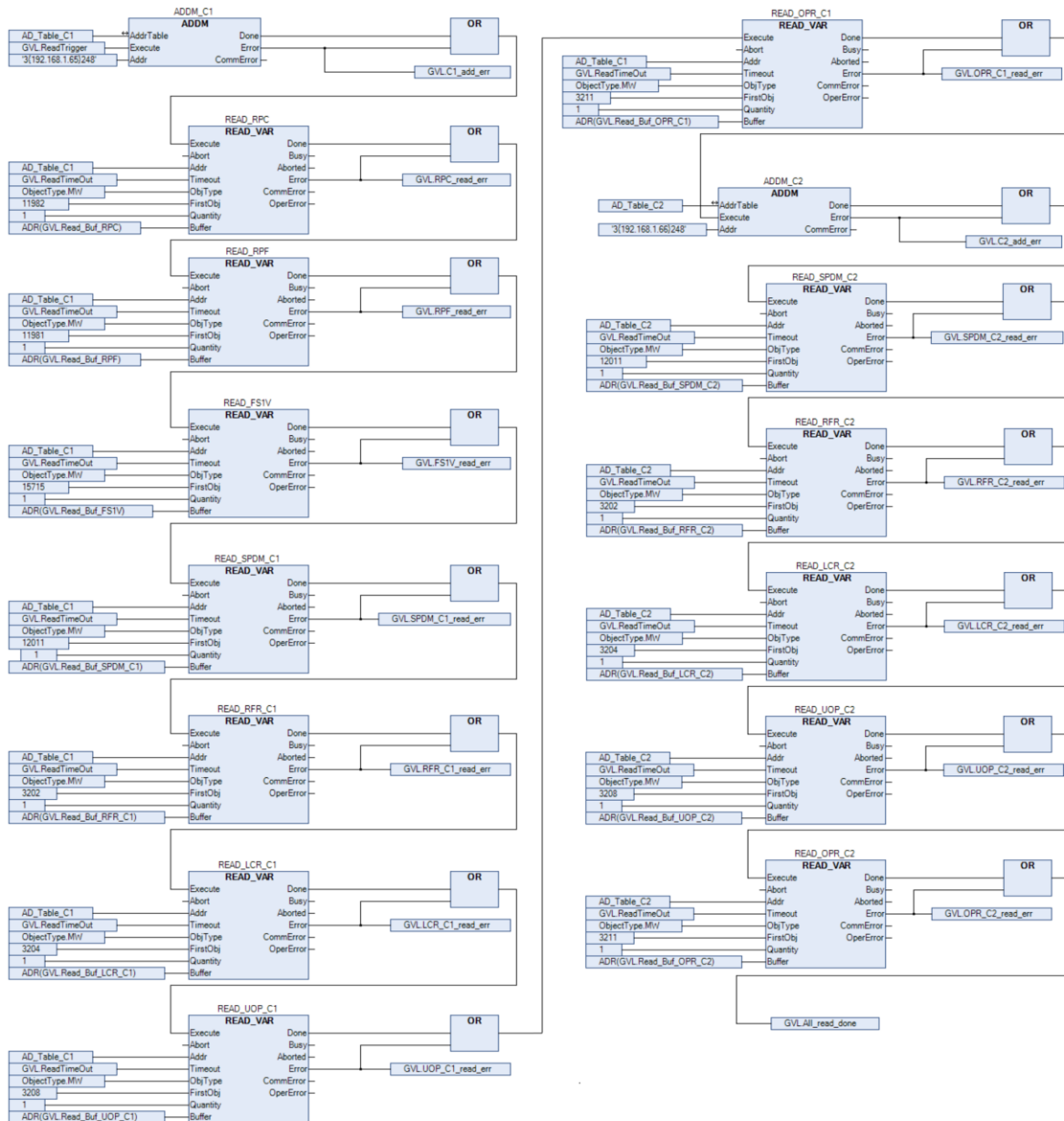
    AD_Table_C2: ADDRESS;
    ADDM_C2: ADDM; //instance ADDM pro C1

    READ_RPC: READ_VAR; //instance READ_VAR pro RPC
    READ_RPF: READ_VAR; //instance READ_VAR pro RPF
    READ_FS1V: READ_VAR; //instance READ_VAR pro FS1V
    READ_SPDM_C1: READ_VAR; //instance READ_VAR pro SPDM_C1
    READ_SPDM_C2: READ_VAR; //instance READ_VAR pro SPDM_C2
    READ_RFR_C1: READ_VAR; //instance READ_VAR pro RFR_C1
    READ_RFR_C2: READ_VAR; //instance READ_VAR pro RFR_C2
    READ_LCR_C1: READ_VAR; //instance READ_VAR pro LCR_C1
    READ_LCR_C2: READ_VAR; //instance READ_VAR pro LCR_C2
    READ_UOP_C1: READ_VAR; //instance READ_VAR pro UOP_C1
    READ_UOP_C2: READ_VAR; //instance READ_VAR pro UOP_C2
    READ_OPR_C1: READ_VAR; //instance READ_VAR pro OPR_C1
    READ_OPR_C2: READ_VAR; //instance READ_VAR pro OPR_C2

