



**ČESKÉ
VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V PRAZE**

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití odpadního tepla

Direct integration of an organic Rankine cycle into an internal combustion engine cooling system for comprehensive waste heat recovery

Diplomová práce

Studijní program: Energetika a procesní inženýrství

Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

Bc. Martin Hofman

Praha 2021

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hofman** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **465871**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**
Specializace: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití odpadního tepla

Název diplomové práce anglicky:

Direct integration of an organic Rankine cycle into an internal combustion engine cooling system for comprehensive waste heat recovery

Pokyny pro vypracování:

Plynové spalovací motory (ICE) jsou a pravděpodobně budou důležitým prvkem decentralizovaných energetických systémů, ať již se zemním plynem, nebo s alternativními a syntetickými palivy. Systémy waste heat recovery (WHR) pro motory s vnitřním spalováním jsou poměrně typickým tématem pro aplikaci v organických Rankinových cyklech (ORC), které jsou již částečně komercializovány. Problém ale je značná technická složitost a kapitálová náročnost. Proto se práce bude zabývat inovativním konceptem přímého chlazení pracovní látkou ORC. Tato konfigurace umožňuje vysokou míru využití odpadního tepla, jak z chlazení, tak z výfukových plynů, a zároveň eliminuje pomocné okruhy teplosměnných látek.

Tato práce bude obsahovat:

- Rešerše stacionárních spalovacích motorů a dalších decentralizovaných systémů se zaměřením na posouzení perspektivy využití zemního plynu a ostatních alternativních plyných paliv v současné a budoucí energetice
- Rešerše systémů využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny z malých ICE jednotek spalujících plyná paliva
- Experimentální určení charakteristik kogenerační jednotky s ICE
- Procesní návrh, termodynamický výpočet a analýzy parametrů pro zvolenou koncepci integrace ORC do chlazení a využití tepla spalin z ICE
- Dokumentaci zvolených technických řešení a vlastního procesu přestavby systému ICE pro integraci ORC
- Shrnutí výsledků a závěrečná doporučení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **22.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.06.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2022**

Ing. Václav Novotný
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
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

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití odpadního“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Václava Novotného a s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne:

Podpis:

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Václavu Novotnému za konzultace, vedení a čas, který mi věnoval, a které mi značně pomohly k vypracování této diplomové práce. Stejnou vahou bych rád poděkoval také celému týmu z laboratoře organických Rankinových cyklů a jejich aplikací (LORCA) na Univerzitním centru energeticky efektivních budov ČVUT za veškerou pomoc a spolupráci při přípravě i realizaci experimentální části této diplomové práce.

Anotační list

Jméno autora:	Martin Hofman
Název DP:	Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití odpadního tepla
Anglický název:	Direct integration of an organic Rankine cycle into an internal combustion engine cooling system for comprehensive waste heat recovery
Rok:	2020/2021
Studijní program:	Energetika a procesní inženýrství
Obor studia:	Energetika
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	Ing. Václav Novotný
Bibliografické údaje:	Počet stran: 96 Počet obrázků: 54 Počet tabulek: 14 Počet příloh: 1

Anotace:

Hlavním cílem této diplomové práce je přestavba plynového stacionárního spalovacího motoru (ICE) pro integraci podřazeného organického Rankinova cyklu (ORC). Smyslem spojení technologií je dodatečná výroba elektrické energie z odpadního tepla spalovacího motoru. Problémem je ale značná technická složitost a kapitálová náročnost. Proto se práce zabývá inovativním konceptem přímého chlazení skříně motoru pracovní látkou ORC. Tato konfigurace umožňuje vysokou míru využití odpadního tepla, jak z chlazení, tak z výfukových plynů, a zároveň eliminuje pomocné okruhy teplosměnných látek. V úvodu této práce jsou spalovací motory popsány po technické i provozní stránce. Důraz je kladen na zdroje odpadního tepla z ICE a jeho konvenční využití. Dále jsou diskutovány alternativní plynná paliva a jejich vliv na současnou i budoucí energetiku, a to hlavně v kontextu decentralizované energetiky. Samotná kapitola je věnována řešerši podřazených systémů ICE s důrazem na ORC. Jsou představeny možné koncepty ICE+ORC a popsány jejich výhody a nevýhody. Experimentální část práce se nejprve zabývá určením charakteristik malé kogenerační jednotky. Pokračuje procesním návrhem, termodynamickým výpočtem a analýzou parametrů zvolené varianty ICE+ORC. Je popsán vlastní proces přestavby systému chlazení ICE pro integraci ORC a závěrečné části byly naměřeny charakteristiky tohoto přestaveného ICE. Zařízení je připraveno na přechod k přímému chlazení organickým médiem. Závěrečná diskuze shrnuje zjištěné poznatky a přináší doporučení dalším návrhům ICE+ORC s přímým chlazením.

Klíčová slova:

Využití odpadního tepla, Kogenerace, ICE, ORC, ICE+ORC

Annotation:

The main goal of this thesis is the rebuilding of a gas stationary combustion engine (ICE) for the integration of a bottoming organic Rankine cycle (ORC). The purpose of the combination of technologies is the additional production of electricity from the waste heat of the internal combustion engine. The problem, however, is the considerable technical complexity and capital intensity. Therefore, the work deals with the innovative concept of direct cooling of the motor housing with the working substance ORC. This configuration allows for a high utilization of waste heat from both cooling and exhaust, while eliminating auxiliary heat transfer circuits. In the beginning of this work, internal combustion engines are described from a technical and operational point of view. Emphasis is placed on sources of waste heat from ICE and its conventional use. Furthermore, alternative gaseous fuels and their impact on current and future energy are discussed, especially in the context of decentralized energy. A single chapter is devoted to the search of bottoming ICE systems with emphasis on ORC. Possible ICE+ORC concepts are introduced and their advantages and disadvantages are described. The experimental part of the work first deals with determining the characteristics of a small cogeneration unit. It continues with process design, thermodynamic calculation and analysis of parameters of the selected ICE+ORC variant. The actual process of rebuilding the ICE cooling system for ORC integration is described and the characteristics of this rebuilt ICE were measured in the final part. The device is ready for the transition to direct cooling with an organic medium. The final discussion summarizes the findings and makes recommendations for further proposals of ICE+ORC with direct cooling.

Keywords:

Waste heat recovery, low temperature heat utilization, ICE, CHP, ORC, ICE+ORC

Obsah

1. Úvod	1
2. Stacionární spalovací plynové motory v kontextu dnešní a budoucí energetiky	3
2.1. Základní popis a aplikace spalovacích motorů	3
2.2. Účinnost stacionárních spalovacích motorů	7
2.3. Zdroje odpadního tepla spalovacích motorů a jejich konvenční využití	9
2.4. Ekonomie provozu spalovacích motorů	14
2.4.1. Zelené bonusy	14
2.4.2. Služby výkonové rovnováhy	15
3. Alternativní plynná paliva v kontextu spalovacích motorů a decentralizované energetiky ..	16
3.1. Výroba a využití bioplynu	19
3.2. Výroba a využití vodíku	21
3.3. Vybrané projekty s výrobou a spotřebou alternativních plynů	23
3.4. Vysokoteplotní palivové články SOFC	24
4. Možnosti výroby elektřiny z odpadního tepla	28
4.1. Organický Rankinův cyklus	29
4.1.1. Organická média	31
4.2. Problematika využití odlišných zdrojů tepla jedním cyklem	32
4.3. Konfigurace ICE+ORC	33
4.3.1. ICE+ORC pro kogenerační aplikace	33
4.3.1.1. ORC využívající celý tepelný výkon odpadního tepla	33
4.3.1.2. ORC využívající jen část tepelného výkonu odpadního tepla	35
4.3.1.3. Další komplikované konfigurace	39
4.3.1.4. ICE+ORC mimo kogenerační aplikace	39
4.3.2. Proměnné podmínky provozu a řízení ORC	41
5. Koncept a návrh ICE+ORC	43
5.1. Návrh integrovaného systému ICE+ORC	44
5.2. Návrh samotného ICE chlazeného vodou k získání experimentálních dat	47
6. Experimentální vývoj ICE+ORC systému	49
6.1. Dostavba ICE, ověření parametrů a tvorba energetických bilancí	49
6.1.1. Popis přidáných komponent na ICE zařízení	50
6.1.2. Komplikace s provozem zařízení a jejich náprava	50
6.1.3. Instalace měřících čidel a sběr dat	51
6.1.4. Měřená data	52
6.1.5. Sestavení bilančního modelu a vyhodnocení	53
6.1.6. Závěry k měření a výsledky	59
6.2. Detailní návrh varianty ICE+ORC	64
6.2.1. Bilanční model a výsledky	64
6.3. Přestavba chlazení spalovacího motoru	68
6.3.1. Spalinový výměník	69
6.3.2. Chlazení skříně motoru	70
6.3.3. Potrubní trasy médií a armatury	75
6.3.4. Těsnění ICE při práci s organickým médiem	77
6.3.5. Závěrečné práce před startováním ICE s přestavěným chlazením	79

6.4. Experimentální měření ICE s přestaveným chlazením	80
7. Závěrečná diskuze	82
8. Závěr.....	85
Seznam použité literatury	88
Seznam obrázků a tabulek	94
Seznam příloh.....	96

1. Úvod

Energetika současné doby působí dojmem, že konvenční energetika nemá budoucnost, zatímco nová energetika ještě nedosáhla potřebného vývoje, aby ji zastoupila. Přitom nemůže naslouchat své vlastní intuici, nýbrž musí poslouchat politické a ekologické hlasy, které nutí energetiku inovovat ve jménu snižování emisí. Síla těchto postojů je dnes tak silná, že se k Evropě s plány uhlíkové neutrality do roku 2050 postupně připojují další státy po celém světě. Přestože v konečném důsledku s nejvyšší pravděpodobností nebude dosaženo vysněné uhlíkové neutrality, současné tlaky investory alespoň více ujistí v investicích do inovací a nastartují změny.

Rostoucí podíl obnovitelných zdrojů na výrobě elektřiny z dnešního pohledu působí až nezastavitelně. Tento rozvoj ale musí být spjatý s rozvojem různých typů akumulace elektrické energie, legislativou, službami a s rozvojem regulačního výkonu. Přestože je ve vývoji řada nových nadějných střednědobých i dlouhodobých konceptů akumulace, stále se jedná spíše o demonstrační zařízení. Pro plnění neuspokojitelných plánů rozvoje obnovitelných zdrojů je ovšem potřeba řešení již dnes. K tomu nám dnes dobře poslouží rozvoj plynových zdrojů s rychlými nájezdy a vysokou regulací výkonu. Mohou to být velké plynové spalovací turbíny a paroplynové cykly. Rostoucí zastoupení mají také menší decentralizované jednotky, jako spalovací pístové motory nebo ve specifických případech i mikroturbíny. Zároveň pokud má být většina elektřiny vyráběná z prostorově náročných obnovitelných zdrojů, je nutná značná decentralizace energetiky. Tyto zdroje může poté výkonově zastupovat lokální decentralizovaná plynová výroba.

Přestože zemní plyn bude v následujících letech jedním z hlavních zdrojů energie, jeho budoucnost není vůbec jistá. Z postojů Evropské komise je patrné, že zemní plyn jakožto fosilní palivo bude tolerován, jen dokud se nenaučíme plně využívat obnovitelné zdroje. Z tohoto pohledu nyní nestačí pouze přejít z uhlí na zemní plyn, ale v maximální možné míře začít využívat i nízkoemisní a obnovitelné alternativy. Energetika reaguje takzvaným ozeleněním plynárenské soustavy a propojením sektorů elektroenergetiky a plynárenství. Z toho vyplývá, že se celá plynárenská infrastruktura spolu se spotřebiteli bude muset těmto zeleným plynům přizpůsobit a nová zařízení by měla být alespoň schopná úpravy na spoluspalování těchto plynů. Řada zelených plynů má potenciál být spojená s oběhovým hospodářstvím, kdy jsou plyny lokálně vyráběny z různých odpadních materiálů (bioplyn, skládkový plyn, kalový plyn,...). Politicky propagovaná je také výroba vodíku z obnovitelných zdrojů, případně jeho transformace na syntetická paliva.

Tedy souhra přechodu k zemnímu plynu a jeho alternativám, potřeba flexibility a decentralizace energetiky vyzývá k dalšímu rozvoji pístových spalovacích motorů, které jsou již nyní v decentralizované energetice poměrně často zastoupeny. Motory jsou využívány v mnoha aplikacích k výrobě elektřiny a tepla a v posledních letech roste jejich

zastoupení i v teplárenství. Aby spalovací motory byly skutečně efektivní a rentabilní, je nutné v maximální míře využívat také produkovanou tepelnou energii z chlazení a ze spalin motoru. V praxi ovšem často nastává situace, kdy poptávka po vyráběné elektřině neodpovídá produkovanému teplu a mnoho tepla není plně využito. Možností je přebytečné teplo akumulovat a schovat na později. Přebytečné teplo lze také využít k dodatečné výrobě elektřiny, například přidáním podřazených tepelných oběhů. Tato práce se zabývá právě takovým spojením spalovacího motoru s organickým Rankinovým cyklem, který je vhodný pro práci v daných teplotách odpadního tepla z motoru.

2. Stacionární spalovací plynové motory v kontextu dnešní a budoucí energetiky

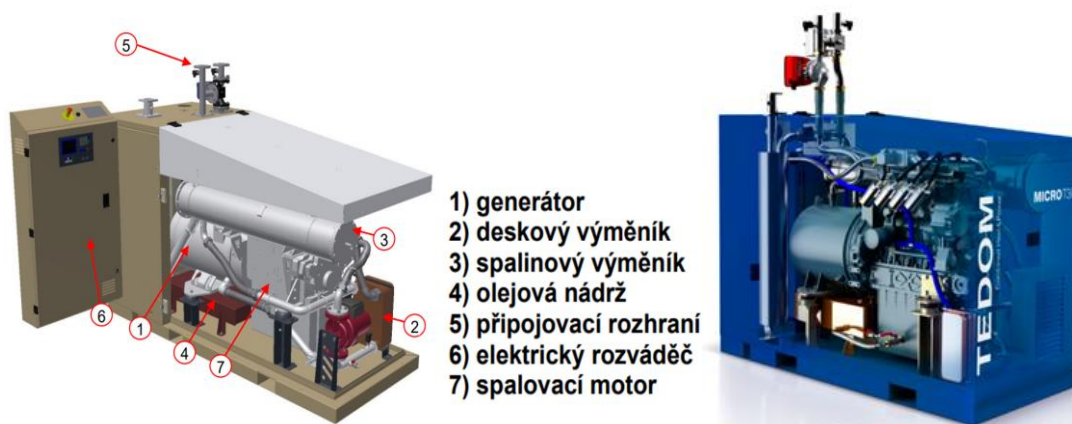
2.1. Základní popis a aplikace spalovacích motorů

Pístový spalovací motor přeměňuje tepelnou energii uvolněnou spalováním paliva na mechanickou energii. Uvolněná energie je nejprve využita na posuvný pohyb pístů, transformovaný na rotační pohyb klikové hřídele. U mobilních aplikací je mechanická energie využívána například k pohonu kol, zatímco u stacionárních aplikací je kliková hřídel napojena na hřídel generátoru pomocí spojky. Generátor dále převádí rotační pohyb hřídele na elektrickou energii.

Stacionární jednotky vychází z mobilních aplikací, ale mají značné rozdíly. U běžných mobilních aplikací je zařízení většinu času v klidu, a když pracuje, tak často daleko od svého maximálního výkonu. Oproti tomu stacionární jednotky jsou navrženy na kontinuální provoz (po delší dobu) na nominálním výkonu, a proto je takové zařízení vždy robustnější.

Kogenerační jednotka (viz obrázek 1) se skládá hlavně ze samotného spalovacího motoru, elektrického generátoru, chladicího systému (s výměníky nebo ventilátorem) a pak dalších pomocných systémů, jako palivového systému, řídicího systému a rozvaděče, baterie pro spuštění motoru (startér, svíčky a případně naběhnutí generátoru), olejového hospodářství, přípojek paliva a vratné vody, sání vzduchu s filtrací, podpěrného podvozku a dalších komponent. V závislosti na aplikaci se design zařízení liší, a proto je nemožné popis zobecnit. Například ne každá jednotka je určena ke kogenerační výrobě, tím pádem nemá výměníky tepla a chladicí okruh je chlazen výkonným ventilátorem.

Pojmem kogenerační jednotka (KGJ) lze myslet i jiné kogenerační technologie, nicméně spalovací motory jsou natolik časté v těchto aplikacích, že se tímto pojmem běžně označují právě spalovací motory.



Obrázek 1: Kogenerační jednotka malých výkonů (do 100 kW_e) s popisem komponent (vlevo) [1] a v zakrytovaném provedení (vpravo) [2]

Na trhu jsou stroje od přenosných motorů malých velikostí několika jednotek kW pro domácí záložní zdroje, přes motory o výkonu stovek kW v širokém spektru aplikací, až po velké generátory v řádu kolem 10 MW.

Plynové spalovací motory jsou atraktivní pro svou spolehlivost, flexibilitu, nízké emise a vysokou elektrickou účinnost v oblasti od stovek kW po jednotky MW, kde je také lze instalovat za nízké investiční náklady. Jedná se velice rozšířenou a ozkoušenou technologii, používanou v mnoha aplikacích. Na obrázku 2 je pro představu uvedena výkonová řada společnosti TEDOM o výkonech 20-55 kW, 75-220 kW a 600-4500 kW. Velikost 250 kW až 555 kW není na obrázku 2 uvedena. Jedná se tedy o široké výkonové rozmezí. Kogenerační jednotky se využívají všude tam, kde je poptávka po elektrické a tepelné energii. Jedná se o aplikace:

- Komunální – penziony, hotely, koleje, školy a univerzity, rekreační a obchodní střediska, sportovní areály, nemocnice, administrativní budovy, bazény
- Průmyslové – výtopy a systémy CZT, průmyslové podniky, čistírny odpadních vod, skládky odpadu, bioplynové stanice, doly

Komerčně je od některých výrobců nabízena i domácí mikro kogenerace v řádu jednotek kW. V takových aplikacích bývá komplikované využít vyrobenou elektřinu a teplo v daném poměru. Oproti tomu například domácí fotovoltaika s bateriemi a plynovým kotlem může zajistit větší flexibilitu díky oddělené výrobě elektřiny a tepla. [3][4]

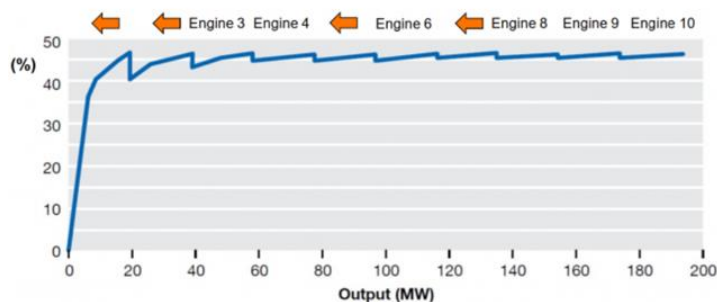


Obrázek 2: Výkonová řada spalovacích motorů společnosti TEDOM o výkonech 20-55 kW, 75-220 kW a 600-4500 kW [5]

Kogenerační jednotky mají celou řadu předností, dobře využitelných v současné a budoucí energetice. Tyto charakteristiky plynových motorů jsou vhodné i do CZT a jako zdroj služeb výkonové rovnováhy (SVR). Z technických a provozních výhod se jedná o schopnost:

- Pružně regulovat výkon v rozmezí prakticky od nuly do 100 % a díky tomu dobře sledovat zátěž
- Rychle dosáhnout nominálního výkonu do 2–5 minut
- Dosahovat vysoké elektrické účinnosti, i v částečném zatížení
- Vysoká kombinovaná účinnost výroby elektřiny a tepla
- Poskytovat záložní zdroj energie, vhodný i pro starty ze tmy
- Palivová flexibilita [6] [7] [8] (nicméně pořád potřeba „ušlechtilá“ paliva)

Motory větších výkonů v řádu MW postupně začínají být populární v teplárenství. Často se jedná o sestavy většího množství plynových motorů. V paralelním zapojení více jednotek lze sestavit blok o cílovém výkonu, který postupným vypínáním jednotlivých jednotek nabídne široký regulační rozsah s vysokou účinností v celém provozním pásmu, jak je znázorněno na obrázku 3. Oblibě se již začínají těšit v několika německých městech, například v teplárně Kiel. Zde je instalováno 20 kusů plynových motorů o výkonu 10 MW. Součástí jsou akumulátory tepla s objemem 45 000 m³ a elektrokotle, které zajišťují další provozní možnosti. Díky akumulační schopnosti CZT a velkoobjemovým akumulátorům tepla mohou být tyto zdroje provozovány dle potřeb trhu s elektřinou a poskytovat podpůrné služby. Stroje mohou pracovat i s možností bez dodávky tepla, ostrovního režimu a startů ze tmy. [7]



Obrázek 3: Regulační rozsah zdroje s více paralelně zapojenými motory [7]

Spalovací motory se také využívají v místech bez přístupu sítě jako dočasný zdroj elektrické energie, tepla i chladu, a proto existuje řada designů upravených pro snadný transport. Může se jednat o provedení v kontejnerech, které lze nákladními vozy snadno transportovat. Další možností je jednotku převážet na přívěsu nebo může jít o ručně přenosné zařízení, používané často i jako domácí záloha (viz obrázek 4). Pro svou dostupnost a snadný transport v těchto aplikacích převažují kapalná paliva, hlavně diesel.

Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití 5
odpadního tepla



Obrázek 4: Spalovací motor na přívěsu (vlevo) [9] a ručně přenosný záložní zdroj (vpravo) [10]

V těchto aplikacích nebývá využito teplo a na jednotky jsou kladeny hlavně tyto požadavky:

- Spolehlivost
- Rychlé a flexibilní dodání výkonu
- Rychlé a snadné uvedení do provozu
- Schopnost pracovat i v náročných vnějších podmínkách (korozivní prostředí, teploty $-25/50\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- Snaha o delší servisní intervaly (nicméně i za použití kvalitních filtrů a kapalin pouze 500 h provozu) [11]

Zmiňované vlastnosti motorů jsou obdobně ceněny i u aplikací, kde spalovací motor figuruje jako záložní zdroj elektrické energie při výpadku elektrického proudu. Záložní zdroj je důležitý všude tam, kde nedostatek elektrické energie znamená značné ztráty a nebezpečí. Může jít o zdroj elektrické energie pro napájecí čerpadla chladících okruhů elektráren, zajištění kontinuity provozu průmyslových činností nebo třeba serveroven.

Rychlost náběhu je jednou z hlavních předností spalovacích motorů. Závisí na typu motoru, použitém palivu a okolních podmínkách (teplota). Motor je nejprve vhodné připravit na „teplý start“. Tento stav je charakteristický zahřátím chladiva, cirkulací oleje a volnoběhem, což může trvat 30 sekund. Dále dosažení nominálního výkonu může trvat od nižších jednotek minut, až po 10 minut. [12] Vznětový motor s dieslovým palivem dokáže nastartovat nejrychleji. Oproti tomu motor spalující plynná paliva mívá pomalejší starty v řádu jednotek minut, je ale možné provádět zástřiky kapalným palivem a proces startování tak urychlit a usnadnit. Plynná paliva bývají spalována v zážehových motorech, protože motory je snazší na tato paliva upravit. To je obzvláště výhodné v době, kdy rostou tendence využívat různá alternativní plynná paliva. [11] [13] [9] [4]

Motory mají ovšem i řadu nevýhod, se kterými je nutné při provozu počítat:

- Vyžadují pravidelné a časté servisování, jelikož obsahují řadu pohyblivých součástí. Rotační pohyb klikové hřídele a posuvný pohyb válců kladou přísnější požadavky na mazání a filtraci kapalin. To vede na rychlejší opotřebení než u čistě rotačních strojů. vyplatí se mít k dispozici dostupný a nejlépe zasmulvněný servis od dodavatele
- Jsou hlučné. Aby byly dodrženy hygienické limity hluku, používá se protihlukový kontejner a na spalinové trase je umístěný tlumič hluku
- Vysoká úroveň nízkofrekvenčního šumu
- Mají vyšší vibrace, které lze snížit pomocí pružného podkladu
- Nutné provozovat v odvětrávané místnosti, zápach
- Část tepla je obtížně využitelná pro kogenerační účely
- Relativně vysoké emise do ovzduší v případě některých paliv a nevyužití tepla
- Chladící kapaliny motoru musí odvádět teplo, i když není po teplu poptávka [8]

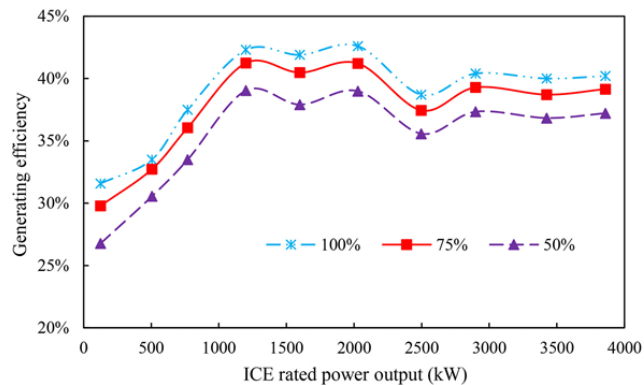
2.2. Účinnost stacionárních spalovacích motorů

Jednotky stacionárních aplikací mohou smysluplně využít odpadní teplo, což je považováno za efektivní cestu ke zvýšení celkového výkonu ICE a ke snížení spotřeby paliva a emisí. Hovoříme poté o takzvané kombinované výrobě tepla a elektřiny s účinností, která dosahuje 75-95 %. To je pro efektivní a ekonomické využití stacionárních motorů klíčové, neboť obecně lze tvrdit, že v typickém ICE je více než polovina celkové energie ze spalování paliva odváděna prostřednictvím tepla. Využití odpadního tepla může rozhodnout o rentabilitě zařízení pro energetické účely.

U kogeneračních jednotek silně závisí jejich elektrická účinnost na typu a velikosti motoru. U menších až středních jednotek se pohybuje mezi 28-37 % [14], u větších dosahuje až 50 %. [7]

Zjednodušeně platí, že motor má „fixní“ třecí ztráty, způsobené velkou třecí plochou u posuvných a rotačních pohybů. Zároveň i malé motory jsou tvořené poměrně velkou masou materiálu, vystavené ztrátám sáláním. Tepelná účinnost záleží hlavně na tom, jaké zdroje odpadního tepla jsou využity. U malých jednotek se nemusí vyplatit používat všechny zdroje. Ve výsledku je u mikro kogeneračních (jednotky až nižší desítky kW) jednotek obtížnější dosáhnout vyšší celkové účinnosti. Ne u všech výrobců je ale pokles natolik výrazný, a to hlavně díky zapojení kondenzačního výměníku (s nižší elektrickou účinností je k dispozici více tepla).

Benzínové motory obecně vykazují relativně nízké kompresní poměry (6-12) ve srovnání s dieselovými motory (12-22), což vede k nižší elektrické účinnosti ICE a vyšším teplotám odpadního tepla z výfukových plynů a chladicí kapaliny motoru. Zároveň přirozeně platí, že s rostoucí elektrickou účinností klesá podíl odpadního tepla společně s tepelnou účinností. [15] [16] Na obrázku 5 je znázorněna změna účinnosti plynových motorů od Caterpillar v závislosti na elektrickém výkonu.



Obrázek 5: Účinnosti plynových motorů od Caterpillar v závislosti na elektrickém výkonu [17]

Malé kogenerační jednotky mají díky nízké elektrické účinnosti vysoký potenciál využití odpadního tepla. V takových případech se s výhodou využívá kondenzačních výměníků tepla pro dodatečné zvýšení tepelné účinnosti.

Například kogenerační jednotka s výkony 6 kW_e a $15,9 \text{ kW}_t$, s elektrickou účinností 27 % dosahuje celkové účinnosti s kondenzačním kotlem až 94 %. Pro srovnání již větší motor od stejného výrobce s výkonem 140 kW_e dosahuje účinností 36,5 % elektrické a celkové 90 %. [3]

2.3. Zdroje odpadního tepla spalovacích motorů a jejich konvenční využití

Zatímco elektrickou energii snadno vyrobí rotor generátoru napojený na klikovou hřídel motoru, tepelná energie je dostupná z několika rozdílných zdrojů odpadního tepla. Zároveň zdroje odpadního tepla se citelně liší svou kvalitou a kvantitou. Kvalita odpadního tepla je obecně udávána teplotou. Zjednodušeně lze odpadní teplo rozdělit na zdroje tepla o vyšší hladině:

- Spaliny z výfuku (pokud je součástí selektivní katalytická redukce, ztratí spaliny část svého tepla)
- Teplo z chladiče recirkulovaných spalin, pokud je recirkulace použita

A na tepla o nižší hladině, kam patří teplo z

- Chladicí okruh skříně motoru (chladí plášť motoru, válec, palivové ventily,...)
- Olejový okruh, pokud má olej kromě mazání i chladicí funkci a není chlazen vzduchem. Častěji u velkých výkonů (MW)
- Teplo o nízké hladině, jejichž potenciál k využití je spekulativní nebo v některých typech motoru ani neexistuje
 - Okruh chlazení stlačeného spalovacího vzduchu, pokud je použito turbodmychadlo
 - Chlazení generátoru, pokud není chlazen vzduchem [18] [15] [19]

Problematiku využití odpadního tepla těchto zdrojů komplikuje rozdílnost motorů a různých poměrů zdrojů tepla. V každé konkrétní koncepci motoru jsou jednotlivá odpadní tepla specificky procentuálně zastoupena. zastoupení závisí hlavně na:

- Aplikaci (stacionární, mobilní – lehké a těžké vozy, lodě)
- Typu tepelného oběhu
- Použitých prvcích motoru (turbodmychadlo, recirkulace spalin)
- Typu paliva (kapalné, plynné)
- Provozní charakteristika (procentuální výkon vůči nominálnímu provozu)

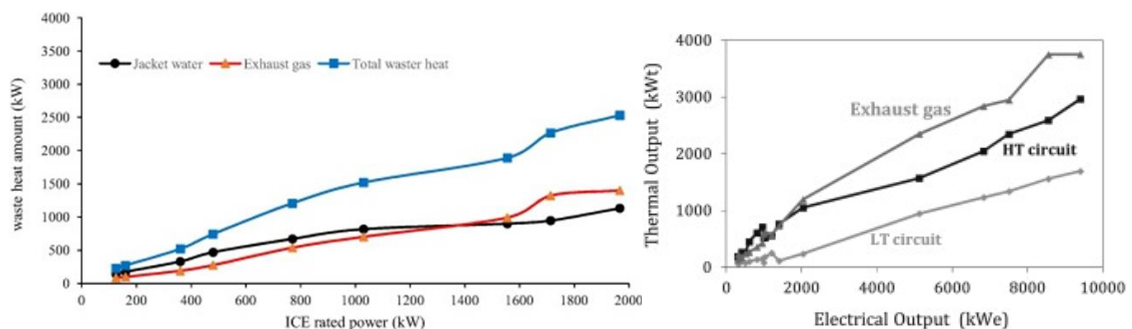
Z výše uvedeného vyplývá, že využití odpadního tepla musí být na každém motoru řešeno specifickým přístupem. Lze tvrdit, že ne všechny motory jsou pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla vhodné. Mnoho zdrojů tepla o různých teplotách a tocích jejich využití komplikuje a prodražuje. Další komplikací jsou změny výkonů, které bývají u motorů běžné. Proto skutečně efektivní kogenerační jednotky musí být k takovým účelům navrženy. U transformace jakéhokoliv motoru na kogenerační jednotku bude dosahováno nižších kombinovaných účinností. Pro představu jsou níže uvedeny teploty různých zdrojů

tepla vznětového motoru, který má oproti zážehovým motorům typicky komplikovanější chlazení s více zdroji odpadního tepla, a proto může být pro kogenerační účely méně vhodný.

