

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**STROJNÍ
FAKULTA**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2018

**ONDŘEJ
PAVLÍČEK**



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pavliček** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **459597**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Tepelné oběhy pro využití odpadního tepla pro automobily

Název bakalářské práce anglicky:

Heat engines for waste heat recovery in vehicles

Pokyny pro vypracování:

Využití paliva ve spalovacích motorech má omezenou účinnost a výstupní spaliny mají stále velký tepelný potenciál. Snahy o zvýšení účinnosti směřují k využití tepla v dalším tepelném oběhu. V automobilovém průmyslu je striktní omezení nejen cenou, ale i velikostí a hmotností, což přináší řadu výzev. Tato práce analyzuje možnosti využití tohoto tepla pro zvýšení účinnosti systému. Obsahem práce bude:

1. Rešerše současného výzkumu a vývoje v daném oboru
2. Jednoduchá analýza pro konkrétní vybranou aplikaci automobilu se spalovacím motorem
3. Shrnutí perspektivy, výsledků a závěrečná doporučení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS


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


Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2019**


Ing. Václav Novotný
podpis vedoucí(ho) práce


podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

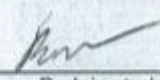

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis otkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

27.-04.-2018

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou prací s názvem Teplené oběhy pro využití odpadního tepla pro automobily vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v seznamu.

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:

Anotační list

Jméno autora: Ondřej Pavlíček
Název BP: Tepelné oběhy pro využití odpadního tepla pro automobily

Anglický název: Heat engines for waste heat recovery in vehicles

Akademický rok: 2017/2018

Ústav/Obor: Ústav energetiky / TZSI

Vedoucí BP: Ing. Václav Novotný

Konzultant: -

Bibliografické údaje: Počet stran: 43

Počet 13

obrázků:

Počet tabulek: 8

Počet příloh: 0

Klíčová slova: Rankinův oběh, ORC, využití odpadního tepla, automotive

Keyword: Rankine cycle, ORC, waste heat recovery, automotive

Anotace: V současnosti je hlavním trendem v automobilovém průmyslu zvyšování efektivity provozu automobilu. Jsou požadavky na snižování spotřeby paliva, snižování produkce emisí skleníkových plynů a zvýšení výkonu stávajících pohonných jednotek. Jednou z možností, jak dosáhnout těchto cílů je využití odpadního tepla automobilu tepelným oběhem. Tato práce se zabývá řešerší vývoje RC/ORC systémů využití odpadního tepla a jejich koncepcí. Dále se věnuje modelovému výpočtu ORC systému, a nakonec jsou poznatky v závěru shrnuty.

Abstract: In recent years there is a trend of increasing engine effectivity, reduction of greenhouse gases and fuel consumption. One way to do it is waste heat recovery, that uses a heat cycle to recover waste heat from the engine. This bachelor thesis presents a theoretical research of RC/ORC systems for automobile application and their concepts. It also contains a computational model of ORC and conclusion with summary of theoretical research and future perspectives.

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Václavu Novotnému za cenné rady, připomínky a vstřícnost při vedení mé bakalářské práce.

Obsah

1	Úvod	9
2	Spalovací motory	10
2.1	Zážehový spalovací motor	10
2.1.1	Princip Ottova cyklu	11
2.2	Vznětový spalovací motor	11
2.2.1	Princip Dieselova cyklu	12
2.3	Vysokozátěžové dieselové motory	12
2.4	Zdroje tepla	13
3	Rankinův cyklus a	14
	Organický Rankinův cyklus (ORC)	14
3.1	Princip RC/ORC	14
3.2	Základní prvky RC systému	15
3.2.1	Výměník tepla	15
3.2.2	Čerpadlo	16
3.2.3	Expandér	17
3.3	Pracovní látka	19
3.4	Výhody a nevýhody ORC vůči RC	20
3.4.1	Výhody	20
3.4.2	Nevýhody	21
3.5	Vývoj aplikace RC a ORC v automobilech	21
3.5.1	První pokusy s ORC v automobilech	21
3.5.2	Honda	21
3.5.3	Turbostreamer (BMW)	22
3.5.4	Mahle	24
3.5.5	Bosch	24
3.5.6	Daimler a Detroit Diesel	25
3.5.7	Ford	26

3.5.8	Eaton a John Deere	27
3.5.9	Volvo a Fiat	28
3.5.10	CMT-Motores Termicos UNI Valencia a Valeo	33
4	Modelový výpočet ORC.....	34
4.1	Iveco F1C	34
4.2	Návrh ORC oběhu	35
4.3	Výpočet pracovních bodů ORC oběhu.....	36
4.4	Výpočet bodů výměníku tepla.....	38
4.5	Výpočet výkonů a účinností v ORC	39
4.6	Zhodnocení výpočtového modelu	39
5	Závěr.....	40
6	Seznam použité literatury	42

Seznam použitých zkratek

RC	Rankinův cyklus
ORC	Organický Rankinův cyklus
EGR	Systém recirkulace spalin (Exhaust Gas Recirculation)
WHR	Využití odpadního tepla (Waste Heat Recovery)
HDDE	Diesellový motor nákladní automobily (Heavy Duty Diesel Engine)
SAE	Sdružení automobilových inženýrů (Society of Automotive Engineers)
HEV	Hybridní elektromobil (Hybrid Electric Vehicle)
TEG	Termoelektrický generátor
ETC	Emisní testovací cyklus (Emission Test Cycle)
BISS	Simulační software firmy Behr (Behr Integrated Simulation Software)
NEDC	Nový evropský testovací emisní cyklus (New European Driving Cycle)
h	Entalpie
s	Entropie
p	Tlak
V	Objem
t	Teplota
P	Výkon

1 Úvod

Dnešní svět se potýká s několika problémy, které souvídají se vzrůstajícím množstvím populace na naší planetě. Jedním z nejvýraznějších problémů je spotřeba energie, která se zvyšujícím se komfortem života stále většího počtu lidí narůstá raketovým tempem. Každoročně v důsledku toho dochází k uvolňování obrovského množství emisí CO₂ a dalších skleníkových plynů, což vede ke hledání opatření, která by omezila emise produkované především v dopravě, průmyslu a energetice

Jako vhodné způsoby snížení emisí se dále jeví snížení energetické náročnosti staveb a spotřeby energie v průmyslu, odklon od fosilních paliv, konkrétně elektrifikace dopravy a využití elektrické energie na vytápění.

Doprava je již přes sto let závislá na konvenčních spalovacích motorech, které se v průběhu let vyvíjely, zvyšovala se efektivita, motory jsou „downsizovány“, mají variabilní časování ventilů, proměnlivou geometrii lopatek turbodmychadla, EGR ventily. I přes stále přísnější emisní normy dochází stále v oblasti dopravy k rostoucímu trendu produkce CO₂. Spalovací motory dosud za sebe nemají adekvátní náhradu, a tak je třeba stále hledat možnosti, které by zvýšily využitelnost energie uložené v palivu. Odpadní teplo chladicího a výfukového systému automobilu tvoří přibližně 30-40 % energie paliva, je tedy vhodné najít způsob, jak tuto tepelnou energii získat a následně uložit či použít. Z hlediska využití odpadního tepla spalovacího motoru by mohly hrát nezastupitelnou roli oběhové systémy pro využití odpadního tepla, například Rankinův Cyklus (RC). Ten je znám již od 19. století a jedná se o tepelný oběh, který je vhodný pro využití energie odpadního tepla. V případě použití organické pracovní tekutiny, která umožňuje funkci systému za nižších teplot, než je tomu u Rankinova cyklu provozovaného v elektrárnách, kde je jako medium použita voda, se jedná o Organický Rankinův cyklus (ORC). Pokusy s integrováním ORC systému do nákladního automobilu probíhaly již od 70. let 20. století, avšak jeho nevýhody převažovaly nad výhodami. Systém zabíral příliš mnoho místa a technologické možnosti byly omezenější než dnes. [1]

Ve své bakalářské práci se věnuji problematice využití odpadního tepla spalovacího motoru pomocí organického Rankinova cyklu a Rankinova cyklu. Práce se zaměřuje se prvně na základní princip systému, poté na jednotlivé komponenty a variace ORC/RC systému, různé konfigurace. Nakonec ve výpočtové části je teoreticky analyzován modelový ORC systém pro konkrétní aplikaci.

2 Spalovací motory

Spalovací motory jsou již přes 140 let neodmyslitelně spjaty s osobní i nákladní automobilovou dopravou. V posledních letech dochází k obrovskému pokroku ve vývoji spalovacích motorů, cílem konstruktérů je jak snížení hmotnosti motorů, tak převážně snížení emisí vzniklých při spalování paliva v motoru, což souvisí se zvyšováním účinnosti spalovacího motoru. Konvenční motory tak nyní dosahují mnohem nižší spotřeby při stejném objemu spalovacího prostoru a často i vyššího výkonu než dříve. Cílem do budoucna je snižovat emisními normami a dalšími regulacemi dopad působení spalovacích motorů v dopravě. Proto jsou vyvíjeny různé technologie, které by zvýšily efektivitu spalovacích motorů a využily energii odpadního tepla.