END_VAR

```





Tab. D-5 POU_ModbusTCP_WriteRead

```

PROGRAM POU_Conversion
VAR
END_VAR

IF GVL.All_read_done THEN

    %MW200 := GVL.Read_Buf_RPC; //nacteni hodnot z bufferu RPC do pripravenych prom.
    %MW201 := GVL.Read_Buf_RPF; //nacteni hodnot z bufferu RPF do pripravenych prom.
    %MW202 := GVL.Read_Buf_FS1V; //nacteni hodnot z bufferu FS1V do pripravenych prom.
    %MW203 := GVL.Read_Buf_SPDM_C1; //nacteni hodnot z bufferu SPD_C1 do pripravenych prom.
    %MW204 := GVL.Read_Buf_SPDM_C2; //nacteni hodnot z bufferu SPD_C2 do pripravenych prom.
    %MW205 := GVL.Read_Buf_RFR_C1; //nacteni hodnot z bufferu RFR_C1 do pripravenych prom.
    %MW206 := GVL.Read_Buf_RFR_C2; //nacteni hodnot z bufferu RFR_C2 do pripravenych prom.
    %MW207 := GVL.Read_Buf_LCR_C1; //nacteni hodnot z bufferu LCR_C1 do pripravenych prom.
    %MW208 := GVL.Read_Buf_LCR_C2; //nacteni hodnot z bufferu LCR_C2 do pripravenych prom.

```

```

%MW209 := GVL.Read_Buf_UOP_C1;           //nacteni hodnot z bufferu UOP_C1 do
pripravenych prom.
%MW210 := GVL.Read_Buf_UOP_C2;           //nacteni hodnot z bufferu UOP_C2 do
pripravenych prom.
%MW211 := GVL.Read_Buf_OPR_C1;           //nacteni hodnot z bufferu OPR_C1 do
pripravenych prom.
%MW212 := GVL.Read_Buf_OPR_C2;           //nacteni hodnot z bufferu OPR_C2 do
pripravenych prom.

GVL.RPC_send := TO_REAL(GVL.RPC_value)/100; //pretypovani RPC a prevod na
(bar)
GVL.RPF_send := TO_REAL(GVL.RPF_value)/100; //pretypovani RPF a prevod na
(bar)
GVL.FS1V_send := TO_REAL(GVL.FS1V_value)/10; //pretypovani FS1V a prevod na
(m3/h)
GVL.SPDM_C1_send := TO_REAL(GVL.SPDM_C1_value); //pretypovani SPD_C1 (rpm)
GVL.SPDM_C2_send := TO_REAL(GVL.SPDM_C2_value); //pretypovani SPD_C2 (rpm)
GVL.RFR_C1_send := TO_REAL(GVL.RFR_C1_value)/10; //pretypovani RFR_C1 a prevod na
(Hz)
GVL.RFR_C2_send := TO_REAL(GVL.RFR_C2_value)/10; //pretypovani RFR_C2 a prevod na
(Hz)
GVL.LCR_C1_send := TO_REAL(GVL.LCR_C1_value)/100; //pretypovani LCR_C1 a prevod na
(A)
GVL.LCR_C2_send := TO_REAL(GVL.LCR_C2_value)/100; //pretypovani LCR_C2 a prevod na
(A)
GVL.UOP_C1_send := TO_REAL(GVL.UOP_C1_value); //pretypovani UOP_C1 (V)
GVL.UOP_C2_send := TO_REAL(GVL.UOP_C2_value); //pretypovani UOP_C2 (V)
GVL.OPR_C1_send := TO_REAL(GVL.OPR_C1_value); //pretypovani OPR_C1
(% z Pn)
GVL.OPR_C2_send := TO_REAL(GVL.OPR_C2_value); //pretypovani OPR_C2
(% z Pn)

IF GVL.C1_add_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri chybe adresace na C1

    GVL.RPC_send := GVL.Err_const;
    GVL.RPF_send := GVL.Err_const;
    GVL.FS1V_send := GVL.Err_const;
    GVL.SPDM_C1_send := GVL.Err_const;
    GVL.RFR_C1_send := GVL.Err_const;
    GVL.LCR_C1_send := GVL.Err_const;
    GVL.UOP_C1_send := GVL.Err_const;
    GVL.OPR_C1_send := GVL.Err_const;

    GVL.C1_add_err := FALSE; //kvitovani chyby adresace C1

END_IF

IF GVL.C2_add_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri chybe adresace na C2

    GVL.SPDM_C2_send := GVL.Err_const;
    GVL.RFR_C2_send := GVL.Err_const;
    GVL.LCR_C2_send := GVL.Err_const;
    GVL.UOP_C2_send := GVL.Err_const;
    GVL.OPR_C2_send := GVL.Err_const;