Tabulka 1: Zdroje odpadního tepla a jejich teploty vznětového motoru, upraveno z [19]

Zdroje odpadního tepla	teplota [°C]
Výfukové spaliny	200-600
Spaliny v chladiči recirkulovaných spalin	200-760
Chladivo skříně motoru	80-110
Olejový okruh	80-130
Okruh chlazení stlačeného spalovacího vzduchu	50-70

Tato práce se zabývá stacionárními plynovými motory, které bývají vhodnější pro využití odpadního tepla. Z kvantitativního hlediska jsou nejslibnějšími zdroji tepla výfukové plyny a chladicí kapalina skříně motoru, které dohromady tvoří typicky téměř 50 % energie uvolněné z paliva. Na obrázku 6 vlevo je znázorněn průběh zdrojů odpadního tepla z chladicího okruhu a spalin v závislosti na jmenovitém výkonu v rozsahu od 125 kW do 2000 kW. Kvantita obou zdrojů odpadního tepla je přibližně stejná. Obrázek 6 vpravo dále znázorňuje vývoj teplot u plynových motorů i ve vyšších výkonech. Je patrné, že tepelo odváděné olejem (LT circuit) začíná být u vyšších výkonů v řádech MW již významné. [20] [21] [19]



Obrázek 6: Tepelné výkony zdrojů odpadního tepla dle elektrického výkonu zážehových spalovacích motorů v rozmezí 0-2 MW (vlevo) [21] a 0-10 MW (vpravo) [20]

Z grafů a z řady studií lze stanovit určité závěry o nejčastějších parametrech zdrojů odpadního tepla. Spaliny obsahují 26-32 % tepla z paliva a mívají mezi 400-610 °C. Motory menších výkonů mívají oproti výkonům v řádu MW vyšší teplotu spalin. Voda z chladicího okruhu obsahuje nejčastěji 12-18 %, někdy až 25 % tepla v teplotním rozmezí 80-90 °C. Procentuální zastoupení tepel závisí na účinnosti motoru, které s nižší elektrickou účinností roste. [22] [15] [23] [17]

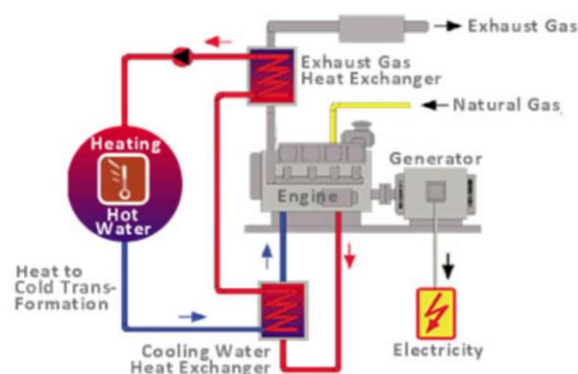
U motorů s turbodmychadlem může být získáno typicky menšinové teplo v řádu nižších jednotek procent z chlazení spalovacího vzduchu, stlačeného a zahřátého kompresí v turbodmychadle. To se u některých motorů používá ke zvýšení výkonu a vyšší kompaktnosti zařízení, neboť natlakováním a ochlazením je možné do válce dostat více spalovacího vzduchu. Komprese je poháněná expanzí spalin, které se tímto ale částečně ochladí. Spalovací vzduch před ochlazením má přibližně 120 °C. [15]

Využití tepla obsaženého v mazacím oleji záleží často na velikosti motoru a částečně na tom, jestli je olej použitý zároveň jako chladivo. Olej je u řady motorů nižších výkonů chlazen pouze v radiátoru nuceně nebo přirozeně okolním vzduchem, což zamezuje využití tohoto tepla. Také obsažené teplo v oleji a jeho teplota bývá nízká na to, aby se zdroj vyplatilo využít. Nicméně teplo může sloužit jako první v pořadí pro přehřev vratné vody, podobně jako běžně používané teplo v chladicí vodě motoru. S využitím tepla se častěji lze setkat u velkých motorů (nad 1 MW), u kterých už je tepla v oleji více a přidaná komplexnost systému se vyplatí. [24] [22] [25]

Někteří výrobci ovšem uvádějí, že teplo z oleje využívají i u malých jednotek v řádu jednotek kW. [3]

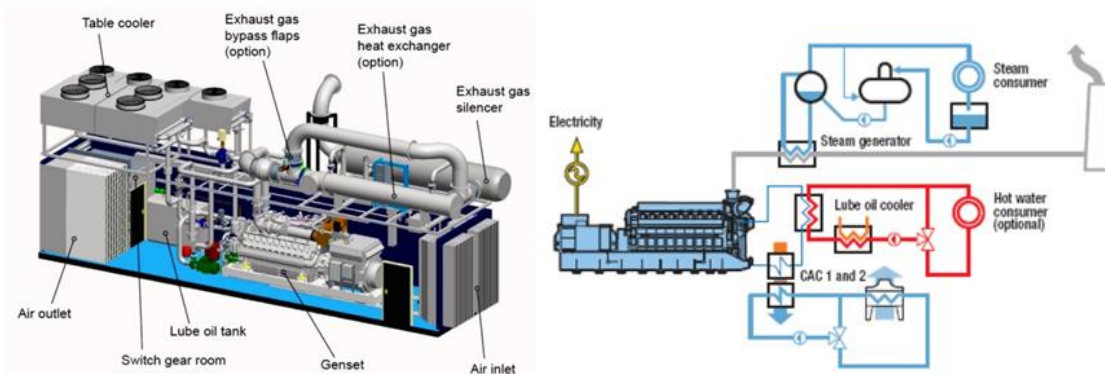
Přístup k využití odpadního tepla u kogeneračních jednotek se mění v závislosti na výkonu motoru. Základní schéma využití odpadního tepla kogeneračních motorů nižších výkonů je znázorněno na obrázku 7. V této konfiguraci je ze zdrojů tepla na nízké i vysoké hladině vyráběna pouze teplá voda. Odebírá teplo nejprve okruhu chlazení pláště motoru a poté je dohřívána ve výměníku voda-spaliny. Jedná se například o ohřátí otopné vody z 60 na 80 °C. [26]

Ne vždy je ovšem možné reálně využít veškeré odpadní teplo kvůli charakteristice teplotních profilů teplotnosných médií. Důvodem je, že ne vždy je možné odebrat veškeré odpadní teplo, vychladit chladivo skříně motoru v daném intervalu a zároveň dosáhnout požadované teploty otopné vody. [19] [20]



Obrázek 7: Základní schéma využití odpadního tepla kogeneračních motorů nižších výkonů [27]

U větších motorů v řádu stovek až tisíců kW je být patrná řada odlišností v přístupu k využití odpadního tepla. Motor o výkonu několika MW je znázorněn s popisem na obrázku 8 vlevo. Odpadní teplo se již vyplatí využívat odděleně a podle potřeb provozovatele je více variant, jak lze s teplem naložit. Častou aplikací je oddělená výroba horké vody a páry (viz. obrázek 8 vpravo). Obecně tedy u velkých motorů ze spalín bývá využito teplo pro výrobu páry, z tepla chlazení motoru a z oleje může být vyráběna horká voda. [25]



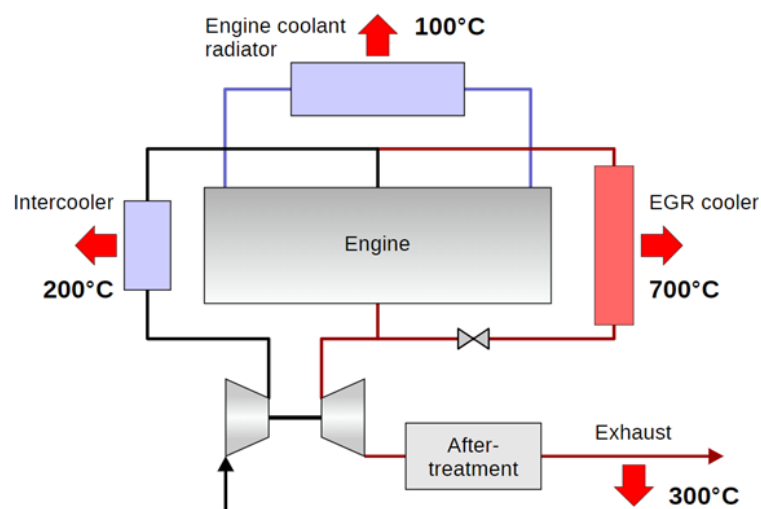
Obrázek 8: Typická koncepce spalovacích motorů ve výkonech v řádu MW (vpravo) a schéma častého využití odpadního tepla k separátní výrobě teplé vody a páry [25]

Využití tepla z velkých motorů závisí na aplikaci, je možné vyrábět:

- Horkou vodu a nízkotlakou páru pro průmyslové aplikace
- Horkou vodu do CZT, podpořeno akumulací nádrží
- Horkou vodu do CZT, případně dohřátou v přídavném kotli
- Páru na vyšších parametrech (s možností přídavného dohříváče)
- Teplo a chlad formou trigenerace (při zapojení absorpční jednotky) nebo pouze chlad
- Horkou vodu pomocí tepelných čerpadel voda/voda (případně i páru)

Některé způsoby využití odpadního tepla jsou obdobné i u menších motorů. Jedná se hlavně o výrobu chladu nebo nasazení tepelného čerpadla. Tepelným čerpadlem se zvýší využitelnost zdrojů odpadního tepla na nízkých hladinách zvýšením jeho teploty. Tím dojde ke zvýšení využitelnosti odpadního tepla a snížení práce chladiče, za cenu dodatečné spotřeby elektřiny kvůli pohonu tepelného čerpadla. [28]

Pro srovnání a doložení rozdílnosti zdrojů odpadního tepla u různých motorů, je uveden příklad mobilní aplikace těžkých vozů s dieslovým motorem. Vyskytují se zde až čtyři použitelné zdroje odpadního tepla, jak je uvedeno na obrázku 9. Zkratkou EGR (Exhaust gas recirculation) je myšlena recirkulace spalin, které jsou před návratem do motoru částečně ochlazeny v separátním chladiči. Toto ochlazení, společně s expanzí spalin v turbodmychadle způsobí, že výstupní spaliny z výfuku mají nízké teploty. Další vliv na snížení teploty spalin má zástřik močovinou, používaný ke snížení emisí NOx. Ve výsledku mohou mít výstupní spaliny teploty pouze např. 300 °C. Vlivem recirkulace také může být snížen hmotnostní tok spalin. Je patrné, že mnoho zdrojů tepla a jejich teplotní i procentuální proměnnost značně komplikuje reálné využití odpadního tepla. [15] [29]



Obrázek 9: Schéma dieslového motoru těžkých vozů s vyznačenými zdroji odpadního tepla [29]

Ne všechny stacionární aplikace mají pro odpadní teplo využití. Tento problém lze částečně překonat akumulací tepelné energie nebo využitím tepla jiným způsobem, například výrobou chladu nebo dodatečné elektřiny podřadným tepelným cyklem. Nevýhodou je, že motor musí být v každém případě chlazen. V takových případech je nutné zajistit, aby chladicí a mazací kapaliny motoru nepřesáhly povolenou pracovní teplotu. Pokud to legislativa dovolí, je také možný otevřený chladicí okruh, kde je ohřáté chladivo vypuštěno do okolí. V případě, že motor není dostatečně chlazený ventilátorem nebo teplota vratné vody má příliš vysokou teplotu, je motor donucen postupně snižovat výkon nebo dokonce kompletně zastavit, aby předešel vážným poškozením. [29]

2.4. Ekonomie provozu spalovacích motorů

Razantní vliv na ekonomiku provozu kogeneračních jednotek má míra využití odpadního tepla, protože zvyšuje celkovou (provozní) účinnost zařízení. Kogenerační jednotky bývají zpravidla navrhovány na sledování potřeby elektřiny. Teplo je poměrně snadno vyrobitelné v dodatečných flexibilních plynových kotlích s vysokou účinností.

Každopádně obecně u kombinované výroby je problematické dosahovat shodné poptávky po obou energiích v každé chvíli. V této situaci je provozovatel nucen zbavit se části energie méně hospodárným způsobem.

Investiční i provozní náklady kogeneračních jednotek silně závisí na velikosti zařízení. Obecně lze ale tvrdit, že investiční náklady nejsou vysoké. Určitý vliv na toto má rozšíření motorů, kde velké výrobní kapacity snižují jejich cenu. Oproti tomu provozní náklady vysoké jsou, hlavně kvůli častému a rozsáhlému údržbě. [8] [30]

Vysoká tržní cena elektřiny vyrobené z motorů znamená, že je pro motory výhodné prodávat elektřinu na trhu jako jeden z posledních zdrojů elektřiny. Výhodnost motorů je v tom, že decentralizovanou výrobou nemusí provozovatel nakupovat dražší elektřinu s řadou poplatků z distribuce (a zároveň může využívat teplo). Tímto řešením je možné dosahovat značných energetických úspor. Z hlediska dalších kogeneračních zařízení jsou vhodné tam, kde je třeba vyšší podíl výroby elektřiny a teplo stačí v nižší kvalitě. Speciálním případem z pohledu ekonomiky provozu jsou záložní zdroje a transportní zdroje (u staveb), kde je ceněna jednoduchost a spolehlivost. [26]

2.4.1. Zelené bonusy

Rentabilita kogeneračních jednotek mnohdy závisí na nějaké formě podpory, hlavně jednotky nižších výkonů. Česká legislativa se snaží podporovat tyto vysoce efektivní zdroje energie v rámci podporovaných zdrojů energie (POZE). Kogenerační jednotky jsou dotovány formou takzvaných zelených bonusů. Na základě těchto legislativních opatření zažily stacionární spalovací motory v nedávné době rozmach.

Dnes často dává kogenerace ekonomicky smysl až od výkonu 1 MW, protože pro nižší výkony se nyní výše podpory skokově mění. V současné době probíhá příprava novely zákona o POZE, kde se diskutují různé varianty nového modelu podpory. Jeden možný scénář již počítá s podporou kogenerace pod 1 MW formou takzvaného váženého výpočtu výše podpory (bez skokových změn výše podpory při 200 kW a 1000 kW, jako je tomu dnes). Samostatně by byla nastavena podpora pro mikro kogeneraci do 50 kW. Tato varianta podpor by měla dostat do zelených čísel i provoz malých kogeneračních jednotek. Připravovaná novela POZE z hlediska kogeneračních zdrojů říká, že zdroje:

- nad 1 MW by měly soutěžit podporu v aukcích a pobírat hodinový nebo roční bonus
- pod 1 MW by měly získávat zelené bonusy navázané na současnou cenu elektřiny a paliva. Energetický regulační úřad každoročně zvolí diskontní sazbu projektu na základě těchto vnějších vlivů. Také se již nebude jednat o fixních 4400 h roční podpory, ale bude tam celkový objem 45 000 h, vyčerpateľný za 15 let, s maximálním omezením asi 3500 h ročně. [31] [87]

2.4.2. Služby výkonové rovnováhy

Mnoho provozních zisků lze čerpat také díky schopnosti flexibility těchto jednotek, neboť v dnešní době se radikálně mění podmínky poskytování služeb výkonové rovnováhy. To může mít razantní dopad na provoz těchto zařízení, které se tímto značně komplikuje, pokud provozovatel bude mít zájem upravit provoz na maximalizaci zisků. [32] [87]

Důvodem změny je postupné odstavování uhelných bloků spolu s rostoucími nároky na stabilitu sítě. To nutí ČEPS (i zahraniční ekvivalenty) využít potenciál flexibility i menších zdrojů. To by měla řešit nová úprava Kodexu přenosové soustavy, která přispěje k rozšíření portfolia dodavatelů služeb výkonové rovnováhy (SVR). Většina změn vstoupila v platnost po schválení Energetickým regulačním úřadem na začátku roku 2021. [6]

Vliv na provoz kogeneračních jednotek má hlavně snížení kodexových minim ze současných 3 a 10 MW potřebného minimálního výkonu, na novou hranici 1 MW. To v praxi znamená, že se budou moci certifikovat zařízení s nižším výkonem a následně se účastnit elektronických výběrových řízení na poskytování SVR. Aktualizace kodexu plánovaná od roku 2022 dovoluje i mnoho menších a odlehklých jednotek, výkonově poskládaných minimálně do 1 MW. Podmínkou je, že malé zdroje musí fungovat jako jeden celek (tedy v rámci agregovaného bloku). [6]

Trh s poskytováním SVR se ovšem značně komplikuje a svůj podíl trhu získá také integrovaný agregátor a rozšíří se využití bateriové akumulace energie, konkrétně v režimu stand-alone. Bateriím byly uvolněny bariéry ke vstupu na trh tím, že nyní mohou poskytovat služby samostatně a nemusí být součástí takzvaného fiktivního bloku (ve spojení s turbogenerátorem tepelného oběhu). [33]

Agregace flexibility začíná zajímat více hráčů, je patrný trend vykupovat elektřinu z OZE a zároveň ji agregovat. [87] Tato změna je z pohledu kogeneračních jednotek důležitá v tom, že je agregátoři flexibility (například Nano Energies, skupina ČEZ) plánují hromadně zapojovat do svého agregátoru. [34]

Je nutné uvést, že zvýšená konkurence na trhu poskytování SVR by mohla snížit cenu těchto služeb. Konkurence je pak výhodná zejména pro spotřebitele, jelikož soutěž může stlačit regulovanou část plateb za elektřinu dolů. [35] [33]

Rostoucí zájem o poskytování těchto služeb dokládá i to, že od 1.1. 2020 byl nově spuštěn denní trh se službami výkonové rovnováhy. Vývoj trendu lze sledovat na faktu, že 30 % SVR se dnes nakupuje na denním trhu, zatímco dříve se jednalo o 3 %.

Nová verze Kodexu PS obsahuje také několik úprav s účinností od 1. 4. 2022, týkají se především zavedení standardních produktů SVR pro přeshraniční sdílení regulační energie. Nutností je SVR standardizovat, aby byly ve všech místech působení shodné. Tyto produkty mají na rozdíl od těch využívaných v současnosti kratší dobu dodání. Například minutová služba 15 min se zkrátí na 12,5 min, naše 5 min služba se buď zruší nebo budeme muset žádat o výjimku. K rozšíření mezinárodním produktům pomáhá mezinárodní propojování. SVR jsou nabízeny dle systému cenového žebříčku. Jedná se například o projekty MARI (regulace SVR s manuální aktivací), PICCASO (s automatickou aktivací) napříč Evropou. [36] [32]

Provoz flexibilních kogeneračních jednotek s cílem maximalizace zisku v takovém prostředí sleduje mnoho proměnných kritérií.

3. Alternativní plynná paliva v kontextu spalovacích motorů a decentralizované energetiky

Kogenerační jednotky na bázi spalovací motorů jsou ozkoušená, vyvinutá a vysoce účinná zařízení pro výrobu elektřiny a tepla. Ovšem stále ambicióznější plány dekarbonizace energetiky a ochrany životního prostředí vytváří na tyto zdroje tlak, neboť tradičně spalovaly hlavně fosilní paliva.

Spalováním zemního plynu se uvolňují oproti ostatním fosilním palivům relativně nízké emise skleníkových plynů, nicméně i osud zemního plynu je v zemích EU otázkou. Proto se tato část práce zaměřuje na plynové palivové alternativy, které se nyní zdají být v souladu s dlouhodobými strategiemi EU.

Evropská komise v programu Horizont 2020 rovněž zdůrazňuje důležitost „Snížení emisí CO₂ na základě alternativních a obnovitelných paliv spolu s dalšími úsporami energie pomocí využití odpadního tepla. [15]

Kromě enviromentálních hledisek jsou provozovatelé motivováni k přechodu na alternativní paliva hlavně různými dotačními programy výhodami.

Dalším důvodem, proč využívání alternativních a obnovitelných paliv decentralizovanými zdroji může být v budoucnu klíčové je fakt, že emisní povolenky platí zdroje až od tepelného příkonu 20 MW. Tím pádem velké zdroje napojené na CZT mohou mít problém nabízet teplo za konkurenční cenu. Dle některých názorů by uhlíková daň pro všechny emitenty (i mimo EU ETS) vytvořila férové obchodní prostředí.

Německo od roku 2021 zavedlo uhlíkovou daň mimo jiné právě v sektoru vytápění na zemní plyn a topné oleje. Cena byla stanovena na 25 eur za tunu CO₂ a má dále postupem času růst. [37] [38]

V tomto kontextu schopnost zvládat práci s alternativními palivy může v budoucnu rozhodnout o typu preferované kogenerační technologie. Výrobci stacionárních spalovacích motorů postupně zdokonalují adaptace na různé obnovitelné a druhotné zdroje energie na bázi kapalných i plyných paliv. To mnohdy vyžaduje použití nových palivových strategií. Snahou je motory upravit tak, aby bylo možné spoluspalovat směsi konvenčních a alternativních paliv, a také tak, aby spalovaly čistě alternativní palivo. Nyní řada výrobců uvádí, že jejich jednotky mohou spalovat řadu palivových alternativ. Například firma TEDOM nabízí pro své modely tato paliva:

- Zemní plyn
- Paliva na bázi vyšších uhlovodíků jako propan, butan,... (LPG)
- Další plyny založené na metanu (bioplyn, skládkový plyn, kalový plyn)
- Důlní plyn [5] [39] [40]

Zároveň uvádí, že obsah H₂ v zemním plynu by neměl být vyšší než 2 %. Bioplynem se rozumí plyn na bázi metanu, který vzniká anaerobní digescí organických látek. Tyto alternativy metanu lze navzájem mísit a spoluspalovat [16]. Požadovaná kvalita plynu závisí na typu motoru v dané kogenerační jednotce a na tom, zda je instalováno zařízení na snižování emisí znečišťujících látek do ovzduší. Je nutné zajistit, aby obsah nečistot plynu nepřekročil hodnotu danou výrobcem. V praxi je často nutné plyny čistit ve speciálních technologiích (viz obrázek 10), za dalších nákladů. Nicméně i u spalování vyčištěných plynů často bývá výzvou dosahovat srovnatelných servisních intervalů a obecně spolehlivosti, jako u konvenčních paliv. [41] [16] [42]



Obrázek 10: Zařízení na úpravu bioplynu pro potřeby spalovacích motorů [41]

Dosažení ambiciózních cílů snižování emisí nebude možné bez takzvaného ozeleňování plynárenské soustavy. Je založeno na propojení elektroenergetiky a plynárenské soustavy (sector coupling) a na vtláčení takzvaných zelených plynů do plynárenské soustavy. Tímto způsobem bude zemní plyn postupně mixován s biometanem, vodíkem, syntetickými plyny nebo jejich mixem. Celá plynová infrastruktura, včetně plynových elektráren a kogeneračních jednotek se bude těmto plynům přizpůsobovat, aby mohla být využita i v nadcházejících etapách dekarbonizace energetiky. Nová plynová zařízení by na tuto situaci měla být připravena, aby v nadcházející plynové infrastruktuře mohla fungovat. [7] [43]

V praxi již dnes dochází k vtláčení vyčištěného biometanu do rozvodů zemního plynu. [44] Biometan a syntetický metan jsou kompatibilní se současnou plynárenskou soustavou díky tomu, že zemní plyn tvoří převážně také metan a plyny jsou po chemicko fyzikální stránce velice podobné.

Druhým plynem, který v budoucnu může mít mnohem větší potenciál snížení skleníkových plynů, je vodík. Svým odlišným složením lze míchat vodík a metan pouze omezeně. Vliv vodíku na celou plynárenskou infrastrukturu, včetně spotřebičů, se v posledních letech intenzivně zkoumá a zkouší. Nicméně dříve plynárenská soustava běžně fungovala se svítiplynem s vysokým obsahem vodíku. Vodík ovšem vyžaduje speciální péči a soustava by se na něj v takovém případě musela za vysokých nákladů připravit. [45] [46]

Vodík je dnes v ČR možné dávkovat do plynárenské soustavy do 2 %. Limit je spíše na straně spotřebitelů a poté z důvodu řady legislativních komplikací, jako fakturace, fluktuující kvalita plynu, měření. S vyšším podílem vodíku (nad 20-30 % H₂) začíná být již zajímavější upravit nebo vytvořit separátní plynárenskou infrastrukturu pouze na vodík. Na základě nových studií (Hydrogen Backbone) se plánuje postavit v Evropě 40 000 km potrubí pro přepravu vodíku skrz 21 zemí do roku 2040. Je předpokládána cenově smysluplná přeprava vodíku na delší vzdálenosti. Cena je nyní odhadnuta na 40-80 bilionu Euro. Soustava umožňuje i import/export vodíku z oblastí vhodných pro výrobu z OZE, odkud by byl dovážený zelený vodík. Jedná se například o Afriku, Severní moře, Ukrajinu. Vzhledem k tomu, že Evropa nepočítá se soběstačností výroby vodíku, bude na dovoz závislá. Dalším zdrojem vodíku pro Evropu může být například Austrálie nebo Chile, odkud by byl vodík dovážen lodní dopravou například i ve formě NH₃. [47] [46] [48] [49] [88]

3.1. Výroba a využití bioplynu

Využití alternativních paliv je často spojováno s decentralizovanou výrobou i spotřebou alternativních paliv. Tímto nejen vznikají různé komunity, ale zároveň je možné s druhotnými a obnovitelnými zdroji pracovat lokálně. Tím jsou ušetřeny značné náklady za dopravu a likvidaci odpadů. V takových případech je kogenerační jednotka pouze jednou z mnoha komponent systému. Dále je nutné čištění vyrobeného plynu a spalin, kompresory k natlakování plynu a případně i akumulární nádoba na vyrobené palivo. Příkladem jsou podpůrné procesy skládkového plynu na obrázku 11. Kogenerační jednotky je také možné mezi bioplynovými stanicemi převážet. [50]

Většinou jsou to právě spalovací motory, které tato paliva následně využívají k decentralizované výrobě elektřiny a tepla. Díky rostoucím tendencím využívat odpadní suroviny lze očekávat rozvoj bioplynových stanic. [39]

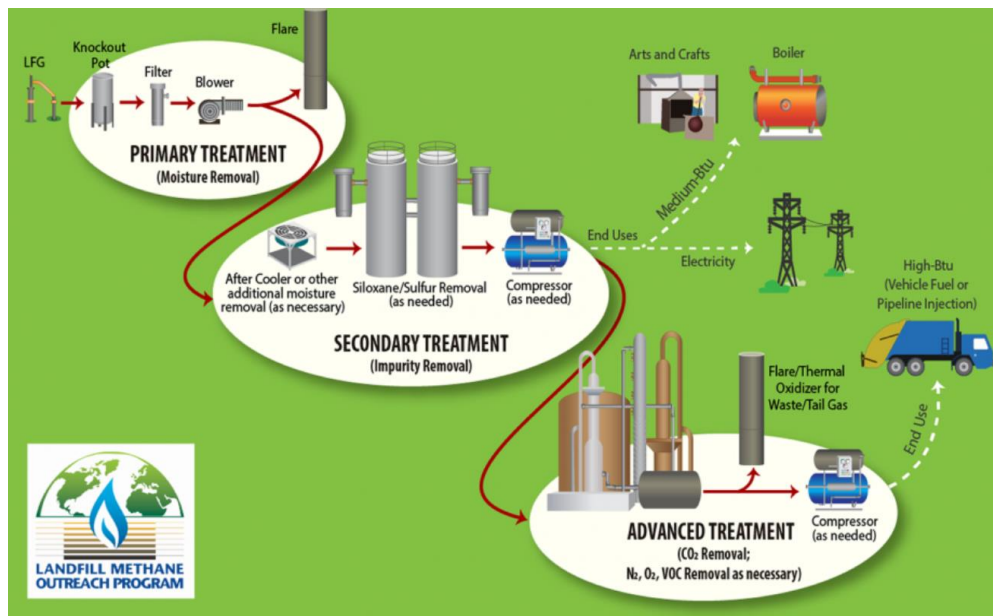
Důležitým alternativním plynem a klíčovým prvkem oběhového hospodářství je Bioplyn. Bioplyn má podle způsobu a podmínek výroby rozdílné složení. Jedná se o produkt anaerobní fermentace, při které je možné vyrobit větší množství CH_4 za doprovodu hlavně inertního CO_2 , H_2O a nečistot.

- Bioplyn vyrobený v průmyslovém prostředí, jako například čistička odpadních vod. Z odpadních vod jsou separovány kaly, ze kterých se procesy uvolňuje plyn s obsahem metanu (kalový plyn)
- Bioplyn vyrobený zpracováním biologicky rozložitelných odpadů, nejčastěji z komunálního odpadu. Zároveň do této kategorie lze zahrnout plyny, které se samovolně uvolňují ze skládek a jsou zachytávány (skládkový plyn)
- Bioplyn vyrobený ze zbytků ze zemědělství a jeho produktů, jako cíleně pěstované energetické plodiny [39] [51] [52] [50]

Biologický materiál lze také zplyňovat v generátorech za vzniku plynné směsi zvané jako syngas (generátorový plyn, dřevní plyn,...), složené hlavně z N_2 , H_2 , CO a CH_4 . Složení závisí na použitém palivu a typu generátoru. Před využitím plynu k výrobě elektřiny je nutné plyn zbavit dehtu, tuhých částic a dále vyčistit.

Přestože obnovitelnost bioplynu je nepopiratelná, mnoho bioplynu je vyrobeno z cíleně pěstovaných energetických plodin, jako například kukuřice. To je v přímém rozporu s potravinovou bezpečností a je často spojeno s agresivním hnojením.

Na druhou díky kontrolovanému získávání bioplynu z odpadních materiálů nedochází k samovolnému uvolňování metanu do ovzduší. Marketing některých firem dokonce tvrdí, že zachytávání a využívání odpadního plynu má zápornou skleníkovou stopu. [53] Další výhodou je, že tuhé zbytky z výrobního procesu bioplynu mohou být využívány pro další účely, jako například hnojení. [52] [51] [54]



Obrázek 11: Nutná úprava plynu a dodatečné procesy dle konečného využití [50]

Bioplynové stanice jsou spojené s lokálním využitím plynu, které závisí do značné míry na čistotě plynu a obsahu metanu. Problémem těchto plynů je nutnost bioplyn čistit a zbavovat příměsí v mnoha dodatečných procesech, které tyto paliva prodražují. Bioplyn je vždy nutné filtrovat, zbavit vlhkosti, síry (H_2S) a siloxanů. Ne pro všechny aplikace je vždy nutné plyn za dodatečných nákladů zbavovat příměsí inertních látek (N_2 , CO_2). To platí například pro výrobu elektřiny nebo pro lokální výrobu tepla v průmyslových a jiných aplikacích, nevýhodou je ale snížená výhřevnost plynu. Proto se palivo s inerty často používá pouze jako doplňkové (postupný přívod paliva). Z plynu je nejčastěji vyráběna elektřina v kogeneračním režimu, kdy část tepla v některých bioplynových stanicích bývá spotřebována pro vlastní provoz. Nejčastěji se používají spalovací motory pro vyšší odolnost vůči nečistotám a široké škále dostupných výkonů. Pro větší výroby lze použít plynové turbíny a ve specifických aplikacích i mikroturbíny.[50]

Zbylé teplo je často těžce využitelné, neboť je komplikované dodávat teplo do lokálního zásobování teplem konkurenceschopně. Důvodem je například to, že je bioplyn často vyráběn v odlehlých místech a je obtížné sehnat dostatek zájemců o teplo.

Energie vyrobená z bioplynu je drahá, tím pádem nemusí být ekonomické ji využívat v základním zatížení. Příležitost představuje plyn spálit ve vhodnou dobu pro poskytování SVR, anebo převést do jiných, hůře dekarbonizovatelných sektorů. Vzhledem k tomu, že výroba elektřiny ze slunce a větru se stává čím dál přístupnější, hovoří se o přesunu využívání bioplynu do mobility a k výrobě tepla. Důvodem je to, že státy EU jsou vázány k růstu podílu obnovitelných zdrojů energie v mnoha odvětvích, a v některých je jejich dosažení komplikovanější. [39] [44] Vzhledem k uvedeným důvodům lze předpokládat, že alespoň část tohoto paliva již nebude spalována ve spalovacích motorech pro výrobu elektřiny s komplikovaným využitím tepla.

Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití 20 odpadního tepla

Další možností je bioplyn vyčistit a zbavit inertů na co nejčistší metan. Biometan má poté téměř identické vlastnosti jako zemní plyn. Je možné ho prodávat jako obnovitelnou formu CNG, zkapalnit na LPG nebo ukládat v zásobnících. Například BioCNG plánuje využívat Hlavní město Praha pro užitkové a další vozy. [55] Alternativou je biometan vtlačet do distribuční soustavy zemního plynu. [44] V ČR je takto možné nakládat s vyrobeným biomethanem v bioplynové stanici Rapotín, která zpracovává komunální odpad. Zbýlý plyn je spalován kogeneračními jednotkami. [51] [50]

3.2. Výroba a využití vodíku

Vodík se stává v současné době politicky proklamovaným nosičem energie díky tomu, že ho lze neomezeně vyrábět i využívat za minimálních nebo žádných škodlivých emisí. Umožňuje skutečně propojovat a dekarbonizovat většinu odvětví využívající energie. Velký podíl vodíku vyrobeného díky elektroenergetice bude převedena do jiných sektorů, například do průmyslu a dopravy. Samotná energetika je ovlivňována tím, že je snaha vodík postupně přimíchávat ke konvenčním palivům. Pro EU je to důležitý prvek k dosažení cílů zelené dohody EU, tedy klimatické neutrality plánované do roku 2050. Je ovšem strategický i pro řadu dalších zemí, neboť národní vodíkové strategie mají také například Austrálie, Japonsko, Chile a Kanada. [56] Kromě ambiciózních plánů a strategií vodík žene kupředu štedré dotování, růst cen emisních povolenek, snižování cen elektřiny z OZE a elektrolyzérů, úpravy legislativy a snaha dekarbonizovat těžko elektrifikovatelné sektory.

Aby mohl být vodík skutečně považován na efektivní nástroj k dekarbonizaci, je nutné ho i vyrábět s co nejnižšími emisemi. Na druhou stranu pro rychlejší rozvoj infrastruktury jsou v počátku nutné všechny možné způsoby výroby:

- Zelený vodík je vyráběný z elektřiny z obnovitelných zdrojů pomocí elektrolýzy vody
- Za nízkoemisní je považován i odpadní vodík/by produkt z průmyslových procesů
- Z přebytečné elektřiny ze sítě
- Zeleného a nízkoemisního vodíku nemusí být alespoň v začátku dostatek. Důležité je vyrábět vodík i emisními metodami.
- Modrý vodík vyrobený s určitým relativně nízkým množstvím CO₂ na množství vyrobeného vodíku. Počítá se zde se zachytem CO₂ a jeho uložením (CCS), případně využitím v dalších procesech (CCU)
- Šedý vodík vyrobený z fosilních paliv bez zachytu CO₂

Obrázek 12 znázorňuje základní marketingové rozdělení výroby vodíku dle emisní stopy CO₂. Postupem času vznikají další „barvy“ vodíku v závislosti na způsobu výroby.



Obrázek 12: Základní marketingové rozdělení výroby vodíku [57]

Výroba vodíku z elektřiny pomocí elektrolyzérů představuje formu dlouhodobé akumulace elektrické energie do paliv v několika formách. Tím je řešena proměnná výroba elektrické energie z obnovitelných zdrojů, hlavně na straně spotřeby elektřiny. Takto vyrobený vodík lze:

- Ukládat v tlakových nádobách, potrubí nebo podzemní solných jeskyní
- Transformovat na čpavek (NH₃) s vyšší energetickou hustotou
- Vyrábět syntetický metan, alkoholy nebo dalších uhlovodíky

Širší rozšíření vodíku ale brzdí řada komplikací a závažných nevýhod. V současné době je největším problémem vysoká cena H₂, která je vyšší než konvenční paliva, a proto musí být technologie většinou dotovány. Zároveň vodík dosahuje nízké roundtrip účinnosti, tedy poměru vložené a využitelné elektřiny. Nakládání s vodíkem a jeho transport jsou také komplikované a je nutné zvýšených bezpečnostních opatření.