2.1 Zážehový spalovací motor

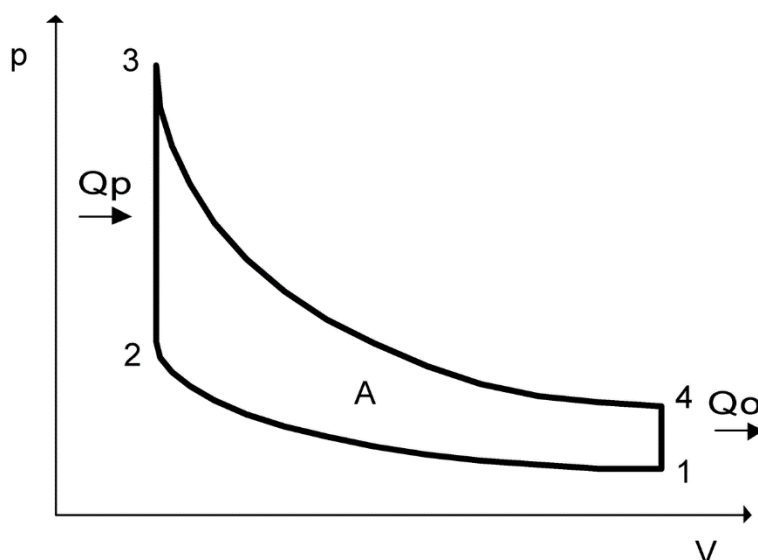
Zážehový čtyřdobý motor byl vyvinutý v roce 1876 Nicolausem Ottem, a je spolu se vznětovými motory nejrozšířenějším agregátem v osobní i nákladní dopravě. Jedná se o pístový stroj, který využívá k zážehnutí palivové směsi zapalovací svíčku. Účinnost tohoto motoru se pohybuje do 35 %, zbytek energie paliva odchází formou spalin a část je odebírána chladícím systémem. Mezi jeho výhody patří rychlá regulace výkonu a nižší hmotnost vůči vznětovému motoru. Nevýhody jsou naopak vyšší spotřeba paliva a vyšší produkce emisí při porovnatelném zatížení, než je tomu u vznětových motorů. Zážehový motor je velmi náročný na kvalitu paliva. P-V diagram Ottova cyklu zážehového motoru je zobrazen na obrázku 1.

2.1.1 Princip Ottova cyklu

Ottův cyklus [2] pracuje v následně:

- 1-2 Adiabatická komprese: Píst se posouvá nahoru a stlačuje objem nasáté směsi vzduchu a paliva.
- 2-3 Izochorický přívod tepla. Dochází k nárůstu tlaku a vznícení směsi.
- 3-4 Adiabatická expanze. Píst se pohybuje směrem dolů a dochází k expanzi zažehnuté směsi paliva.
- 4-1 Izochorický odvod tepla.
- 1-1 Dojde k výfuku a sání směsi vzduchu s palivem a opakování cyklu (nezobrazeno v p-V diagramu).

Práce vykonaná během jednoho cyklu se rovná rozdílu tepla přivedeného a tepla odvedeného.



OBRÁZEK 1 – P-V DIAGRAM OTTOVA CYKLU [22]

2.2 Vznětový spalovací motor

Vznětové motory se od čtyřdobých zážehových motorů liší převážně v tom, že k expanzi dochází po vstříknutí paliva vstříkovací tryskou pod vysokým tlakem do stlačeného horkého vzduchu ve spalovacím prostoru, kde dojde ke samovznícení směsi, a pracují v dieslově cyklu. Jsou méně náročné na kvalitu paliva a je možné s nimi jezdit i na řepkový olej, který je plně obnovitelný. Vznětové motory jsou pro svou charakteristiku vhodné pro použití v automobilech, lodích, lokomotivách, zemědělských strojích či stacionárních generátorech.

Tyto stroje a dopravní prostředky se vznětovými motory jsou vhodnější pro instalaci ORC technologie než stroje se zážehovými motory. V příloženém diagramu na obrázku 2 můžeme vidět zobrazení Dieselova cyklu [3]

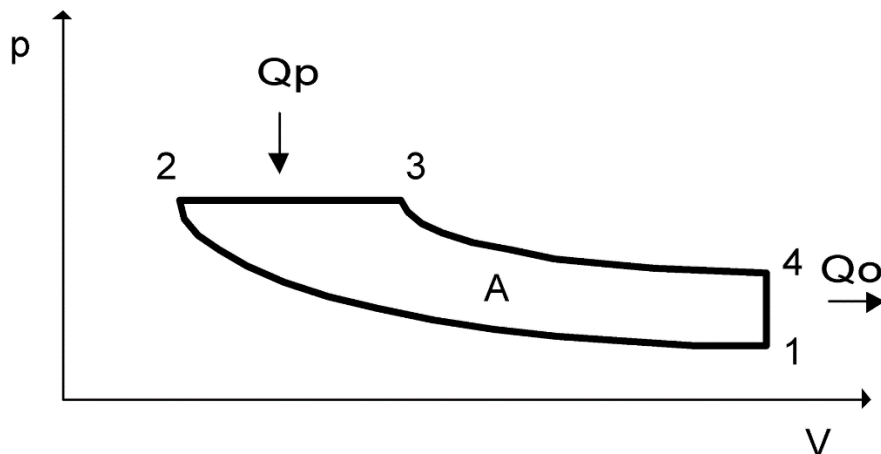
2.2.1 Princip Dieselova cyklu

Dieselův cyklus pracuje následovně [2]:

- 1-2 Adiabatická komprese: Píst se posouvá nahoru a stlačuje objem nasáté směsi vzduchu a paliva.
- 2-3 Izobarický přívod tepla. Dochází k nárůstu objemu a vznícení směsi.
- 3-4 Adiabatická expanze. Píst se pohybuje směrem dolů a dochází k expanzi zažehnuté směsi paliva.
- 4-1 Izochorický odvod tepla.

Velká část tepla (Q_0) je odvedena nevyužitá do výfukového systému, toto teplo může dále využít instalovaný ORC systém.

OBRÁZEK 2 – P-V DIAGRAM DIESELOVA CYKLU [4]



2.3 Vysokozátěžové dieselové motory

Většina dnešních nákladních vozidel je poháněna vysokozátěžovými dieselovými motory (Heavy Duty Diesel Engines – HDDE), u kterých se výkony pohybují do 600 kW pro silniční použití, a ještě více pro nákladní stroje určené mimo silnice. Poslední generace motorů je velice často vybavena „common rail“ přímým vstřikováním a jedná se o 4-12 válcové motory s objemy spalovacího prostoru do 12 litrů. V současné době je maximálně 45 % energie paliva převedeno na brzdový výkon,

který slouží k pohonu vozidla. Zbývající odpadní energie vzniká tepelnými ztrátami, ztrátami třením a nevyužitá energie výfukových plynů se vytrácí do okolí. Jedná se o nevhodnější motory pro instalaci ORC systému a tuto problematiku bude obsahovat kapitola zabývající se vývojem RC a ORC systémů v automobilech.

2.4 Zdroje tepla

Hlavní zdroje tepla v agregátu lze rozdělit do dvou skupin s relativním rozsahem provozních teplot, které závisí na momentálním zatížení motoru.

Vysokoteplotní zdroje tepla

- Výfukové plyny (200–600 °C)
- Recirkulace výfukových plynů - EGR (200–750 °C)

Nízkoteplotní zdroje tepla

- Chladicí kapalina (80–100 °C)
- Olej v motoru (80–120 °C)
- Mezichladič stlačeného vzduchu (50–70 °C)

V praxi jsou nejčastěji jako zdroje odpadního tepla užívány výfukové plyny a EGR, přičemž sporadicky se objevuje užití tepla chladicího systému a mezichladiče stlačeného vzduchu z důvodu nižších teplot a potenciálu. Zúžitkování energie z několika zdrojů zároveň se rovněž nejeví jako ideální řešení v automobilech z důvodu složitosti systému a jeho obtížnější regulace (dvojsmyčkové cykly, předehřívání, přehřívání media).

Rekuperace energie z EGR je zvláště výhodná pro chladicí systém vozidla, protože se jedná o využití tepla, které by jinak bylo odebráno chladičem a následně odevzdáno do okolí skrz chladicí systém.

3 Rankinův cyklus a

Organický Rankinův cyklus (ORC)

Rankinův cyklus je termodynamický cyklus, který přeměňuje teplo na práci a je pojmenovaný po skotském fyzikovi Williamu Rankinovi, který byl autorem kompletní teorie o parním motoru. Původně tento cyklus využíval jako pracovní látku vodu, později se ve převážně ve 20. století začaly objevovat pokusy s organickými medii, a tak vznikl Organický Rankinův cyklus (ORC). Jeho pracovním médiem je organická tekutina, která má nižší bod varu a vyšší molární hmotnost než voda, což umožňuje využít energie nízkopotenciálního tepla a vhodně realizovat systémy malých výkonů. Tato technologie využití odpadního tepla má potenciál v získávání energie například v oblasti spalovacích motorů s vnitřním spalováním, geotermálních elektrárnách, solárně-termálních procesech a elektrárnách spalujících biomasu, kde se dosahované teploty pohybují v nízkých a středních hladinách. V kontextu s využitím odpadního tepla spalovacích motorů dochází v současné době převážně ke statickým aplikacím ORC systémů pro výrobu energie. ORC systémy pro použití v automobilech a pracovních strojích jsou stále ve fázi vývoje a testování. Příchod sériového provedení na trh je očekáván kolem roku 2020 [5] [6] s tím, že by se mělo jednat o aplikaci ORC systému do nákladních automobilů na dlouhé trasy. Zakomponování ORC do silničních vozidel je pro vývojáře výzvou z důvodu velice proměnných pracovních profilů, což vede k potřebě implementace řídicího mechanismu, který zaručí výkon, spolehlivost a trvalost celého systému.

3.1 Princip RC/ORC

Rankinův cyklus operuje následovně, pracovní body jsou zobrazeny v na grafech v příložením obrázku 3:

1-4 Izobarický přestup tepla

Čerpadlo pod vysokým tlakem dopraví medium do výparníku, kde se kondenzát ohřeje na výparnou teplotu a následně dostane do fáze přehřáté páry. Tato fáze může být rozdělena na tři části: předehřívání (2-3), vypařování (3-4) a přehřívání (4-5).