    GVL.C2_add_err := FALSE; //kvitovani chyby adresace C2

END_IF

IF GVL.RPC_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni RPC

    GVL.RPC_send := GVL.Err_const;
    GVL.RPC_read_err := FALSE; //kvitovani chyby cteni RPC

END_IF

IF GVL.RPF_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni RPF

    GVL.RPF_send := GVL.Err_const;
    GVL.RPF_read_err := FALSE; //kvitovani chyby cteni RPF

END_IF

IF GVL.FS1V_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni FS1V

    GVL.FS1V_send := GVL.Err_const;
    GVL.FS1V_read_err := FALSE; //kvitovani chyby cteni FS1V

```

```

END_IF

IF GVL.SPDM_C1_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni SPD_C1
    GVL.SPDM_C1_send      := GVL.Err_const;
    GVL.SPDM_C1_read_err  := FALSE; //kvitovani chyby cteni SPD_C1

END_IF

IF GVL.SPDM_C2_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni SPD_C2
    GVL.SPDM_C2_send      := GVL.Err_const;
    GVL.SPDM_C2_read_err  := FALSE; //kvitovani chyby cteni SPD_C2

END_IF

IF GVL.RFR_C1_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni RFR_C1
    GVL.RFR_C1_send       := GVL.Err_const;
    GVL.RFR_C1_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni RFR_C1

END_IF

IF GVL.RFR_C2_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni RFR_C2
    GVL.RFR_C2_send       := GVL.Err_const;
    GVL.RFR_C2_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni RFR_C2

END_IF

IF GVL.LCR_C1_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni LCR_C1
    GVL.LCR_C1_send       := GVL.Err_const;
    GVL.LCR_C1_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni LCR_C1

END_IF

IF GVL.LCR_C2_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni LCR_C2
    GVL.LCR_C2_send       := GVL.Err_const;
    GVL.LCR_C2_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni LCR_C2

END_IF

IF GVL.UOP_C1_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni UOP_C1
    GVL.UOP_C1_send       := GVL.Err_const;
    GVL.UOP_C1_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni UOP_C1

END_IF

IF GVL.UOP_C2_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni UOP_C2
    GVL.UOP_C2_send       := GVL.Err_const;
    GVL.UOP_C2_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni UOP_C2

END_IF

IF GVL.OPR_C1_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni OPR_C1
    GVL.OPR_C1_send       := GVL.Err_const;
    GVL.OPR_C1_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni OPR_C1

END_IF

IF GVL.OPR_C2_read_err THEN //nastaveni chybovych hodnot pri cteni OPR_C2
    GVL.OPR_C2_send       := GVL.Err_const;
    GVL.OPR_C2_read_err   := FALSE; //kvitovani chyby cteni OPR_C2

END_IF

END_IF

```

Tab. D-6 POU_Conversion

```

PROGRAM POU_SendToCloudBuffer
VAR

    myESMADataPublisher: SCC.ESMA_DataPublisherAdvanced;
    SendBuffer: ARRAY[0..12] OF SCC.stEsmaDataToSend; //pole odesilanych hodnot s
    definovanou strukturou dle knihovny "myESMADataPublisher"

END_VAR

// priprava nasatveni dat pro Cloud - volano pouze behem prvnio behu
IF GVL.FirstCycle THEN

    myESMADataPublisher.isHTTPEndpointUrl := GVL.Cloud.sESMAHttpUrl;
    //konfigurace pro Machine Advisor Gateway:Custom, Format:Charlie, Transport:HTTPS -
    nutne pro spravne cteni
    myESMADataPublisher.isToken := GVL.Cloud.sESMASasToken;
    myESMADataPublisher.ietCertVerifyMode := SCC.ET_CertificateVerifyMode.AllCertificates;
    myESMADataPublisher.isProxyServer := GVL.Cloud.sProxyServer;
    myESMADataPublisher.isDNSIPAddress := GVL.Cloud.sDnsIpAddress;
    myESMADataPublisher.isPrefix := 'Cerpada1';
    myESMADataPublisher.ixExecute := GVL.Cloud.xESMADataPublisherAdvancedActive;
    myESMADataPublisher.ixReset := GVL.Cloud.xESMADataPublisherAdvancedActive; // pro
    debug deaktivovat ixReset, ma funkci AutoReset - odstraneni error zprav

    GVL.FirstCycle := FALSE; //nulovani priznaku 1. behu

END_IF
// Sestaveni bufferu a rizeni odeslani
IF GVL.All read done THEN

    SendBuffer[0].rValueNumber:= GVL.RPC_send; //mapovani ctene promenne z
    aplikace s pretypovanim
    SendBuffer[0].sName := 'RPC'; //jmeno promenne
    SendBuffer[0].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL; //datovy typ promenne
    SendBuffer[0].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst; //nastaveni kontrolniho
    cyklu cteni T#0s = deaktivace promenne
    SendBuffer[0].xOnChange:= FALSE; //publikovat pouze pri zmene hodonoty