Vodík lze využít mnoha způsoby a z ekonomických důvodů je vhodné ho využívat tam, kde má nějakou přidanou hodnotu oproti čisté elektrifikaci. Je nutné zdůraznit, že v současné době je využití vodíku s ambicí dekarbonizace ve svých počátcích a je stále otázkou, do jaké míry bude reálně v budoucnu využíván. Dnes se většina (až 80 %) vodíku spotřebuje výrobu čpavku. Do budoucna má velký potenciál dekarbonizovat průmysl (ocelárny, cementárny a chemický průmysl) a dopravu všeho druhu. V energetice lze vodík používat jako palivo k výrobě elektřiny, tepla nebo obojího zároveň. Jedná se například o:

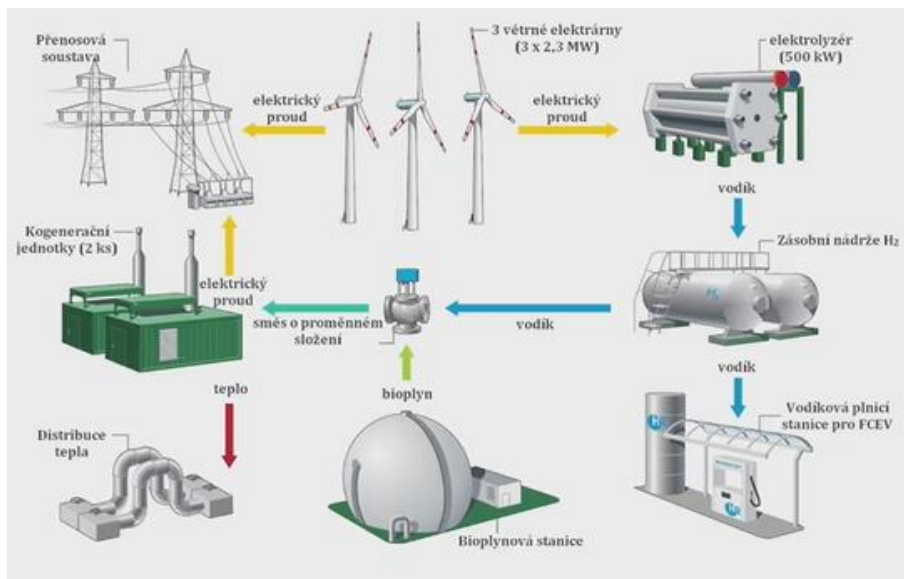
- Kogenerační jednotky na bázi palivových článků. Rezidenční aplikace i větší výrobní v řádech kW až MW
- Testuje se spalování vodíku s metanem v energetických zařízeních na zemní plyn (plynových turbínách, spalovacích motorech). Tato schopnost umožní v případě rozšíření vodíku jako paliva pokračování těchto technologií v dekarbonizované energetice

Je opět nutné posoudit čistotu vodíku. Pro aplikace v palivových článcích je nutná vysoká čistota, na rozdíl od spalování. Spalování vodíku pro energetické účely ovšem vyžaduje mnoho úprav na zařízení a při oxidaci vzduchem vznikají vlivem vysokých teplot vyšší emise NOx. [58] [59] [57]

3.3. Vybrané projekty s výrobou a spotřebou alternativních plynů

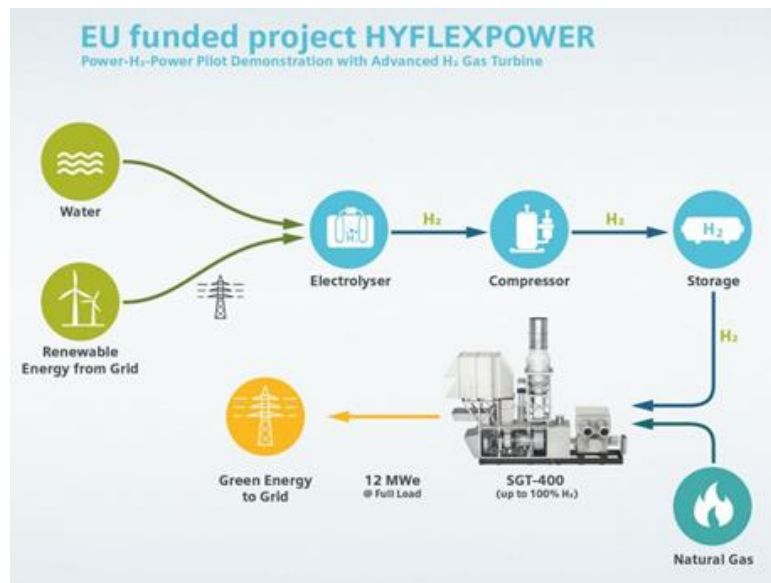
Existuje také řada projektů kde je s výhodou využíváno obou plynů na jednom místě. Zajímavým projektem je spojení bioplynové stanice s výrobou vodíku pomocí elektrolýzy vody ve Wertle na severozápadě Německa. Separovaný CO₂ z bioplynu je v syntézním reaktoru míchán s vyrobeným H₂ za vzniku syntetického methanu. Vodík je zároveň možné prodávat v místní plnicí stanici. [44]

Obdobný projekt je také v německém Prenzlau, se schématem na obrázku 13. Elektrolýzér napojený na větrnou elektrárnu vyrábí H₂ pro potřeby mobility. V době nízké poptávky po vodíku může být mixován s bioplynem z místní bioplynové stanice a spoluspalován ve spalovacím motoru. Spalovací motor tedy spoluspaluje směs biometanu s vodíkem.



Obrázek 13: Schéma projektu kombinované výroby bioplynu a vodíku v Německu, Prenzlau [60]

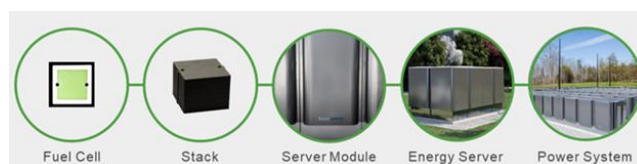
Projekt HYFLEXPOWER je jedním z prvních power to X to power projektů svého druhu (viz. obrázek 14). Plynová turbína o výkonu 12 MWe spoluspaluje zemní plyn se zeleným vodíkem. Elektrolýzér je poháněný elektřinou z větrné vodní elektrárny. Vyrobený vodík je skladován za vysokého tlaku v tlakových nádobách a v době nedostatku elektřiny je spoluspalován. [59]



Obrázek 14: Schéma projektu HYFLEXPOWER- spalování zeleného vodíku se zemním plynem v plynové turbíně [59]

3.4. Vysokoteplotní palivové články SOFC

Vývojovou alternativou ke stacionárním spalovacím motorům mohou být v budoucnu za určitých podmínek palivové články. V současné době jsou stále intenzivně zkoumány a potýkají se s řadou komplikací, nicméně pozvolna se v některých aplikacích začínají vyskytovat už dnes. Vzhledem k širokému nasazení spalovacích motorů se ovšem jedná o naprosto zanedbatelné množství. Hlavními důvody zájmu o technologii jsou nižší měrné emise CO₂, zanedbatelné emise NO_x, SO_x a vysoká elektrická účinnost. Při práci s vodíkem je jedinou výstupní látkou voda, ovšem cena vodíku je stále příliš vysoká pro valnou většinu aplikací. V ideálním světě se tedy jedná o velice atraktivní výhody oproti ICE, hlavně při snaze o dekarbonizaci energetiky. Dále jsou považovány za velice tiché, spolehlivé a škálovatelné, díky čemuž mohou být umístěny třeba i v těsné blízkosti kanceláří. Články se kombinují do sady článků, tvořící jednotky, které lze dále kombinovat až do požadovaného výkonu (viz obrázek 15). Výhodou je, že jejich účinnost, tvorba emisí a ekonomická efektivita nezávisí na velikosti zařízení tak razantně, jako u ICE nebo jiných technologií. Zajímavou vlastností palivových článků je, že na rozdíl od ICE dosahují nejvyšší účinnosti v částečném zatížení. ICE dosahují nejvyšší účinnosti v nominálním zatížení, se značným poklesem účinnosti v částečném zatížení. [61] [62]



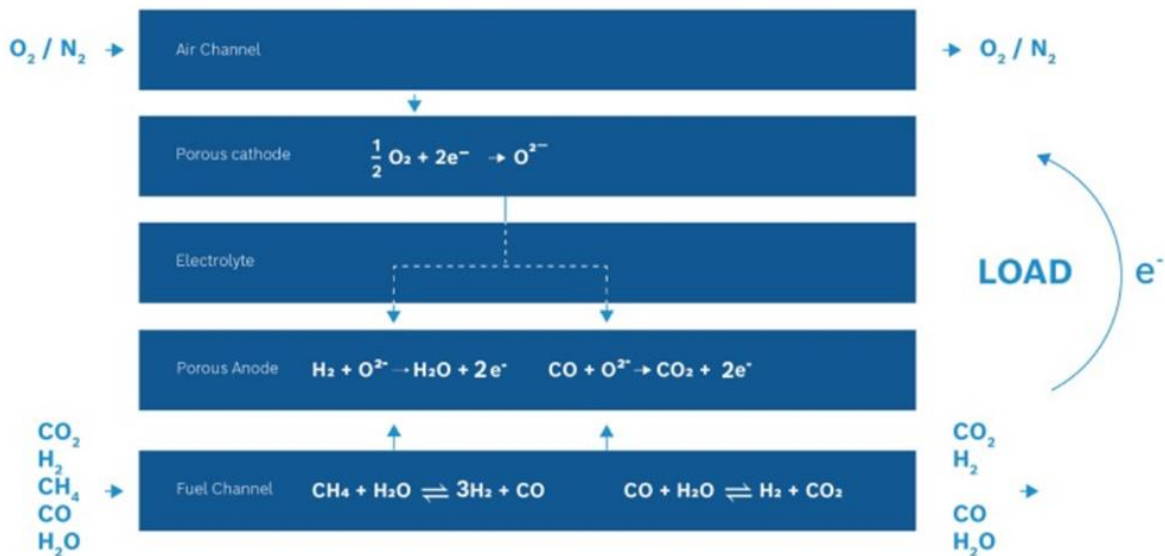
Obrázek 15: Škálovatelnost vysokoteplotního palivového článku od společnosti Bloom Energy [63]

Přímá integrace organického Rankinova oběhu do spalovacího motoru pro komplexní využití 24 odpadního tepla

Palivové články mají ovšem závažná negativa, která stále brzdí jejich masovější rozšíření. Hlavními nevýhodami je vysoká cena těchto zařízení společně s nízkou životností článků. V některých státech jsou tyto zařízení štedře dotovány, aby byly konkurenceschopnější konvenčním technologiím a zvýšila se tak šance, že se dostanou do masovější výroby. Další nevýhodou jsou vysoké požadavky na čistotu plynu, alespoň relativně vůči dalším decentralizovaným plynovým zařízením. Kontroluje se hlavně obsah H₂S, NH₃, HCL a CO, které jsou pro články toxické. Intenzivní vývoj a výzkum se zaměřuje hlavně na materiálovou část z hlediska ceny, odolnosti nečistotám, opotřebení a snížení výrobních nákladů. [64] [62]

Existuje několik typů palivových článků, které se liší hlavně v provozních teplotách, materiálu elektrod i elektrolytu a v palivech, které mohou být použity.

Pro svou palivovou flexibilitu mají dnes určitý potenciál nasazení v kogeneračních aplikacích vysokoteplotní palivové články (SOFC). Mohou pracovat v současné energetice s běžnými palivy za snížení měrných emisí a také v budoucí energetice se zamýšleným vodíkem za bezemisního provozu. Využití konkrétního paliva záleží na konkrétní místní infrastruktuře a není jisté kdy, případně jestli vůbec, bude vodíková infrastruktura. Elektrickou účinnost je možné vyjádřit získanou elektrinou k výhřevnosti vstupního plynu. V takovém případě je dosahováno účinnosti SOFC až okolo 60 %. SOFC mají vysokou provozní teplotu mezi 500-1000 °C, v závislosti na materiálu elektrod a elektrolytu. Díky tomu je tento typ nejen vhodný ke kogeneračním účelům, ale také může použít vlastní páru z anody k reformingu vstupních uhlovodíkových paliv (např. CH₄). Výhodou také je, že jsou schopné i vnitřního reformingu uhlovodíkového paliva přímo v článcích, a není tedy nutné separátní zařízení pro přípravu paliva. Přestože ideálním palivem SOFC je vodík, je z obrázku 16 patrné, že může být přímo oxidován i CO, který je například pro nízkoteplotní PEMFC toxický. Přestože v článcích SOFC nevznikají žádné emise NO_x, SO_x a tuhých znečišťujících látek, při reakcích rozpadu uhlovodíků a při oxidaci CO stále vznikají emise CO₂. Malá část nezreagovaného plynu vycházejícího z anody je ovšem stejně dodatečně spálena a získané teplo může sloužit například k předehřevu vzduchu nebo kogeneračním účelům. [65] [66] [64] [67]. U řady rezidenčních komerčních aplikací lze dodat dodatečný kondenzační kotel, který zároveň spaluje nezreagovaný plyn. [68]



Obrázek 16: Reakce probíhající v palivovém článku s vnitřním reformingem zemního plynu [65]

Výraznou nevýhodou SOFC jsou dlouhé nájezdy, sjezdy a výkonové změny za provozu. Kvůli tomu se jedná primárně o zdroje v základním zatížení. Na druhou stranu ICE jsou velice flexibilními zdroji, což může do budoucna být jejich zásadní přednost a důvod, proč stále budou mít své zastoupení.

Vysoká pracovní teplota SOFC klade vysoké požadavky na odolnost materiálů a je nutné zajistit, aby celý článek měl stejnou teplotní roztažnost. Při studeném startu je nutné články nejprve nahřát na provozní teplotu, což prodlužuje dobu dosažení nominálního výkonu. Ohřátí lze provést pomocí elektrického ohřevu napájeného z baterie. Například při teplém startu (z 200 °C článků) může nahřívání trvat 9 minut do začátku výroby a 15 min do dosažení nominálního výkonu. [69] [64] Spalovací motor se dokáže připravit na teplý start za 30 sekund a poté dosáhnout nominálního výkonu za 2-7minut. [12]

Celý provoz SOFC přímo závisí na výkonnosti a struktuře svých článků a jedná se o klíčovou oblast pro toto zařízení. Pro SOFC je klíčová anodová strana, a proto koncepty pracují s podporovanou anodou nebo kovovou vrstvou. [70] [69] Díky tomu lze dosahovat nižších provozních teplot spojených s rychlejšími starty.

Například články od Ceres Power pracují v teplotách 500-600 °C jsou mnohem odolnější na teplotní rázy při startu i ukončení provozu. Také jsou jejich články vyráběné z běžných materiálů, což slibuje konkurenceschopnost technologie. [71] Další zajímavou vlastností SOFC je schopnost pracovat v reverzním režimu palivového článku a elektrolyzéru. Například firma Elcogen tento koncept vyzkoušela se svými články, které mají účinnost článku až 74 %. [69] [72] Tyto pokročilé články slibují SOFC do budoucna určitý potenciál uplatnit se v řadě kogeneračních aplikacích.

Dalším zajímavým typem je nízkoteplotní membránový palivový článek s protonovou výměnou (PEMFC), pro své výhody při práci s čistým vodíkem. Elektrická

účinnost bývá kolem 30 %. Nevýhodou je, kvůli nízké provozní teplotě nevytvoří dostatek vlastní energie pro reforming, tedy nejsou samostatně schopné používat jiné než vodíkové palivo. Zároveň články vyžadují vysoce kvalitní katalyzátory, nejčastěji platinu. Přestože nízkoteplotní typy jsou pružnějšími zdroji, podepisuje se to na jejich životnosti. Mohou být regulovány z 30 % na 100 % v řádu několika sekund. Proto jsou často palivové články kombinovány s bateriemi v hybridním systému, které zajišťují změny výkonu a skokové nárůsty. Tento fakt palivové články znevýhodňuje, neboť flexibilita je v energetice s obnovitelnými zdroji důležitou vlastností. [73] [74] [64] [61]

Palivové články postupně nacházejí uplatnění v řadě aplikacích. Jejich rozšíření stále závisí hlavně na dotačních podporách a ambicím států snižovat emise.

Komerčně dostupné domácí palivové články stojí mezi 500-770 tis. Kč. Tyto ceny jsou příliš vysoké, aby se vyrovnaly plynovému kotli a střešní fotovoltaice. Jedná se o zařízení určené pro stálý provoz, které má zpravidla nízký elektrický výkon lehce nad $1 kW_e$ a bývá doplněno o kondenzační kotel. U samotného palivového článku se lze zaměřit na výrobu tepla nebo elektřiny. [68]

Pro rezidenční aplikace jsou dostupné větší výkony. Například připravovaná jednotka od Bosh, s plány na masovou výrobu, má výkonové rozmezí 5-11 kW_e a elektrickou účinnost 60 %. [65]

Větší výkony v řádu stovek kW_e jsou již několik let komerčně nabízeny firmou Bloom Energy. Pracují jakožto záložní zdroje energie nebo jako zdroje elektřiny v základním zatížení. [63]

Palivový článek s polymerní membránou (PEMFC) se díky své provozní flexibilitě a rychlým startům využívají převážně v mobilitě. [68] Dalším současným uplatněním jsou aplikace záložního výkonu. Výhodou je doložená vysoká spolehlivost zařízení (99,6 % u GenSure od Plug Power) oproti méně předvídatelným diesel generátorům a mnohem nižší potřeba servisních prací. Díky tomu je možné dosáhnout až o 80 % nižších nákladů na údržbu. Dále je možný rozsah instalovaného výkonu se snadnou možností škálovatelnosti od 50 W do jednotek MW. Minimální emise a hluchost umožňují nasazení v oblastech citlivých na čistotu vzduchu nebo hluk, jako například u nemocnic. [75]

4. Možnosti výroby elektřiny z odpadního tepla

Pístové spalovací motory přemění méně než polovinu energie uvolněné ze spalování paliva na užitečnou práci. Zbylá energie je dostupná v několika formách odpadního tepla, které lze částečně dále využít. V kapitole 2.3. jsou detailně popsány tyto zdroje odpadního tepla u různých typů a velikostí spalovacích motorů. Dále byly popsány způsoby, jak lze odpadní teplo využít k dodávkám tepla nebo chladu v užitečné formě pro danou aplikaci. Ovšem existuje řada aplikací, kdy teplo nelze využít nebo je o něj poměrově k elektřině v danou chvíli nižší zájem. Například u bioplynových stanic je kontinuální potřeba tepla pro provoz vlastních zařízení a v rezidenčních aplikacích se mění poměr dle ročních období. Tedy nepotřebné teplo je dle aplikace různé a různě proměnné.

V této kapitole jsou představeny metody, jak lze toto nepotřebné teplo využít k další výrobě elektřiny pomocí podřazených technologií k ICE. Obecně se nejedná o triviální problematiku, neboť jednotlivé zdroje odpadního tepla se u každého motoru liší v řadě ohledech:

- Svém zastoupení
- Tepelném výkonu dle velikosti motoru
- Procentuální zastoupení
- Teplotách
- Hmotnostních tocích

Smyslem zapojení podřazené technologie vyrábějící elektrickou energii z odpadního tepla je primárně šetřit palivo spalovacího motoru. Tím dojde ke zvětšení celkové účinnosti využití paliva, a tedy ke snížení měrných emisí a v ideální případě i ceny za energii. Taková podřadná technologie je zajímavá všude tam, kde si poměrově neodpovídá vyrobené teplo a elektřina nebo pro teplo není využití vůbec. Výhodnost podřadné technologie je posuzována na základě snížených nákladů za ušetřené palivo. [21] [26] [76]

Ze stávajících technologií rekuperace odpadního tepla získaly velkou pozornost termoelektrické generátory (TEG), turbíny zpracovávající výfukové plyny a tepelné oběhy.

TEG přímo převádí tepelnou na elektrickou energii na základě Seebeckova jevu. Očekává se od nich jednoduchost, kompaktnost a možnost snadného využití odpadního tepla. Nicméně účinnost konverze je dle měření stávajících zkušebních zařízení stále nízká, kvůli převážně materiálovým omezením. Technologie je stále ve vývoji.

Turbína využívá tepelnou energii spalin k přeměně na mechanickou energii. Běžně je využívána jako turbodmychadlo, kde získaná mechanická energie pohání kompresor stlačující vzduch nasávaný do motoru. Podobně je možné nainstalovat další turbínu v sérii nebo samostatně k výrobě elektřiny. Vliv na spaliny může mít negativní dopad na samotný motor, který poté vyžaduje komplikovanější strategie řízení. Pokles tlaku spalin může mít v nevhodné koncepci negativní efekt na účinnost samotného ICE. [15] [29]

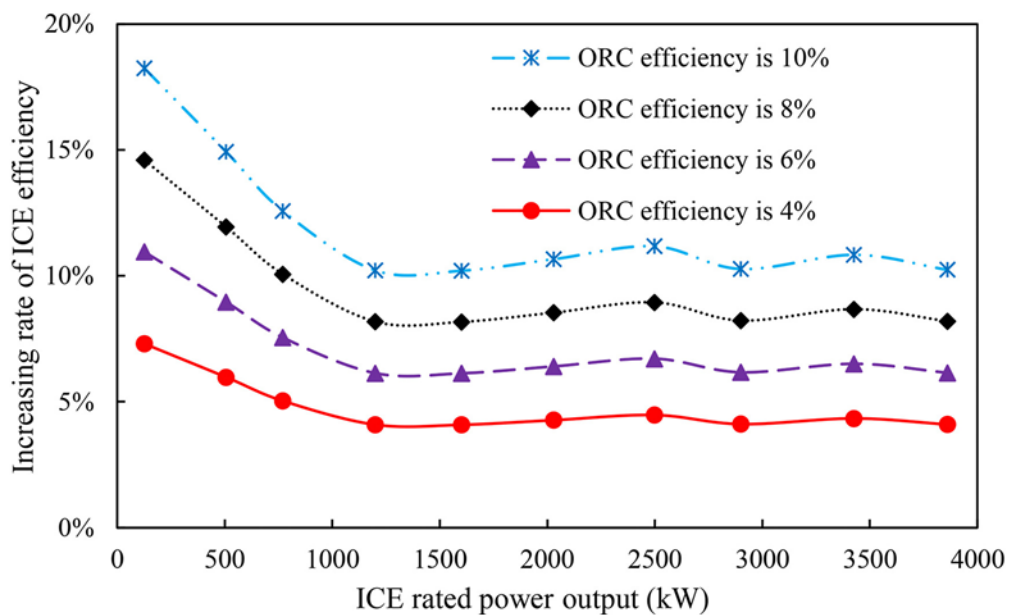
Jedním z nejslibnějších řešení pro využití dostupného odpadního tepla ze spalovacích motorů jsou termodynamické cykly. Organický Rankinův cyklus (ORC) je obecně běžnou komerční a osvědčenou technologií využívající odpadní teplo. ORC systémy jsou v této oblasti typickou, osvědčenou a dlouhodobě známou technologií. Oproti těmto aplikacím je také méně často, ale přesto teoreticky i prakticky diskutována také aplikace využití odpadního tepla napojená na pístové spalovací motory.

Odpadní teplo ze spalovacích motorů mohou teoreticky využít ke konání práce i jiné tepelné oběhy, vhodné pro práci se zdroji tepla v rozmezí teplot dostupných z ICE. Často teoreticky řešené jsou nadkritické CO₂ oběhy, které slibují některé výhody oproti ORC, například v kompaktnosti a kopírování teplotních profilů. CO₂ oběhy jsou ovšem stále ve fázi vývoje. Dalším teoretickým oběhem je Kalinův cyklus, který ovšem nejeví žádné dlouhodobé známky komerčního nasazení. Přestože slibuje určité výhody v kopírování teplotních profilů díky pracovní směsi vody s amoniakem, komplikovanost a provozní problémy činí cyklus nevhodným nejen v kontextu ICE. Teoretickým a vyvíjeným oběhem je dále Trojúhelníkový oběh s expanzí ze syté kapaliny nebo Stirlingův motor. [15] [76] [21]

4.1. Organický Rankinův cyklus

Organický Rankinův cyklus má výhodu relativně jednoduché konstrukce, kompaktnosti, delších servisních intervalů, spolehlivosti. Termodynamické vlastnosti organických látek umožňují několik výhod vůči vodě v případě nízko a středně teplotních zdrojů tepla. Tyto teplotně rozdílné zdroje tepla dokáže využít i jeden ORC. Dále používá jednoduché a osvědčené komponenty, vhodné i pro malé aplikace. ORC nevyžaduje řadu podpůrných systémů z větších parních elektráren, což systém zjednodušuje a umožňuje použití v nízkých výkonech. Jedná se o osvědčenou a komerčně dostupnou technologii. [76] [77] [19]

Dle vědeckých studií, ze kterých tato část práce vychází, je ORC preferovanou technologií přeměny odpadního tepla z ICE na elektřinu. ORC v kontextu ICE vyvažuje účinnost a praktičnost, což poskytuje atraktivní řešení pro zpětné získávání odpadního tepla z ICE. Proto je v této práci dále kladen důraz pouze na využívání odpadního tepla z ICE pomocí ORC. Tímto spojením lze dosáhnout ušetření paliva až o 10 % a nárůst celkové účinnosti až o 10-20 %. Obrázek 17 udává představu o nárůstu celkové účinnosti systému ICE v závislosti na výkonu motoru a na účinnosti cyklu ORC. Jedná se o jednoduchý ORC cyklus využívající teplo spalin o 400-600 °C a chladící kapalinu ze skříně motoru o 100 °C [19] [17]



Obrázek 17: Nárůstu celkové účinnosti systému ICE v závislosti na výkonu motoru a na účinnosti cyklu ORC [17]

V posledních letech je zřejmý trend v nárůstu technologií určených k využití odpadního tepla, mimo jiné i ze spalovacích motorů. Obě technologie (ICE i ORC) jsou dospěle a samostatně na trhu častým řešením. Samotná technologie ICE+ORC nedosahuje vyspělosti pro masové rozšíření na trhu. Nicméně existují firmy, které již nabízejí komerční řešení, ale hlavně pro větší ICE. Například Společnost Zuccato Energia již nainstalovala několik zařízení rekuperující teplo z motorů MAN, Jenbacher a Caterpillar poháněných bioplynem, syntézním plynem nebo rostlinným olejem. [78] Firma BPower pomocí vyrobené elektřiny z ORC pohání chladiče motoru, zajišťující jim nulovou spotřebu chlazení. [79]

Instalované jednotky jsou vždy vytvořené na míru. Ve výzkumných sférách se často jedná o pilotní jednotky nebo o experimentální zařízení. Obecně se ale lze ale častěji narazit pouze na teoretické práce. Popsáno je převážně ICE+ORC v mobilitě, ve spojení se stacionárními aplikacemi se vyskytuje podstatně méně prací. [26]

Každopádně technologie ICE+ORC je zajímavá pro oba typy aplikací a slibuje dnes tolik žádané zvýšení účinnosti. [76]

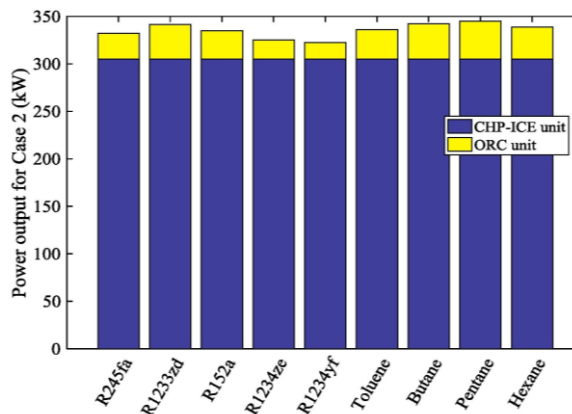
Technologie ICE+ORC stále naráží na řadu problémů, které brání masovějšímu rozšíření. Problematika řízení obou oběhů, hlavně v proměnných provozních podmínkách a snížení ceny jednotlivých komponent, hlavně výměníků.

Výsledky vědeckých prací se těžko srovnávají, protože zpravidla pracují s rozdílnými organickými médii a s rozdílnými typy a výkony motorů. Zároveň jednotlivá modelování pracují s rozdílnými účinnostmi komponent, teplotou chladících médií a teplotou okolí. Proto se práce zaměřuje převážně na srovnávání jednotlivých konfigurací systému ICE-ORC.

4.1.1. Organická média

Pro skutečně smysluplný a efektivní provoz je nezbytně důležité vybrat pro danou aplikaci vhodné organické médium. Vhodná pracovní kapalina má významný vliv na termodynamický výkon systému a jeho účinnost, snížení velikosti, efektivitu klíčových komponent a jejich náklady. Sledují se parametry jako kritická teplota, latentní teplo vypařování a kondenzace, molekulová hmotnost, teplota varu, hustota, viskozita. Typicky je s výhodou využíváno tvarů mezních křivek syté kapaliny a páry. U takzvaných suchých, případně izoentropických médií typicky končí expanze stále v přehřáté páře. Expandér tedy není vystaven rizikům kontaktu s mokrou parou, což snižuje jeho nároky na odolnost. Zároveň typicky nižší latentní teplo vypařování zlepšuje kopírování teplotních profilů, kdy je značná část tepla dodávána pro ohřev média v kapalném stavu. Účinnost cyklu může záviset na volbě pracovního média více než na parametrech odpadního tepla. [21]

Na obrázku 18 je možné porovnat nárůst výkonu systému s ORC různými médii.



Obrázek 18: Nárůst výkonu ORC pro různá pracovní média [76]

V praxi je obtížné najít látku vhodnou ze všech hledisek, a je proto nutné dělat kompromisy. Zohledňuje se:

- Bezpečnostní hlediska jako hořlavost, toxicita, snášenlivost s materiály, chemická a teplotní stabilita
- Dopad na životní prostředí zohledňující potenciál poškozování ozonu (ODP) a potenciál globálního oteplování (GWP)
- Dostupnost a náklady [20]

Jako vhodná média jsou doporučovány $C_xH_yO_z$ a siloxany s vysokou kritickou teplotou (jako je cyklohexan, benzen, toluen a MM), pro relativně dobrou tepelnou shodu se zdroji odpadního tepla. [15]

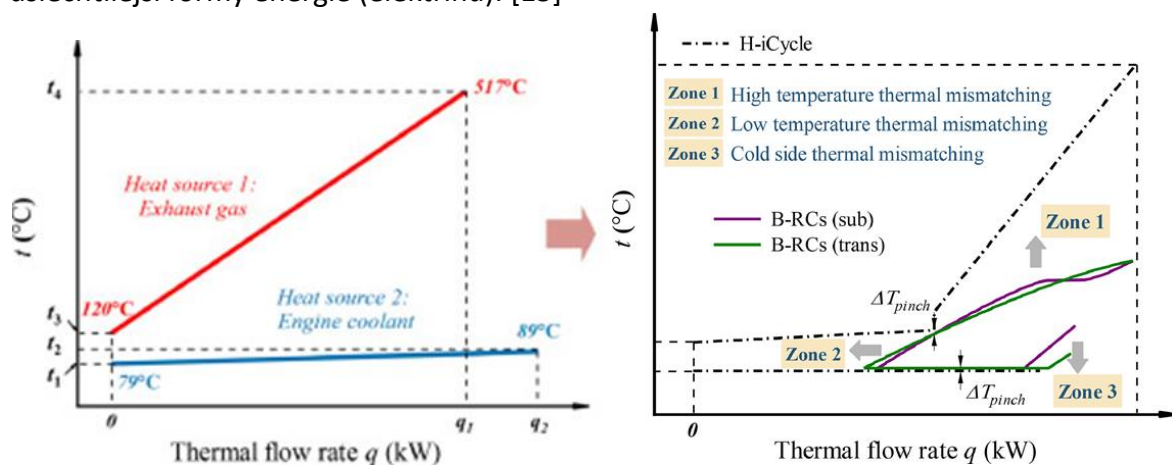
4.2. Problematika využití odlišných zdrojů tepla jedním cyklem

Z hlediska energetické bilance ukazuje využití odpadního tepla ICE velký potenciál. U plynových stacionárních motorů jsou k výrobě elektřiny z odpadního tepla diskutovány nejčastěji dva zdroje tepla. Jedná se o teplo z chlazení motoru a ze spalin. Z kvantitativního hlediska dohromady tvoří téměř 50% energie uvolněné spalováním paliva. Řada studií ovšem doporučuje využívat k dodatečné výrobě elektřiny pomocí ORC pouze energii ze spalin. Vyloučením chladicí kapaliny motoru ale způsobuje významnou ztrátu potenciálu WHR (Waste Heat Recovery).

Jedním z hlavních témat výzkumu ICE+ORC je velký teplotní rozdíl mezi výfukovými plyny a chladicí kapalinou motoru, který komplikuje jejich efektivní a současné použití a vyžaduje určité negativní kompromisy. Více rozdílných zdrojů odpadního tepla je obecně jedno ze zásadních témat WHR.

Na obrázku 19 je problematika dvou značně rozdílných zdrojů tepla znázorněna v Q-T diagramech. Na obrázku 19 v levé části jsou znázorněny oba zdroje tepla s typickými teplotami. Chladicí kapalina motoru je ochlazena přibližně jen o 10 °C, jelikož je vhodné udržovat provozní teplotu chladiva, což udává teplotně téměř neměnnou charakteristiku. Oproti tomu spaliny s nízkou tepelnou kapacitou jsou razantně ochlazeny.

Na obrázku 19 v pravé části je znázorněn ORC, pokud by byly zdroje tepla zapojeny v sérii. Fialová barva značí subkritický oběh a zelená barva transkritický. Je patrné, že kopírování teplotních profilů je v takovém případě velice nevhodné. Je zde patrná výrazná limitace v místě vstupu chladicí kapaliny do výměníku. Zde se nachází nejmenší teplotní rozdíl (pinch point), nutný k procesu předávání tepla. Z grafu je také patrné, že ORC není schopen přijmout větší část tepla z chladiva motoru. Dalším problémem je, že dochází k velkým ztrátám nevratností, a to hlavně v oblasti 1 (zone 1). Nevratnost je způsobena velkým teplotním rozdílem mezi teplotou spalin a organickým médiem. Tím dochází ke značným ztrátám exergie, tedy možnosti tepelnou energii transformovat na ušlechtlejší formy energie (elektřinu). [15]



Obrázek 19: Typický teplotní profil chladicí kapaliny a spalin ICE+ORC v Q-T diagramu s popisem teplot (vlevo) a s vyznačeným ohřevem a kondenzací variant ORC cyklů (vpravo) [15]

4.3. Konfigurace ICE+ORC

Z výše uvedeného vyplývá, že problematika využití odlišných zdrojů tepla jedním cyklem vyžaduje speciální řešení. Přístupy se liší také v závislosti na aplikaci, ve které je spalovací motor nasazen. Zjednodušeně lze ICE+ORC rozdělit dle konfigurací:

- Jedná se o stacionární kogenerační jednotku
 - ORC využívá celý výkon zdrojů odpadního tepla
 - ORC využívá jen část výkonu odpadního tepla
 - Část výkonu chladiva nebo spalin
 - Pouze výkon spalin
 - Další komplikované konfigurace

- Jedná se o ICE, které není navrženo na kogenerační režim
 - Mobilní aplikace
 - Stacionární aplikace

4.3.1. ICE+ORC pro kogenerační aplikace

U kogeneračních aplikací je u ICE+ORC systémů nutné stále zachovat možnost kogenerace. Spalovací motor je hlavním zdrojem energií a jeho návratnost silně závisí právě na pokrytí i tepelných potřeb. Jedině v kogeneračním režimu se jedná o skutečně efektivní zařízení.

ICE tedy zajišťuje hlavní ekonomické benefity a podřazené ORC dostává možnost z odpadního tepla vyrábět energii až tehdy, pokud je vyráběno teplo navíc (oproti požadované elektřině). Vhodnou aplikací jsou místa, kde jsou malé odběry tepla, ale zároveň vysoká poptávka po elektřině. Nebo se může jednat o přechodové roční období (jaro, podzim). Jelikož ICE umí snadno výkonově kopírovat potřebu elektřiny, je důležité k problematice energií přistupovat poměrově. [21] [23]

Je tedy důležité rozhodnout, jestli a za jakých podmínek se provoz ORC (a odběr tepla cyklem) skutečně vyplatí. Například v myšlenkové situaci, kdy ORC využije veškeré odpadní teplo k výrobě elektřiny a jeho kondenzační teplota je 30 °C, ICE ztrácí reálnou schopnost kogenerace. Proto je zde představeno několik typových konfigurací, kde každá má své výhody i nevýhody. [21]

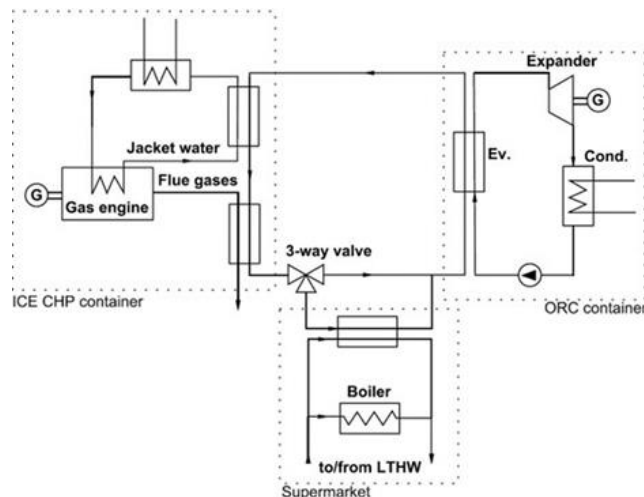
4.3.1.1. ORC využívající celý tepelný výkon odpadního tepla

Tato konfigurace se skládá z běžné kogenerační jednotky, která využívá odpadní teplo v sériovém zapojení z chlazení motoru pro předehřev a poté teplo ze spalin pro dohřátí. Tento chladicí okruh ICE je napojen na otopnou soustavu spotřebitele. Zároveň k tomuto okruhu je přidáno ORC, připojené přes výměník tepla.