4-5 Adiabatická expanze

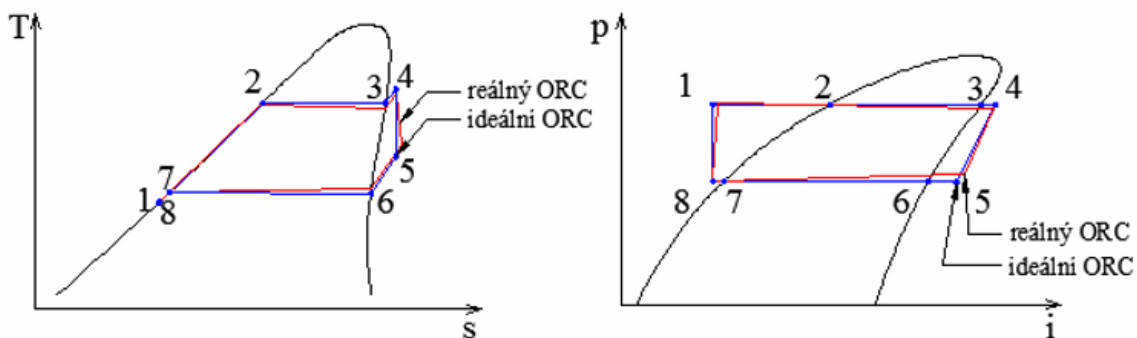
Pára expanduje v turbíně, čímž koná mechanickou práci, která může být dále konvertována. Expanze je limitována teplotou chladicího média a erozí lopatek turbíny.

5-8 Izobarický odběr tepla.

Částečně zkapalněné medium, které opouští turbínu, za nízkého tlaku z kondenzuje většinou v povrchovém kondenzátoru za použití chladicí kapaliny. Tato fáze může být rozdělena na chlazení přehřáté páry (5-6), kondenzaci (6-7) a podchlazení (7-8).

8-1 Izoentropická komprese.

Čerpadlo zvýší tlak kondenzátu. Vzhledem nízkému specifickému objemu tekutiny je práce čerpadla relativně malá a bývá někdy ve výpočtech zanedbávána.



OBRÁZEK 3- T-S A P-H DIAGRAMY ORGANICKÉHO RANKINOVA CYKLU [7]

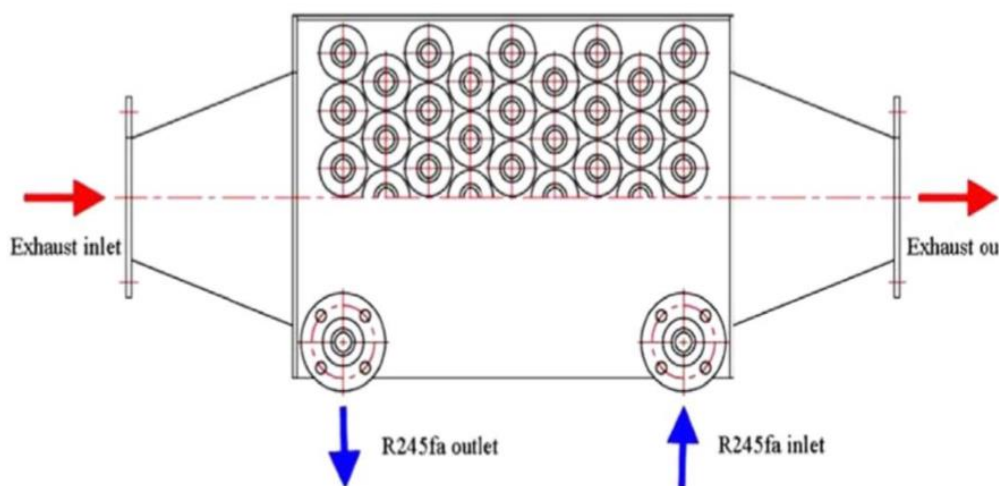
3.2 Základní prvky RC systému

3.2.1 Výměník tepla

Pro aplikace RC/ORC systémů se nejčastěji používají trubkové (zobrazen na obrázku 4), trubkové s žebrováním a deskové výměníky tepla. Pro využití odpadního tepla chladicí soustavy a dalších soustav, kde je medium v kapalném skupenství se používají deskové výměníky. Ty jsou vhodné pro nižší provozní teploty (kolem 250 °C) [1] v porovnání s trubkovými výměníky, zejména z důvodu deformací desek a ztráty těsnosti výměníku při vyšších teplotách.

Do budoucna se počítá s „metal foam“ výměníky, které slibují nízkou hmotnost při vysoké efektivitě, což je ideální pro aplikaci v automobilech. Momentálně je jejich integrace v oběhu pro využití odpadního tepla automobilu finančně nevýhodná a tyto výměníky jsou zatím předmětem vývoje a jejich nevýhodou jsou vysoké tlakové spády ve výfukovém potrubí, což následně vede ke snížení výkonu motoru. [1]

V elektrárnách a dalších velkých statických RC systémech je často používán olejový meziokruh, který odděluje zdroj tepla od pracovní látky, což má pozitivní dopad na bezpečnost systému. Nicméně pro přenos tepla výfukových plynů automobilu je nejvhodnější konfigurace s přímým vypařováním media, kde výfukové plyny přímo předávají svou tepelnou energii pracovní látce. Na výměník jsou kladeny nároky na toleranci vysokých tlaků, teplot a korozivzdornost. V dnešní době není vhodné chladit výfukové plyny na méně než 90-120 °C z důvodu kodenzace (záleží na obsahu síry ve spalinách). [8]



OBRÁZEK 4 –TRUBKOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA VÝFUKOVÝCH PLYNŮ [8]

3.2.2 Čerpadlo

Čerpadlo v RC systému slouží k natlakování pracovní látky z kondenzačního na výparný tlak a k řízení hmotnostního průtoku media v tepelném okruhu. Pro RC/ORC oběhy připadají v úvahu objemová čerpadla, například membránové čerpadlo, které pomáhá těsnosti systému, pístová nebo rotační čerpadla. Čerpadlo také řídí výparný tlak v systému, jeho elektromotor může být vybaven měničem pro aktivní řízení hmotnostního toku systémem. Pro spojení elektromotoru a čerpadla se často využívá magnetické spojky [5].

3.2.3 Expandér

Expandér je jedna z nejdůležitějších a nejvíce namáhaných komponent celého RC/ORC systému, protože výkon systému je přímo navázaný na výkon expanzního stroje. Obecně je možné expandéry používané u těchto systémů rozdělit do dvou skupin, na objemové a turbo-expandéry [9].

3.2.3.1 Turboexpandéry

Turbo-expandéry jsou vhodnější pro větší RC/ORC systémy a mají lepší výkon, pokud operují při stabilních provozních podmínkách v porovnání s objemovými expandéry.

Tyto expandéry nejsou pro použití v malých systémech vhodné zejména proto, že jejich vysoké otáčky by mohly vést ke strukturálním problémům, případně turbíny špatně snášejí příliš vysoký vysoký hmotnostní tok tekutiny během expanze, protože může dojít k poškození lopatek. Z těchto důvodů jsou vyvíjeny turboexpandéry speciálně pro využití v RC/ORC obězích a výraznějším problémem turboexpandérů tak zůstává momentálně jejich cena. [1]

3.2.3.1.1 Axiální turbíny

Axiální turbíny jsou převážně vhodné pro použití ve velkých systémech využití odpadního tepla s konstantními provozními podmínkami, kde sice nejsou vysoké rozdíly hladin pracovních tlaků, ale je vysoký hmotnostní tok pracovní tekutiny. Axiální turbíny je také možné použít pro vícestupňové systémy [5]

3.2.3.1.2 Radiální turbíny

Radiální turbíny jsou určené pro oběhy, které dosahují vysokých tlakových spádů a nízkých hmotnostních toků media. Stejně jako axiální umožňují vícestupňovou expanzi, avšak maximálně pouze dvoustupňovou. [5]

3.2.3.2 Objemové expandéry

V oblasti využití odpadního tepla automobilu je možné počítat s několika druhy objemových expandérů, převážně se jedná o pístové, spirálové, šroubové a lamelové. Případně se provádí okrajově pokusy s Rootsovým a Wankelovým expandérem. [5]

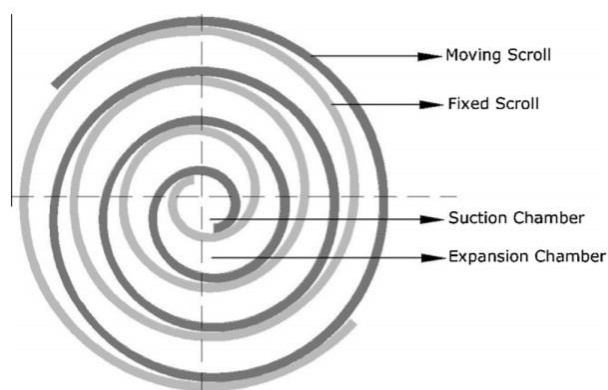
3.2.3.2.1 Pístové

Pístové expandéry jsou většinou používané v malých obězích pro využití odpadního tepla, mohou operovat s velkými rozsahy tlaků díky jejich velkému kompresnímu poměru, který se pohybuje mezi 6 a 14 [1]. Tento typ expandéru je vhodný pro vysoké tlaky i

provozní teploty (7 MPa, 560 °C), avšak dosahuje vysokých třecích ztrát v porovnání s jinými druhy expandérů.

3.2.3.2.2 Scroll (spirálový)

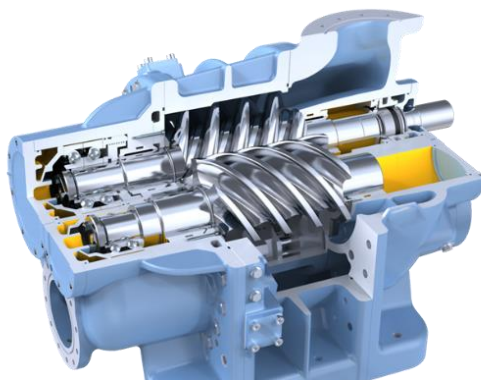
Scroll expandéry mohou operovat s nižšími rozdíly tlaků, protože mají nízký kompresní poměr (1,5 - 4). V porovnání s pístovými expandéry snášejí nižší provozní teploty (215 °C) [9] a velmi často se pro aplikaci v ORC systémech používají scroll expandéry z automobilových klimatizačních jednotek. Oběhy s těmito expandéry jsou určeny převážně pro využití tepla z chladicího systému a dalších nízkopotenciálních zdrojů. Scroll expandéry dobře snášejí kapalnou fázi během expanze a umí se přizpůsobit rozličným provozním podmínkám. Scroll expandér je ilustrován na obrázku 5.