    SendBuffer[1].rValueNumber := GVL.RPF_send;
    SendBuffer[1].sName := 'RPF';
    SendBuffer[1].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[1].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[1].xOnChange := FALSE;

    SendBuffer[2].rValueNumber := GVL.FS1V_send;
    SendBuffer[2].sName := 'FS1V';
    SendBuffer[2].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[2].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[2].xOnChange := FALSE;

    SendBuffer[3].rValueNumber := GVL.SPDM_C1_send;
    SendBuffer[3].sName := 'SPD_C1';
    SendBuffer[3].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[3].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[3].xOnChange := FALSE;

    SendBuffer[4].rValueNumber := GVL.SPDM_C2_send;
    SendBuffer[4].sName := 'SPD_C2';
    SendBuffer[4].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[4].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[4].xOnChange := FALSE;

    SendBuffer[5].rValueNumber := GVL.RFR_C1_send;
    SendBuffer[5].sName := 'RFR_C1';
    SendBuffer[5].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[5].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[5].xOnChange := FALSE;

    SendBuffer[6].rValueNumber := GVL.RFR_C2_send;
    SendBuffer[6].sName := 'RFR_C2';
    SendBuffer[6].etValueType := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
    SendBuffer[6].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
    SendBuffer[6].xOnChange := FALSE;

```

```

SendBuffer[7].rValueNumber      := GVL.LCR_C1_send;
SendBuffer[7].sName             := 'LCR_C1';
SendBuffer[7].etValueType       := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[7].tCheckCycleTime  := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[7].xOnChange        := FALSE;

SendBuffer[8].rValueNumber      := GVL.LCR_C2_send;
SendBuffer[8].sName             := 'LCR_C2';
SendBuffer[8].etValueType       := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[8].tCheckCycleTime  := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[8].xOnChange        := FALSE;

SendBuffer[9].rValueNumber      := GVL.UOP_C1_send;
SendBuffer[9].sName             := 'UOP_C1';
SendBuffer[9].etValueType       := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[9].tCheckCycleTime  := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[9].xOnChange        := FALSE;

SendBuffer[10].rValueNumber     := GVL.UOP_C2_send;
SendBuffer[10].sName            := 'UOP_C2';
SendBuffer[10].etValueType      := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[10].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[10].xOnChange       := FALSE;

SendBuffer[11].rValueNumber     := GVL.OPR_C1_send;
SendBuffer[11].sName            := 'OPR_C1';
SendBuffer[11].etValueType      := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[11].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[11].xOnChange       := FALSE;

SendBuffer[12].rValueNumber     := GVL.OPR_C2_send;
SendBuffer[12].sName            := 'OPR_C2';
SendBuffer[12].etValueType      := SCC.ET_ValueType.typeREAL;
SendBuffer[12].tCheckCycleTime := GVL.CheckCycleConst;
SendBuffer[12].xOnChange       := FALSE;

GVL.All_read_done := FALSE; //nulovani vlajky dokonceni cteni z Modbus
GVL.ReadTrigger  := FALSE; //nulovani pokynu pro cteni z Modbus

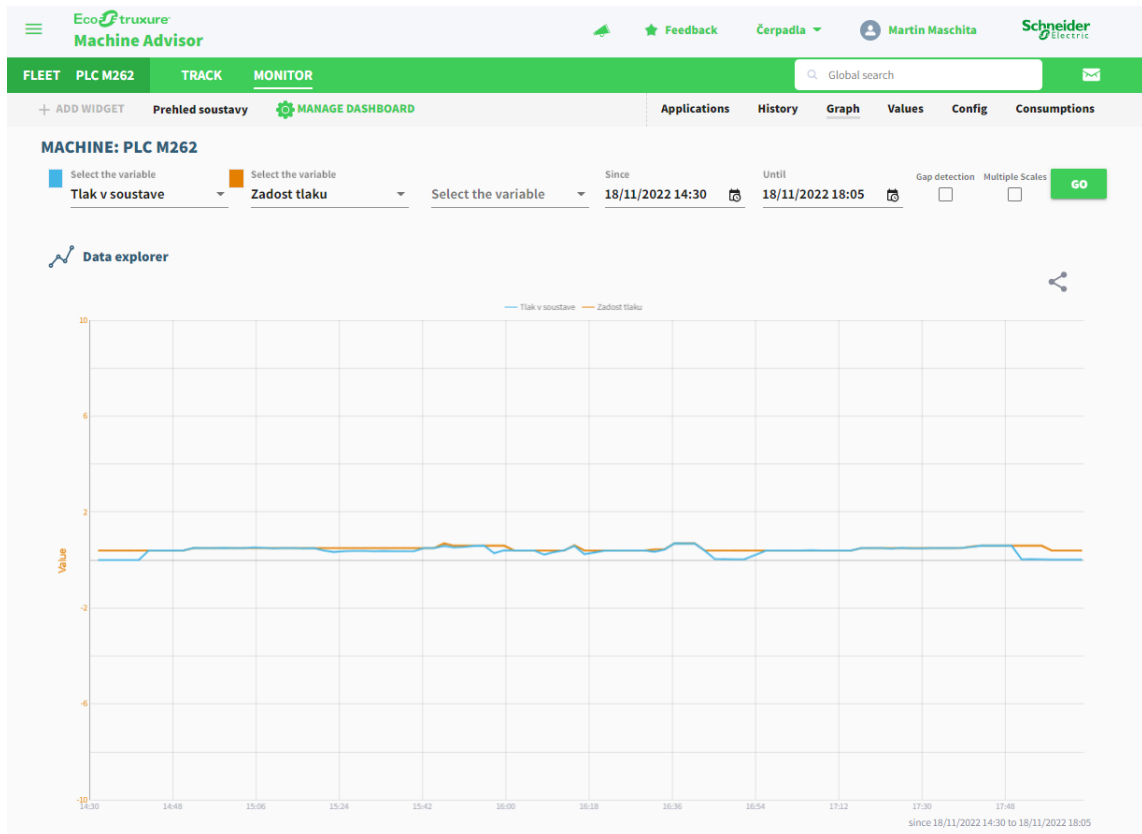
myESMDataPublisher(DataToSend := SendBuffer); //odeslani dat