Myšlená konfigurace zobrazená na obrázku 20 je zajímavá tím, že ORC je přímo napojen na stávající okruh teplé vody o 95 °C, který zároveň zajišťuje dodávky tepla spotřebiteli. ORC lze tedy snadno přidat k existující kogenerační jednotce, která většinu potřebných komponent již má. Tím je propojení ICE-ORC zjednodušeno. Tato varianta tedy není vhodná pro nasazení v aplikacích, kde spalovací motor již není navržený pro kogenerační výrobu. Další výhodou je, že ORC v tomto zapojení přijímá veškeré teplo z chlazení motoru a spalin, které je využito k přeměně na elektřinu. Mohou ovšem nastat provozní případy, kdy musí být část tepla z chlazení motoru separátně dochlazena. Teplota je omezena na 95 °C kvůli blízké teplotě varu, a také kvůli omezení spojených s charakteristikou teplotních profilů.

Dodávky tepla spotřebiteli jsou řízeny trojcestným ventilem, kde nadbytečné teplo je směřováno do výměníku ORC. V době nadbytku tepla začne pracovat ORC a otopný okruh tím chladí. Emisní teplota média z expandéru má dle této studie teplotu do 40 °C, která je příliš nízká na to, aby bylo možné ji využít k potřebám tepla spotřebitele. Využití tohoto tepla teoreticky přináší zvýšení celkové účinnosti systému, nicméně je komplikovaně využitelné v praxi.

Nevýhodou je, že zdrojem tepla ORC je horká voda o teplotě pouze 95 °C. Tím dochází k velké ztrátě exergie, alespoň ve srovnání se situací, kdy zdrojem tepla jsou samotné spaliny. Také ORC je nucen pracovat s nízkými admisními parametry expandéru, což má přímý vliv na nízkou účinnost cyklu ORC. [26]



Obrázek 20: Typické zapojení kogenerační jednotky a dodaným ORC cyklem, využívajícím veškeré odpadní teplo za nízkých admisních parametrů [26]

4.3.1.2. ORC využívající jen část tepelného výkonu odpadního tepla

Častěji se lze setkat s variantami, kde je cyklem ORC využita pouze část odpadního tepla. Limitem jsou charakteristiky teplotních profilů, na druhou stranu je možné dosáhnout vyšších admisních teplot a zvýšit tak účinnost cyklu ORC. Není možné jedním cyklem plně využít oba zdroje tepla a zároveň dosahovat vysokých admisních parametrů. Proto je nutné si vybrat, jaké teplo bude pro ORC upřednostněno. Využití tepla cyklem lze rozdělit na případy, kdy ORC využívá:

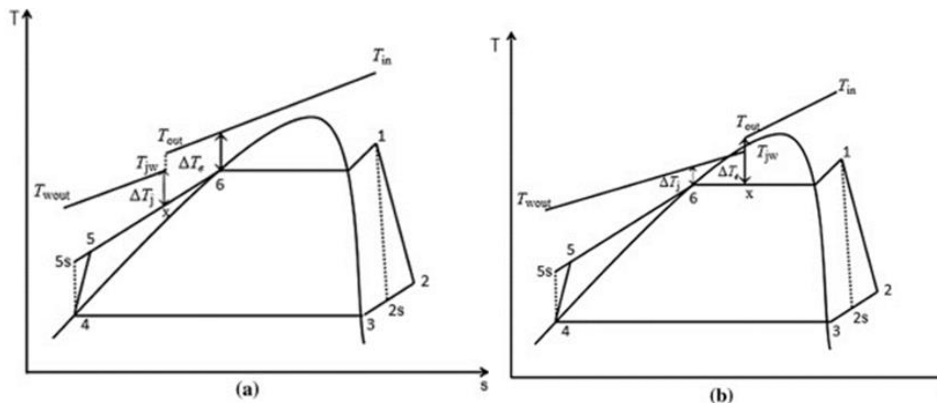
- Pouze část tepla z chlazení motoru a maximálně teplo spalin (a)
- Pouze část tepla spalin a maximálně teplo z chlazení motoru (b)
- Pouze teplo spalin nebo pouze teplo z chlazení motoru

Tyto případy jsou ilustrativně znázorněny v T-s diagramech na obrázku 21. U varianty (a) z obrázku 21 je vidět, že byla využita jen část tepla z chlazení motoru pro předehřev média. Spaliny médium poté dohřejí, vypaří a přehřejí. Tato varianta umožňuje o něco vyšší vypařovací teploty ORC než varianta na obrázku 20. U většího podílu využití tepla spalin je možné dosáhnout vyšších admisních parametrů než u druhé varianty. Zbylé teplo z chladiva může být v lepším případě využito pro dodávky tepla. Často se stává, že je pouze odevzdáno do okolí kvůli své nízké teplotě. [80]

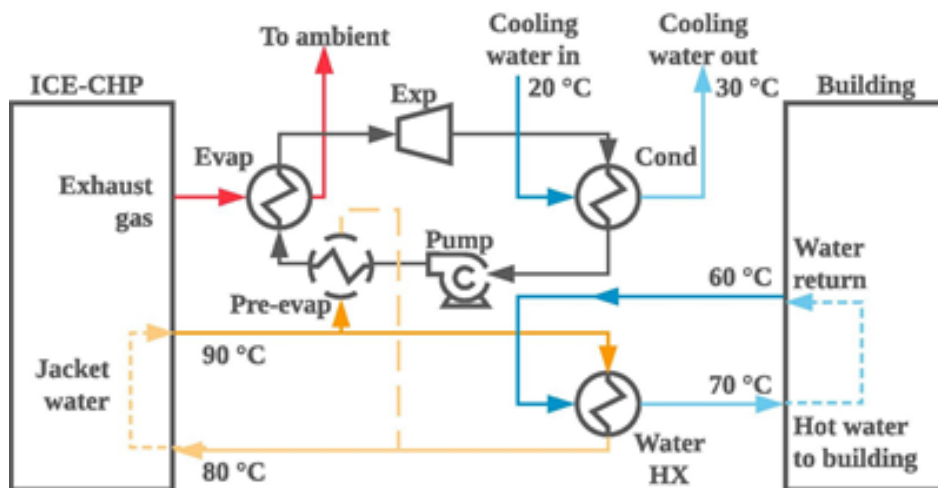
Oproti tomu ve variantě (b) z obrázku 21 je prioritou využít teplo na nižší hladině. Ve výsledku část tepla spalin není využita cyklem ORC. Zároveň vypařovací teplota ORC je relativně nízká. Reálná využitelnost této varianty je velice omezena. Na druhou stranu teplo spalin může být teoreticky využito k výrobě kvalitnějšího tepla ve formě spalin, což představuje potenciál této varianty u výkonu motorů v řádu MW. U této varianty hraje roli teplota chladící vody. Ta má typicky kolem 90 °C kvůli rezervě do vypařování. [20]

Zvýšením tlaku chladiva by bylo teoreticky možné tuto teplotu zvednout, a tím omezit negativa spojená s kopírováním teplotních profilů.

Při srovnání variant (a) a (b) bylo zjištěno, že při maximálním využití tepla spalin bylo dosaženo s médiem R141b navýšení celkové účinnosti ICE-ORC o 3-4 %. Vypařovací tlak u varianty (a) byl 1,8 MPa, zatímco u (b) pouze 0,42 MPa [21]



Obrázek 21: T-s diagramy ohřevu organického média s preferencí využití tepla spalin (a) a tepla z chlazení skříňě motoru [21]

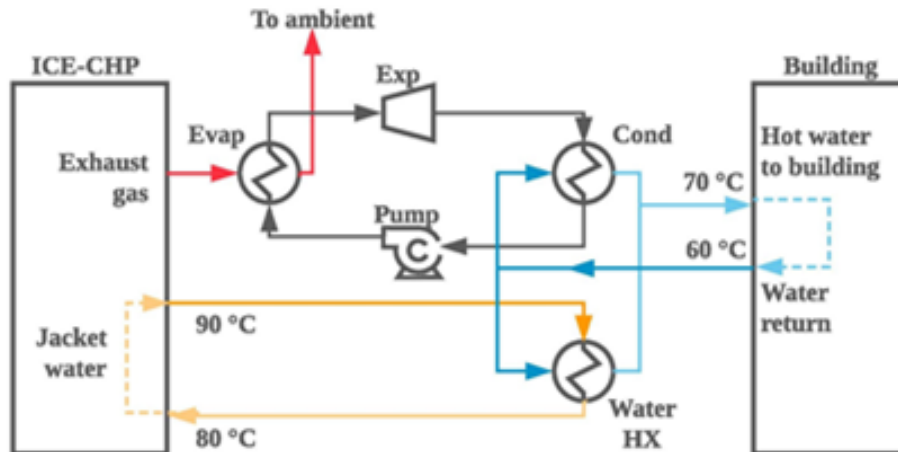


Obrázek 22: Schéma ICE+ORC s preferencí využití tepla spalin a s částečným využitím tepla z chlazení motoru [23]

Schéma ICE+ORC na obrázku 22 vychází z varianty (a). Médium ORC je nejprve částečně přehřáno chladičem motoru a poté vypařeno a přehřáto teplem ze spalin. Tedy může být dosaženo relativně vysokých admisních parametrů. Nevýhodou je, že teplota kondenzace je příliš nízká, kvůli čemuž teplo nemůže sloužit pro potřeby tepla. Zbylé teplo z chladiče motoru vyrábí teplou vodu. Varianta není uzpůsobena k maximálním dodávkám tepla ICE, neboť teplo ze spalin je použito vždy pouze ORC. Je ideální pro aplikace, které mají běžný poměr potřeby elektřiny a tepla přibližně 2:1 nebo obecně tam, kde teplo není potřeba.

Další možností je pokusit se konfiguraci ICE+ORC zjednodušit a ORC zásobovat teplem pouze z jednoho zdroje. ORC jsou běžně komerčně nasazovány na využití odpadního tepla ze spalin. I v případě ICE+ORC představují spaliny zdroj tepla o vyšší kvalitě a tato varianta je řadou studií doporučována. Jejich vysoká teplota umožňuje více přehřát

médium a tím snížit jeho tok. Velkou výhodou je možnost dosahovat relativně vysokých výparných teplot. To je výhodné jednak z hlediska vyšší účinnosti cyklu, ale také lze nastavit vyšší teplotu kondenzace a teplo odvádět pro tepelné potřeby. Přímé využití tepla spalin má smysl pouze v případě, že je poptávána pára.



Obrázek 23: Schéma ICE+ORC s preferencí využití tepla spalin, teplo z chlazení motoru je využito pouze pro dodávky tepla budově [23]

V konfiguraci na obrázku 23 je médium ORC ohřáto, vypařeno a přehřáto pouze spalinami. Vratná voda z odběru (budovy) zároveň ochlazuje chladící kapalinu motoru a odvádí teplo z kondenzátoru ORC. Teplo z chlazení motoru je tedy exkluzivně odbíráno pouze pro potřeby tepla. Tímto zapojením lze dodávat stále srovnatelný podíl tepla ku elektřině a zároveň využít exergie spalin k výrobě dodatečné elektřiny. Ve výsledku je možné dodat téměř původní množství tepla. Negativem je, že expandér pracuje s nižším teplotním spádem.

Zmíněná konfigurace ICE+ORC byla zkoumána v aplikaci kogenerační výroby v budovách s plynovým motorem o výkonu 375 kW_e . S pentanem jako pracovním médiem bylo dosaženo maximálního výkonu ORC 25 kW_e . V této verzi nepřijme ORC tolik tepla jako varianta na obrázku 22, takže médium má nižší hmotnostní tok. Je tedy vyrobeno o 20 % méně elektřiny oproti verzi, kde ORC přijímá oba typy tepla. Tato verze je také o necelých 10 % dražší, s cenou 1750 liber na instalovanou kW_e ORC. Navzdory tomu se varianta s využitím obou zdrojů tepla vrátila pouze u čtvrtiny případů, zatímco variantě na obrázku 23 byla napočítána návratnost mezi 4 a 8 lety. Rozdíl je způsobený tím, že ve variantě na obrázku 23 lze stále čerpat zisky z vyrobeného tepla, zatímco u varianty na obrázku 22 je velká část tepla odváděna do okolí. Dále dle studie ORC využívající pouze spaliny má mnohem širší možnost aplikací, s potenciálem následného zlevnění. [23]

Lze se setkat také s verzí, kde je ORC nasazen pouze na chladící kapalinu. Jedná se o aplikace na motorech o výkonech v řádu MW, kde jsou již velké tepelné toky. Teplota chladící vody nepřesahuje 90-95 °C. Teplo spalin může být použito pro technologické čely. [20] Při srovnání využití pouze spalin z automobilu bylo dosaženo zvýšení přeměny paliva o 6,4 %, oproti 2,8 %, když bylo využito pouze teplo chladiva. [81]

Další řešením je na každý zdroj tepla nasadit speciální tepelný cyklus. Je dosaženo vyšší elektrické účinnosti za cenu komplexity a vysoké ceny. [21]

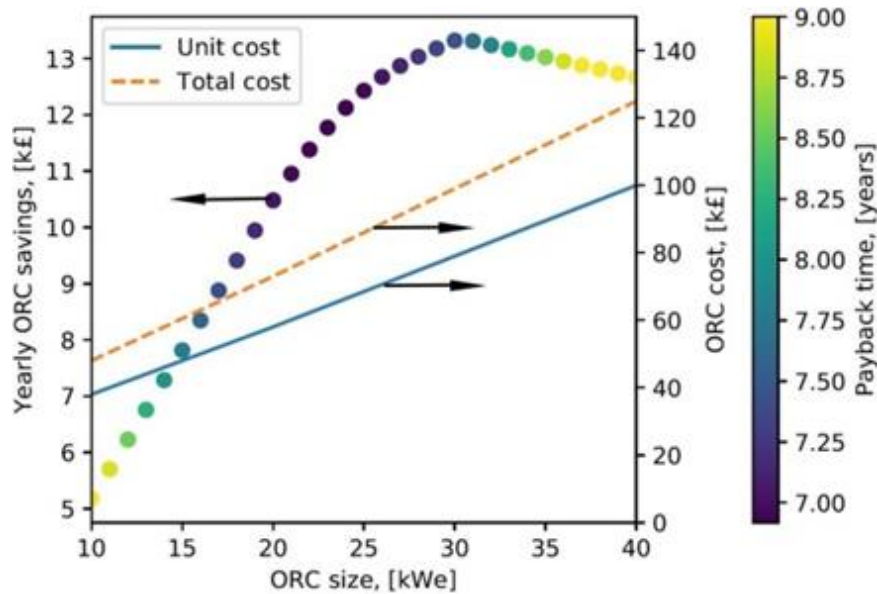
Ekonomické posouzení ICE-ORC v kogeneračním režimu je pro příklad uvedeno na konfiguraci na obrázku 20. Jedná se o kogenerační motor v supermarketu o výkonu 400 kW_e , s průměrnou poptávkou elektřiny 335 kW_e . Pro skutečnou implementaci ICE+ORC je důležité, že tato aplikace je svými charakteristikami potřeb energií běžná a tím pádem lze aplikovat ve více případech. ORC by poté nemuselo být navrhované pro každý případ zvlášť a mohlo by být vyráběno masověji.

Zásadním problémem ICE+ORC je, že ICE se nejvíce vyplatí v místech, kde je vysoká poptávka po teple. ORC se na druhou stranu vyplatí nejvíce tam, kde je mnoho přebytečného tepla. Otopná soustava a ORC spolu tedy „soupeří“ o teplo, a instalace ICE+ORC tedy vyžaduje pečlivý návrh s ohledem na reálné lokální požadavky tepla.

Důležitou volbou z hlediska návratnosti je také velikost instalovaného výkonu ORC. Obecně rostoucí instalovaný výkon zlevňuje ORC a přináší kratší dobu návratnosti. Tento trend je přerušen tím, že od určitého výkonu je ORC provozováno méně hodin kvůli tomu, že odpadní teplo není dostupné v dostatečné míře. Tím pádem přijaté teplo cyklem nestačí na to, aby ani v nenávrhových režimech dokázalo dostatečně přehřát pracovní médium.

Optimální velikost ORC je mezi 20-30 kW_e pro 200-500 kW_e spalovací motor (viz obrázek 24). ORC se poté může zdát poddimenzované, ale mnoho vyrobeného tepla je poptáváno lokální spotřebou a spalovací motor často pracuje pouze na částečný výkon.

Na druhou stranu příliš nízké výkony ORC mají příliš vysoké investiční náklady na instalovanou kW_e . Je tedy důležité, aby ORC technologie byla co nejjednodušší. Tím se jednak sníží investiční a později provozní náklady, ale také řízení systému ICE+ORC. Při ekonomickém hodnocení je také nutné brát v potaz sníženou účinnost ORC vlivem práce v nenávrhových podmínkách a výhodnost systému je hodnocena na základě cen ušetřeného paliva. [26]



Obrázek 24: Graf optimální velikosti ORC podle ročních úspor, investičních nákladů a návratnosti [26]

4.3.1.3. Další komplikované konfigurace

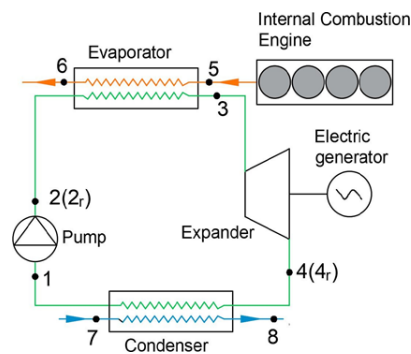
Na základě předešlých kapitol lze tvrdit, že využít veškeré teplo ze spalovacího motoru jedním ORC je velice obtížné nebo spíše nemožné. Z těchto důvodů řada teoretických vědeckých prací navrhuje vysoce komplexní modifikace ORC, které slibují vyšší úspory paliva a využití odpadního tepla oproti základnímu ORC oběhu. Jedná se například o dvoutlaké varianty (Dual ORC), které mají potenciál nejlépe využít teplo na nízké i vysoké hladině. [19] [20] [82]

Dále je možné zlepšit účinnost cyklu modifikacemi regenerovaných ORC cyklů. [76] [20] Problémem je vysoká komplexita systému a vysoké investiční i provozní náklady. Dále je spekulativní, do jaké míry tyto cykly mohou pracovat v nenávrhových podmínkách. Řada těchto pokročilých oběhů je vysoce komplikovaná i v aplikacích mimo ICE+ORC. Vzhledem k tomu, že i samotná technologie ICE+ORC se základním oběhem je komerčně nasazována velmi zřídka, nebude se na tyto modifikace tato práce zaměřovat.

4.3.1.4. ICE+ORC mimo kogenerační aplikace

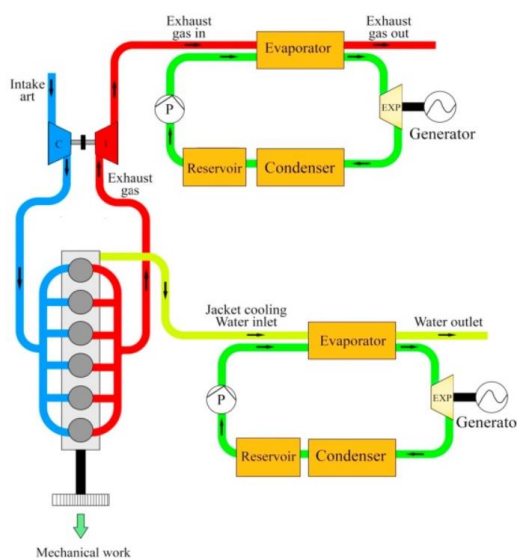
Existují aplikace, ve kterých není pro teplo využítí a spalovací motory na tuto možnost nejsou navrženy. Jednotka není kogenerační a nemá tedy výměníky tepla, pouze vzduchové chladiče. Typickým případem jsou nestacionární aplikace, jako mobilita nebo krátkodobé zdroje elektřiny. Důležitou oblastí jsou také odlehlá místa s nespolehlivou nebo dokonce žádnou sítí, například v rozvojových zemích. V těchto případech jsou systémy ICE+ORC zaměřené na maximalizaci přeměny odpadního tepla na elektřinu v každé situaci. ORC poté pouze šetří palivo vyšší celkovou účinností a kondenzace probíhá na nejnižší možné teplotě.

Aplikace v odlehlých místech mohou například zásobovat celou vesnici elektrickou energií. Zde se u ICE+ORC klade důraz na schopnost flexibility, neboť ICE výkonově kopíruje potřebu elektřiny. Zároveň je vhodná jednoduchost systému kvůli méně dostupnému odbornému servisu. Pro takový případ byla navržena experimentální jednotka o 37 kW na obrázku 25, kde je ORC zásobováno pouze teplem spalín.



Obrázek 25: Schéma ICE+ORC využívající pouze teplo spalín, bez kogenerační funkce [83]

Na aplikace v mobilitě se zaměřuje velké množství studií. Oproti stacionárním aplikacím jsou zde další limity spojené s váhou, prostorem, spolehlivostí a častými změnami výkonu. Na obrázku 26 je znázorněn návrh ICE+ORC pro těžké nákladní vozy. Jedná se o dva samostatné systémy ORC, kde jeden využívá teplo spalín a druhý teplo z chladicí kapaliny. Díky tomu oba cykly pracují ve svých optimálních podmínkách a je překonán limit kopírování teplotních profilů. Systém je zajímavý hlavně pro dlouhé jízdy s konstantním výkonem, například na dálnici. Časté jsou varianty, kde je v sérii za spalínovým výměníkem zařazen i výměník ochlazující recirkulované spaliny (EGR).



Obrázek 26: Schéma ICE+ORC se dvěma samostatnými systémy ORC, kde je každý nasazen na jeden zdroj odpadního tepla, bez kogenerační funkce [19]

4.3.2. Proměnné podmínky provozu a řízení ORC

Při reálném provozu je důležité, aby se ORC jakožto podřazený cyklus dokázal vypořádat s proměnnými výkony nadřazeného motoru. Cílem je, aby ORC nemusel být odstaven v nenávrhových podmínkách. Dále by ORC měl být odolný rychlým změnám výkonu ICE. Nenávrhový výkon ORC je ovlivněn schopností výměníků předat teplo z měnících se tepelných toků a účinností expandéru v těchto podmínkách. Tyto vlivy mají v každém případě negativní efekt na účinnost cyklu. [84]

Na obrázku 27 je vidět, jak se mění jednotlivé parametry plynového spalovacího motoru o výkonu 600 kW v rozmezí výkonů 100-50 %. Dle změny elektrického výkonu jsou patrné razantní změny tepelného výkonu odpadního tepla. S poklesem výkonu motoru se zároveň lineárně snižuje účinnost cyklu ORC, výkon cyklu a exergetická účinnost. Na druhou stranu s klesající účinností ICE v nižších výkonech se podíl vyrobené elektřiny z ORC stává mírně dominantnějším.

Parameters	Load 100%	Load 75%	Load 50%
Fuel consumption, Q_{fi} [kW]	1405	1085	769
Thermal energy of exhaust gas, Q_{ex} [kW]	294	241	182
Thermal energy of jacket water, Q_{jw} [kW]	301	239	184
Temperature of exhaust gas, T_{ex} [K]	717	740	766
Mass flow rate of exhaust gas, m_{ex} [kg/s]	0.90	0.68	0.47
Mass flow rate of jacket water, m_{jw} [kg/s]	7.2	5.7	4.4

Obrázek 27: Změny výkonu motoru spojené se změnou parametrů zdrojů odpadních teplel [21]

Změna výkonu motoru tedy změní tepelný příkon ORC. Strategie řízení je klíčová k maximalizaci výkonu, spolehlivosti a bezpečnosti provozu. Důležité je zajistit, aby bylo pracovní médium udrženo v přehřátém stavu s určitou rezervou, neboť nedostatečné vypaření média má vysoce negativní vliv na životnost expandéru. V takovém případě je expandér nejprve obtékán, případně ORC přestane pracovat úplně. Při odchylce od návrhových podmínek je doporučeno situaci řešit těmito způsoby:

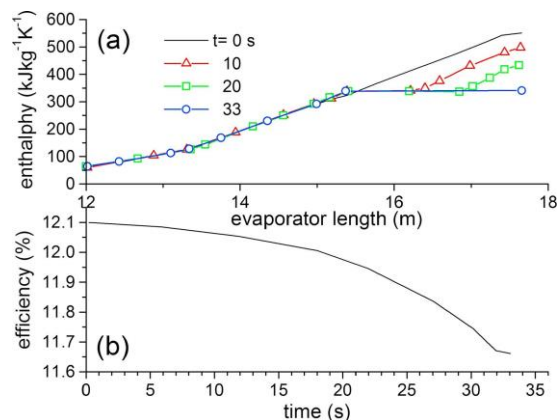
- Změnit tok pracovního média ORC změnou otáček čerpadla
- Změnit tok chladící kapaliny v kondenzátoru změnou otáček čerpadla nebo větráku
- Změnit vypařovací tlak změnou otáček expandéru

Změna dále může být řešena obtokem pomocí trojcestných ventilů (spalin, médií). Vhodné především pro starty a ukončení provozu. [15] [83] [82] [21]

Při návrhu systému ICE+ORC je vhodné navrhnout komponenty na práci v nenávrhových podmínkách. To platí převážně pro expandér a spalínový výměník, na které mají změny největší vliv. Expandér musí zvládat výkyvy vstupního hmotnostního i objemového toku pracovního média, různé přehřátí par a v některých případech i různých admisních a emisních tlaků. Spalínové výměníky musí efektivně předat různé tepelné výkony při proměnných tocích médií a teplotních rozdílech. [84]

Nejlépe fluktuace zvládají jednoduché konfigurace s bezproblémovým kopírováním teplotních profilů. Z tohoto pohledu si v této problematice mnohem lépe stojí ORC, které využívají pouze teplo spalin.

Pro příklad je na obrázku 28 (a) uvedena dynamická změna systému ICE+ORC s motorem o výkonu 37 kW. Při okamžité změně výkonu motoru z 100 na 75 % poklesne výkon spalin z 19.8 na 13 kW. To znamená, že médium ORC přijme méně tepla a pokud nedojde ke změně řízení ORC, za 33 sekund dojde k úplné absenci přehřátí média. Délka výměníku nestačí na to, aby bylo médium přehřáto. Na obrázku 28 (b) je patrný pokles účinnosti, na který má vliv také pokles teploty spalin. [83]



Obrázek 28: Dynamická změna systému ICE+ORC, kde v (a) je znázorněna změna vypařování média za dané uplynulé časy od změny a v (b) pokles účinnosti cyklu ORC za čas od změny [83]

5. Koncept a návrh ICE+ORC

Praktická část práce se zaměřuje na vývoj integrovaného stacionárního kogeneračního zařízení založeného na propojení spalovacího motoru se systémem ORC. Předpokladem je, že spojením systémů ICE+ORC dojde ke zvýšení celkové elektrické účinnosti, díky úplnému využití odpadního tepla ze spalovacího motoru. Tím by ve výsledku mělo být ušetřeno palivo.

Koncepce a návrh systému ICE+ORC vychází mimo jiné z poznatků získaných z rešeršní teoretické části v kapitole 4. V konceptech ICE+ORC jsou tradičně jednotlivé zdroje odpadního tepla ochlazovány separátními chladíci okruhy. To platí hlavně pro okruh chlazení skříně motoru nebo olejový okruh (pokud existuje). Navrhovaný koncept této práce je inovativní ve způsobu chlazení spalovacího motoru a snaží se v této oblasti o zjednodušení systému ICE+ORC. Jako chladící kapalina je zde použito organické médium ORC, které přímo proudí skříní motoru a následně ochlazuje spaliny ve spalinovém výměníku. Tedy odpadá nutnost separátních chladících okruhů.

Předpokladem tohoto systému je dosažení snížené měrné investiční náročnosti na jednotku instalovaného výkonu, díky zjednodušenému chlazení. A to hlavně díky snížení počtu výměníků, cirkulačních čerpadel a potrubích tras separátních chladících okruhů. Vysoká investiční cena ICE+ORC je limitujícím faktorem této technologie a uvedeným zjednodušením se předpokládá rozvoj technologie do širšího okruhu aplikací nebo také smysluplné nasazení i v nižších výkonech spalovacích motorů.

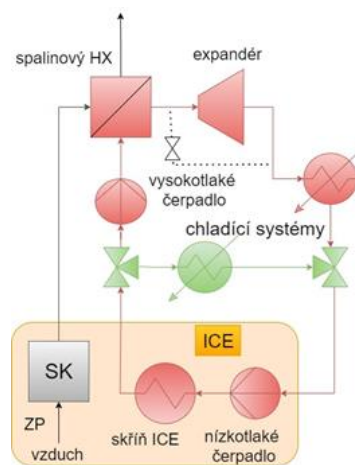
Další výhodou je snížení ztrát nevratností v dodatečných tepelných výměnících v případech separátních okruhů. Absence čerpadel ve vynechaných separátních okruzích zároveň snižuje vlastní spotřebu elektrické energie.

U této koncepce je ovšem nutné ověřit, zda záměna kapaliny v chlazení motoru za organické médium je po stránce technické, ekonomické a praktické proveditelná. Tato problematika představuje určité limitace, které jsou v práci po teoretické stránce popsány.

5.1. Návrh integrovaného systému ICE+ORC

V návrhových fázích zařízení s přímým chlazením organickým médiem bylo postupně uvažováno několik variant konfigurací ICE+ORC v kogeneračním provedení.

Diskutovanou možností bylo ICE+ORC maximálně zjednodušit, například dle konfigurace na obrázku 29. Ke kogenerační jednotce by bylo dodáno vysokotlaké čerpadlo, expandér a chladicí systémy. Organické médium je hnáno nízkotlakým čerpadlem do skříně motoru, kdy figuruje v roli chladící kapaliny motoru. Část toku média poté pokračuje do spalínového výměníku, kde je vypařeno a přehřáto na vhodnou admisní teplotu. Dále je pracovní látka ochlazena v kondenzátoru, za dodávky tepla otopné soustavě. Následně se médium vrací zpět do motoru a cyklus se opakuje.



Obrázek 29: Zjednodušený koncept ICE+ORC

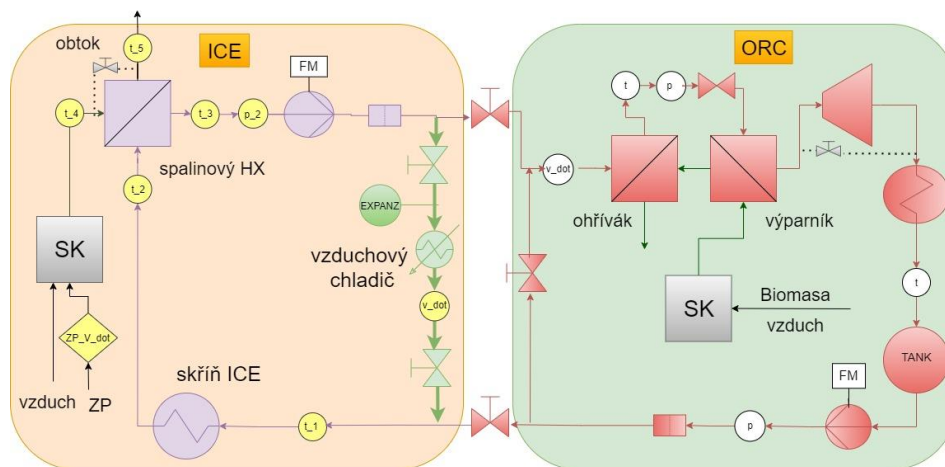
Nevýhodou je, že v této koncepci nemusí být výhodné využít veškeré odpadní teplo k výrobě elektřiny. Je to způsobeno tím, že množství odpadního tepla z chlazení motoru a ze spalin bývá obdobné, tedy výsledná admisní teplota by za plného toku média byla příliš nízká. Proto je v konceptu zelenou barvou znázorněna větev ochlazující část toku chladiva tak, aby zbylý tok média na výstupu ze spalínového výměníku dosahoval termodynamicky výhodnějších admisních parametrů. V ideálním případě by i toto odevzdané teplo bylo napojené na otopnou soustavu.

Teoreticky by bylo možné systém dále zjednodušit a větev s ochlazením části toku vynechat. Tím by sice bylo využito veškeré odpadní teplo, ale bylo by dosaženo admisní teploty pouze kolem 100 °C. Ovšem lze se setkat s komerčně dostupnými ORC systémy, které za těchto admisních teplot pracují.

Zmiňovaný koncept vyžaduje návrh nového ORC systému včetně komponent a řízení systému. Jelikož je cílem v první řadě najít odpověď na otázku přímého chlazení motoru organickým médiem, byla navržena pro tyto účely následující konfigurace ICE+ORC. Snahou

bylo použít již plně fungující a ozkoušenou ORC jednotku, aby mohl být kladen důraz na testování systému na straně spalovacího motoru.

Proto byly preferovány varianty, kde byl spalovací motor spojen s existujícím a fungujícím ORC, jak ukazuje koncepce na obrázku 30. Odpadní teplo ze spalovacího motoru zde je použito pouze na předehřev organického média, které je poté dohřáto, vypařeno a přehřáto v kotli ORC. Tato varianta je také snazší na řízení systému a lze tvrdit, že je možné využít veškeré odpadní teplo k produkci dodatečné elektrické energie. Na základě této koncepce bylo navrženo několik variant provedení, z nichž byla vybrána jako nejvhodnější varianta na obrázku 30.



Obrázek 30: Zvolené návrhové schéma ICE + ORC

Navrhované ICE+ORC lze rozdělit do dvou celků. Na část ICE, která je na oranžové ploše a poté na ORC, které je na ploše zelené. Tyto celky jsou vhodně propojeny, ale zároveň jsou schopné i plně samostatného provozu. Spojení je tedy navrženo tak, aby bylo možné ICE+ORC provozovat v několika variantách provozu, shrnutých níže. Více variant provozu může přinášet provozní výhody, ale v tomto případě jde hlavně o usnadnění experimentů:

1. Samostatný provoz pouze ORC, znázorněno červenou trasou na zeleném pozadí. Funguje zcela nezávisle na motoru
2. Samostatný provoz motoru. Je nutný hlavně pro experimentální práci spojenou s testováním přestaveného motoru. Jedná se o fialovou trasu na oranžovém pozadí, poté napojenou na zelenou trasu, kde je médium chlazeno do okolního vzduchu. Nevýhodou takového provozu by bylo, že odpadní teplo není využito.
3. Poslední možností je práce obou zařízení naráz, kdy je dosaženo nejefektivnějšího provozu a využití paliva. Trasa pracovní směsi je znázorněna červenou trasou (část ORC), napojenou na fialovou trasu (na část ICE).