OBRÁZEK 5 – SPIRÁLOVÝ EXPANDÉR [9]

3.2.3.2.3 Šroubový (screw)

Šroubové (Lysholmovy) expandéry jsou převážně používány v oblasti geotermální energie, kde se dosahuje středních až vysokých teplotních hladin. Mají expanzní poměr mezi 6-8 a jsou velmi náročné na mazání vzhledem k jejich vysokým provozním otáčkám. Pro jejich aplikaci v automobilech je tudíž nutné přidat na výstupní hřídel screw expandéru redukční převodovku, která je dále spojená s klikovou hřídelí. Šroubový expandér je zobrazen na obrázku 6. [5]



OBRÁZEK 6 - ŠROUBOVÝ EXPANDÉR [23]

3.2.3.2.4 Lamelový (vane)

Lamelové expandéry jsou vhodné pro ORC systémy s nižšími výstupními výkony, mohou být v jednočinné či dvojčinné konfiguraci a jsou odolné vůči rozličným vlastnostem pracovní tekutiny při vypařování. Jsou levné na výrobu a zaručují rovnoměrnou produkci točivého momentu. Díky jejich provozním otáčkám kolem 3000 ot/min je možné jejich mechanické propojení s motorem bez přídavné převodovky. K výhodám patří jejich tichý běh a nízké požadavky na mazání. [5]

3.3 Pracovní látka

Výběr vhodné pracovní látky je jedním z hlavních aspektů, které je třeba řešit při vývoji a studiu RC/ORC systémů. Selektce media závisí na několika faktorech [1]:

- Teplota zdrojů tepla
- Operační teploty oběhu
- Operační tlaky oběhu
- Vlastnosti pracovní tekutiny
 - Termální degradace
 - Toxicita
 - Hořlavost
 - Chemická stabilita
 - Dostupnost
 - Cena
 - Dopad na životní prostředí
 - Bod tuhnutí tekutiny
 - Materiálová kompatibilita s komponentami oběhu (např. koroze)

Procedura pro výběr pracovní látky v souvislosti s bezpečností a dopadem na životní prostředí (má přednost před výběrem podle termodynamického výkonu) zahrnuje porovnávání 3 hlavních parametrů podle NFPA standardu: H (Health-Zdraví), F (Flammability-Hořlavost) a R (chemická Reaktivita/stabilita) s hodnotami od 1 do 4, kde 4 je vysoký stupeň nebezpečí. Pro aplikaci v automobilech jsou nevhodné tekutiny s indexem vyšším než 2 z důvodů hořlavosti a možnosti netěsnosti oběhu.

S ohledem na vysoké teploty výfukových plynů a EGR u HDDE motorů se jeví jako vhodné tekutiny na bázi alkoholů (např. etanol, metanol...), vody a uhlovodíků (např.

benzen, toluen, pentan), ty jsou však hořlavé a je třeba zajistit dostatečnou ochranu pro zaručení těsnosti systému.

Běžná chladiva jako R-245fa a R-134a jsou naopak vhodná pro využití nízkopotenciálního tepla z chladicího oběhu a chladiče stlačeného vzduchu.

V příložené tabulce 1 jsou uvedeny kritické teploty, tlaky, body varu, body tuhnutí a hodnocení dopadu na životní prostředí několika vybraných pracovních tekutin používaných při pokusech s RC/ORC systémy.

TABULKA 1- PŘEHLED ZÁKLADNÍCH PRACOVNÍCH LÁTEK V RC OBĚHU [9]

Tekutina	Kategorie	Tc[°C]	Pc[bar]	Tboil[°C]	Tf[°C]	H	F	R
Čistá voda-pára (R-718)	Anorganická	373.95	220.64	99.97	0	0	0	0
amoniak(R-717)	Anorganická	132.25	113.33	-33.33	-77.7	3	1	0
CO2(R-744)	Anorganická	30.98	73.77	-78.46	-56.6	2	0	0
ethanol(ethylalcohol)	Alkohol	241.56	62.68	78.42	-114.2	0	3	0
methanol(methylalcohol)	Alkohol	239.45	81.04	64.48	-97.5	1	3	0
R-245fa(pentafluoropropan)	Hydrofluorocarbon	154.01	36.51	15.14	-102.1	2	1	0
R-245ca(pentafluoropropan)	Hydrofluorocarbon	174.42	39.41	25.26	-81.7	2	1	0
R-134a(tetrafluoroethan)	Hydrofluorocarbon	101.06	40.59	-26.07	-103.3	2	1	0
R-236fa(hexafluoropropan)	Hydrofluorocarbon	124.92	32.0	-1.49	-93.6	1	0	0
benzen	Hydrocarbon	288.87	49.07	80.07	5.5	2	3	0
toluen(methylbenzen)	Hydrocarbon	318.6	41.26	110.6	-95.2	2	3	0

3.4 Výhody a nevýhody ORC vůči RC

3.4.1 Výhody

- Systém dokáže využít energii z relativně nízkých teplot
- Pracovní látka nebývá korozivní
- Využití odpadní energie
- Snížení spotřeby vozidla
- Zvýšení účinnosti pohonného systému
- Cenově dostupné pracovní látky
- Organické pracovní látky mají nízké body tuhnutí

3.4.2 Nevýhody

- Hořlavost pracovních látek v porovnání s RC
- Vysoká cena
- Relativně složitá regulace (zvláště víceokruhové systémy)
- Vysoké nároky na těsnost systému
- Velikost/hmotnost systému

3.5 Vývoj aplikace RC a ORC v automobilech

3.5.1 První pokusy s ORC v automobilech

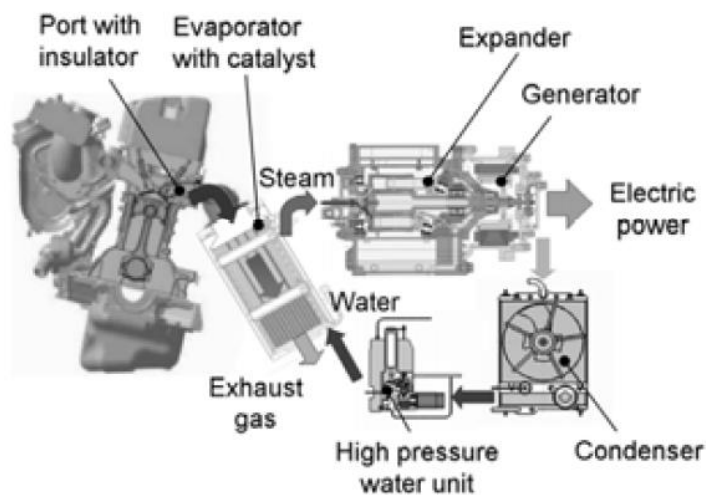
První zmínka o pokusech integrování ORC do nákladních automobilů je z roku 1976 [6], kdy došlo k získání 13 % výkonu při vrcholném zatížení diesellového motoru Mack 676. Jako pracovní látka byl použit Fluorinol-50. Tuto první aplikaci provedli pánové Patel a Doyle, dále uskutečnili další měření a kompletně popsali hardware a řízení oběhového systému se společným chladičem pro ORC a motor. Pro tento kombinovaný systém předpokládali možnost snížení spotřeby paliva až o 15 %. Dále byly pokusy s dodáváním získaného výkonu přes převodovku na klikovou hřídel.

V roce 2005 vyšla na kongresu SAE studie [10] o využití tepla z chladícího a výfukového systému hybridního vozidla (HEV) s objemem motoru 1,4 litru, kde byla tepelná energie skrze turbínu a generátor přeměněna na elektrickou energii pro napájení baterií a elektromotoru. Byly vypočítávány modely s různými médii, pro vodu vycházela úspora paliva mezi 12-27 %, avšak toto řešení vyžadovalo složitější konstrukci expandéru. Pro variaci s organickými médii isopentanem či R245ca byla předpokládána úspora paliva mezi 17-32 % [1], zde však jsou přítomna bezpečnostní rizika a případný negativní dopad na životní prostředí. Rok poté byla testována konfigurace s přehříváním pracovní látky v bloku zážehového motoru a přehříváním výfukovými plyny, která měla termickou účinnost ORC systému 8,1 %.

3.5.2 Honda

Honda v roce 2007 [11] z prostorových důvodů integrovala výparník do katalyzátoru hybridního automobilu Stream se zážehovým motorem o objemu 2 litry, jednalo se o systém, který jako medium používal vodu. Úpravy vozu zahrnovaly upravenou hlavu válců s izolovanými výfukovými porty, upravený katalyzátor, přidaný kondenzátor, vysokotlakou vodní pumpu a expandér, architektura systému je zobrazena na obrázku 7. Expandér

fungoval na principu swash-plate pístového expandéru (podobný klimatizačním systémům) s integrovaným generátorem elektrické energie, která napájela akumulátorovou soustavu automobilu. Honda také vyvinula automatický řídicí systém parního Rankinova cyklu, který



OBRÁZEK 7 – SCHÉMA RC SYSTÉMU AUTOMOBILU HONDA [24]

udržoval teplotu v rozmezí 400-500 °C a tlak mezi 7-9 MPa podle momentálního zatížení motoru. Řídicí systém umožňuje optimalizovanou funkci RC systému v proměnných podmínkách reálného jízdního stylu. Při jízdních testech byl zjištěn 3,8 % nárůst termické účinnosti při konstantní rychlosti 100 km/h v porovnání se seriovým modelem. Expandér je dimenzován na maximální produkovaný výkon 32 kW a maximální termická účinnost jednotky je 13 % při generování 23 kW. Podle amerického dálničního testovacího cyklu generoval RC systém třikrát více energie než regenerativní brzdění. Honda následně vyhodnotila výsledky testování tak, že k zavedení do seriové výroby osobních automobilů by bylo nutné, aby byla účinnost RC systému vyšší než naměřené hodnoty.