END_IF

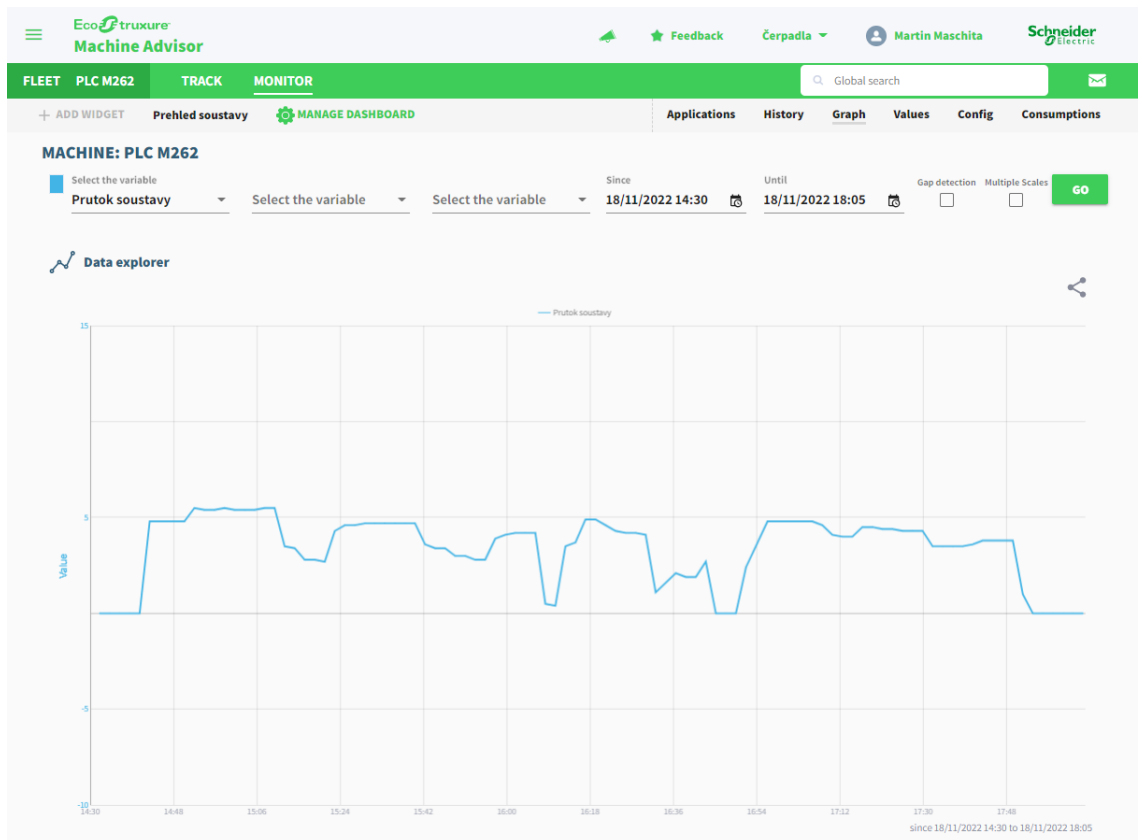
```

Tab. D-7 POU_SendToCloudBuffer

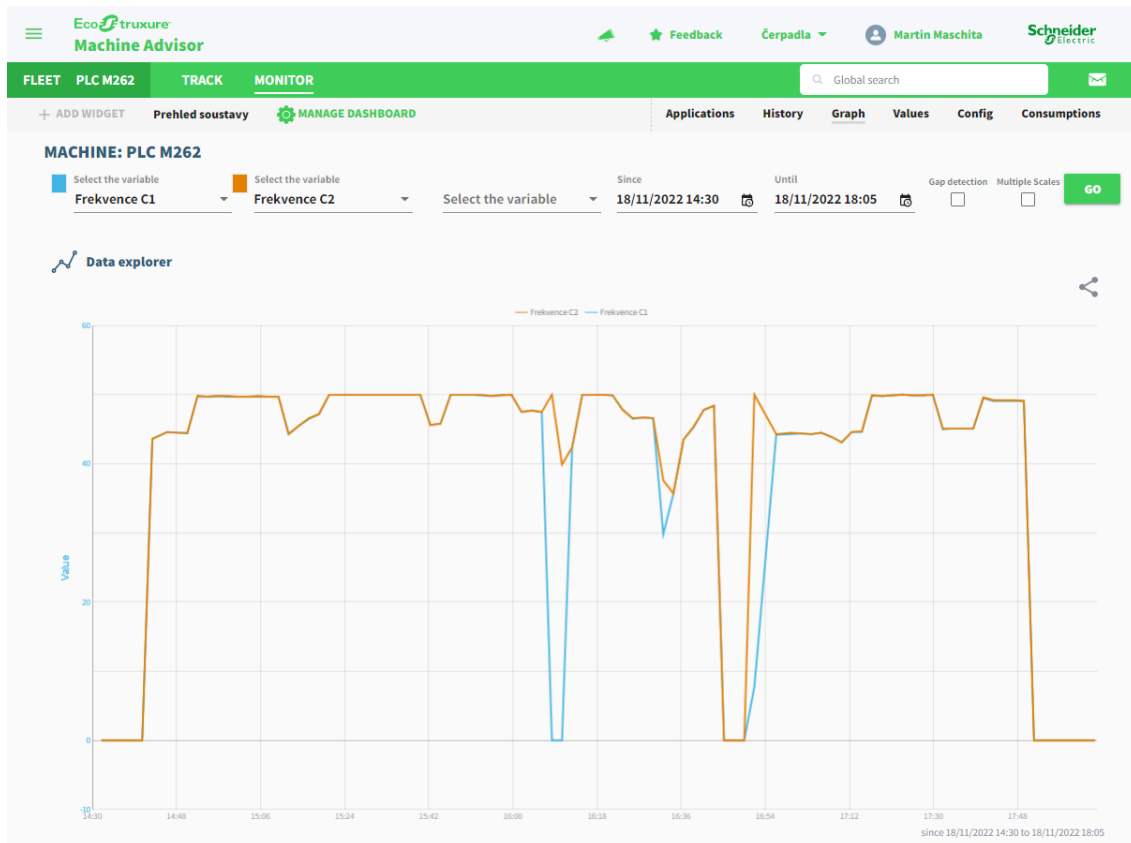
PŘÍLOHA E: PRŮBĚHY V ECOSTRUXURE MACHINE ADVISOR



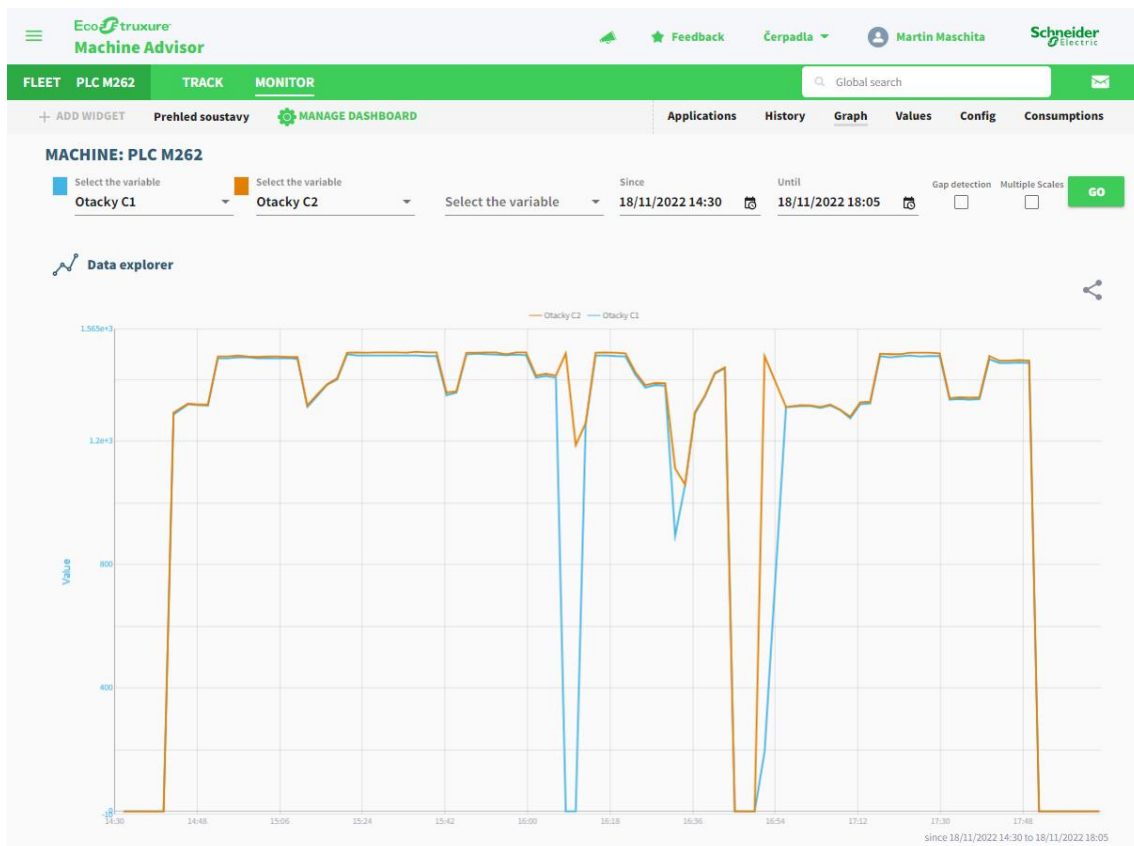