V nejdůležitější variantě provozu číslo 3 je organické médium nejprve přivedeno do skříně motoru, kterou přímo proteče a motor udržuje v provozních teplotách. Dále je médium ohřáto teplem ze spalin motoru, stále za kapalného stavu. Následuje vysokotlaké čerpadlo, které natlakuje pracovní látku na admisní tlak. Kvůli nečistotám uvolňujícím se hlavně ze skříně motoru je před ORC umístěn filtr. K dosažení admisní teploty následuje kotel na biomasu, kde je vyrobena mírně přehřátá pára. Poté dochází k expanzi za výroby elektrické energie a následně je odevzdáno teplo v kondenzátoru pro pokrytí tepelných potřeb. Dále médium z kondenzátoru teče do nádrže, odkud je hnáno na nízkém tlaku znovu do skříně motoru.

Provoz číslo 2 je určený hlavně pro otestování přestavených částí ICE (na oranžovém pozadí). Médium bude z bezpečnostních důvodů voda, která zároveň plní funkci čištění potrubí i vnitřních částí motoru. Cílem je otestovat těsnost spojů a samotný provoz spalovacího motoru po přestavbě a delší době mimo provoz.

Z hlediska integrovaného konceptu ICE+ORC se tedy jedná o propojení dvou původně samostatných zařízení:

- ORC o nominálním tepelném výkonu $50 kW_t$ a čistým elektrickým výkonem téměř $2 kW_e$. Palivem je dřevní štěpka, kotel a palivové trasy je ovšem možné modifikovat i na další paliva. Jedná se o plně fungující a ozkoušené zařízení. [77] Díky tomu se lze plně soustředit na vývoj integrovaného systému na straně spalovacího motoru.
- Spalovací motor nebyl na začátku práce v provozuschopném stavu, a proto bylo nutné chybějící části navrhnout a dostavět. Jedná se o jednotku, která byla dříve provozována jiným majitelem a následně částečně rozebrána. V dobách dřívějšího provozu měla jednotka dle dokumentace jmenovitý elektrický výkon $8 kW_e$ a tepelný výkon $18 kW_t$ (teplo ze spalin a chlazení motoru). Motor je navržen na spalování zemního plynu z distribuce.

Spojením obou zařízení by tedy vznikl integrovaný systém ICE+ORC o elektrickém výkonu $10 kW_e$ a tepelném výkonu $50 kW_t$. Lze tedy hovořit o microkogeneračním zařízení. Odpadní teplo ze spalovacího motoru (o $18 kW_t$ dle původní dokumentace) je využito pouze na předehřev organického média ORC. Tedy celkový tepelný výkon zařízení nebude $68 kW_t$, ale původních $50 kW_t$, na kterých je dimenzován kondenzátor ORC. Tímto využitím odpadního tepla dojde k ušetření části paliva ORC systému, kdy kotel v této koncepci

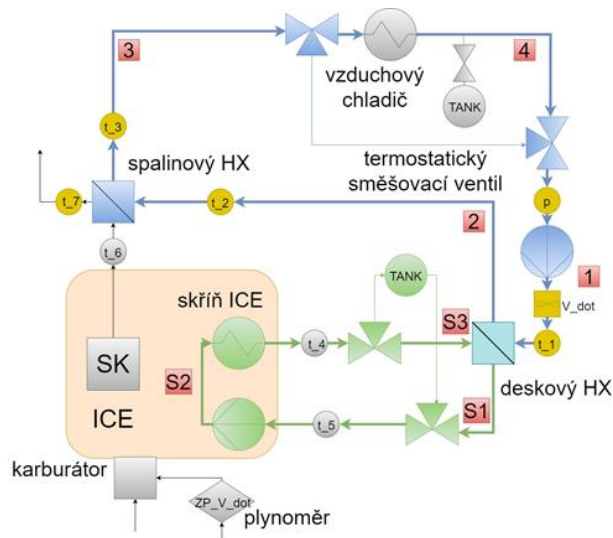
ICE+ORC musí dodat chybějících $32 kW_t$. Tímto způsobem je využito veškeré odpadní teplo ze spalovacího motoru k dodatečné výrobě elektřiny pomocí ORC. Zároveň lze uvažovat o zachování kogeneračního režimu systému, pokud je kondenzační teplota ORC vhodně nastavena. Nedochozí ani k situaci, že by ORC systém využíval vyrobené teplo motorem na úkor pokrytí tepelných potřeb. V některých konceptech totiž ORC s nízkou kondenzační teplotou spotřebuje příliš tepla z motoru, které poté nelze dodat otopné soustavě. Tedy u navrhované koncepce nedochází ke „konfliktu“ mezi systémem ORC a otopnou soustavou.

Tedy oproti konceptům popisovaným v teoretické části v kapitole 4 je tento koncept odlišný tím, že systém ORC je původně samostatné zařízení s vlastním kotlem na biomasu. Díky tomuto kotli s vlastním řízením výkonu lze dosahovat návrhových admisních parametrů ORC i v částečných výkonech spalovacího motoru. Flexibilita a rychlé nájedy spalovacího motoru jsou ale limitovány kotlem na biomasu.

5.2. Návrh samotného ICE chlazeného vodou k získání experimentálních dat

Návrhu koncepce ICE+ORC předcházela návrh samotného systému chlazení ICE dvěma vodními okruhy tak, aby získaná experimentální data posloužila k návrhu integrovaného systému ICE+ORC. Zároveň byly ověřeny provozní možnosti a funkčnost kogenerační jednotky. Tento krok je podstatný kvůli tomu, že jednotka nebyla postavena od renomovaného výrobce kogeneračních jednotek a technická dokumentace byla neúplná.

Koncept reprezentuje tradiční stavbu kogeneračních jednotek menších výkonů, vyrábějících teplou vodu. Experimentální verze je obdobná té, v jaké provozoval kogenerační jednotku původní majitel zařízení. Nicméně došlo k určitým změnám, hlavně kvůli tomu, že spalovací motor během testů nebyl zapojený k okruhu otopné vody. Konkrétní kroky stavby a detailnější popis procesu obsahuje kapitola 6.1. Zde je pouze stručně popsáno principiální fungování, jak bylo očekáváno, že měl spalovací motor určený ke sběru experimentálních dat fungovat. Zařízení bylo navrženo dle schématu na obrázku 31.



Obrázek 31: Navržený ICE chlazený vodou separátním okruhem

Srdcem kogenerační jednotky je spalovací motor na zemní plyn s mechanickým výkonem přibližně 9 kW (na obrázku znázorněn oranžovou plochou). Na motor je přímo napojený generátor. Kliková hřídel motoru přes spojku otáčí hřídelí generátoru za vzniku elektrické energie. Jelikož spalovací motor takto nízkých výkonů odvádí přibližně tři čtvrtiny energie paliva ve formě tepla, jsou na motor napojené dva vodní okruhy, které se snaží toho odpadní teplo odvést a v ideálním případě využít.

Zelenou barvou je znázorněn separátní okruh chlazení pláště a dalších částí motoru. V této práci je označován jako primární okruh. Jeho cílem je odvádět uvolňované teplo z motoru a toto teplo odvádět do sekundárního okruhu. Chladivem procházejícím motorem je demineralizovaná voda hnaná integrovaným motorovým čerpadlem. Čerpadlo je poháněno oběžným kolem motoru, které je poháněno klikovou hřídelí motoru. Za čerpadlem (bod S2) chladivo proudí motorovou skříní a ochlazuje ji. Průchodem skříní motoru je voda ohřívána a získané teplo dále odevzdává v deskovém výměníku voda / voda (body S3 až S1). Po odevzdání tepla se chladivo vrací zpět do motoru (bod S1) a proces se opakuje. Okruh obsahuje také paralelně zapojený zásobník s vodou, aby nedošlo k nedostatku chladiva.

Modrá barva značí sekundární okruh. V něm proudí neošetřená voda z vodovodu hnaná čerpadlem. Následuje deskový protiproudý výměník, kde je voda ze sekundárního okruhu ohřívána chladivem z motoru (bod 2). Následně voda teče do trubkového souprouděho výměníku, kde získává teplo ze spalin motoru (bod 3). Okruh obsahuje termostatický směšovací ventil. Pokud (například po startu) voda po výstupu ze spalinového výměníku nedosahuje 50 °C, je rovnou vedena opět na čerpadlo. Pokud ale voda má více než 50 °C, proudí do vzduchového ventilátoru, kde je ochlazená vzduchem. Za chladičem je umístěn zásobník vody, sloužící zároveň jako expanzní nádoba.

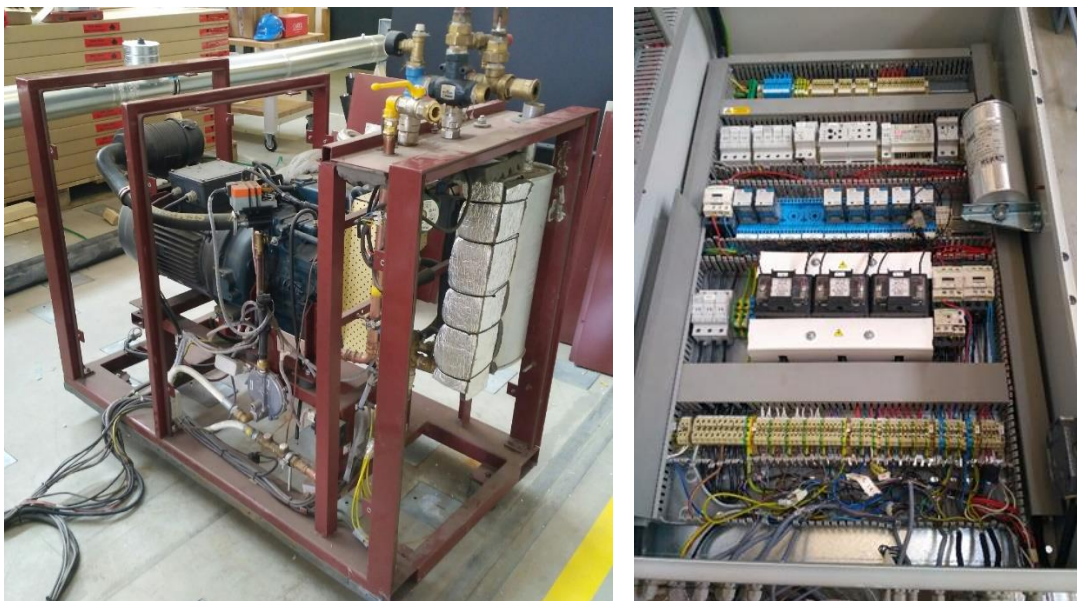
6. Experimentální vývoj ICE+ORC systému

Před zahájením práce na vývoji spojeného ICE+ORC systému bylo nutné zajistit funkčnost obou jednotlivých částí. Použité ORC bylo již na začátku práce fungující zařízení. Naopak ICE nebylo v provozuschopném stavu a muselo být nejprve doplněno o klíčové komponenty nutné k provozu. Dále byla otestována funkčnost zařízení a odstraněny překážky ke spolehlivému provozu zařízení. Následně bylo zařízení osazeno měření kvůli experimentálnímu zjištění skutečných provozních parametrů, použitelných k tvorbě energetických bilancí.

Výsledky z modelování ICE chlazeného vodou byly využity jako vstupy pro již detailní návrh systému ICE+ORC. Byl tedy vytvořen bilanční model ICE+ORC, podle kterého bylo dále možné vytvořit detailní schéma systému spolu s jejich materiálovými, procesními a funkčními požadavky. Na základě těchto znalostí mohla začít realizace přestavby ICE+ORC.

6.1. Dostavba ICE, ověření parametrů a tvorba energetických bilancí

Prvním krokem experimentálního vývoje ICE+ORC bylo zprovoznění samotného ICE zařízení. Před zahájením prací vypadal spalovací motor dle obrázku 32. Elektrický rozvaděč (v pravé části obrázku 32), neboť nebyl přímo spojený s kogenerační jednotkou. Přibližně v tomto stavu bylo zařízení dříve provozováno původním majitelem. ICE zařízení muselo být nejprve upraveno, aby mohlo být provozováno bez napojení na otopnou soustavu a aby mohlo sloužit ke sběru experimentálních dat.



Obrázek 32: Výchozí stav ICE jednotky (vlevo) a rozvaděče (vpravo)

6.1.1. Popis přidaných komponent na ICE zařízení

Nejprve byla postavena nová, odolnější konstrukce. Veškeré nově dodané komponenty a prvky měření jsou znázorněny šedou barvou na obrázku 31. Jedná se o:

- Vzduchový chladič
- Expanzní nádoba (tank) s potřebnými armaturami
- Termočlánek t_6 pro měření teploty spalin vstupujících do spalínového výměníku
- Teplotní čidlo PT100 t_5 pro měření teploty vody před vstupem do motoru
- Teplotní čidlo PT100 t_4 pro měření teploty vody za výstupem z motoru
- Průtokoměr pro měření toku vody
- Plynoměr pro měření toku plynu

6.1.2. Komplikace s provozem zařízení a jejich náprava

Před zahájením měření bylo nutné přivést zařízení do provozu. Bylo nutné překonat před nastartováním i v průběhu experimentální činnosti řadu závad. Jednalo se především o následující práce:

- 1) Prvotním problémem byl nefungující startér motoru. Nejprve byla vyměněna baterie za novou a následně byla pomocí multimetru zjištěna ztráta napětí před startérem. Důvodem byly nejspíše zoxidované kontakty připojené ke startéru
- 2) Několik sekund po startu motor vyhodil pojistky a zastavil. Problém nastal při buzení cívek generátoru, které vyžaduje několikanásobek jmenovitého proudu generátoru. Pojistky nebyly dostatečně velké nebo neměly vhodnou vypínací charakteristiku pro dobu náběhu generátoru. Řešením bylo zapojení softstartéru do rozvodné skříně, čímž byly nárazové proudy při startu sníženy tak, aby nebyly vyhozeny pojistky
- 3) Dalším úkolem bylo zkontrolovat, zda se generátor točí na stejnou stranu jako kliková hřídel motoru. Za tímto účelem byl nastartován motor a zkontrolován směr otáčení oběžného kola, než se stihne nafázovat generátor. Dále byl spuštěn generátor v motorickém režimu a opět byl ověřen směr otáčení klikové hřídele
- 4) Motor po zapojení všech měřidel nebyl schopen startu. Po několika pokusech o nastartování přestal fungovat i startér. Důvodem byl zkrat, který vznikl nevhodným zapojením snímače tepelné ochrany proti přehřátí v prostoru motoru. Snímač byl odpojen

- 5) Při snaze proměřit motor pro všechny režimy byla zjištěna závada v regulaci výkonu motoru. K regulaci dochází polohou klapky přívodu spalovacího vzduchu do karburátoru. Zároveň přívod zemního plynu krokovým motorem je řízen na základě přebytku vzduchu ve spalínách. Motor ovšem pracoval neustále na plný výkon nezávisle na regulaci. I při úplném uzavření klapky přívodu vzduchu. Také bylo zpozorováno, že při úplném otevření klapky dochází ke snížení teploty výstupních spalin, přičemž byl naměřen přebytek spalovacího vzduchu 1,2. Ze zmíněného chování motoru byl jako problém identifikován netěsnící karburátor, který přisával falešný vzduch. Karburátor byl vyroben 3D tiskem a po přezkoumání byly nalezeny trhliny. Vlivem tohoto problému jsou data naměřeny pouze pro maximální výkon motoru a stechiometrie musí být upravena pro spalování s přebytkem vzduchu

6.1.3. Instalace měřících čidel a sběr dat

Po překonání závad bylo cílem naměřit všechny potřebné veličiny k uzavření a kontrole energetických bilancí provozovaného motoru. K tomu bylo potřeba postavit, případně aktualizovat celý systém měření motoru. Veškeré měřidla jsou volnými vývody elektrických vodičů spojeny se sběrnici dat CompactRIO (cRIO), kam vedou elektrické signály. Data jsou dále zpracovávána pomocí programu Labview, ve kterém byl sestaven program k záznamu dat pro další použití. Ke stanovení energetických bilancí jsou měřeny parametry vyznačené žlutě společně s umístěním měřidel například na obrázku 34.

Detaily k jednotlivým měřením:

- 1) Teploty jsou měřeny pomocí odporových čidel PT100. Pouze teplota spalin před spalinovým výměníkem je měřena termočlánkem. Důvodem je příliš vysoká teplota spalin, která byla mimo teplotní rozsah PT100. Veškerá teplotní čidla jsou zizolována minerální vatou vůči okolní teplotě. Specifikace měřidel teploty:
 - a. PT100: teplotní rozsah -70 až $+200$ °C, čtyřvodičové provedení, měřící senzor je chráněn jímkou z nerezové oceli. Třída přesnosti A s odchylkou $\pm(0,15 \text{ °C} + 0,002 \times |T|)$. V experimentu je voda teplota měřené vody v rozmezí od 50 do 80 °C
 - b. Termočlánek: plášťový termoelektrický snímač typu K (NiCr-NiAl), rozsah -200 až $+1100$ °C, třída přesnosti 2. V experimentu je teplota měřených spalin 605 °C

- 2) Tlak vody v sekundárním okruhu je měřen ručičkovým mechanickým tlakoměrem. Hodnoty jsou rámcově odečítány okem ze stupnice, tedy nejsou zaznamenávány sběrníci dat.
- 3) Průtok vody je měřen za čerpadlem sekundárního okruhu pomocí turbínového průtokoměru s frekvenčním výstupem. Průtokoměr bylo nutné vhodně elektricky zapojit a výstupy vyvést do vhodného slotu cRIA, který je schopen zaznamenávat pulzy. Pulzy jsou přepočítány na frekvenci, která je dle rozsahu průtokoměru převedena na objemový tok vody. Rozsah použitého průtokoměru je 2,5 až 75 l/min, což odpovídá frekvenci 18,75 – 562 Hz. Reálně měřen průtok necelých 20 l/min. V takovém případě je nutné počítat s možnou chybou v řádu 1 %.
- 4) Membránovým plynoměrem BK-G6 s modulem impulsního výstupu PU1-GS1 je měřena spotřeba zemního plynu. Cílem je pomocí stechiometrie dopočítat množství spalovacího vzduchu a na základě toho určit tok spalin. Každý naměřený pulz plynoměru odpovídá 10 l proteklého plynu. Rozsah plynoměru je 0,06-10 m³/h plynu a největší dovolená chyba měření průtoku je +- 1,5 %. Během experimentu protékají necelé 4 m³/h plynu.

Jelikož jsou průtokoměr vody a plynoměr zapojeny ke zdroji stejnosměrného napětí o 24 V a slot cRIA je dimenzován na maximální napětí 5 V, bylo nutné výstupy z měření upravit. Toho bylo docíleno odporovým děličem o takových odporech, aby bylo dosaženo signálů o velikosti maximálně 5 V.

6.1.4. Měřená data

Po osazení ICE měřeními se sběrníci dat a opravách motoru mohlo započít proměňování potřebných parametrů. Původním cílem bylo naměřit zařízení pro kombinace různých provozních režimů. Jednalo se o tři režimy oběhového čerpadla v sekundárním okruhu, kde změnou otáček došlo ke změně toku vody. Zároveň měl být regulován výkon motoru (50-100 %) pomocí polohy klapky přívodu spalovacího vzduchu. Různé provozní režimy měly být následně srovnány. Bohužel z důvodu komplikací s regulací výkonu motoru byl naměřený pouze režim s maximálním výkonem motoru se dvěma režimy otáček čerpadla. Tyto dva režimy jsou dále namodelovány a srovnány.

U každého měření se nejprve čekalo na ustálený stav chodu zařízení a následně ještě několik minut z důvodu získání reprezentativních dat pro jejich zpracování. Veškeré měřené parametry zpracované sběrníci se ukládají pro každou sekundu. Díky tomu je možné získat

kontinuální data o provozu zařízení. Pro potřeby zpracování dat je nutné získat konkrétní hodnotu. Proto byl vybrán reprezentativní časový úsek ustáleného stavu, ze kterého byly hodnoty zprůměrovány. Zprůměrovaná data ustálených stavů jsou vstupem pro modely jednotlivých provozních režimů. Příprava na měření zařízení je ilustrativně uvedena na obrázku 33.

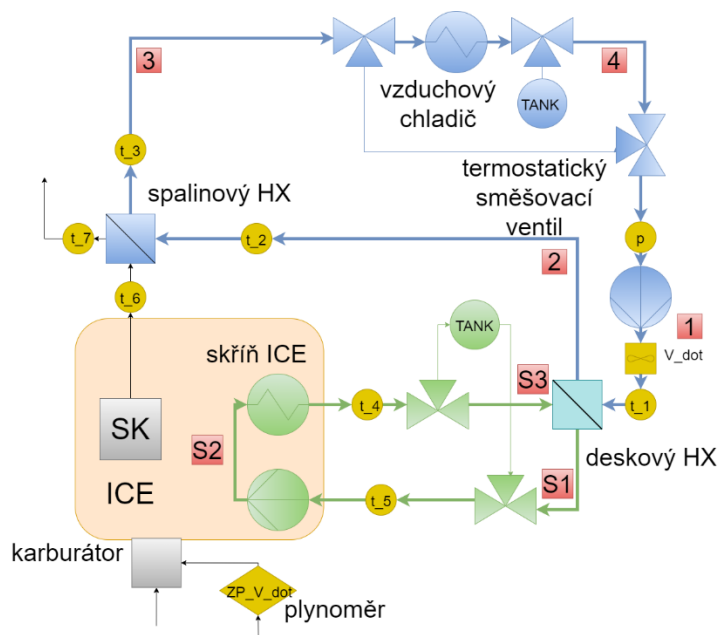


Obrázek 33: Příprava před zahájením měření

6.1.5. Sestavení bilančního modelu a vyhodnocení

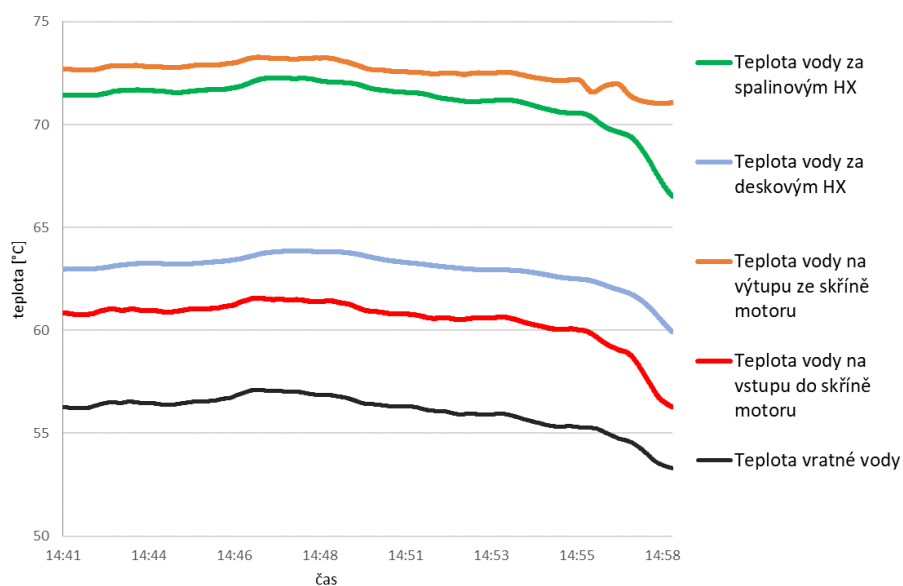
Vhodně upravená naměřená data posloužily jako vstupní data k sestavení bilančních modelů jednotlivých provozních režimů motoru. Přednostně je kladen důraz na bilancování posledního měření, neboť bylo zatíženo nejmenším množstvím chyb. Tím je stav s maximálním výkonem motoru a s maximálními otáčkami čerpadla. Pro porovnání jsou následně ukázány i méně kvalitní data z dřívějšího měření s minimálními otáčkami čerpadla.

Na následujícím obrázku 34 je finální schéma ICE zařízení chlazeného vodou. Sekundární okruh vody je značený modrou trasou a primární okruh zelenou trasou. Jednotlivá měření jsou vybarvena žlutě. Červeně jsou poté značeny jednotlivé stavy vody v návaznosti na výpočtový model.

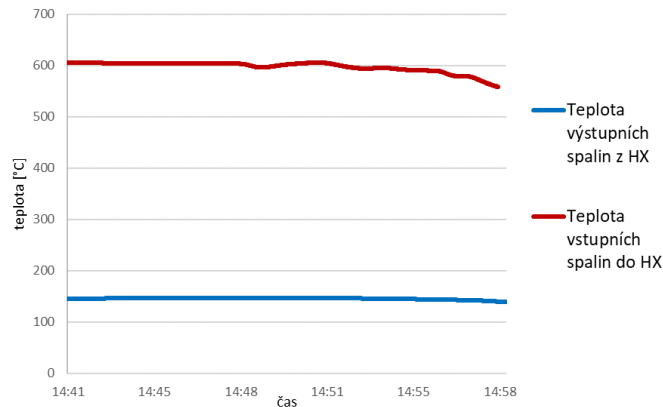


Obrázek 34: Finální schéma ICE zařízení chlazeného vodou s vyznačenými stavy v návaznosti na výpočtový model

Na následujícím obrázku 35 je vidět průběh teplot vody v měřeném úseku. Jedná se o výsek, kdy zařízení bylo nějakou dobu již v provozu. Na obrázku 36 níže lze pozorovat průběh teplot vstupních a výstupních spalin. Teplota výstupních spalin se ustálila na teplotě 605 °C. Jedná se o vysokou teplotu pro zážehové spalovací motory. Výstupní spaliny jsou ochlazené pouze na 146 °C, což pro spaliny ze spalování zemního plynu představuje vysokou komínovou ztrátu.



Obrázek 35: Teplotní závislost vody primárního a sekundárního okruhu na čase



Obrázek 36: Teplotní závislost spalin na čase

Tabulka 2: Vstupní data do modelu ICE chlazeného vodou s max otáčkami čerpadla s legendou vstupních hodnot

chlادivo motoru	water	
p_vody sekundární okruh	0,25	MPa
p_okruh vody v motoru	0,12	MPa
tlakové ztráty	0,05	
η čerpadla	0,6	
T_spaliny, vstup do výměníku	604,56	°C
T_spaliny, výstup z výměníku	146,34	°C
T_voda za spalínovým HX	70,12	°C
T_voda za motorovým HX	63,21	°C
T_motorová voda z motoru	72,83	°C
T_motorová voda do motoru	60,98	°C
T_vratná voda	56,47	°C
tok vody sekundární okruh	0,303	kg/s
chlادivo odpadního tepla	air	
T_vzduchu vstup	20	°C
T_vzduchu výstup	30	°C
tok spalin naměřený	0,0151	kg/s
entalpie spalin vstup	1298,76	kJ/kg
entalpie spalin výstup	748,50	kJ/kg

zvoleno
naměřený parametr přepočítán
naměřeno přímo
převzatá hodnota z původních výpočtů

V modelovém výpočtu bylo počítáno s řadou vstupů, které jsou uvedeny v tabulce 2. Vstupy na žlutém poli byly přímo naměřeny a zprůměrovány, na zeleném zvoleny a na oranžovém dopočítány na základě vstupů z měření v nevhodné formě pro výpočet (pulzy).

Dále jsou v následující tabulce 3 zobrazeny jednotlivé stavy médií v návaznosti na schéma. Stavy na bílém poli jsou dopočítané pomocí Refpropu, díky kterému byl ze znalosti dvou parametrů dopočítán parametr třetí. Například entalpie vody za spalínovým výměníkem (stav 3) byla dopočítána z naměřené teploty a tlaku. Entalpie a hmotnostní toky jednotlivých stavů slouží k výpočtu bilancí celého ICE zařízení. Bilanční rovnice, ze které mohou být dopočítány hledané neznámé (entalpie nebo hmotnostní tok) je uvedena v rovnici (6.1.). Jedná se o rovnost tepla odebraného spalínám a teplu dodanému vodě ve spalínovém výměníku.

$$m_{voda} \cdot (h_3 - h_2) = m_{spaliny} \cdot (h_{SP1} - h_{SP2}) \quad (6.1.)$$

Tabulka 3: Bilanční model ICE chlazeného vodou s maximálními otáčkami čerpadla

voda - primární okruh		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	m [kg/s]
vratná voda za čerpadlem	1	56,47	0,26	236,60	0,79	0,303
voda za motorovým HX	2	63,21	0,25	264,81	0,87	0,303
voda za spalínovým HX	3	70,12	0,25	293,76	0,96	0,303
vratná voda	4	56,47	0,26	236,59	0,79	0,303
voda - sekundární okruh						
chladičí voda do motoru	S1	60,98	0,11	255,36	0,84	0,172
za čerpadlem	S2	60,98	0,13	255,38	0,84	0,172
chladičí voda z motoru	S3	72,83	0,12	304,99	0,99	0,172

spaliny z ICE		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]		m [kg/s]
	SP1	604,56	0,10	1298,76		0,015
	SP2	146,34	0,10	748,50		0,015
vzduch - chlazení						
	VZ1	20,00	0,10	293,42		1,698
	VZ2	30,00	0,10	303,48		1,698

Model také obsahuje stechiometrii pro určení hodnot entalpie spalín za potřebných teplot. Ve výpočtu je jako palivo uvažován čistý metan a jako oksyličovadlo reálný vzduch. Entalpie jednotlivých složek spalín byla stanovena na základě znalosti parciálních tlaků složek spalín a požadovaných teplot spalín. V tabulce 4 jsou uvedeny parciální tlaky, určené následujícím postupem. Hmotnostní podíl složek vzduchu byl nejprve doplněn o produkty spalování metanu (CO₂ a H₂O) a byla odebrána složka kyslíku, neboť výpočet spalování je

stechiometrický. Hmotnostní zlomky w_i produktů spalování byly spočítány podílem hmotnosti daného produktu a 1 kg spalovacího vzduchu. Výsledný součet všech hmotnostních podílů byl v následujícím kroku přepočítán na 1. Na základě znalosti molárních hmotností a hmotnostních podílů složek spalin byla dle rovnice (6.2.) spočítána molární hmotnost spalin M_{spalin} , která posloužila k výpočtu molárního zlomku složek x_i dle vzorce (6.3.). Požadovaný parciální tlak jednotlivých složek je součinem molárního zlomku složek x_i a zvoleným tlakem spalin 1 bar.

$$M_{spalin} = \left(\sum_{i=0}^n \frac{w_i \text{ složky spalin}}{M_i \text{ složky spalin}} \right)^{-1} \quad (6.2.)$$

$$x_i = \frac{w_i \text{ složky spalin} \cdot M_{spalin}}{M_i \text{ složky spalin}} \quad (6.3.)$$

Tabulka 4: Výpočet parciálních tlaků složek spalin

složení vzduchu	w_i vzduchu [1]	w_i spalin na 1 kg vzduchu [1]	w_i spalin [1]	M_i [g/mol]	x_i [1]	parciální tlak [Pa]
N2	0,755	0,755	0,714	28	0,707	71609
O2	0,232	0	0	32	0	0
Ar	0,013	0,013	0,012	40	0,009	876
CO2	0	0,159	0,151	44	0,095	9613
H2O	0	0,130	0,123	18	0,190	19226
	celkem	1,058				

Následně byly ze znalosti parciálních tlaků složek a požadovaných teplot spalin (20, 146,3 a 604,6 °C) dopočítány jednotlivé hodnoty entalpií (viz tabulka 4). Tyto hodnoty entalpií byly poté vynásobeny hmotnostním zlomkem w_i a součtem všech entalpií pro danou teplotu spalin byla spočítána výsledná entalpie spalin v oranžovém poli.

Tabulka 5: Výpočet entalpií spalin pro potřebné teploty

T [°C]	20	146,3	604,6	20	146,3	604,6
	h=f(p,T)			$w_i \text{ spalin} \cdot h_i$		
	h [kJ/kg]					
N2	304,1	435,9	934,5	217,1	311,1	667,0
O2	0	0	0	0	0	0
Ar	152,5	218,3	456,7	1,9	2,7	5,7
CO2	502,5	616,2	1117,1	75,7	92,8	168,2
H2O	2532,1	2775,3	3716,2	311,9	341,9	457,8
			celkem	606,6	748,5	1298,8

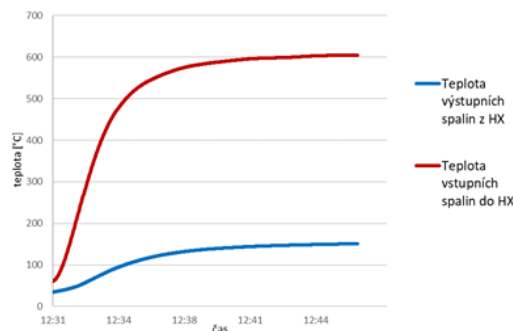
Pro porovnání chování zařízení s různými otáčkami oběžného čerpadla je v tabulce 6 níže uveden režim s minimálními otáčkami čerpadla. Z tabulky je patrný o třetinu nižší hmotnostní tok vody ve sekundárním okruhu. Zároveň dochází k růstu teplot vody v obou okruzích. Problematika je dále rozebrána v závěrech z měření.