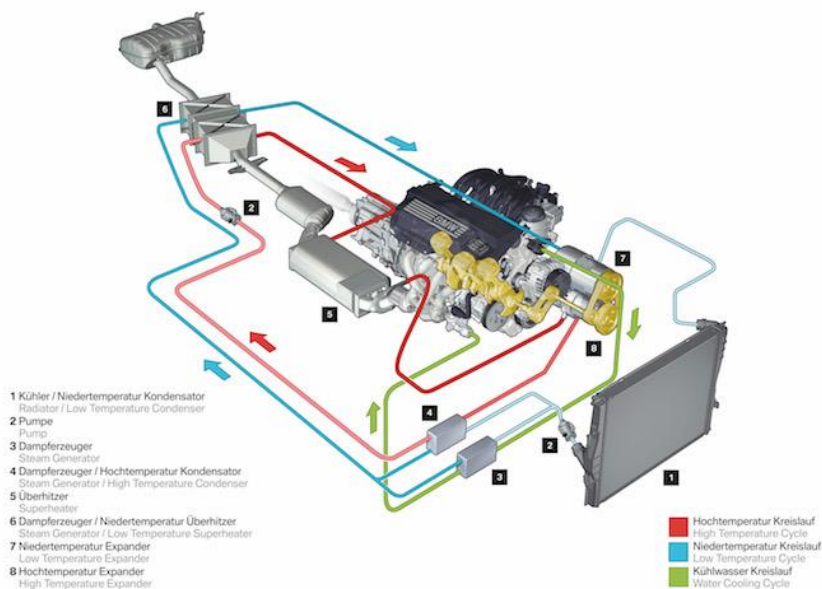
3.5.3 Turbostreamer (BMW)

BMW v roce 2005 vyvinulo systém Turbostreamer [12], který používal dva okruhy, vysokoteplotní (výfukové plyny) s vodou a nízkoteplotní (chladicí systém) s ethanolem jako pracovními látkami, systém je zobrazen na obrázku 8. Oba okruhy využívaly lopatkové expandéry a bylo dosaženo 15 % nárůstu výkonu při nezvýšené spotřebě paliva, v běžném provozu je za reálnější považovaná hodnota kolem 10 %. Motor o objemu 1,8 litru zároveň systém generoval dalších 10 kW a 20 Nm. Tento systém dokáže využít až 80 % energie výfukových plynů a expandér vysokoteplotního okruhu je přímo napojen na klikovou hřídel motoru, nízkoteplotní okruh napájí palubní elektroniku a spotřebiče. BMW navrhlo komponenty Turbostreamer systému tak, aby se daly nainstalovat v sériových modelech se

čtyřválcovými motory. Další vývoj BMW zaměřilo na zjednodušení a zmenšení komponent systému s plány zavedení systému do seriové výroby do 10 let, k tomu však dosud nedošlo.

V roce 2011 oddělení BMW EfficientDynamics ve své zprávě uvedlo, že nejslibněji vypadají systémy Turbostreamer a TEG (termoelektrický generátor), ten získává elektrickou energii přímo z tepla výfukového systému pomocí Sebeckova efektu. Principiálně TEG funguje tak, že mezi dvěma termoelektrickými polovodiči o rozdílné teplotě vzniká napětí, tento systém má však maximální výkon kolem 2 kW. RC systém Turbostreamer Generation 2, který navazuje na původní koncept Turbostreameru z roku 2005, oddělení EfficiencyDynamics v průběhu let odlehčilo, a hlavně zmenšilo jeho rozměry. Turbostreamer 2 využívá proti původní verzi jednodušší konstrukci systému a došlo k vyvinutí nového dvoustupňového expandéru na principu impulzní turbíny, která je levnější, menší a lehčí než předchozí řešení. Od těchto vylepšení si vývojáři slibují snížení spotřeby okolo 10 % pro vozidlo řízené běžným uživatelem na dlouhých trasách. Celý systém se podařilo integrovat do dodatečného modulu a nainstalovat do BMW řady 5.

Nevýhodou všech systémů, které využívají energie odpadního tepla je nízká efektivita při jízdách na krátké vzdálenosti, a proto BMW vyvinulo Heat management, který je



OBRÁZEK 8 – SCHÉMA REALIZACE ORC SYSTÉMU BMW TURBOSTREAMER [25]

integrovaný do systému BMW EfficientDynamics. Heat management v budoucnu zajistí, že díky izolaci motoru a výfukového systému bude zajištěna stabilizovaná teplota pohonného ústrojí díky zbytkovému teplu, čímž se výrazně omezí fáze studeného startu. Tepelný výměník ve výfukovém potrubí také zajistí stabilní teplotu převodového oleje, což vede ke

snížení tření a následně i spotřeby v oblasti studeného startu. Turbostreamer v kombinaci s Heat managementem slibuje znatelné snížení spotřeby a může hrát v budoucnu výraznou roli ve snižování spotřeby a produkce emisí CO₂ spalovacích motorů.

3.5.4 Mahle

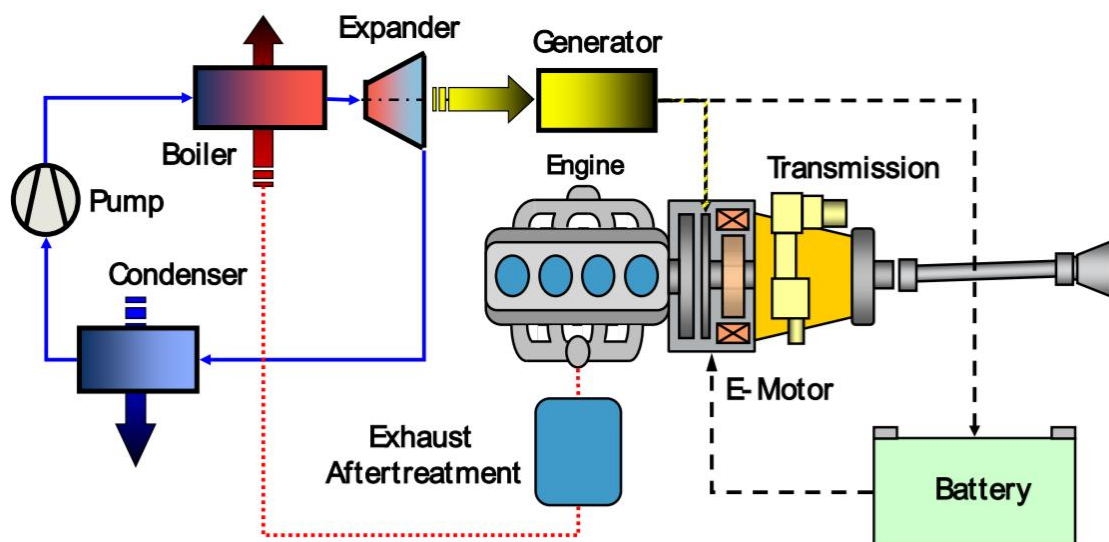
Na tento výzkum navázal Behr/Mahle [13], který porovnával teoretické výpočty s reálnými výsledky a vyvinul pro to simulační nástroj BISS (Behr Integrated System Simulation). Silniční testy potvrdily 5 % zlepšení spotřeby paliva při simulování ESC cyklu i ustáleném dálničním cyklu, který je typickým provozním cyklem kamionů. Dále se podařilo firmě Behr vyvinout systém, který používal pístový expandér a dokázal generovat z odpadního tepla 6 % výkonu motoru, který splňoval normu EuroVI. Testy ukázaly, že by bylo vhodné vyvinout hybridní ústrojí ke snanějšímu využití získaného výkonu a jedná se tak o další směr, kterým pravděpodobně vývoj ORC technologie povede.

3.5.5 Bosch

Podobně jako Behr/Mahle se experimenty zabýval Bosch [14] a vyvinul pro automobily dva typy expandérů, pístový a turbínový. Energie byla získávána z výfukových plynů a EGR v paralelním uspořádání. Pro aplikaci v automobilu byly uvažovány voda, ethanol, MM, R-245fa a toluen jako pracovní látky pro turbínový expandér. Bosch dále svůj vývoj soustředil spíše na statické kogenerační ORC jednotky pro domácí a průmyslové použití.

3.5.6 Daimler a Detroit Diesel

Daimler v roce 2011 v kooperaci s Detroit Diesel pod projektem Supertruck [15] vyvinul systém využití odpadního tepla nákladního automobilu založený na Rankinově cyklu, jeho uspořádání je zobrazeno na obrázku 9. Na základě předběžného výzkumu si určili za cíl 5 % zlepšení spotřeby nákladního automobilu a zvýšení termální účinnosti diesellového motoru o 3 %. Uvažovali hned několik zdrojů odpadního tepla a sice výfukový systém, EGR, chladicí okruh a mezichladič stlačeného vzduchu. Poslední dva jmenované zamítli z důvodu nízké teploty a množství tepla. Využití tepla z EGR s sebou přináší několik pozitiv i negativ. Motor má sice menší chladič chladicího okruhu, ale musí být použit větší kondenzátor v Rankinově oběhu, implementace EGR systému odpadního tepla zvyšuje nároky na konstrukci a složitost, avšak výrazně přispívá ke zlepšení spotřeby v kombinaci s energií získanou z výfukových plynů. Pro projekt Supertruck byl zvolen scroll expandér s dvoustupňovou expanzí spojený s generátorem magnetickou spojkou. Jako pracovní látka



OBRÁZEK 9 – SCHÉMA ORC SYSTÉMU DETROIT DIESEL [17]

byl vybrán ethanol vzhledem k ekologickým, termodynamickým a tlakovým vlastnostem. Celý RC systém byl vyvíjen s plánovaným napojením na hybridní ústrojí vozu. Jako největší problém se jeví zvýšení hmotnosti vozu vlivem integrace oběhu pro využití odpadního tepla, na 150 kilogramů přidané hmotnosti se o jedno procento zvýší spotřeba, dalším problémem je velikost systému a chlazení kondenzátoru. Uvedený projekt Supertruck se nepodařilo uvést do sériové výroby a skončil pouze v prototypové fázi.