Obr. E-1 Průběh RPF a RPC (Machine Advisor)



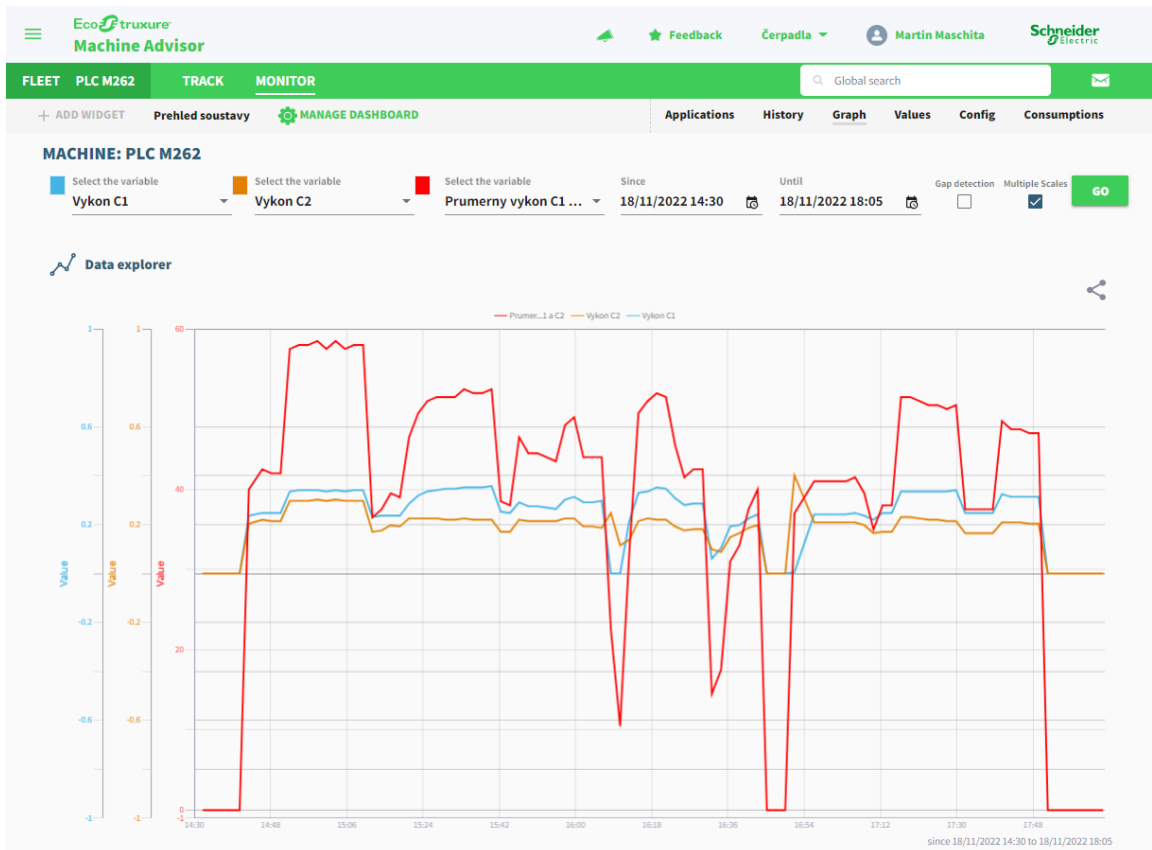
Obr. E-2 Průběh FS1V (Machine Advisor)



Obr. E-3 Průběh RFR (Machine Advisor)



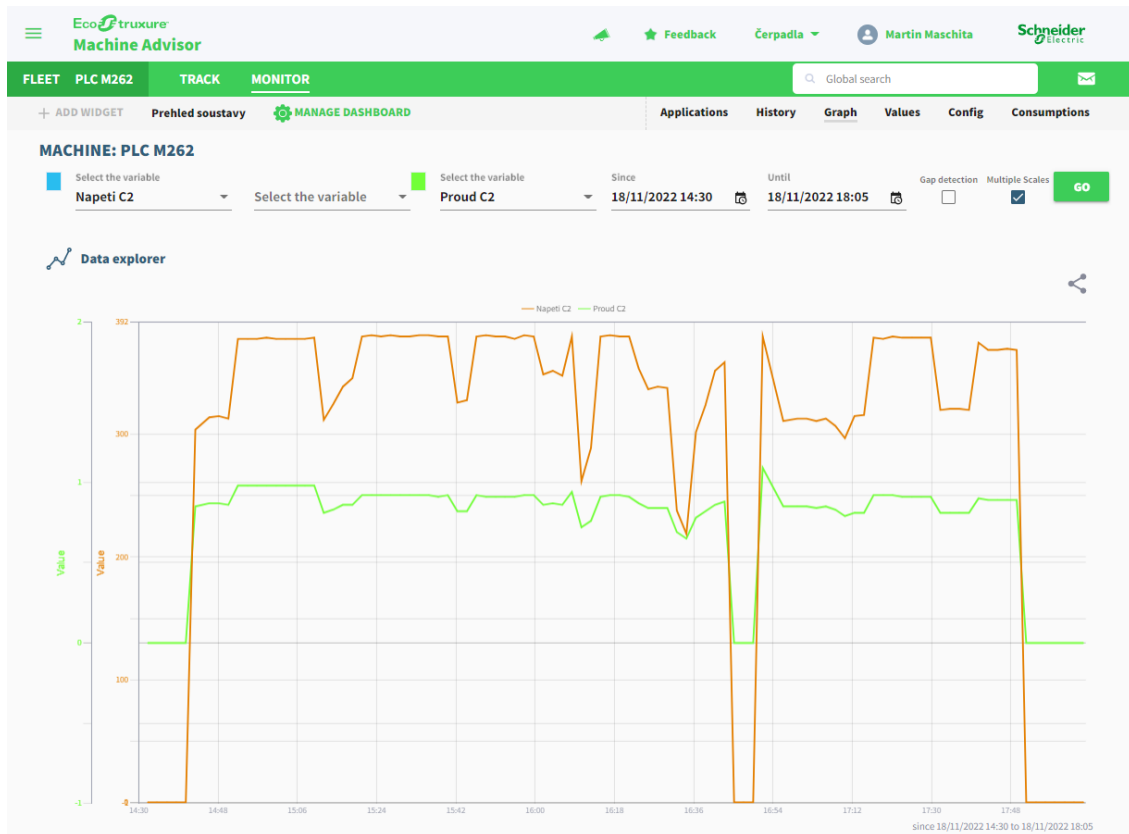