Tabulka 6: Bilanční model ICE chlazeného vodou s minimálními otáčkami čerpadla

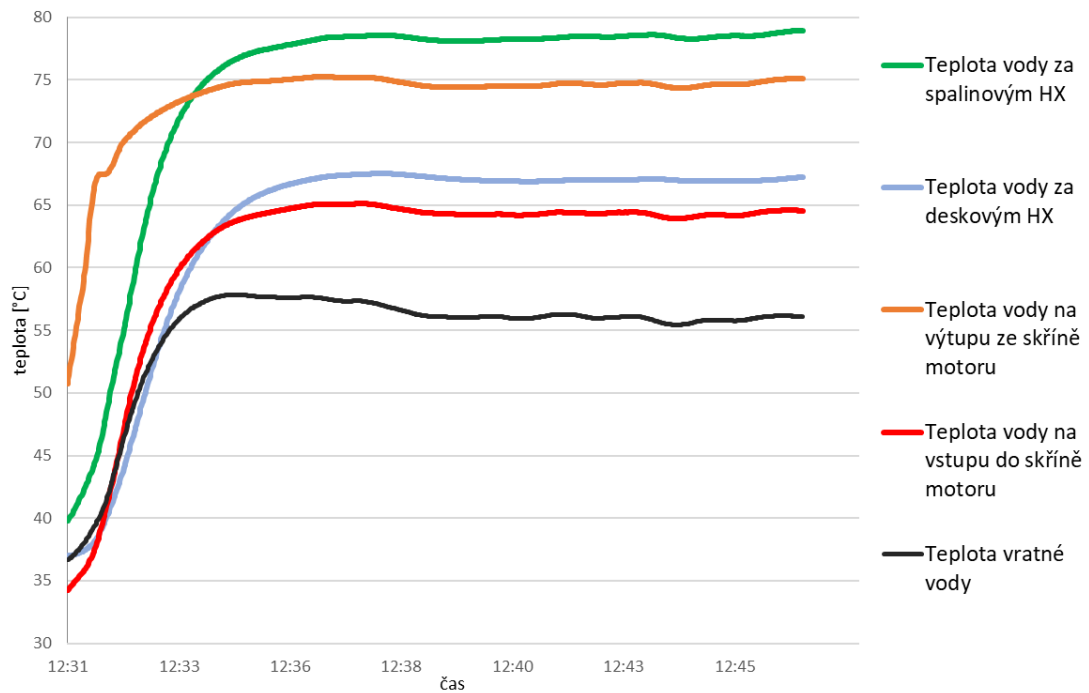
voda – sekundární okruh		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	m [kg/s]
vratná voda za čerpadlem	1	56,12	0,26	235,15	0,78	0,196
voda za motorovým HX	2	67,08	0,25	281,03	0,92	0,196
voda za spalínovým HX	3	77,28	0,25	323,78	1,04	0,196
vratná voda	4	56,12	0,26	235,14	0,78	0,196
voda – primární okruh						
chladičí voda do motoru	S1	64,54	0,11	270,27	0,89	0,205
za čerpadlem	S2	64,54	0,13	270,29	0,89	0,205
chladičí voda z motoru	S3	75,01	0,12	314,16	1,02	0,205

spaliny z ICE		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]		m [kg/s]
	SP1	604,62	0,10	1298,84		0,0157
	SP2	150,60	0,10	753,35		0,0157
vzduch - chlazení						
	VZ1	20,00	0,10	293,42		1,733
	VZ2	30,00	0,10	303,48		1,733

Na následujícím obrázku 37 jsou uvedeny průběhy teplot vody a spalin (obrázek 38). Zařízení startovalo ze studena, lze tedy pozorovat pozvolný nárůst teplot. Začátek záznamu dat započal několik sekund po nastartování, a proto teploty nezačínají od nuly. Dle průběhu teplot lze odhadnout, že spalovacímu motoru trvalo přibližně 10 minut, než dosáhl ustáleného stavu. Teploty vstupních i výstupních spalin ovšem stále ještě zanedbatelně rostou. Nominální elektrický výkon zařízení dodávalo do sítě v řádu několika sekund.



Obrázek 37: Teplotní závislost spalin na čase při minimálních otáčkách čerpadla



Obrázek 38: Teplotní závislost vody primárního a sekundárního okruhu na čase při minimálních otáčkách čerpadla

6.1.6. Závěry k měření a výsledky

V energetické bilanci bylo nutné konfrontovat dopočítané hodnoty z více zdrojů měření dat. Závažné jsou odchylky mezi teplem, které přijala voda ze spalin v sekundárním okruhu a mezi teplem odebraným spalinám. Možné chyby, které mohly ovlivnit výsledné uvedené hodnoty jsou:

- Použité parametry k výpočtům bilancí jsou kombinací hodnot naměřených, z mezivýpočtů a hodnot volených
- Proces sběru dat je zatížen řadou chyb. Například měření teploty pomocí Pt100 je ovlivněno chybou samotného čidla, jeho pouzdra, nedokonalým vložením čidla do potrubí, elektrickým zapojením vodičů (některá čidla byla zapojena ve trojvodičovém zapojení, jiná ve čtyřvodičovém) a také chybou převedení elektrického signálu do formy záznamu ve sběrnici dat. Pro případy výpočtu odpovídá chyba v měření teploty vody v sekundárním okruhu 1 °C chybě necelých 1,3 kW tepelného výkonu
 - Nápravou bylo zkalibrování všech měřitelů teploty ve vodě s ledem a zjištění jejich vzájemné teplotní difference. Tato difference byla zohledněna ve výpočtu

- Dalším zdrojem chyb byl karburátor, který netěsnostmi nasával vzduch z okolí. Z toho důvodu není jisté, s jakým množstvím vzduchu spalování reálně probíhá. V ideálních podmínkách pracují zážehové motory s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha = 1$. Pro případ maximálního výkonu, kdy by měl být přívod vzduchu maximální, byl naměřen přebytek vzduchu. Proto i vzhledem k nesouladu tepelných bilancí byla zvolena opravná konstanta přebytku spalovacího vzduchu na $\alpha = 1,2$.
 - Nápravou bylo zvýšení hmotnostního toku spalovacího vzduchu vynásobením opravnou konstantou $k = 1,2$

Výsledné tepelné výkony zdrojů odpadního tepla po zmíněných korekcích jsou uvedeny v tabulce 7. Hodnota využitelného tepla ze spalin byla zprůměrována ze dvou výpočtových cest na 8,54 kW. Jedná se o režim spalovacího motoru s maximálními otáčkami čerpadla.

Tabulka 7: Tepelné výkony spalovacího motoru a jejich úprava

využité teplo ze spalin	
z pohledu ochlazení spalin	8,30 kW
z pohledu ohřátí vody	8,77 kW
zprůměrovaná hodnota	8,54 kW
využité teplo skříň motoru	8,55 kW
odvedené teplo využitelné	
odvedené teplo vodou dle modelu	17,32 kW
odvedené teplo výpočtové	17,09 kW
chyba 1 °C vody při daných mdot	1,26 kW

Výsledné bilance spolu s výpočtem jednotlivých ztrát a účinností zařízení jsou v následující tabulce 8. Dle okamžitého měření samotným zařízením se zabudovaným elektroměrem byl změřen elektrický výkon 8,4 kW. Mechanický výkon na hřídeli ICE je na základě známé účinnosti generátoru určen jako 9,4 kW, tedy přibližně 1 kW je ztracen při transformaci na elektrickou energii.

Tabulka 8: Výsledná bilance ICE chlazeného vodou s výpočty účinností

Elektrické a tepelné výkony		Výsledné účinnosti ICE	
P_elektrický	8,4 kW	η_tepelná	49,5%
P_na hřídeli	9,44 kW	η_teplo jen ze spalin	24,7%
P_disipovaný	1,04 kW	η_teplo jen skřín	24,8%
Q_v palivu	34,52 kW	η_teplo ze spalin + el	49,1%
Q_využité ze spalin	8,54 kW	η_el před generátorem	27,3%
Q_využité skřín	8,55 kW	η_el čistá elektřina	24,3%
Q_celkem využitelné	17,09 kW	η_kogenerační	73,8%
Q_nevyužité	9,03 kW		
Q_spalin ochlazných na 20 °C	10,44 kW		
Q_komínová ztráta	1,90 kW		
Q_ztráta generátoru	1,04 kW		
Q_ztráty sáláním motoru	1,74 kW		
Q_zbylé ztráty	4,34 kW		

Využitelné teplo ze spalin a skříně motoru dle bilančního modelu odpovídá 17,1 kW. Tato hodnota je zatížena chybami z měření. Nevyužité teplo z motoru dle rovnice (6.4.) odpovídá 9 kW. Ztráty lze rozdělit na komínovou ztrátu o 1,9 kW, ztrátu disipací energie v generátoru o 1 kW, odhadnutou ztrátu sáláním litinové motorové skříně o 1,7 kW a zbylé ztráty o 4,3 kW. Sálání bylo stanoveno při odhadnuté ploše ICE a emisivitě povrchového materiálu. Do zbylých ztrát lze uvažovat ztráty sáláním především spalinového potrubí a výměníku a případně také ztráty nedokonalým spálením zemního plynu. Tepelná účinnost spalovacího motoru vychází dle rovnice (6.5.) 49,5 %. Polovinu energie obsaženou v palivu tedy lze využít pro pokrytí tepelných potřeb. Jedná se relativně o velké množství energie, které je pro efektivní provoz ICE nutné dále využít.

$$Q_{\text{nevyužité}} = Q_{\text{v palivu}} - P_{\text{elektrický}} - Q_{\text{odvedené z chladiwa}} \quad (6.4.)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{využité ze spalin}} + Q_{\text{využité skřín}}}{Q_{\text{v palivu}}} \quad (6.5.)$$

Využité teplo z ICE je vhodné rozdělit na teplo ze spalin a teplo z motorové skříně, neboť tepla jsou na rozdílných tepelných hladinách a využitelnost tepla na nízké hladině je omezená. Proto byla stanovena samostatná tepelná účinnost jen při využití tepla spalin (dle rovnice (6.6.)) a ze skříně motoru (dle rovnice (6.7.)). Je patrné, že množství tepla z obou zdrojů je přibližně stejné.

$$\eta_{th \text{ jen ze spalin}} = \frac{Q_{\text{využitě ze spalin}}}{Q_{v \text{ palivu}}} \quad (6.6.)$$

$$\eta_{th \text{ jen ze skříňě}} = \frac{Q_{\text{využitě skříňě}}}{Q_{v \text{ palivu}}} \quad (6.7.)$$

Čistá elektrická účinnost (snížená o ztráty generátoru) vychází 24,3 % dle rovnice (6.8.). Jedná se o nízkou účinnost, charakteristickou pro malé výkony motorů. Ze znalosti tepelné a elektrické účinnosti je pak možné stanovit účinnost kogenerační podle rovnice (6.9.). Za ideálního předpokladu využití veškerého vyrobeného tepla jednotkou účinnost poté vychází 73,8 %. Při využití tepla pouze ze spalin dle rovnice (6.10.) vychází poté účinnost kogenerace 49,1 %.

$$\eta_{el \text{ čistá}} = \frac{P_{\text{elektrický}}}{Q_{v \text{ palivu}}} \quad (6.8.)$$

$$\eta_{\text{kogenerace}} = \eta_{el \text{ čistá}} + \eta_{th} \quad (6.9.)$$

$$\eta_{el+Q_{\text{spaliny}}} = \frac{P_{\text{elektrický}} + Q_{\text{využitě ze spalin}}}{Q_{v \text{ palivu}}} \quad (6.10.)$$

Spalovací motor dosahuje oproti technické dokumentaci původního majitele čistého elektrického výkonu vyššího o 0,4 kW_e a tepelného výkonu nižšího o 1 kW_t. Důvodem je zřejmě problém s regulací výkonu a v netěsném karburátoru, který způsobil nadbytek spalovacího vzduchu. Motor poté běžel na vyšší než nominální výkon, neboť se krokový motor snažil dodávat více zemního plynu, aby lambda sonda naměřila menší přebytek spalovacího vzduchu. S vyšším dosaženým elektrickým výkonem je spojený rizikovější provoz spalovacího motoru. Pokles tepelného výkonu přibližně odpovídá navýšení elektrického výkonu plus třecím ztrátám a větší komínové ztrátě kvůli přebytku vzduchu.

V poslední řadě lze dle teplot a hmotnostních toků chladiv v tabulce 9 porovnat režimy v závislosti na výkonu otáček čerpadla. Minimální výkon čerpadla má za následek nižší množství vody, které proteče spalinovým okruhem za čas. To způsobí, že teplota vody v okruhu má vyšší teplotu, jelikož méně média se snaží odvést stejné množství tepla z výměníků. Průběh teplot ve výměníku lze porovnat na obrázku 39.

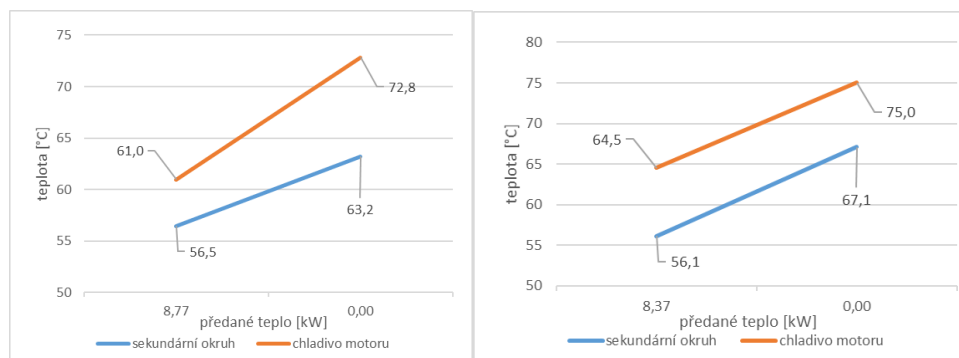
Tabulka 9: Porovnání teplot a hmotnostních toků vody při maximálních a minimálních otáčkách čerpadla

Chladicí okruhy		Min otáčky		Max otáčky	
voda - sekundární okruh		T [°C]	m [kg/s]	T [°C]	m [kg/s]
voda za motorovým HX	2	67,08	0,1957	63,21	0,3031
voda za spalínovým HX	3	77,28		70,12	
vratná voda	4	56,12		56,47	
voda - primární okruh					
chladicí voda do motoru	S1	64,54	0,2047	60,98	0,1723
chladicí voda z motoru	S3	75,01		72,83	

Chladicí okruh motoru reaguje na nižší otáčky čerpadla nárůstem teplot chladiva přibližně o 3 °C. Hmotnostní tok chladiva při nižších otáčkách dle výpočtu vychází větší, aby bylo teplo z okruhu odebráno. Reálně by měl být tok chladiva v motoru stále stejný, a proto lze předpokládat, že motor se v režimu s minimálními otáčkami čerpadla může po delší době provozu až přehřívat.

U nízkých otáček jsou oba hmotnostní toky vody v deskovém výměníku téměř totožné, a proto jsou teplotní profily téměř rovnoběžné. Nedochozí tedy k razantnějšímu snížení teploty chladiva motoru, jako je tomu u provozu s vyššími otáčkami. Ve výsledku je u nižších otáček vyšší střední logaritmický teplotní spád výměníku, a proto stačí menší plocha výměníku.

V režimu minimálních otáček čerpadla je za spalínovým výměníkem teplota vody teplejší dokonce o 7 °C, protože méně vody odebírá stejnou hodnotu tepla ze spalin a voda do výměníku také proudí teplejší o 3,5 °C. Varianta s nižšími otáčkami čerpadla je vhodná v případě, pokud máme zájem chladivo na výstupu ze spalínového výměníku mít na vyšší teplotě. Pokud vyšší teplota není třeba, představuje tato varianta v krajních případech až rizika spojená s horším chlazením motoru.

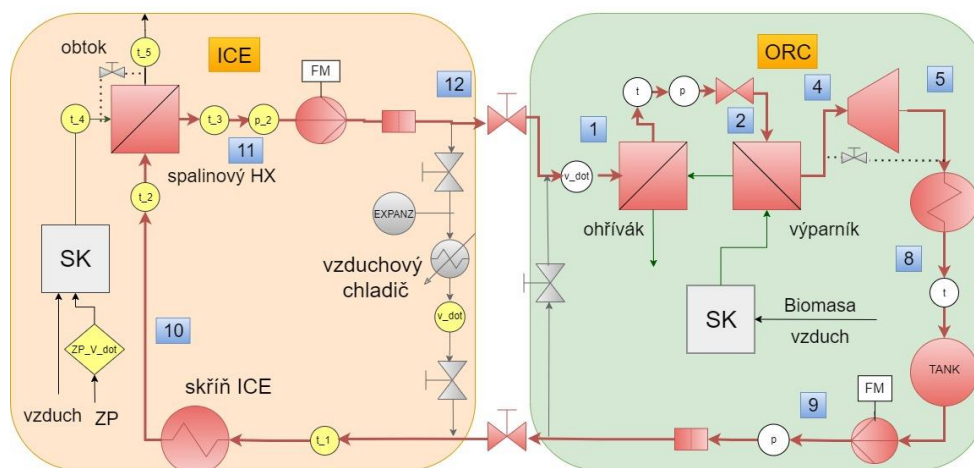


Obrázek 39 : Porovnání teplotních profilů vody v deskovém výměníku při max otáčkách (vlevo) a min otáčkách čerpadla (vpravo)

6.2. Detailní návrh varianty ICE+ORC

6.2.1. Bilanční model a výsledky

Pro konfiguraci ICE+ORC, kdy jsou současně provozovány obě zařízení naráz, byl proveden výpočet bilančního modelu s látkovými vlastnostmi určenými pomocí databáze Refprop. Vypočtené parametry vychází z okrajových podmínek určených z měření motoru chlazeného vodou a z dalších volených parametrů. Přejaté hodnoty z ICE chlazeného vodou jsou v následujících tabulkách v šedém poli. Cílem modelu bylo znát stavy pracovního média v jednotlivých úsecích, pro vytvoření základní představy o reálném provozu. Na základě těchto informací vzniklo detailní schéma, ale také i představa o požadavcích na jednotlivé komponenty, armatury, potrubí včetně jejich spojů a těsnění. Jednotlivé stavy modelu jsou označeny čísly v modrých obdélnících ve schématu na obrázku 40 a tato čísla jsou shodná se stavy v bilančním modelu. Úsek ICE je na oranžovém pozadí a ORC na pozadí zeleném. Trasa pracovního média je poté označena červeně, šedě jsou značeny momentálně neaktivní trasy.



Obrázek 40: Schéma ICE+ORC s červeně vyznačenou trasou média

Tabulka 10: Vstupní data do modelu ICE+ORC

pracovní médium	MM		médium zdroje tepla	air	
$m_{\dot{m}}_{\text{média}}$	0,129	kg/s	chladio	water	
PP_chlazení	5	°C	$\eta_{\text{expandéru}}$	0,55	
$T_{\text{přehřátí}}$	10	°C	$\eta_{\text{čerpáďa}}$	0,6	
$T_{\text{podchlazení}}$	5	°C	$p_{\text{v motoru}}$	0,2	MPa
$p_{\text{vypařování}}$	0,582	Mpa	tlaková ztráta_motor	0,02	Mpa
$T_{\text{kondenzace}}$	60	°C	tlaková ztráta_výměník	0,005	Mpa
PP_zdroje tepla	30	°C	$Q_{\text{předané skříň}}$	8,55	kW
$T_{\text{spaliny biomasa}}$	650	°C	$Q_{\text{předané ze spalin}}$	8,54	kW

Okrajové podmínky jsou vstupní hodnoty v tabulce 10 (některé získány z předchozích experimentů, zbytek dle zkušeností z navrhování ORC). Níže ve výpočtu v tabulce 11 jsou uvedeny stavy pracovního média, spalin z ORC a ICE a chladící vody. Spaliny ze spalování biomasy jsou počítány jako vzduch a entalpie spalin z motoru jsou pro zjednodušení převzaté ze stechiometrického výpočtu spalin z varianty motoru chlazeného vodou. Energetické bilance jsou opět počítané na základě entalpií a toků médií v jednotlivých stavech.

Tabulka 11: Bilanční model ICE + ORC

ORC		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	m [kg/s]	suchost
vstup do kotle	1	119,6	0,582	41,5	0,11	0,129	
do výparníku	2	173,9	0,582	163,8	0,40	0,129	0
do přehříváku	3	173,9	0,582	309,6	0,72	0,129	1
vstup do expandéru	4	183,9	0,582	330,7	0,77	0,129	
vstup do kondenzátoru	5	155,4	0,026	295,2	0,84	0,129	
sytá pára	6	60,0	0,026	131,1	0,41	0,129	1
sytá kapalina	7	60,0	0,026	-82,4	-0,23	0,129	0
podchlazený kondenzát	8	55,0	0,026	-92,3	-0,26	0,129	
ICE							
vstup do motoru	9	55,1	0,200	-91,9	-0,26	0,129	
vstup do spal. výměníku	10	87,9	0,180	-25,7	-0,07	0,129	
výstup ze spal. výměníku	11	119,2	0,175	40,5	0,11	0,129	
vysokotlaké čerpadlo	12	119,6	0,582	41,5	0,11	0,129	
Média							
spaliny z biomasy		T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	m [kg/s]	
	HS1	650,0	0,100	959,6	8,05	0,070	
	HS2	615,3	0,100	920,6	8,00	0,070	
	HS3	367,8	0,100	650,8	7,65	0,070	
	HS4	149,6	0,100	424,4	7,22	0,070	
chladící voda							
	CW1	50,0	0,300	209,6	0,70	1,379	
	CW2	50,2	0,300	210,5	0,71	1,379	
	CW3	55,0	0,300	230,5	0,77	1,379	
	CW4	58,7	0,300	245,8	0,81	1,379	
Spaliny z motoru							
	SP1	604,6	0,102	1298,8		0,0151	
	SP2	146,3	0,102	748,5		0,0151	

Důležité výsledné parametry a tepelné bilance jsou ukázány v tabulce 12. Je vidět, že díky využití tepla z ICE je dosaženo poměrně vysoké čisté elektrické účinnosti cyklu ORC zařízení 11,8 %. Účinnost byla vypočítána dle rovnice (6.11.), kde je počítáno s dodaným teplem pouze z biomasy (odpadní teplo není ve výpočtu účinnosti cyklu ORC započítáno jako vstupní teplo, neboť toto teplo je již započítáno jako vstupní ve spalovacím motoru). K výpočtu je nutné také znát výkon ORC cyklu, vypočítaný z rozdílu výkonů expandéru a čerpadel. Jsou zde započítána obě čerpadla. Poté z rovnice (6.12.) vychází výkon cyklu 4,39 kW_e .

$$P_{\text{cyklus ORC}} = P_{\text{expandér ORC}} - P_{\text{čerpadla}} \quad (6.11.)$$

$$\eta_{\text{cyklu ORC}} = \frac{P_{\text{cyklu ORC}}}{Q_{\text{přijaté cyklem z biomasy}}} \quad (6.12.)$$

ORC má ještě ovšem další vlastní spotřebu, která byla odhadnuta 1 kW_e . Jedná se například o elektřinu potřebnou pro palivovou cestu nebo řídicí jednotku. Čistý elektrický výkon ORC je poté 3,39 kW_e , výkon spalovacího motoru z předcházejících výpočtu je 8,4 kW_e . Celková čistá elektrická účinnost spojeného systému ICE+ORC je poté dle rovnice (6.13.) 11,8 %. Účinnost je vztažena k celkovému dodanému teplu z biomasy (46,6 kW_t) a plynu (34,5 kW_t), které poté činí 81,1 kW_t . Je nutné dodat, že příkonem v palivu je více než z poloviny teplo z biomasy jakožto méně kvalitního paliva.

$$\eta_{\text{el čistá celková}} = \frac{P_{\text{čistý ORC}} + P_{\text{čistý ICE}}}{Q_{\text{dodané v palivu (bio + ZP)}}} \quad (6.13.)$$

Pro výpočet tepelné účinnosti je nejprve nutné stanovit celkové využití tepla. To lze vypočítat ze znalosti toku a entalpií, popřípadě teplot otopné vody před a za kondenzátorem ORC (rovnice (6.14.)). Tepelná účinnost je poté vztažena k veškerému dodanému teplu v palivu dle rovnice (6.15.). Tepelná účinnost vychází 61,6 %. Ze znalosti tepelné a elektrické účinnosti poté lze stanovit rovnicí (6.16.) celkovou účinnost kogenerace o 76,1 %.

$$Q_{\text{odevzdané využité}} = (h_{CW4} - h_{CW1}) \cdot m_{CW} \quad (6.14.)$$

$$\eta_{\text{t celková}} = \frac{Q_{\text{odevzdané využité}}}{Q_{\text{dodané v palivu (bio + ZP)}}} \quad (6.15.)$$

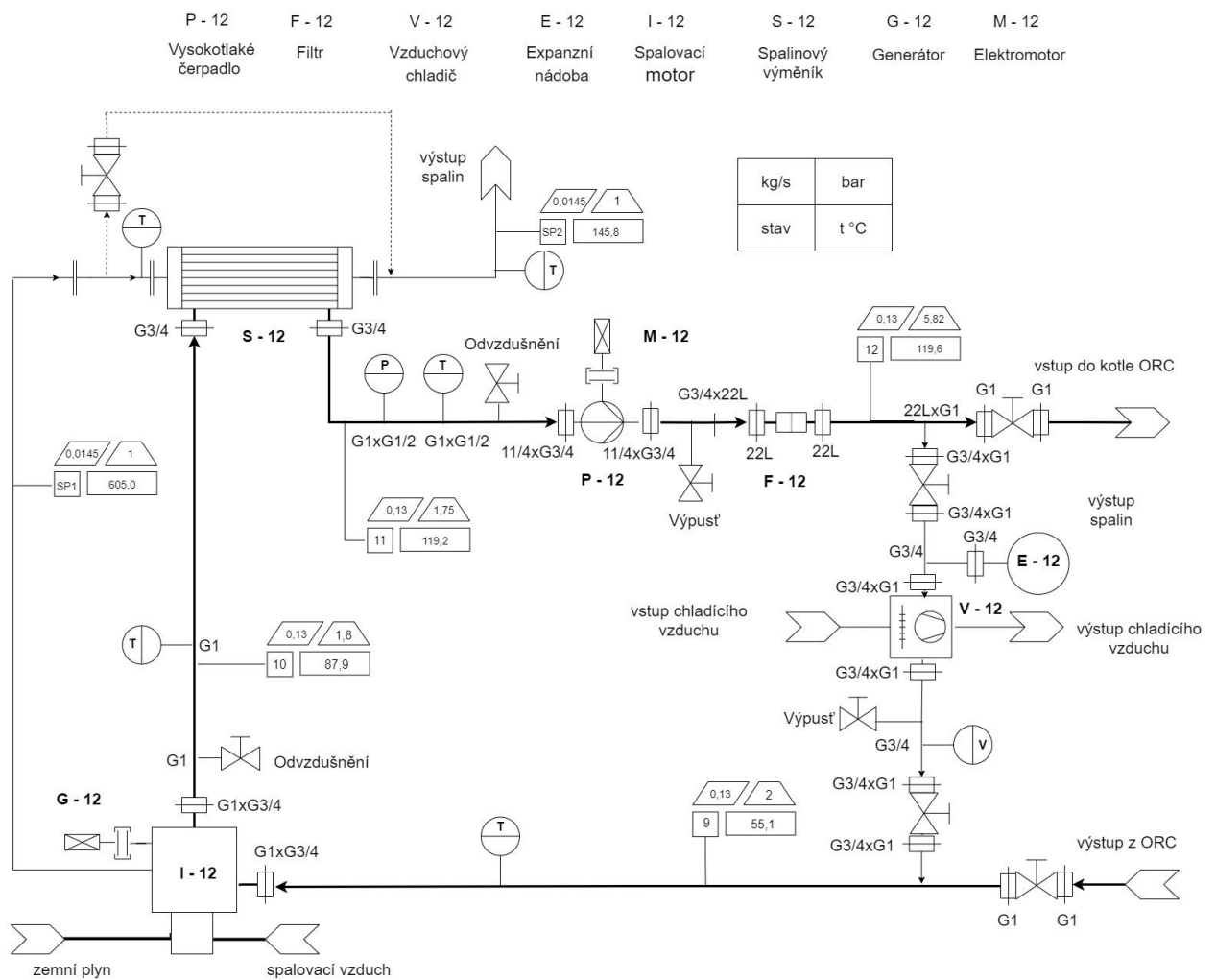
$$\eta_{\text{kogenerace}} = \eta_{\text{el celková}} + \eta_{\text{t celková}} \quad (6.16.)$$

Tabulka 12: Výsledná bilance ICE + ORC s výpočty účinností

Tepelné výkony		Elektrické výkony	
Q_přijaté cyklem z bio	37,31 kW	P_čerpadla vysokotlak (ICE)	0,13 kW
Q_přijaté cyklem z ICE	17,09 kW	P_čerpadla nízkotlak (ORC)	0,05 kW
Q_přijaté cyklem celkem	54,40 kW	P_expandéru ORC	4,58 kW
Q_odevzané z ORC využité	50,00 kW	P_cyklu ORC	4,39 kW
Q_dodané v palivu bio	46,64 kW	Vlastní ztráty ORC	1 kW
Q_dodané v palivu ZP	34,52 kW	P_čistý ORC	3,39 kW
Q_dodané v palivu celkem	81,15 kW	P_čistý ICE	8,4 kW
Výsledné účinnosti ICE+ORC		P_čistý celkem	11,79 kW
η_{kotle}	80 %		
$\eta_{\text{el ORC cyklu}}$	11,8 %		
$\eta_{\text{el ORC čistá (+vlastní ztráty)}}$	9,1 %		
$\eta_{\text{el čistá ICE}}$	24,3 %		
$\eta_{\text{el celková}}$	14,5 %		
$\eta_{\text{tepelná celková}}$	61,6 %		
$\eta_{\text{kogenerace}}$	76,1 %		

6.3. Přestavba chlazení spalovacího motoru

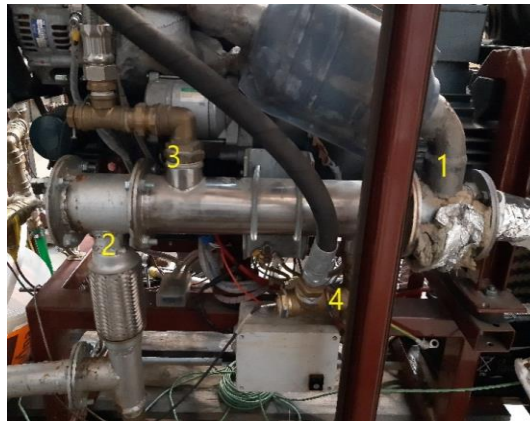
Na základě zbilancovaných tepelných schémat ICE+ORC započal detailní návrh komponent a plány potřebných úprav zařízení pro zajištění funkčnosti a provozní spolehlivosti. Tento postup a detailní návrhové práce komponent a jejich výsledného propojení jsou detailněji popsány níže. Oproti původní verzi byl vyměněn výměník, čerpadlo, filtr, obtok spalínového výměníku, potrubí, armatury s jejich napojováním a veškerá těsnění. Procesní schéma části spalovacího motoru, podle kterého byl motor přestaven, odpovídá návrhovým schémátům z kapitoly 5.1. Zde je představeno procesní schéma již ve větším detailu na obrázku 41.



Obrázek 41: Procesní schéma části spalovacího motoru v rámci konceptu ICE + ORC

6.3.1. Spalinový výměník

První klíčovou změnou komponentou byl spalinový výměník. U původní varianty motoru chlazeného vodou byl použitý trubkový souproudý výměník na obrázku 42. Spaliny předávaly teplo vodě ve spalinovém okruhu, která byla již mírně přehřátá teplem z motorové skříně.



Obrázek 42: Původní spalinový výměník s očíslováním původních vstupů a výstupů

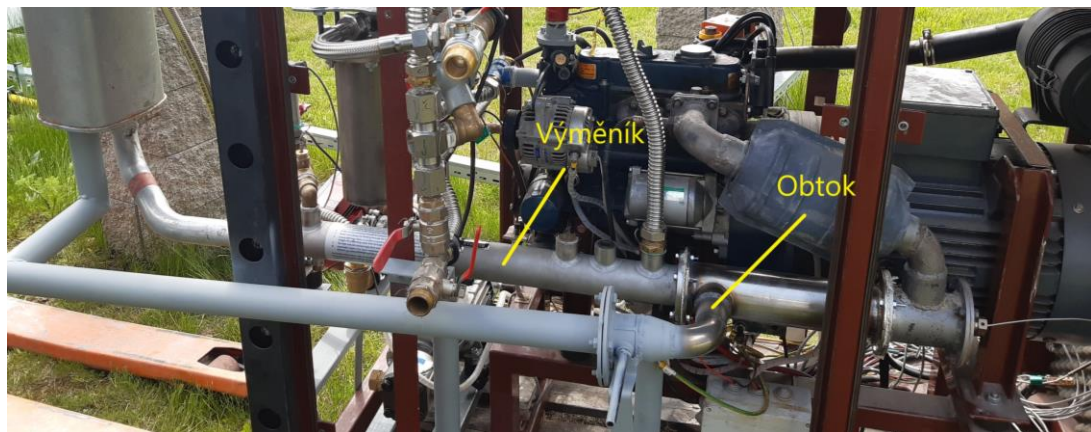
Vzhledem k tomu, že organické médium MM má rozdílné vlastnosti od vody, bylo nutné výpočtem ověřit chování tohoto výměníku při práci s tímto médiem. Dle napočítaných hodnot z bilančního modelu ICE+ORC byl v rámci řešitelského týmu proveden výpočet nového teoretického výměníku. Z modelu byly použity jako vstupy pro výpočet teploty médií a jejich toky. Dle výpočtů vyšlo, že je třeba dvojnásobná plocha nového výměníku, aby MM dokázal vychladit spaliny alespoň na 120 °C. Hlavním důvodem je, že MM má přibližně dvakrát nižší tepelnou kapacitu a bude protékat výměníkem s nižším hmotnostním tokem než voda. Na základě zjištěných výsledků byl s přibližně dvojnásobnou teplosměnnou plochou pořízen nový výměník, ukázaný na obrázku 43. Jedná se o spalinový výměník určený pro spalovací motory, charakteristický potřebou minimalizovat tlakovou ztrátu na straně spalin. Důvodem je, že tato tlaková ztráta má významný vliv na snižování účinnosti motoru, protože motor musí vynakládat dodatečnou práci na výfuk spalin ze spalovací komory. Proto spaliny proudí uvnitř trubek výměníku, kde je nižší tlaková ztráta.



Obrázek 43: Nový spalinový výměník

Použité organické médium nepatří mezi bezpečné látky a dle bilančního modelu dosahuje jeho teplota na výstupu z výměníku necelých 120 °C. Proto jsou kladeny patřičné požadavky na bezpečnost. Výměník je opatřen pojistným ventilem na 4 bar(a) a před vstupem spalin je dodané obtokové potrubí s motýlovou klapkou. Klapka je umístěna až v obtokovém potrubí a předpokládá se, že při otevření klapky bude většina spalin přirozeně proudit obtokovým potrubím s výrazně nižší tlakovou ztrátou. Obtok je vhodný pro krizové stavy, jako nadměrné ohřátí organického média nebo pro náběhy a sjezdy ICE. Zapojený výměník je na obrázku 44.

Výměník je přírubami spojený s obtokovým potrubím, které je napojené na původní přírubu v místě 1 z obrázku 42. Organické médium má u nového výměníku vstupy a výstup axiálně orientované směrem nahoru (ve směru výstupu 3).



Obrázek 44: Zapojený nový spalinový výměník

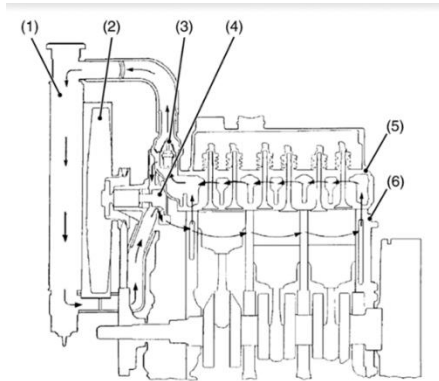
6.3.2. Chlazení skříně motoru

Další klíčovou problematikou přestavby při přechodu pracovního média na MM je chlazení motoru. Již se nebude jednat o samostatný chladicí okruh, ale průchod motorem bude pouze jedním úsekem trasy MM v roli chladiva. Pro popsání provedených změn je nejprve popsán výchozí stav chlazení.