3.5.7 Ford

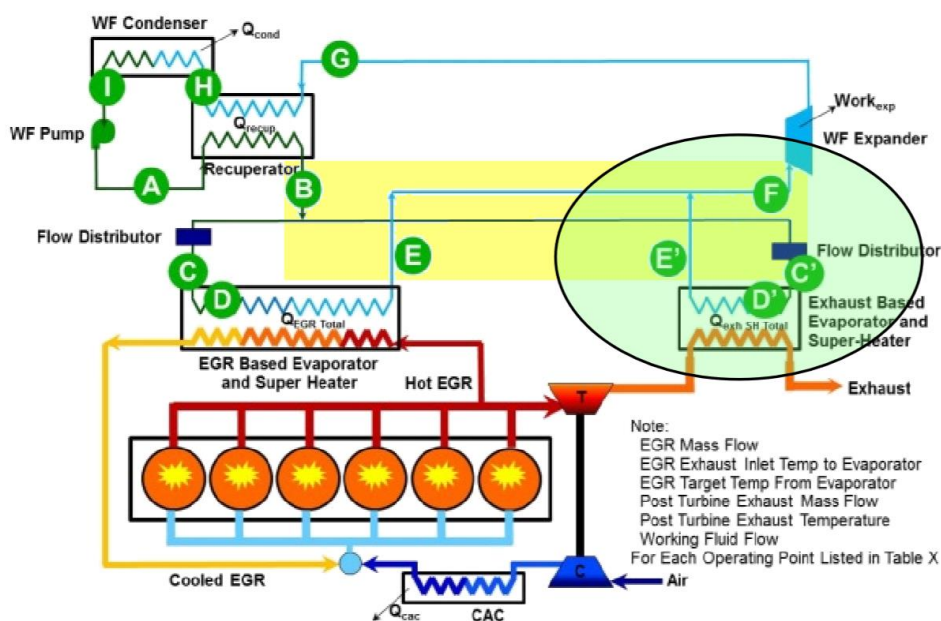
Automobilka Ford [16] v Detroitu roce 2011 představila koncept lehkého užitkového vozu (Ford Escape), který při dálničním provozním cyklu díky ORC systému s médiem R245fa dokázal napájet veškerou palubní elektroniku jen z odpadního tepla. Těchto výsledků dosáhl automobil jak s konvenčním, tak i hybridním ústrojím. Nicméně pro městský jízdní cyklus pokryla elektrická energie z odpadního tepla pouze polovinu spotřeby palubní elektroniky v případě konvenčního vozu. A pouze třetinu v případě automobilu s hybridním ústrojím podle výsledků prezentovaných Q. Hussainem z Ford research. Jeho tým vyvinul numerický model, který bral v úvahu často se měnící provozní podmínky ORC systému, vstupy do modelu obsahovaly hmotnostní tok spalin výfukem a teplotní spád katalyzátoru, velikost komponent ORC a geometrii. Výstupy modelu byly mechanická energie, elektrická energie a tlak na vstupu do výfukového systému. Zvýšení tlaku na výstupu ze spalovacího motoru je způsobeno tepelným výměníkem, který omezuje tok spalin. Pokud je tepelný výměník špatně navržený, může dojít k přílišnému omezení toku spalin a následně snížení výkonu motoru. Vývojový tým Fordu zvolil organickou pracovní látku kvůli jejím výhodám, zejména díky nízkému bodu tuhnutí ($-100\text{ }^{\circ}\text{C}$). Výparník byl použit trubkový umístěný ve výfukovém potrubí za katalyzátorem, tlaky na obou stranách byly považovány za neměnicí se a uvažoval se pouze měnící se hmotnostní tok spalin, na kterém záleží momentální dostupné množství tepla.

Ford zavedl parametr Power Factor (PF) jako energii generovanou ORC systémem podělenou energií, kterou vyžaduje zátěž palubního příslušenství. Pro hodnotu 1 PF výroba energie ORC systémem plně pokrývá spotřebu palubního příslušenství.

Ve svém konceptu použil Ford nejjednodušší variantu ORC, a sice verzi, kde je jako zdroj tepla uvažována pouze energie výfukových spalin. Vůz bez hybridního ústrojí dosáhl na dálnici hodnoty 0,9 PF a vůz s hybridním pohonem dosáhl 0,98 PF. Navzdory obavám testy zjistily, že tlaková ztráta ve výfukovém potrubí je nižší, než Ford očekával. V tomto provedení systému dochází k rychlému ochlazení spalin, což vede k poklesu tlaku, který v důsledku snižuje spotřebu díky energii vyrobené RC cyklem.

3.5.8 Eaton a John Deere

Eaton se v kooperaci s John Deere od roku 2012 zabýval analýzou a vývojem Rankinova oběhu pro využití odpadního tepla u motoru s objemem 13,5 litru, který je používán v zemědělských strojích a nákladních vozech. Eaton zkoumal několik variant s aplikací rootsova expandéru v roce 2013 a mezi lety 2014 a 2015 probíhaly konkrétní testy ORC systému v praxi, konečná verze systému je zobrazena na obrázku 10. Původně byly zvažovány jako media voda nebo ethanol a byly testovány rootsovy expandéry,



OBRÁZEK 10 – SCHÉMA ORC SYSTÉMU FIRMY EATON A JOHN DEERE [17]

jednostupňový s vodním mediem, dvoj a trojstupňový s pracovní látkou ethanol. Při testech se zjistilo, že při použití ethanolu se sníží spotřeba paliva o 4 %, zatímco při použití vody o 2,5 %. Jako konečné řešení byl použit třístupňový expandér, který měl integrovanou spojku kvůli snížení ztrát při rozeběhu ORC.

Dále byly zvažovány dvě varianty uspořádání systému, paralelní a sériové. Paralelní systém má výhodné vlastnosti z hledisek ovládání systému, kalibraci a funkci, a proto byl zvolen pro tuto aplikaci. Paralelní systém navíc umožňuje funkci rekuperace pouze z EGR.

Plánovaný model ORC byl optimalizován, pro každý operační mód byly nastaveny výparné tlaky, kondenzační teploty a hmotnostní tok pracovní látky. EGR a koncový díl výfuku byly upraveny kvůli přemostění EGR a výfukového potrubí s ohledem na ohřev pracovního média. Byl reoptimalizován objemový tok expandérem s ohledem na otáčky motoru, aby bylo dosaženo snížení nákladů, komplexnosti ORC a snížení rizika při provozu. Po otestování různých pracovních módů bylo dosaženo až 6 % snížení spotřeby paliva při

dálničním provozu. Primární okruh byl koncipován pro ethanol, ale je možné použít i směs ethanolu a vody. [17]

3.5.9 Volvo a Fiat

Na předchozí výzkumné aktivity navázal v roce 2016 projekt NoWaste [18], což je partnerství Volvo Trucks s vývojovým střediskem Fiatu a několika evropskými univerzitami. Tento projekt si dal za úkol vyvinout ORC systém pro instalaci v HDDE, motory pro užití v nákladních automobilech, s cílem snížit spotřebu paliva a tím zlepšit ekonomičnost provozu. V první fázi projektu bylo cílem vyvinout dva ORC systémy, pro aplikaci v nákladních automobilech Volvo a Iveco (člen skupiny Fiat), nejdříve došlo k virtuálním simulacím, výběru architektury systémů, pracovní látky, technologie komponent a řídicí strategie s ohledem na vozidlo a prostředí motoru. První fáze byla dokončena po 12 měsících, kdy se podařilo přesně definovat oba systémy, v následující fázi byli osloveni dodavatelé komponent a následně byly obě koncepce realizovány a instalovány na testovací stolice motoru. Poslední částí projektu byla testovací fáze a následné přizpůsobení ORC systémů pro integraci v automobilu. Paralelně s vývojovou studií byla realizována studie realizovatelnosti s ohledem na cenu systému a jeho integrovatelnost do běžných modelových řad.

V příložené tabulce 2 jsou základní technické údaje agregátů obou automobilek, u motoru Volvo byly jako zdroje odpadního tepla, díky přítomnosti EGR ventilu, vybrány chladič EGR a výfukové plyny. U motoru Fiat byly z důvodu absence EGR ventilu zdrojem tepla pouze výfukové plyny.

TABULKA 2- ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE AGREGÁTŮ [18]

	VOLVO	FIAT
Označení	US10	Cursor 11
Objem motoru [l]	12,7	11,1
Počet válců	6	6
Maximální výkon [kW]	317	353
EGR	ano	ne
Emisní norma	Euro VI	EURO VI

3.5.9.1 Uspořádání ORC pro motor Volvo

Vzhledem ke dvěma zdrojům tepla bylo třeba zvolit paralelní či sériovou konfiguraci oběhů. U obou variant je třeba zajistit, aby výstupní teplota plynů EGR byla dostatečně nízká při vstupu do sání motoru. V sériové konfiguraci je z toho důvodu umístěn tepelný výměník

EGR před výměníkem výfukových plynů a kvůli zachování jednoduchosti byla tato konfigurace zvolena pro tuto aplikaci. V případě paralelního uspořádání by byl sice výkon systému vyšší, ale z hlediska řízení by byl mnohem složitější.

Při termodynamické simulaci bylo zjištěno, že oběh s pracovní látkou na základě ethanolu vykazuje vyšší efektivitu než oběh s běžně používanými chladivy. Případně se uvažuje užití směsi ethanolu a vody ke snížení hořlavosti a korozivních účinků média. Oběh byl navržen s ohledem na maximální tlak 30 bar, teplotu 225 °C a kondenzační tlak 1 bar. Vzhledem k funkci chladicímu oběhu je očekávána teplota chladiva při vstupu do kondenzátoru mezi 60 a 70 °C.