Obr. E-4 Průběh SPDM (Machine Advisor)



Obr. E-5 OPR (přepočtený na kW) a průměrný výkon (Machine Advisor)



Obr. E-6 UOP a LCR čerpadla 1 (Machine Advisor)

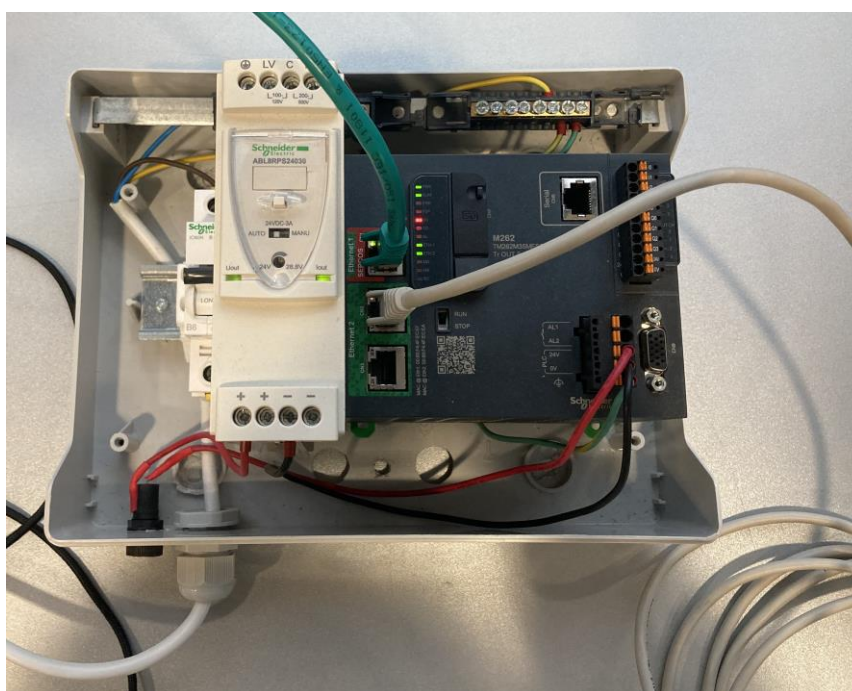


Obr. E-7 UOP a LCR čerpadla 2 (Machine Advisor)

PŘÍLOHA F: SNÍMKY ČERPACÍHO SYSTÉMU



Obr. F-1 Pohled na sestavu didaktického modelu čerpací soustavy



Obr. F-2 PLC Modicon M262 s napájením



Obr. F-3 Pohled na potrubní systém modelu