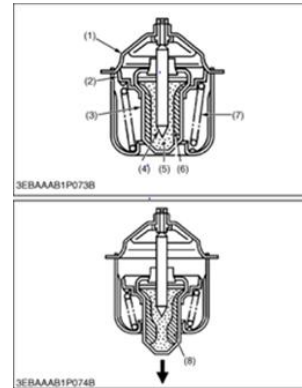
V původní variantě dle výkresu na obrázku 45 je vidět řešení chlazení motoru z výroby. Motor od výrobce byl původním majitelem před zahájením projektu upraven pro kogenerační účely. Tedy byl odebrán ventilátor (2) s chladičem (1). Úprava původního majitele proběhla tak, že chladivo bylo chlazeno přes deskový výměník, kde předehtřivala vodu ze spalinového výměníku.

Chladicí okruh před provedením změn pro organické chladivo je popsán v následující části. Demineralizovaná voda v roli chladiva je hnacím čerpadlem (4) nejprve hnána mezi vnější plochy válců. Poté po průchodu přes těsnění hlav válců jsou komplexním vedením

skrz hlavy chlazený vývody spalin z motoru u ventilů. Dále tok chladiva řídí voskový termostat (3).



Obrázek 45: Schéma původního chlazení motoru



Obrázek 46: Schéma termostatu

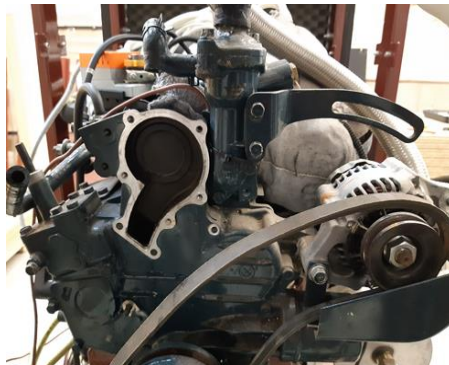
Při nižší teplotě chladiva (například po startu) je ventil termostatu (viz. obrázek 46) uzavřený a chladivo se bez ochlazení vrací přes čerpadlo znovu k válcům motoru. Tedy v nízkých teplotách do 71 °C je ventil termostatu zavřen. Od 85 °C vosk roztaje a svou expanzí donutí jehlu (4) otevřít ventil termostatu. Díky otevřenému ventilu je chladivo posláno do míst, kde odvádí své teplo. U varianty z výroby pomocí ventilátoru, u motoru zakomponovaného do kogeneračního zařízení je teplo odvedeno přes deskový výměník. Po ochlazení je voda vedena na čerpadlo a cyklus se opakuje.

Jelikož bude motorem přímo protékat organické médium, je nutné původní okruh chlazení motoru upravit. První úpravou bylo vyjmutí termostatu, protože jeho ponechání představuje pouze rizika. Hlavním důvodem je to, že MM při průtoku termostatem ve většině provozních režimů nebude dosahovat 85 °C, takže ventil termostatu bude zavřený. To by ohrozilo kontinuální průtok média motorem.

Trasy chladiva uvnitř motoru není důvod měnit, a proto zůstávají nepozměněny. Problémem je ovšem špatný stav z hlediska koroze, a proto je nutné uvolněné nečistoty z organického chladiva řádně vyfiltrovat před vstupem do ORC.

Další úpravou bylo vyjmutí integrovaného čerpadla chladicího okruhu, hnaného oběžným kolem motoru. Hlavním důvodem je, že by nestlačovalo MM na potřebný tlak 2 bar(a). Potřeba vyššího tlaku je vysvětlena níže. Čerpadlo mohlo teoreticky zůstat zabudované, ale jeho neaktivní oběžné kolo by způsobovalo tlakovou ztrátu. Proto se uvažovalo nad vyjmutím pouze oběžného kola čerpadla. Tím by byla snížena tlaková ztráta a zároveň zachováno dynamické těsnění původního čerpadla, aby chladivo z motoru nevytékalo. Při snaze o napojování trubkami na přívodní koncovku čerpadla se ovšem

ukázalo, že materiál a prostorová orientace přívodů čerpadla není vyhovující. Proto bylo nakonec čerpadlo kompletně nahrazeno vytvořeným výpalkem s asistencí řešitelského týmu (viz obrázek 48), respektujícím původní dosedací plochy, (viz obrázek 47). Výhodou takového řešení je možnost volby napojení potrubí na motor po konstrukční stránce. Výpalek tedy obsahuje napojovací přírubu s navařenou trubkou s trubkovým závitem, pro snadné napojení potrubí chladiva vstupujícího do motoru. Klínový řemen musel být nahrazen, neboť již není třeba pohánět původní integrované motorové čerpadlo.

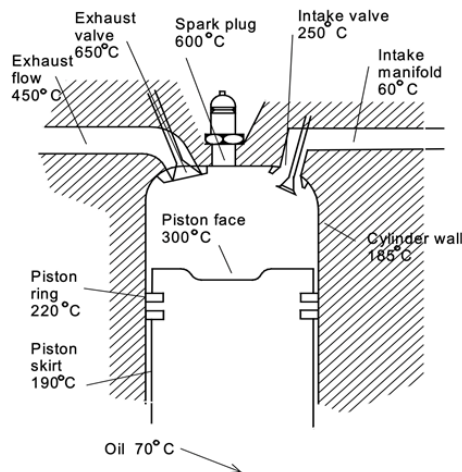


Obrázek 47: Bok motoru s vyjmutým čerpadlem



Obrázek 48: Upravené napojení vstupního potrubí do motoru

Potřeba vyššího tlaku média protékajícího motorem má více důvodů, ale zároveň nese i závažná omezení. Chlazení spalovacích pístových motorů spočívá v odvádění přebytečného tepla z nadměrně ohříváných částí motoru. Konvenčně se jedná o demineralizovanou vodu, případně s nemrznoucími složkami. V tomto případě je chladivem MM, které má přibližně poloviční tepelnou kapacitu oproti vodě. Tím pádem se takové chladivo snáze (lokálně) vypaří, čímž dochází k omezené funkci chlazení a roste riziko poškození až zničení motoru přehřátím. Obrázek 49 orientačně znázorňuje rozložení teplot kolem válce motoru. Efekt lokálního vypařování média lze zmírnit zvýšením jeho tlaku. Teoreticky by bylo možné navýšit hmotnostní tok chladiva, ale vzhledem k omezené dimenzi chladících kanálků a dalších částí by docházelo k nadměrným tlakovým ztrátám.



Obrázek 49: Pracovní teploty ve spalovací komoře, v okolí a na jednotlivých částech soustrojí

[85]

Hodnota tlaku chladiva je ovšem striktně limitována těsněním motoru, hlavně v oblasti těsnění hlav válců. Proto se v návrhových propočtech počítá se vstupním tlakem 2 bar(a). Jedná se zřejmě o nejzranitelnější část motoru a problematika těsnění je jednou ze zásadních otázek přímého chlazení organickým médiem. Z těchto důvodů je také klíčové udržovat tlakovou ztrátu chladiva na co nejnižší možné úrovni, protože tím může být snížen potřebný vstupní tlak chladiva za tím omezení požadavků na problematické těsnění motoru. V Praxi tlaková ztráta nebude zřejmě nízká a v modelových výpočtech se uvažuje s poklesem tlaku o konzervativních 0,2 bar.

Za výstupem z motoru je zařazen spalínový výměník, kde dochází k další tlakové ztrátě a k dalšímu ohřátí média. Dle modelových výpočtů původního spalínového výměníku byla stanovena jeho tlaková ztráta na 0,05 bar. Na základě modelu lze rámcově uvažovat, že MM vystupuje z výměníku při teplotě 119,24 °C a tlaku 1,75 bar(a). Při takovém tlaku nastává var MM již při teplotě 120,1 °C. Tedy rezerva do bodu varu je za těchto parametrů pouze 0,86 °C. Předpokladem je, že médium na výstupu ze spalínového výměníku bude stále plně v kapalném stavu. Zmíněná tlaková ztráta a limitovaný tlak chladiva v motoru ovšem způsobí, že reálně může být médium na výstupu z motoru velmi blízko bodu varu (blízko dolní mezní křivce nasycené kapaliny). Kapalina blízko bodu sytosti je problém hlavně pro vysokotlaké čerpadlo, které je umístěné za spalínovým výměníkem. V takové situaci je čerpadlo vystaveno vlivu kavitace a hrozí, že takové čerpadlo by bylo tímto provozem zničeno. Dalším problémem je fakt, že čerpadlo muselo být zapojeno před filtr kvůli dalšímu zvyšování tlakové ztráty při průchodu média filtrem. Je tedy vystaveno nečistotám uvolňujících se při průchodu motorem. Nízký tlak chladiva v motoru tedy způsobuje řadu negativních vlivů na vysokotlaké čerpadlo. V rámci návrhu konfigurace ICE + ORC bylo navrženo několik způsobů, jak danou problematiku řešit:

- Zvýšení hmotnostního toku organického média. Tím by sice mohlo dojít k navýšení tlakové ztráty, ale prioritně by se médium ohřálo méně. Rezerva do bodu varu by poté měla být navýšena. Problémem je, že expandér ani kondenzátor nejsou dimenzované na vyšší hmotnostní toky. Tok MM je navržený tak, aby kondenzátor odváděl 50 kW.
- Zvýšení tlaku chladiva. Je otázkou, jakému tlaku reálně dokáže odolat těsnění hlav válců motoru. Pokud by médium na vstupu do motoru mohlo mít vyšší tlak, například 3 bar(a), rezerva do bodu varu by se zvýšila. Experiment ovšem pro první pokusy počítá s bezpečnější hodnotou tlaku o 2 bar(a), s možností pozdějšího navyšování.
- Umístění čerpadla před spalinový výměník. Jedná se o jedno z nejlepších řešení problému, neboť tímto provedením je možné kompletně zamezit problému kavitace čerpadla. Tato konfigurace ovšem nebyla z bezpečnostních důvodů provedena, protože spalinový výměník je dimenzován na maximálně 4 bary, zatímco čerpadlo by na výtlaku mělo admisní tlak ORC o necelých 6 bar(a).
- Obtok spalin před spalinovým výměníkem. Postupným otevíráním motýlové klapky je možné snižovat ve výměníku předané teplo spalinami. Ve výsledku je tímto způsobem možné relativně rychle snižovat teplotu MM na výstupu z výměníku, čímž je zvyšována teplotní rezerva do bodu varu

Ve výsledku bude experimentální ověření přímého chlazení motoru organickým médiem provedeno s vědomím kavitujícího čerpadla. Čerpadlo bylo umístěno za spalinový výměník, neboť z hlediska rizik je bezpečnější poškodit čerpadlo než provozovat spalinový výměník ve větším než návrhovém tlaku. Je zřejmé, že tato problematika musí být při teoretickém komerčním provozu řešena jiným způsobem. Problematika je dále rozebrána v závěrečné diskuzi v kapitole 7.

6.3.3. Potrubní trasy médií a armatury

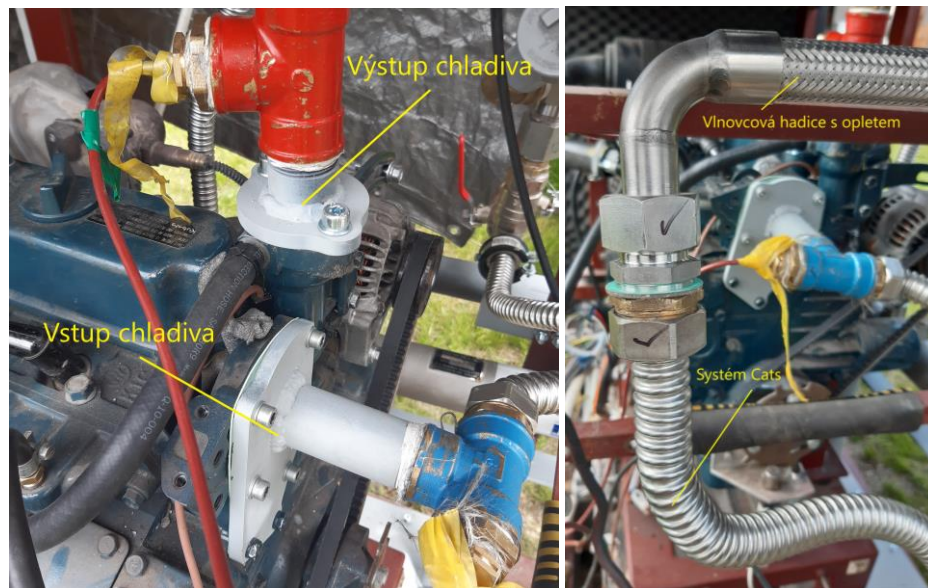
Na zařízení je několik trubních vedení, které je nutné upravit při přechodu z vody na MM v konceptu ICE+ORC. Působení organické látky může způsobit, že nevhodné hadice budou bobtnat nebo se smršťovat, a že dopravovaná látka může unikát nebo vyvolat chemické reakce, které by ovlivnily vlastnosti jak hadice, tak i organické látky. Obecně platí, že vliv těchto procesů je výraznější s vyšší pracovní teplotou, pracovním tlakem, rychlostí proudění, třením, stářím hadice a množstvím nečistot v přepravované látce. [86]

MM jakožto organické médium patří spíše mezi agresivnější látky. V ICE části systému proudí s tlakem 1,7 až 6 bar(a), teplotou mezi 55 a 120 °C a po průtoku motorem s mnoha nečistotami. Proto je důležité nahradit původní potrubí odolnějším, uzpůsobeným těmto náročnějším podmínkám. Důležitá je také správná volba těsnění potrubí, armatur a dalších napojení.

Původní vodní trasy, tvořené u původní varianty spalínovým okruhem a okruhem chlazení motoru, bylo třeba kompletně předělat. A to jednak z hlediska nové konfigurace systému s MM, tak také po technické stránce odolnosti materiálů a těsnění. U původní varianty ICE chlazeného vodou byly hadice převážně z pryžových, tvarovatelných EPDM hadic ze syntetického kaučuku. Hadice byly silou nasazeny na nátrubcích, a ještě uchyceny sponami. Větší dimenze pomocí spon utažených šroubem a menší dimenze pomocí spon samosvorných pérových. Hadice pracující s nejteplejší vodou byly opletené ocelovým drátem a napojené převlečnými maticemi. Tyto trasy vodních okruhů obsahovaly řadu mosazných armatur, které spojovaly hadice s jednotlivými komponentami a zajišťovaly zabudování měřidel.

Nově budou hadice z ohebných hadic z nerezové oceli. Důvodem je tepelná, chemická a tlaková odolnost, společně s možností splnit všechny potřebné geometrické požadavky za tvarové stálosti. Praktické je, že hadice lze snadno dělit a vyrobit vhodné koncovky z převlečných matic. Konkrétně se jedná o systém trubek Cats (viz obrázek 51). Mosazné armatury jsou s trubkami spojené převlečnou maticí. Zajišťují napojení měřících čidel a ventilů. Valná většina závitů spojující potrubí s armaturami a komponentami jsou trubkové.

Ideálními hadicemi dle zkušeností s provozem ORC jsou ovšem vlnovcové hadice s opletem, nátrubkem a převlečkou, těsněné o kroužkem a s kuželovými závitů (viz obrázek 51). Takto řešeny a napojeny jsou pouze přívodní a výstupní hadice k filtru za vysokotlakým čerpadlem.



Obrázek 50: Tvarové příruby na vstupu a výstupu chladiva z motoru

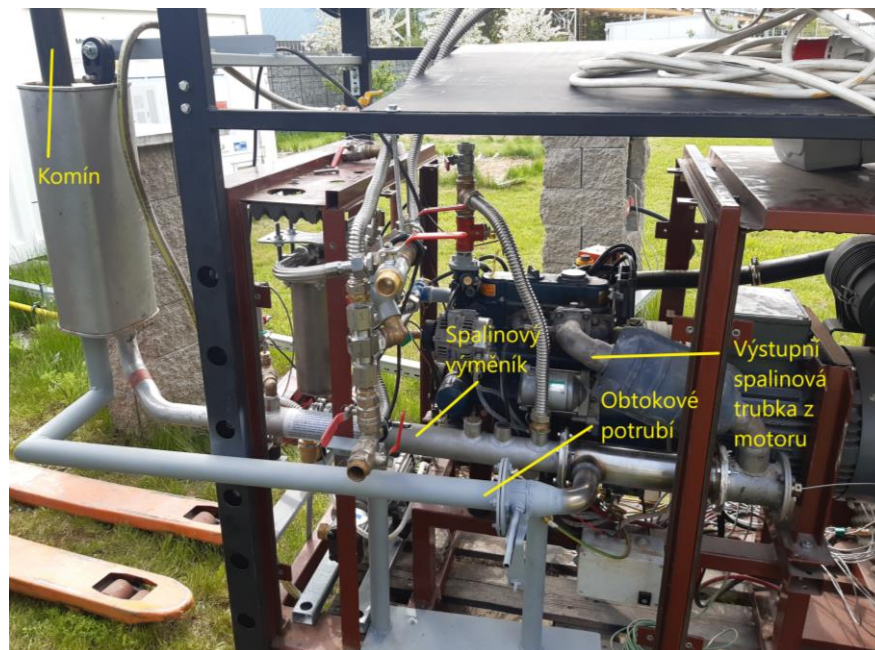
Obrázek 51: Použité typy hadic

Tvarovými přírubami jsou napojené výstupy a vstupy do motoru, vyfocené na obrázku 50. V původní variantě byly na nátrubky nasazeny pryžové hadice pomocí svorek, což je při použití Cats trubek nutné změnit. Pryžové hadice by nebyly odolné při práci s organickým médiem a svorky by spojení dostatečně netěsnilly. Příruba na přívodu chladiva do motoru je instalována na speciálně vyrobeném výpalku. Na výstupu z motoru je příruba navařena na původní nátrubek. Na tyto příruby je navařena trubka s trubkovým závitem, což je konstrukčně vhodné řešení z hlediska napojení na vlnkové trubky.

Výpočtový vnitřní průměr potrubních cest s MM za zvolené rychlosti 1 m/s vyšel 15 mm, zvolený normalizovaný vnitřní průměr potrubí byl DN20.

Spalinová trasa byla původně tvořena masivní železnou trubkou napojenou přírubami ke spalinovému výměníku. Spaliny z výměníku dále proudily do výfuku s tlumičem.

Nová trasa obsahuje stejný potrubní vývod spalin z motoru. Liší se zapojením odbočky s obtokem mezi touto trubkou a novým výměníkem (viz. obrázek 52). Spaliny poté proudí do výfuku stejným způsobem, jako dříve. Obtoková cesta je vybavena motýlovým ventilem pro regulaci a vývod obtokového potrubí ústí do tlumiče hluku výfuku. Výpočtový vnitřní průměr potrubí pro spaliny se zvolenou rychlostí 15 m/s vyšel 170 mm. Zvolený normalizovaný průměr byl zvolen dle nejbližšího vyššího, tedy DN200.



Obrázek 52: Spalinová trasa

6.3.4. Těsnění ICE při práci s organickým médiem

Těsnění je při práci s organickými médii zásadní téma. Stejně jako trubky musí být odolné jednak chemicky, tak vysokým teplotám a tlakům spojeným s provozem ORC. Konvenční těsnění často není odolné ani jednomu zmíněnému parametru a řadu komponent (čerpadlo, filtr) lze běžně sehnat pouze s nevyhovujícím těsněním. Při práci s organickými médii je tedy nutná speciální péče vyžadující speciální těsnění komponent, armatur a potrubí. Pro tyto případy se na základě zkušeností s provozem ORC použily především fluorkaučkové materiály jako je FKM nebo FPM od výrobce Viton. Fluorkaučuk má vynikající odolnost v agresivnějších podmínkách. Navíc má dobrou odolnost proti podtlaku a výborné izolační a mechanické vlastnosti. Pro případ přestavby ICE bylo potřeba klást důraz na těsnění v oblastech:

- Těsnění hlav válců motoru
- Tvarové těsnění kontaktních ploch výpalku v místě vstupu chladiva do motoru
- Tvarové těsnění kontaktních ploch v místě výstupu chladiva z motoru
- Ploché těsnění převlečných matic (Cats trubek)
- Těsnění dalších trubkových závitů (armatur)

Těsnění hlavy válců se nachází mezi hlavou a blokem motoru, přesněji mezi jejich dosedacími plochami. Zabezpečuje spolehlivé a dlouhodobé utěsnění rozdílných médií mezi sebou navzájem a vůči okolí. V hlavě či v bloku mají mazání a chlazení samostatné kanály, ale přechod mezi hlavou a blokem toto neumožňuje. Proto při poškození těsnění může chladivo pronikat do oleje nebo obráceně. Průchod MM motorem představuje nejcitlivější oblast celého spalovacího motoru. Těsnění musí kromě chemických vlivů odolávat také tlaku až 2 bary a teplotám do 90 °C. Materiál těsnění je z klingeritu od výroby. Při přechodu chladiva na MM by bylo ideální toto těsnění nahradit. Problém je, že výměna tohoto těsnění vyžaduje natolik komplikované rozkládání a skládání motoru, že by výměna těsnění byla vzhledem k horšímu výchozímu stavu motoru příliš riziková. Lepší těsnění by ovšem mělo umožňovat zvýšit maximální možný tlak chladiva a delší životnost.

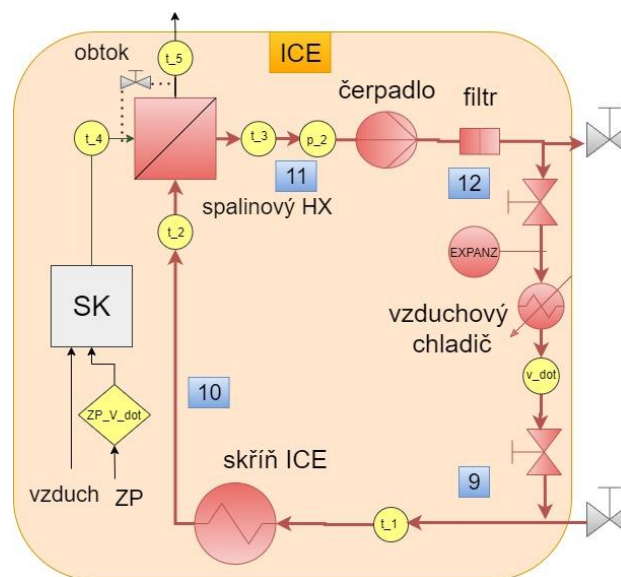
Tvarové těsnění kontaktních ploch výpalku v místě vstupu chladiva do motoru tvarem kopíruje původní kovové těsnění dříve používaného čerpadla. Je přesně vyříznuto z FKM, materiálu odolnému MM. Odolává tlaku o 2 bar(a) a teplotě 55 °C. Stejným způsobem bylo vyříznuto těsnění dosedacích ploch nátrubku, ze kterého vytéká chladivo z motoru. Zde již MM dosahuje teploty 88 °C za mírně nižšího tlaku 1,75 bar(a).

Těsnění trubkových závitů je realizováno těsnícím vláknem Loctite, které se běžně používá jakožto topenářské těsnění vodních potrubí. Tímto způsobem byla těsněna i původní varianta ICE chlazeného vodou. Dle zkušeností s provozem ORC lze pro parametry MM v systému ICE+ORC tímto způsobem těsnit i nadále.

Ploché spoje s převlečnou maticí u Cats trubek těsní ploché těsnění.

6.3.5. Závěrečné práce před startováním ICE s přestavěným chlazením

Během přestavby bylo zároveň bráno v potaz vhodné zapojení všech potřebných měřících čidel. Měření klíčových veličin pro uzavření energetických bilancí probíhá u obou systému ICE+ORC zvlášť. ORC je již plně fungující se svým vlastním měřením a sběrem dat pomocí PLC. Aby nebylo nutné stávající měření ORC měnit, je ICE nově osazeno vlastním separátním měřením. Data z ICE jsou opět zaznamenávána pomocí měřící ústředny cRIO a následně sbírána v softwaru Labview. Veškeré měření v úseku ICE zařízení je na obrázku 53 značeno žlutou barvou.



Obrázek 53: Schéma ICE+ORC s vyznačením osazených měřících čidel

Veškeré zkoušky na přestaveném ICE byly provedeny z důvodu bezpečnosti nejprve s vodou jakožto chladícím médiem. Organické médium MM bude použito až po zaručení připravenosti zařízení po přestavbě, proměření charakteristik a po propojení s ORC.

Část ICE byla po dokončené přestavbě napuštěna vodou z vodovodního řádu. Důvodem bylo v první řadě ověření a případně opravení těsnosti všech spojů. Během napuštění a vypouštění vody při kontrolách těsnosti byly chladicí trasy zároveň zbaveny nečistot.

6.4. Experimentální měření ICE s přestaveným chlazením

Po dokončení přestavby a provedení všech kontrolních činností mohly být změřeny provozní charakteristiky ICE. Měřena byla pouze samostatná část spalovacího motoru chlazeného vodou. Měření proběhlo pro provozní režimy o výkonu motoru 50, 70 a 100 %. V nižších výkonech spalovací motor po určité době přešel do volnoběhu, a proto je nejnižší naměřený výkon 50 %. Měření různých výkonů proběhlo díky úspěšné opravě regulace výkonu, která byla provedena během přestavby. Cílem měření bylo zjistit maximální množství informací o provozu ICE, před přechodem na nebezpečnější organické médium v roli chladiva. V tabulce 13 jsou uvedeny vstupní údaje jednotlivých výkonů, ze kterých byl následně sestaven výpočtový model.

Tabulka 13: Vstupní naměřená data třech provozních režimů

výkon	100%	70%	50%	
hmotnostní tok vody	0,199	0,199	0,198	kg/s
p_před čerpadlem	0,403	0,399	0,396	MPa
T_spaliny, vstup do HX	514,2	478,3	446,7	°C
T_spaliny, výstup z HX	160,5	133,9	113,4	°C
T_voda za spalínovým HX	62,3	56,1	53,6	°C
T_výstupní voda z motoru	57,1	52,3	50,5	°C
T_vstupní voda do motoru	46,5	42,6	41,4	°C
tok spalin naměřený	0,0122	0,0091	0,0079	kg/s
entalpie spalin vstup do HX	1185,00	1140,64	1101,75	kJ/kg
entalpie spalin výstup z HX	764,65	734,41	711,22	kJ/kg

Z naměřených hodnot si lze všimnout, že se u motoru s přímým chlazením ustálila teplota chladiva na nižší teplotě než před přestavbou, kde teplota na vstupu do motoru byla 64 °C a na výstupu 75 °C. Důvodem zřejmě bude rozdílný tok chladiva a také to, že u dřívější varianty nestačil deskový výměník odebrat z primárního okruhu tolik tepla, jako ventilátor v nové koncepci.

Poměrně negativním jevem po přestavbě je pokles teploty spalin na vstupu do výměníku. Spaliny dříve dosahovaly teploty 605 °C, zatímco nyní pouze 446 °C v 50 % výkonu motoru. Důvodem poklesu je jednak delší spalinová trasa (kvůli obtoku), delší spalinový výměník s větší teplosměnnou plochou, a hlavně odebraná izolace spalinového potrubí u skříně motoru. Spaliny měly v původní variantě také mnohem větší tok kvůli přebytku vzduchu, způsobeném netěsnícím karburátorem. U přestavené varianty byl použitý nový karburátor, a proto spalování probíhalo téměř stechiometricky. Je překvapivé, že spaliny u původní varianty dosahovaly vyšší teploty i s vysokým přebytkem vzduchu. Na základě měření teplot spalin je vhodné mít spalinovou trasu co nejkratší a lépe

zaizolovanou. Dalším negativem je, že nový výměník u větších výkonů nestačil spaliny dostatečně vychlazovat. Spaliny na výstupu měly u plného výkonu až 160 °C.

Tabulka 14 obsahuje veškeré výkony a účinnosti jednak původní varianty (modře), tak i všech provozních režimů motoru po přestavbě. Je patrné, že spalovací motor před přestavbou pracoval ve vyšším než nominálním výkonu, zřejmě kvůli přísávání falešného vzduchu netěsnícím karburátorem. Proto spalovací motor dosahoval nejen vyšších elektrických výkonů, ale také bylo možné odebrat spalinám téměř dvakrát více tepla. Z těchto důvodů nelze původní a nový stav plně srovnat. Využitelné teplo ze spalin u přestavené varianty může být menší také proto, že klapka obtoku netěsní a část spalin stále obtéká spalinový výměník. U přestavené varianty lze z tabulky 14 vyčíst, že výkony využitelného tepla z motorové skříně klesají se snižujícím výkonem motoru pouze nepatrně. Toto tvrzení již neplatí pro odebrané teplo ze spalin, které je více ovlivněno s klesajícím tokem spalin.

Tabulka 14: Výsledné výkony a účinnosti provozních režimů, srovnaných s měřením před přestavbou (modře)

výkon	100%	70%	50%	ex 100%	
P_elektrický	8	5,7	4,1	8,4	kW
P_na hřídeli	8,99	6,40	4,61	9,44	kW
Q_v palivu	33,44	24,97	21,63	34,52	kW
Q_využité ze spalin	4,72	3,41	2,83	8,54	kW
Q_využité skříně	8,87	8,03	7,52	8,55	kW
Q_celkem využitelné	13,60	11,44	10,35	17,09	kW
Q_nevyužité	11,84	7,83	7,18	9,02	kW
Q_spalin ochlazených na 20°C	7,10	4,90	3,93	10,46	kW
Q_komínová ztráta	2,37	1,49	1,10	1,92	kW
Q_ztráty sáláním motoru	1,74	1,74	1,74	1,04	kW
Q_ztráta generátoru	0,99	0,70	0,51	1,74	kW
Q_zbýlé ztráty	6,74	3,90	3,83	4,33	kW
η_el čistá elektrická					
	23,92	22,82	18,96	24,34	%
η_tepelná					
	40,66	45,82	47,84	49,53	%
η_teplo jen ze spalin	14,13	13,65	13,09	24,75	%
η_teplo jen skříně	26,54	32,17	34,76	24,77	%
η_teplo ze spalin + el	38,05	36,47	32,04	49,09	%
η_el před generátorem	26,88	25,65	21,30	27,34	%
η_kogenerační	64,59	68,64	66,80	73,86	%

Elektrická účinnost je přirozeně s rostoucím výkonem vyšší. Tepelná účinnost ovšem poměrně razantně klesá. Důvodem je, že u vyšších výkonů nebyly spaliny dostatečně vychlazeny a také bylo sáláním ztraceno více tepla z nezaizolovaného spalinového potrubí.

Zajímavou informací z měření přestavěného motoru je také fakt, že chladivo procházelo motorem bez jakýchkoliv zjevných problémů s tlakem mírně vyšším než 4bar(a). To by znamenalo, že těsnění hlav válců odolává vyšším tlakům, než se původně očekávalo. Pokud by například motorem protékalo MM s tímto tlakem, tak by byla rezerva do bodu varu čerpadla více než 30 °C. Tedy diskutovaná problematika s kavitací čerpadla by tímto byla vyřešena. Otázkou ale je, jak dlouho by motor takový tlak vydržel a také to, jak by reagovalo těsnění při kontaktu s organickým médiem.

7. Závěrečná diskuze

Navrhovaný koncept ICE+ORC byl zvolen primárně pro ověření možností přímé chladitelnosti spalovacího motoru organickým médiem, bez nutnosti separátních okruhů. Těmto účelům odpovídají také nízké použité výkony zařízení. Vypělost použitého ORC systému dává prostor pro širší a jednodušší testování systému na straně ICE.

Pozitivní stránkou konceptu je, že lze využít veškeré odpadní teplo k dodatečné produkci elektrické energie, což je v konceptech ICE+ORC vzácný případ. Také lze zajistit, aby integrované ORC pracovalo ve stabilnějších admisních parametrech. Díky kotli na biomasu lze také dodávat chybějící teplo při poklesu výkonu motoru tak, aby expandér pracoval ve svých optimálních podmínkách. Je ale nutné brát v potaz, že kotel je provozně mnohem méně flexibilní než spalovací motor a reálně může trvat delší dobu, než se chybějící teplo z kotle dodá.

Obecně tato varianta může být zajímavější ve větších výkonových velikostech, například pro spalovací motor o stovkách kW_e . Zároveň může být zajímavé tento koncept ICE+ORC zakomponovat do širšího portfolia různých technologií v rámci jedné decentralizované výroby tepla a elektřiny, s cílem maximalizace výroby energií z obnovitelných zdrojů. ICE+ORC může například pracovat spolu s větrnou a solární elektrárnou, kdy spalovací motor by zajišťoval poptávanou elektřinu a vykrýval proměnnou produkci elektřiny z obnovitelných zdrojů. ORC by poté v ideálním případě pracoval maximální dobu v nominálním výkonu a v době současné práci ICE i ORC by byla šetřena část paliva ORC. Případně by ORC mohl být doplněn tepelným čerpadlem nebo flexibilním plynovým kotlem.

Práce s plyným a pevným palivem v rámci dvou spalovacích zařízení může mít i své výhody v případě, že v daném místě lze získat oba typy paliv. Může se například jednat o čistírnu odpadních vod, kde je vyráběn kalový plyn a zároveň zůstane poměrně velká část tuhých zbytků.

Negativem je, že zkoumaná koncepce by zřejmě nebyla vhodná pro komerční využití. Získaný kombinovaný výkon o necelých $12 kW_e$ a $50 kW_t$ je vyroben příliš komplikovaným a nejspíše cenově nekonkurenceschopným systémem. Nepraktický pro většinu aplikací je také dvoupalivový systém, kde motor spaluje zemní plyn a ORC dřevní štěpku. V takovém případě by bylo nutné mít jak úložiště štěpky, tak v místě spotřeby zavedený zemní plyn. Dále tímto spojením přijde spalovací motor o svou provozní flexibilitu a rychlé starty, alespoň co se týče provozu za současného využití odpadního tepla. Spalovací motor musí odvádět teplo do okolí, dokud ORC nebude v takové fázi provozu, kdy bude schopný využít odpadní teplo z motoru. Zajímavější možností je nastartovat motor až ve chvíli, kdy ORC již pracuje na nominální výkon. Tím by bylo dosaženo jednak mnohem většího celkového elektrického výkonu, ale také ušetření části dřevní štěpky jakožto paliva.

Dle experimentálního návrhu konceptu ICE+ORC s přímým chlazením organickým médiem (MM) lze rekapitulovat několik klíčových poznatků a vznést doporučení pro případné navazující práce.

Zjištěnou zásadní problematikou je, pokud musí být omezený tlak chladiva procházejícího motorem, a to hlavně kvůli odolnosti těsnění hlav válců. Nízký tlak chladiva může v této koncepci způsobit riziko kavitace navazujícího vysokotlakého čerpadla. Ideálním řešením je navýšit tlak chladiva na maximální možnou úroveň z hlediska dlouhodobé odolnosti těsnění motoru a umístit čerpadlo před spalinový výměník, který by poté musel být tlakově odolný admissním parametrům expandéru.