Vzhledem k uvažované aplikaci v konvenčním kamionu bez hybridního ústrojí se získaná energie z odpadního tepla přemění na mechanickou energii přes turbínu. Její výstupní hřídel je napojená na redukční převodovku, která dále přes spojku přenáší získaný výkon na klikovou hřídel motoru.

Pro základní koncepci ORC systému u agregátu Volvo byly zvoleny následující základní komponenty:

- Zubové čerpadlo
- Turbínový expandér
- Deskový kondenzátor
- Rekuperační deskový výměník

3.5.9.2 Uspořádání ORC pro motor Fiat

Návrh ORC systému pro motor Fiat byl pojat jinak než u Volva, nebylo cílem získat z odpadního tepla nejvíce výkonu ani dosáhnout nejvyšší účinnosti, ale maximalizovat dopad ORC oběhu na snížení spotřeby motoru a zároveň udržet systém jednoduchý, snadno integrovatelný a velikostně, hmotnostně a cenově vyvážený. Vzhledem k absenci EGR u tohoto motoru byla použita nejjednodušší uspořádání ORC oběhu s jedním zdrojem tepla, výfukovými plyny. Jednou z nevýhod systému bez EGR je nižší účinnost a pouze nízko-středně teplotně potenciální zdroj tepla.

Výběr pracovního média byl zaměřen převážně na uvažované nízké-střední provozní teploty a snížení hořlavosti. Samozápalná teplota uhlovodíků obvykle znemožní jejich použití v přímých tepelných výměnících s výfukovými plyny, které obsahují kyslík. Proto se v těchto případech přidává další olejový mezioběh, který oddělí hořlavou pracovní látku od výfukových plynů. Pro tuto aplikaci bylo však od tohoto řešení vzhledem k navýšení ceny

a velikosti komponent upuštěno. Médiem byla tedy zvolena organická látka R-245fa, která je nehořlavá a neobsahuje ozon, avšak má vysoký index v GWP (Global Warming Potencial). Do budoucna se uvažuje o náhradě této látky podobnou látkou R1233zd, která zachovává velmi podobné vlastnosti, ale má hodnotu GWP podstatně nižší. Počítačové simulace dokonce zjistily mírné navýšení výkonu systému v případě použití látky R1233zd, která je stále ještě ve fázi testování.

Pohonné ústrojí Fiatu počítá s částečnou hybridizací, takže bylo rozhodnuto připojit turbínu expandéru řes redukční převodovku na elektrický generátor, který dále napájí kompresor klimatizace, elektrický vzduchový kompresor, posilovač řízení a další palubní systémy. Porovnání okrajových provozních podmínek obou vyvíjených systémů je zobrazeno v tabulce 3.

Výsledkem návrhu byl kompaktní systém ORC systém, který obsahoval:

- Zubové čerpadlo
- Axiální impulsní turbínový expandér
- Plate-fin tepelný výměník
- Deskový hliníkový kondenzátor

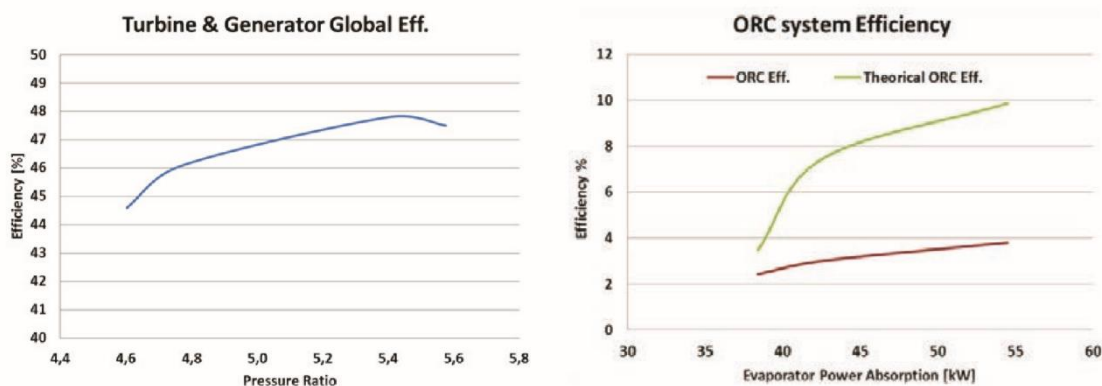
TABULKA 3 - SPECIFIKACE KOMPONENT ORC SYSTÉMŮ [18]

Prvek ORC	Okrajové podmínky	Volvo	Fiat
EGR výměník	Rozsah tepelného toku (kW)	15–45	-
	Teplota EGR (°C)	400–500	-
	Tlak pracovního média (bar)	25–40	-
	Teplota pracovního média (°C)	65	-
Výfukový výměník	Rozsah tepelného toku (kW)	25–60	30–50
	Teplota spalín (°C)	320–350	200–300
	Hmotnostní tok spalín (kg/s)	0.18–0.25	0.2–0.3
	Vstupní teplota média (°C)	65–215	63–73
Kondenzátor	Rozsah tepelného toku (kW)	50–85	25–45
	Tlak pracovní látky (bar)	1	5–7
	Teplota pracovní látky (°C)	85–180	100–110
	Vstupní teplota chladiva (°C)	50–70	50–70
Expandér	Hmotnostní tok chladiva (kg/s)	1–5	0.6–1
	Vstupní tlak (bar)	25–40	25–35
	Vstupní teplota (°C)	200–280	140–160
	Čerpadlo	Vstupní tlak (bar)	1
Vstupní teplota (°C)		70–80	60–70
Vstupní hmotnostní tok média (kg/s)		0.04–0.08	0.1–0.2

3.5.9.3 Testování systému Fiat

V projektu NoWaste byly provedeny experimentální aktivity k určení chování systému v několika provozních podmínkách s rozdílným zatížením motoru. Hodnota produkované energie byla určena tak, že se změřil výstupní proud a napětí během regulace hmotnostního toku a dále byla změřena absorpce elektrické energie čerpadlem dána otáčkami čerpadla. Při testech pracovalo čerpadlo bez problémů a mělo dostatečný výkon, výměníky tepla pracovaly podle specifikací svých výrobců a potíže byly pouze s celkovou účinností turbíny a generátoru.

Turbína s generátorem dosáhly nižší celkové účinnosti, než bylo z teoretických výpočtů předpokládáno, což vedlo ke snížení účinnosti celého tepelného oběhu. Experimentálně ověřená data a jejich porovnání s teoretickými hodnotami jsou uvedena



OBRÁZEK 11 - GRAFICKÉ POROVNÁNÍ ÚČINNOSTÍ ORC A EXPANDÉRU [18]

v přiloženém grafu na obrázku 11.

Celková účinnost ORC ve své výpočetní funkci obsahuje isoentropické, mechanické a elektrické účinnosti jako funkce závislé na rozmezí pracovních tlaků. V grafu je právě patrné, jaký rozdíl ve výsledcích vzniká při zanedbání mechanické a elektrické účinnosti při teoretickém výpočtu. Další experimentálně ověřené výsledky při různých hodnotách zatížení motoru můžeme vidět v přiložené tabulce 4.

TABULKA 4 – VÝKONY KOMPONENT ORC ZMĚŘENÉ NA TESTOVACÍ LAVICI PRO RŮZNÁ ZATÍŽENÍ [18]

Zatížení motoru	70 %	80 %	90 %	100 %
Výkon výparníku [kW]	38.4	42.6	48	54.5
Výkon kondenzátoru [kW]	36.2	40.8	46	51.8
Spotřeba čerpadla [kW]	0.27	0.32	0.38	0.43
Generování el. energie [kW]	1.2	1.6	2	2.5
Hmotnostní tok média [kg/s]	0.15	0.16	0.18	0.19
Celková účinnost ORC	2.4	3	3.3	3.8

3.5.9.4 Testování systému Volvo

V první fázi experimentálního ověřování u systému Volvo bylo postupováno stejně jako v případě Fiatu, komponenty systému byly ve zkušebně umístěny stejně jako při plánované integraci v automobilu. Dodatečná chladicí smyčka byla při testování určena k řízení chlazení Rankinova cyklu a teplota chladiva nepřekročila 65 °C k zaručení kondenzace pracovního média ORC. Použití nízkoteplotního chladicího chladicího cyklu pro nákladní automobily se jeví jako velmi vhodné zejména pro dosažení požadovaných provozních teplot při celoročním provozu ve střední Evropě. Testy ORC systému Volvo byly bohužel provedeny bez expandéru, tudíž bylo možné experimentálně ověřit jen některé hodnoty.

Použitý turbínový expandér dosahoval při testech 65 % celkové účinnosti a celková účinnost Volvo ORC oběhu byla kolem 10 % v širokém spektru pracovních bodů. Dále bylo uvažováno, jak by bylo možné zvýšit účinnost oběhu, a sice redukcí kondenzačních teplot a tlakových hladin, případně použitím expandéru s vyšší účinností. Výsledky získané z měření vedly k získání výkonového poměru (mezi výkonem ORC oběhu a motoru) mezi 1,5 % - 3 % podle momentálního pracovního bodu motoru. [18]

3.5.9.5 Analýza nákladů

Pro oba ORC systémy projektu NoWaste provedla společnost AVL analýzu nákladů na integrování systémů do užitkového automobilu. Složitější systém Volvo by se pohyboval v cenové hladině 2900-4000 Euro a spolehlivější systém Fiatu, avšak s nižší účinností, 2300-3000 Euro. Jedná se o výrobní ceny bez marže a v zájmu úspěšného zavedení nové technologie by marže musela být co nejnižší. Nejnákladnějšími komponentami ORC oběhu jsou tepelné výměníky a expandéry, jejichž ceny by se po zavedení sériové výroby citeně snížily. Přibližná návratnost investice do instalace ORC systému by mohla být kolem 2 let při výše uvedených cenách a dosažení snížení spotřeby vozu o 2-3 %.