Tlak uvnitř motorové skříně lze prakticky z experimentálních 2 bar(a) dále navyšovat, jak ukazuje experiment při měření přestaveného motoru. Bylo bez zjevných problémů dosaženo tlaku 4 bar(a). Je možné, že krátkodobě by těsnění motoru vyšší tlak vydrželo, ale z dlouhodobého hlediska by mohlo být citlivější poškození, a to hlavně při práci s agresivnějším organickým médiem. Pro případné další návrhy ICE+ORC je tedy důležité umístit vysokotlaké čerpadlo co nejbližší výstupu chladiva z motoru, aby byla co nejvíce zvýšena rezerva média do teploty varu, spojená s oddálením rizika kavitace čerpadla. Filtr by byl umístěn před čerpadlem, aby zachytával nečistoty uvolněné z vnitřku motoru. Tímto způsobem by mohla být zajištěna dlouhodobá životnost vysokotlakého čerpadla i těsnění motoru.

Z hlediska návrhu ORC je důležité omezit volbu organického chladiva. Médium musí mít vyšší teplotou vypařování za daných tlaků v motorové skříní (2-3 bary). Dále takové médium musí být dlouhodobě teplotně stabilní při kontaktu s rozpálenými plochami uvnitř motoru a nesmí být s vnitřním materiálem motoru chemicky aktivní.

Úprava motoru na přímé chlazení organickým médiem pro komerční provoz je vysoce komplikovaná. Motor by bylo vhodné pro tyto účely přímo navrhnout. Jedná se hlavně o oblast těsnění hlavy válců, která je nejvíce zranitelná. Problémem přímého chlazení motoru je, že nelze zvolit vhodné médium, toky a teploty pouze s ohledem na chlazení motoru. Tyto parametry chladiva totiž silně závisí na navazujících komponentách, jako například zmíněné čerpadlo. Návrh parametrů chladiva a konstrukční úpravy této části spolu s volbou těsnění jsou jedny z klíčových oblastí přímého chlazení motoru. Další oblastí je úprava cesty chladiva motorovou skříní tak, aby médium bylo ideálně rovnoměrněji tepelně namáháno a samotná trasa chladiva neobsahovala slepá místa, kde by docházelo k nadbytečným tlakovým ztrátám. Dále by povrchová úprava těchto tras měla být odolná agresivním podmínkám při kontaktu s organickým médiem. Vyšší míra uvolněných nečistot odnášených chladivem zvyšuje požadavky na filtr, který by dále zvyšoval tlakovou ztrátu výstupního čerpadla. Pozornost by také měla být věnována vhodnému napojení vstupních a výstupních potrubí z motoru, a to i z prostorového hlediska vůči okolním komponentám.

Pro rozšíření technologie systému ICE+ORC je důležité, aby daná koncepce našla maximální množství aplikací. Proto je vhodné, aby takový systém s integrovaným ORC byl stále schopný kogeneračního režimu, protože využití tepla má zásadní vliv na rentabilitu spalovacích motorů a také dále zvyšuje účinnost využití paliva. Tedy ORC by pracoval, kdyby byla poměrově vyšší potřeba elektřiny než tepla. Koncept ICE+ORC by měl být zároveň připravený na situaci, kdy není žádná poptávka po teple. V takovém případě by ORC kondenzoval na nízké teplotě (s ohledem na chladitelnost) za maximalizace výroby elektrické energie. V neposlední řadě by taková koncepce měla být maximálně zjednodušena, v tomto případě odstraněním separátních chladících okruhů. Takovým systémem může být například koncepce ICE+ORC s přímým chlazením organickým médiem a bez dodatečného kotle použitým v této práci (viz obrázek 29).

Koncepty ICE+ORC, které plně využívají zdroj tepla ze spalín i z chlazení skříně motoru, nemohou dosáhnout vysokých admisních teplot. Důvodem je, že hodnota tepla z obou zdrojů je obdobná a chladivo na výstupu z motoru nemůže dosahovat vysoké teploty kvůli uchlazenosti skříně motoru. Tedy aby bylo dosaženo vyšších admisních teplot, je využita jen část tepla z chlazení motoru. Pro efektivnější provoz je vhodné, když

se jedná o motor, kde je poměrově více odpadního tepla ze spalin. Množství dodaného tepla z chladiva poté může být využito k regulaci tak, aby bylo dosaženo stabilnějších admisních parametrů. Dále lze obtokem spalinového výměníku regulovat také teplo dodané ze spalin. Cílem je, aby integrovaný ORC dokázal pracovat i v proměnných pracovních stavech motoru. V silně nenávrhovém režimu může být expandér ORC obtékán. Důležitým předpokladem konceptu je také maximální využití odváděného tepla z obou chladičů. Za předpokladu prokázání smysluplnosti přímé chladitelnosti po technicko-ekonomické stránce může být tato varianta zajímavá pro navazující výzkum.

8. Závěr

Diplomová práce se v teoretické části zabývala pístovými spalovacími motory v kontextu dnešní a budoucí energetiky a blíže se zajímala o alternativní plynná paliva. Motory mají své nezastupitelné místo pro svou flexibilitu provozu, rychlé nájezdy, vysokou elektrickou a kombinovanou účinnost a spolehlivost. Detailně byly také prozkoumány zdroje odpadního tepla spalovacích motorů. Zážehové spalovací motory na plynná paliva jsou pro kogenerační účely vhodnější, neboť mají méně zdrojů odpadního tepla.

Pro toto generované odpadní teplo není v některých případech dostatečná poptávka, a proto si kladla za cíl další část řešerše popsat možnosti podřazeného tepelného cyklu k ICE v koncepci ICE+ORC. Cílem spojení technologií je zvyšování efektivity výroby elektrické energie, a tím tedy ušetření části paliva. V řešerši jsou popsány úskalí využitelnosti více odpadních zdrojů tepla z ICE o různých teplotních hladinách jedním podřazeným ORC. Ve většině případů nelze plně využít veškerý potenciál odpadního tepla kvůli nevhodnému kopírování teplotních profilů a pokud ano, tak pouze za cenu příliš nízkých admisních teplot.

Praktická část práce se zaměřovala na vývoj koncepce ICE+ORC s přímým chlazením skříně motoru organickým médiem ORC. Cílem bylo navrhnout vhodnou verzi koncepce a chlazení spalovacího motoru přestavět. Návrhu koncepce ICE+ORC předcházelo zjištění provozních charakteristik samotného ICE, který byl pro tyto účely provozován v koncepci s chlazením separátními vodními okruhy. Na základě experimentálního měření verze ICE před přestavbou bylo zjištěno, že spalovací motor dosahuje čistého elektrického výkonu $8,4 kW_e$ a $17,1 kW_t$ tepelného výkonu. Toto využitelné teplo je napůl rozdělené mezi teplo ze spalin a z chlazení motoru. Celková kombinovaná účinnost ICE je 73,8 % a elektrická účinnost je 24,3 %.

Na základě zjištěných hodnot získatelného tepla z motoru a spalin byl namodelován integrovaný systém ICE+ORC o čistém elektrickém výkonu $11,79 kW_e$ a tepelném výkonu $50 kW_t$. Díky tomu, že ORC využil veškeré teplo z ICE, tak cyklus pro svou práci vyžadoval

menší dodané teplo. Za těchto podmínek bylo dosaženo účinnosti cyklu 11,8 %. Celková kombinovaná účinnost ICE+ORC vychází 76,1 % a čistá elektrická účinnost 14,5 %.

Podle modelových výpočtů vzniklo detailní procesní schéma, na základě kterého bylo chlazení motoru přestaveno pro koncepci ICE+ORC. Přestavba proběhla bez komplikací, a dokonce byly naměřeny a vyhodnoceny charakteristiky této verze pro tři provozní režimy. U nové varianty chlazení motoru bylo dosaženo horších účinností než u té původní. Důvodem je hlavně nedostatečné vychlazení spalin ve spalinovém výměníku a zvýšená ztráta tepla spalin sáláním. Původní a novou variantu lze ale obtížně srovnávat kvůli netěsnícímu karburátoru u původní verze. Motor přisával falešný vzduch, který zvyšoval tok spalin. U přímého chlazení byla po teoretické stránce zjištěna problematika příliš nízkého tlaku chladiva, kvůli zranitelnosti těsnění hlav válců motoru. To má v konečném důsledku negativní vliv na vysokotlaké čerpadlo, které bude tímto vystaveno rizikům kavitace. Nicméně při testování přestaveného chlazení vydrželo těsnění 4,2 bar(a) bez viditelných komplikací. Zařízení je v době dokončení práce připraveno provádět experimentální testy a ověřit tak přímou chladitelnost spalovacího motoru organickým médiem. Vývojové fáze okruhů odvádějících teplo z ICE během experimentálního vývoje ICE+ORC lze pozorovat na obrázku 54.



Obrázek 54: Různé verze okruhů odvádějících teplo z ICE během experimentálního vývoje ICE+ORC

Seznam použité literatury

- [1] "MICRO - Kogenerační jednotky TEDOM." [Online]. Available: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/micro/>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [2] TEDOM, Výčapy, Micro 50 SP - zemní plyn, rok vydání 2019, počet stran 4
- [3] VISSMAN, Allendorf, Kogenerační jednotky pro výrobu tepla a elektrické energie, rok vydání 2017, počet stran 53
- [4] N. Kalantzis, A. Pezouvanis, and K. M. Ebrahimi, "Internal combustion engine model for combined heat and power (CHP) systems design," *Energies*, vol. 10, no. 12, 2017.
- [5] "KOGENERAČNÍ JEDNOTKY - TEDOM." [Online]. Available: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [6] "Plynová kogenerace má našlápnuto k dalšímu růstu." [Online]. Available: <http://www.cogen.cz/clanek-plynova-kogenerace-ma-naslapnuto-k-dalsimu-rustu-230.html>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [7] "Plynová kogenerace by měla být při náhradě uhlí první volbou." [Online]. Available: <http://www.cogen.cz/clanek-plynova-kogenerace-by-mela-byt-pri-nahrade-uhli-prvni-volbou-235.html>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [8] "Combined Heat and Power (CHP) | WBDG - Whole Building Design Guide." [Online]. Available: <https://www.wbdg.org/resources/combined-heat-and-power-chp>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [9] "Solution | Generator Set Manufacturer | Kusing." [Online]. Available: <http://ksdieselgenerator.com/2019/solution.html>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [10] "Amazon.com : All Power America APG3014G 2000 Watt Portable Generator, Gas Powered for Home Back Up, Hurricane Recovery, Black/Red : Garden & Outdoor." [Online]. Available: <https://www.amazon.com/All-Power-America-APG3014G-Generator/dp/B083LCZ7YZ>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [11] "Mobilní dieselový generátor - Atlas Copco Česká republika." [Online]. Available: <https://www.atlascopco.com/cs-cz/construction-equipment/products/power-diesel-generators/mobile-diesel-generators/mobile-diesel-generator>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [12] Wartsila, "Combustion Engine vs Gas Turbine : Startup Time," [Http://www.Wartsila.Com/Energy/Learning-Center/Technical-Comparisons/Combustion-Engine-Vs-Gas-Turbine-Ramp-Rate](http://www.wartsila.com/Energy/Learning-Center/Technical-Comparisons/Combustion-Engine-Vs-Gas-Turbine-Ramp-Rate), pp. 1–4, 2015.
- [13] F. Yang, H. Cho, H. Zhang, and J. Zhang, "Thermoeconomic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery," *Appl. Energy*, vol. 205, pp. 1100–1118, Nov. 2017.
- [14] "Distributed Energy Resources (DER) | WBDG - Whole Building Design Guide." [Online]. Available: <https://www.wbdg.org/resources/distributed-energy-resources-der>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [15] H. Tian, P. Liu, and G. Shu, "Challenges and opportunities of Rankine cycle for waste heat recovery from internal combustion engine," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 84. Elsevier Ltd, p. 100906, 01-May-2021.
- [16] T. Phelps, S. David Wrightsman, and B. Development Manager, "INTERNAL

- COMBUSTION ENGINES Combined Heat and Power,” 2017.
- [17] T. Zhang, X. Li, L. Liu, Y. Wang, and Q. Chen, “Thermo-economic analysis and optimization of ICE-ORC systems based on a splitter regulation,” *Energy*, vol. 226, p. 120271, Jul. 2021.
- [18] “diesel engine cooling systems, lubrication, jacket, piston, cylinders, machinery, thermal, cracks, deformation, fuel valve, seafarer Marine Engineer Shipping.” [Online]. Available: <http://www.free-marine.com/i3dieselcooling.htm>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [19] A. T. Hoang, “Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle,” *Applied Energy*, vol. 231. Elsevier Ltd, pp. 138–166, 01-Dec-2018.
- [20] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, and F. Molés, “Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 364–371, Nov. 2013.
- [21] J. Ma, L. Liu, T. Zhu, and T. Zhang, “Cascade utilization of exhaust gas and jacket water waste heat from an Internal Combustion Engine by a single loop Organic Rankine Cycle system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 107, pp. 218–226, Aug. 2016.
- [22] “Heat Recovery from Engines - Zuccato Energia.” [Online]. Available: <https://zuccatoenergia.it/en/applications/engines-heat-recovery/>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [23] M. C. Simpson, M. A. Chatzopoulou, O. A. Oyewunmi, N. Le Brun, P. Sapin, and C. N. Markides, “Technoeconomic analysis of internal combustion engine – organic Rankine cycle systems for combined heat and power in energy-intensive buildings,” *Appl. Energy*, vol. 253, p. 113462, Nov. 2019.
- [24] M. Soffiato, C. A. Frangopoulos, G. Manente, S. Rech, and A. Lazzaretto, “Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 92, pp. 523–534, Mar. 2015.
- [25] “Distributed Power Plants, cogeneration, CHP plants, DG, feasibility study, combined heat and cool, gas engines, gensets, decentralized power supply, equipment supply, foreign investment, financial services, engineering services.” [Online]. Available: https://www.iranhsk-co.com/en/?page_id=289. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [26] N. Le Brun, M. Simpson, S. Acha, N. Shah, and C. N. Markides, “Techno-economic potential of low-temperature, jacket-water heat recovery from stationary internal combustion engines with organic Rankine cycles: A cross-sector food-retail study,” *Appl. Energy*, vol. 274, p. 115260, Sep. 2020.
- [27] “internal-combustion-engines.jpg (394×259).” [Online]. Available: <http://www.gonextgrid.com/wp-content/uploads/2015/09/internal-combustion-engines.jpg>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [28] “TEPELNÉ ČERPADLO - Kogenerační jednotky TEDOM.” [Online]. Available: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotka-a-tepelne-cerpadlo>. [Accessed: 17-Apr-2021].
- [29] S. Pradhan, A. Thiruvengadam, P. Thiruvengadam, M. C. Besch, and D. Carder, “Investigating the Potential of Waste Heat Recovery as a Pathway for Heavy-Duty

- Exhaust Aftertreatment Thermal Management,” in *SAE Technical Papers*, 2015, vol. 2015-April, no. April.
- [30] C. A. Rinaldini, G. Allesina, S. Pedrazzi, E. Mattarelli, and P. Tartarini, “Modeling and optimization of industrial internal combustion engines running on Diesel/syngas blends,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 182, pp. 89–94, Feb. 2019.
- [31] “Plynová kogenerace má našlápnuto k dalšímu růstu.” [Online]. Available: <http://www.cogen.cz/clanek-plynova-kogenerace-ma-naslapnuto-k-dalsimu-rustu-230.html>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [32] Martin Kašák, “VEDEME ELEKTRĚINU NEJVYŠŠÍHO NAPĚTÍ,” 2021, p. 14.
- [33] “ČEPS vyslyšela volání trhu a zavádí pro baterie možnost samostatného poskytování podpurných služeb.” [Online]. Available: <https://oenergetice.cz/energetika-v-cr/ceps-vyslyšela-volani-trhu-zavadi-baterie-moznost-samostatneho-poskytovani-podpurnych-sluzeb>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [34] “Agregátor flexibility otřese energetickým trhem, tvrdí česká firma | E15.cz.” [Online]. Available: <https://www.e15.cz/byznys/prumysl-a-energetika/nano-energies-spousti-prvni-ceskou-virtualni-elektrarnu-1378677>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [35] “Česko se chystá na éru decentralizované energetiky: baterie dostanou šanci | Obnovitelně.” [Online]. Available: <https://www.obnovitelne.cz/clanek/1415/cesko-se-chysta-na-eru-decentralizovane-energetiky-baterie-dostanou-sanci/>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [36] “ČEPS upravila Kodex, do řízení soustavy se budou moci zapojit nové subjekty.” [Online]. Available: <https://oenergetice.cz/prenos-elektriny/ceps-upravila-kodex-rizeni-soustavy-se-budou-moci-zapojit-nove-subjekty>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [37] “Německo uvalilo daň na topení zemním plynem. Měla by ji zavést celá EU, říká německý expert – EURACTIV.cz.” [Online]. Available: <https://euractiv.cz/section/energetika/interview/nemecko-uvalilo-dan-na-topeni-zemnim-plynem-mela-by-ji-zavest-cela-eu-rika-nemecky-expert/>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [38] “Evropská energetika spoléhá na plyn – zemní, bio i syntetický, počítá se s kogenerací - TZB-info.” [Online]. Available: <https://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/19851-evropska-energetika-spoleha-na-plyn-zemni-bio-i-synteticky-pocita-se-s-kogeneraci>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [39] M. Fiore, V. Magi, and A. Viggiano, “Internal combustion engines powered by syngas: A review,” *Applied Energy*, vol. 276. Elsevier Ltd, p. 115415, 15-Oct-2020.
- [40] S. M. Safieddin Ardebili, H. Solmaz, D. İpci, A. Calam, and M. Mostafaei, “A review on higher alcohol of fusel oil as a renewable fuel for internal combustion engines: Applications, challenges, and global potential,” *Fuel*, vol. 279. Elsevier Ltd, p. 118516, 01-Nov-2020.
- [41] “Zařízení na úpravu plynu - TEDOM.” [Online]. Available: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/zarizeni-na-upravu-plynu/>. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [42] TEDOM, Výčapy, Technické instrukce KJ TEDOM, rok vydání 2021, počet stran 51
- [43] “Využití nového energonosiče vodíku ve vytápění se přibližuje - TZB-info.” [Online].

- Available: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/21312-vyuziti-noveho-energonosice-vodiku-ve-vytapeni-se-priblizuje>. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [44] A. Moravec, "Biometan a syntézní plyn jsou další cesty ke zvyšování podílu OZE," *Biom.cz*, vol. 20, no. 12, Dec. 2018.
- [45] "Spalování směsí zemního plynu s vodíkem v domácích plynových spotřebičích – 2. část - TZB-info." [Online]. Available: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/21989-spalovani-smesi-zemniho-plynu-s-vodikem-v-domacich-plynovych-spotrebicich-2-cast>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [46] Czech Hydrogen Technology Platform, "Technologický foresight a implementační akční plán využití vodíkových technologií v energetice a průmyslu ČR," 2020.
- [47] "European Hydrogen Backbone grows to 40,000 km, covering 11 new countries - Gas for Climate 2050." [Online]. Available: <https://gasforclimate2050.eu/news-item/european-hydrogen-backbone-grows-to-40000-km/>. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [48] "Evropská energetika spoléhá na plyn – zemní, bio i syntetický, počítá se s kogenerací - TZB-info." [Online]. Available: <https://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/19851-evropska-energetika-spoleha-na-plyn-zemni-bio-i-synteticky-pocita-se-s-kogeneraci>. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [49] "2050: Bude v plynovodech vodík, nebo syntetický metan? | Hybrid.cz." [Online]. Available: <https://www.hybrid.cz/2050-bude-v-plynovodech-vodik-nebo-synteticky-metan>. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [50] EPA, "Landfill Methane Outreach Program (LMOP)," 2020.
- [51] "EFG | Rapotín." [Online]. Available: <https://www.efg-rapotin.cz/>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [52] "Co je bioplyn? | Česká bioplynová asociace." [Online]. Available: <https://www.czba.cz/co-je-bioplyn.html>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [53] "ERX page | Hylion." [Online]. Available: <https://www.hylion.com/erx-page/#/find/nearest?fuel=CNG>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [54] "Bioplyn a bioplynové stanice v ČR." [Online]. Available: <https://oenergetice.cz/elektrina/bioplyn-a-bioplynovy-stance-v-cr>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [55] "Praha: Projekt bioplynové stanice má od městské rady podporu | Komunální ekologie." [Online]. Available: <https://www.komunalniekologie.cz/info/praha-projekt-bioplynovy-stance-ma-od-mestske-rady-podporu>. [Accessed: 20-Apr-2021].
- [56] "Countries Roll Out Green Hydrogen Strategies, Electrolyzer Targets." [Online]. Available: <https://www.powermag.com/countries-roll-out-green-hydrogen-strategies-electrolyzer-targets/>. [Accessed: 24-Apr-2021].
- [57] Czech Hydrogen Technology Platform, "Technologický foresight a implementační akční plán využití vodíkových technologií v energetice a průmyslu ČR," 2020.
- [58] I. Renewable Energy Agency, *Green hydrogen: A guide to policy making*. 2020.
- [59] Siemens, "HYFLEXPOWER: The world's first integrated power-to-X-to-power hydrogen gas turbine demonstrator | Press | Company | Siemens," 2020. [Online]. Available: <https://press.siemens.com/global/en/pressrelease/hyflexpower-worlds->

- first-integrated-power-x-power-hydrogen-gas-turbine-demonstrator. [Accessed: 21-Apr-2021].
- [60] "ALL ENERGY CONFERENCE-2013 ...wind2hydrogen; the energy storage solution... WORKING WITH ENERGY."
- [61] K. Klobut and J. Ihonen, "Micro-CHP technologies for distributed generation Country experts," p. 57, 2012.
- [62] J. L. Hall, "Cell components," *Phytochemistry*, vol. 26, no. 4, pp. 1235–1236, 1987.
- [63] "Leading Fuel Cell & Microgrid Solutions Provider | Bloom Energy." [Online]. Available: <https://www.bloomenergy.com/>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [64] DOE, "Fuel Cell Systems | Department of Energy," *Doe*. 2018.
- [65] "High-temperature fuel cell systems | Bosch Global." [Online]. Available: <https://www.bosch.com/research/know-how/success-stories/high-temperature-fuel-cell-systems/>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [66] Bloom Energy, "Sustainability | Bloom Energy," 2019. [Online]. Available: <https://www.bloomenergy.com/benefits/sustainability>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [67] W. Choi, J. Kim, Y. Kim, and H. H. Song, "Solid oxide fuel cell operation in a solid oxide fuel cell–internal combustion engine hybrid system and the design point performance of the hybrid system," *Appl. Energy*, vol. 254, p. 113681, Nov. 2019.
- [68] "Topíme a svítíme palivovým článkem, část 1. – zemní plyn - TZB-info." [Online]. Available: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/19027-topime-a-svitime-palivovym-clankem-cast-1-zemni-plyn>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [69] C. Göbel, J. Froitzheim, and J.-E. Svensson, "Improving Lifetime Performance of SOFC for Truck APUs (Förbättringar av livslängden av fastoxidbränsleceller-APU för tunga fordons applikationer)."
- [70] M. A. Emadi, N. Chitgar, O. A. Oyewunmi, and C. N. Markides, "Working-fluid selection and thermoeconomic optimisation of a combined cycle cogeneration dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system for solid oxide fuel cell (SOFC) waste-heat recovery," *Appl. Energy*, vol. 261, p. 114384, Mar. 2020.
- [71] "Technology - Ceres." [Online]. Available: <https://www.ceres.tech/technology/>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [72] "Power storing solution for renewable energy | Case studies | Elcogen." [Online]. Available: https://elcogen.com/case_study/reversible-solid-oxide-cell-technology-as-a-power-storing-solution-for-renewable-energy/. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [73] WBDG, "Distributed Energy Resources (DER) | WBDG Whole Building Design Guide," *National Institute of Building Sciences*, 2017. [Online]. Available: <https://www.wbdg.org/resources/distributed-energy-resources-der>. [Accessed: 25-Apr-2021].
- [74] A. Fields, "Combined Heat and Power (CHP) | WBDG - Whole Building Design Guide," *Alliance for Industrial Efficiency*, 2016. [Online]. Available: <https://www.wbdg.org/resources/combined-heat-and-power-chp>. [Accessed: 25-Apr-2021].
- [75] "GenSure Hydrogen Fuel Cell Backup Power - Plug Power." [Online]. Available: <https://www.plugpower.com/fuel-cell-power/gensure/>. [Accessed: 23-Apr-2021].
- [76] M. A. Chatzopoulou and C. N. Markides, "Thermodynamic optimisation of a high-

- electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system,” *Appl. Energy*, vol. 226, pp. 1229–1251, Sep. 2018.
- [77] J. Mascuch, V. Novotny, J. Spale, V. Vodicka, and Z. Zeleny, “Experience from set-up and pilot operation of an in-house developed biomass-fired ORC microcogeneration unit,” *Renew. Energy*, vol. 165, pp. 251–260, Mar. 2021.
- [78] “Heat Recovery from Engines - Zuccato Energia.” [Online]. Available: <https://zuccatoenergia.it/en/applications/engines-heat-recovery/>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [79] “Efektivní maření tepla s nulovou spotřebou - B:POWER, a. s.” [Online]. Available: <https://www.bpower.cz/efektivni-mareni-tepla-s-nulovou-spotrebou>. [Accessed: 18-Apr-2021].
- [80] J. Song, X. Li, K. Wang, and C. N. Markides, “Parametric optimisation of a combined supercritical CO₂ (S-CO₂) cycle and organic Rankine cycle (ORC) system for internal combustion engine (ICE) waste-heat recovery,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 218, p. 112999, Aug. 2020.
- [81] A. Boretti, “Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 36, no. 1, pp. 73–77, Apr. 2012.
- [82] Y. M. Kim, D. G. Shin, C. G. Kim, and G. B. Cho, “Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources,” *Energy*, vol. 96, pp. 482–494, Feb. 2016.
- [83] V. Badescu, M. H. K. Aboaltabooq, H. Pop, V. Apostol, M. Prisecaru, and T. Prisecaru, “Avoiding malfunction of ORC-based systems for heat recovery from internal combustion engines under multiple operation conditions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, pp. 977–986, Mar. 2019.
- [84] M. A. Chatzopoulou, S. Lecompte, M. De Paepe, and C. N. Markides, “Off-design operation of ORC engines with different heat exchanger architectures in waste heat recovery applications,” in *Energy Procedia*, 2019, vol. 158, pp. 2348–2353.
- [85] S. Sathishkumar, M. Kannan, and V. Raguraman, “Finite Element Analysis of IC Engine Piston Using Thermo Mechanical Approach 1,” *Int. J. Trend Res. Dev.*, vol. 3, no. 2, pp. 2394–9333, 2016.
- [86] “hadice a pryž.” [Online]. Available: https://www.konekt-hadice.cz/Hadicova-encyklopedie-a13_13.htm. [Accessed: 24-May-2021].
- [87] COGEN Czech. Dny kogenerace [konference]. 20.10.2020. In: Microsoft Teams [online]. [cit.2021-05-25]. Záznam dostupný z: <http://www.cogen.cz/dny-kogenerace-2020b.html>
- [88] Petr Mervart, Martin Gajdoš, Lenka Kovačovská. In: Youtube [online]. 5. 11. 2020 [cit.2021-05-25]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=tVWZaeqq2RE>. Kanál uživatele. Svaz moderní energetiky ČR

Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1: Kogenerační jednotka malých výkonů (do 100 kWe) s popisem komponent (vlevo) [1] a v zakrytovaném provedení (vpravo) [2]	3
Obrázek 2: Výkonová řada spalovacích motorů společnosti TEDOM o výkonech 20-55 kW, 75-220 kW a 600-4500 kW [5]	4
Obrázek 3: Regulační rozsah zdroje s více paralelně zapojenými motory [7]	5
Obrázek 4: Spalovací motor na přívěsu (vlevo) [9] a ručně přenosný záložní zdroj (vpravo) [10]	6
Obrázek 5: Účinnosti plynových motorů od Caterpillar v závislosti na elektrickém výkonu [17].....	8
Obrázek 6: Tepelné výkony zdrojů odpadního tepla dle elektrického výkonu zážehových spalovacích motorů v rozmezí 0-2 MW (vlevo) [21] a 0-10 MW (vpravo) [20]	10
Obrázek 7: Základní schéma využití odpadního tepla kogeneračních motorů nižších výkonů [27]	11
Obrázek 8: Typická koncepce spalovacích motorů ve výkonech v řádu MW (vpravo) a schéma částečného využití odpadního tepla k separátní výrobě teplé vody a páry [25]	12
Obrázek 9: Schéma diesellového motoru těžkých vozů s vyznačenými zdroji odpadního tepla [29]	13
Obrázek 10: Zařízení na úpravu bioplynu pro potřeby spalovacích motorů [41]	17
Obrázek 11: Nutná úprava plynu a dodatečné procesy dle konečného využití [50]	20
Obrázek 12: Základní marketingové rozdělení výroby vodíku [57]	22
Obrázek 13: Schéma projektu kombinované výroby bioplynu a vodíku v Německu, Prenzlau [60]	23
Obrázek 14: Schéma projektu HYFLEXPOWER- spoluspalování zeleného vodíku se zemním plynem v plynové turbíně [59]	24
Obrázek 15: Škálovatelnost vysokoteplotního palivového článku od společnosti Bloom Energy [63]....	24
Obrázek 16: Reakce probíhající v palivovém článku s vnitřním reformingem zemního plynu [65].....	26
Obrázek 17: Nárůstu celkové účinnosti systému ICE v závislosti na výkonu motoru a na účinnosti cyklu ORC [17].....	30
Obrázek 18: Nárůst výkonu ORC pro různá pracovní média [76]	31
Obrázek 19: Typický teplotní profil chladicí kapaliny a spalin ICE+ORC v Q-T diagramu s popisem teplot (vlevo) a s vyznačeným ohřevem a kondenzací variant ORC cyklů (vpravo) [15].....	32
Obrázek 20: Typické zapojení kogenerační jednotky a dodaným ORC cyklem, využívajícím veškeré odpadní teplo za nízkých admisních parametrů [26]	34
Obrázek 21: T-s diagramy ohřevu organického média s preferencí využití tepla spalin (a) a tepla z chlazení skříně motoru [21]	36
Obrázek 22: Schéma ICE+ORC s preferencí využití tepla spalin a s částečným využitím tepla z chlazení motoru [23]	36
Obrázek 23: Schéma ICE+ORC s preferencí využití tepla spalin, teplo z chlazení motoru je využito pouze pro dodávky tepla budově [23]	37
Obrázek 24: Graf optimální velikosti ORC podle ročních úspor, investičních nákladů a návratnosti [26].....	39
Obrázek 25: Schéma ICE+ORC využívající pouze teplo spalin, bez kogenerační funkce [83]	40
Obrázek 26: Schéma ICE+ORC se dvěma samostatnými systémy ORC, kde je každý nasazen na jeden zdroj odpadního tepla, bez kogenerační funkce [19]	40
Obrázek 27: Změny výkonu motoru spojené se změnou parametrů zdrojů odpadních tepel [21]	41
Obrázek 28: Dynamická změna systému ICE+ORC, kde v (a) je znázorněna změna vypařování média za dané uplynulé časy od změny a v (b) pokles účinnosti cyklu ORC za čas od změny [83].....	42
Obrázek 29: Zjednodušený koncept ICE+ORC	44
Obrázek 30: Zvolené návrhové schéma ICE + ORC	45
Obrázek 31: Navržený ICE chlazený vodou separátním okruhem	48
Obrázek 32: Výchozí stav ICE jednotky (vlevo) a rozvaděče (vpravo).....	49
Obrázek 33: Příprava před zahájením měření	53
Obrázek 34: Finální schéma ICE zařízení chlazeného vodou s vyznačenými stavy v návaznosti na výpočtový model	54

Obrázek 35: Teplotní závislost vody primárního a sekundárního okruhu na čase	54
Obrázek 36: Teplotní závislost spalin na čase.....	55
Obrázek 37: Teplotní závislost vody primárního a sekundárního okruhu na čase při minimálních otáčkách čerpadla.....	59
Obrázek 38: Teplotní závislost spalin na čase při minimálních otáčkách čerpadla	58
Obrázek 39 : Porovnání teplotních profilů vody v deskovém výměníku při max otáčkách (vlevo) a min otáčkách čerpadla (vpravo)	63
Obrázek 40: Schéma ICE+ORC s červeně vyznačenou trasou média	64
Obrázek 41: Procesní schéma části spalovacího motoru v rámci konceptu ICE + ORC	68
Obrázek 42: Původní spalinový výměník s očíslováním původních vstupů a výstupů.....	69
Obrázek 43: Nový spalinový výměník	69
Obrázek 44: Zapojený nový spalinový výměník.....	70
Obrázek 45: Schéma původního chlazení motoru	71
Obrázek 46: Schéma termostatu	71
Obrázek 47: Bok motoru s vyjmutým čerpadlem	72
Obrázek 48: Upravené napojení vstupního potrubí do motoru	72
Obrázek 49: Pracovní teploty ve spalovací komoře, v okolí a na jednotlivých částech soustrojí [85].....	73
Obrázek 50: Tvarové příruby na vstupu a výstupu chladiva z motoru	76
Obrázek 51: Použité typy hadic	76
Obrázek 52: Spalinová trasa	77
Obrázek 53: Schéma ICE+ORC s vyznačením osazených měřících čidel	79
Obrázek 54: Různé verze okruhů odvádějících teplo z ICE během experimentálního vývoje ICE+ORC ..	87



Tabulka 1: Zdroje odpadního tepla a jejich teploty vznětového motoru, upraveno z [19]	10
Tabulka 2: Vstupní data do modelu ICE chlazeného vodou s max otáčkami čerpadla (vlevo) a legenda vstupních hodnot (vpravo)	55
Tabulka 3: Bilanční model ICE chlazeného vodou s maximálními otáčkami čerpadla	56
Tabulka 4: Výpočet parciálních tlaků složek spalin	57
Tabulka 5: Výpočet entalpií spalin pro potřebné teploty	57
Tabulka 6: Bilanční model ICE chlazeného vodou s minimálními otáčkami čerpadla	58
Tabulka 7: Tepelné výkony spalovacího motoru a jejich úprava	60
Tabulka 8: Výsledná bilance ICE chlazeného vodou s výpočty účinností	61
Tabulka 9: Porovnání teplot a hmotnostních toků vody při maximálních a minimálních otáčkách čerpadla	63
Tabulka 10: Vstupní data do modelu ICE+ORC	64
Tabulka 11: Bilanční model ICE + ORC	65
Tabulka 12: Výsledná bilance ICE + ORC s výpočty účinností	67
Tabulka 13: Vstupní naměřená data třech provozních režimů	80
Tabulka 14: Výsledné výkony a účinnosti provozních režimů, srovnaných s měřením před přestavbou (modře)	81

Seznam příloh

Příloha I.: Výpočtové modely původní a nové verze odvodu tepla z motoru v excelu použitím rozšíření Refprop