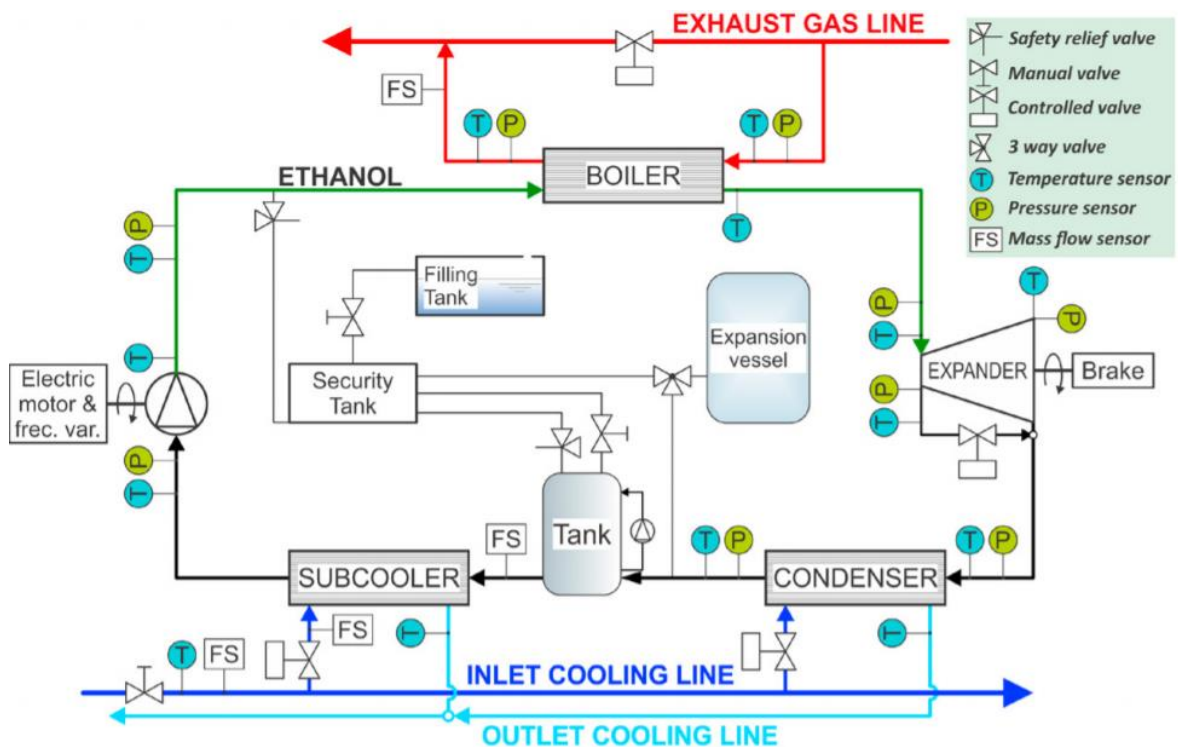
3.5.10 CMT-Motores Termicos UNI Valencia a Valeo

Návrhem organického rankinova cyklu pro integraci v osobních automobilech se také zabývala univerzita ve Valencii v kooperaci s firmou Valeo. [19] ORC systém instalovaný na testovací stoličce používal jednodušší uspořádání a využíval teplo pouze z výfukových plynů zážehového motoru středně velkého osobního vozu. Za pracovní látku byl zvolen ethanol a koncepce oběhu je patrná z přiloženého obrázku 12. Je zde použit swash-plate pístový expandér a protiproudé tepelné výměníky.

Při návrhu byly zohledněny tyto body pro správnou funkci systému

- Přehřátí média na vstupu do expandéru o minimálně 20 °C, aby se předešlo kondenzaci při expanzi.
- Tlakový poměr by měl být mezi 5 a 12, což je považováno za pracovní rozsah swash-plate expandéru.
- Otáčky motoru, které přímo souvisí s otáčkami expandéru, by měly být mezi 1000 a 5000 otáčkami, aby se předešlo mechanickým ztrátám a problémům s mazáním expandéru.

Zdrojem tepla byl v tomto případě zážehový motor o objemu motoru 2 litry a testování systému probíhalo v NEDC cyklu. Nejvyššího výkonu expandéru (800W) bylo dosaženo při maximální dosažené rychlosti během experimentálního testování. Tím se potvrdily i



OBRÁZEK 12 – SCHÉMA ORC SYSTÉMU UNIVERZITY VE VALENCII A VALEA [19]

výsledky primární simulace ORC systému. K vyhodnocení dopadu instalace ORC do automobilu, byl točivý moment expandéru připojen k točivému momentu samotného motoru. Ve specifických otáčkách bylo dosaženo zvýšení točivého momentu až o 17 Nm, což je 18 % navýšení proti hodnotě bez použití ORC.

Jak je patrné, nejvíce se ORC systém vyplatí při vyšší zátěži motoru, zde je potenciál znatelného snížení spotřeby motoru. Při testech bylo dosaženo 2,5 % snížení spotřeby, což je ekvivalent snížení spotřeby o 23,5 g/kWh paliva. Vzhledem k těmto poznatkům se integrace ORC do osobního automobilu vyplatí pouze ve chvíli, kdy je vozidlo provozováno zejména v mimoměstském režimu a pod vyšším zatížením. [19]

4 Modelový výpočet ORC

4.1 Iveco F1C

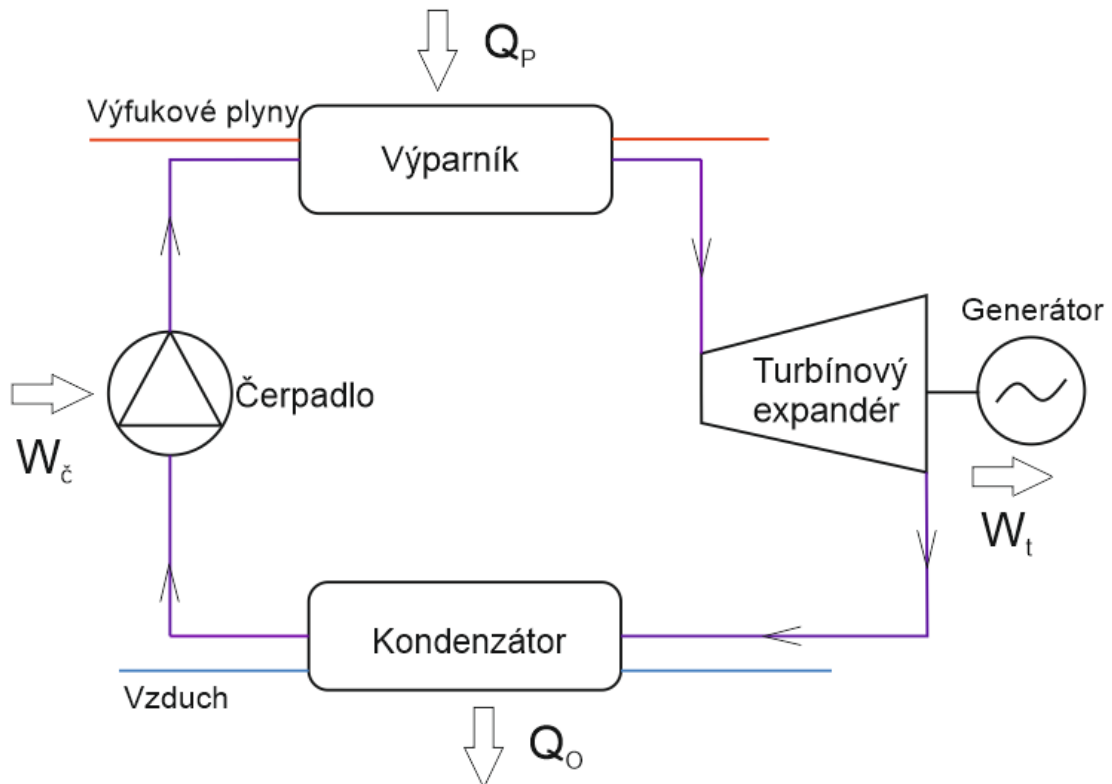
Pro modelový výpočet ORC jsem si zvolil dieslovou jednotu Iveco F1C, která se používá v lehkých užitkových automobilech. Ty jsou na základě rešerše velmi vhodné pro zástavbu ORC systému a parametry tohoto motoru jsou uvedeny v příložené tabulce 5. Jako pracovní látka byl na základě předchozí rešerše zvolen ethanol, v úvahu připadaly i další organické látky jako MM či R245fa

TABULKA 5 – ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU IVECO F1C [20]

	F1C
Koncepce	řadový 4-válec
Vrtání x zdvih	95,8mm x 104mm
Objem	3,0 l
Vstřikování	Common rail
Maximální výkon při ot/min	134 kW při 3500 ot/min
Maximální točivý moment při ot/min	350Nm při 1400-2800 ot/min
Emisní norma	Euro 5
Hmotnost	247 kg

4.2 Návrh ORC oběhu

Pro konkrétní výpočet ORC oběhu bylo nejdříve zvoleno uspořádání komponent oběhu. Výparník byl zvolen jsem trubkový, kondenzátor lamelový a za expandér vybrána turbína, která je dále napojena na generátor elektrické energie. Uspořádání oběhu je patrné z obrázku 13. Generátor dále napájí palubní systémy automobilu a přebytečná energie se ukládá do baterie vozidla. Pracovní látka pro tento ORC systém je ethanol.



OBRÁZEK 13 – USPOŘÁDÁNÍ MODELOVÉHO ORC

Pro modelový výpočet byly na základě předchozí rešerše určeny výchozí teploty, celkové účinnosti čerpadla a turbínového expandéru a hmotnostní tok spalin při středním zatížení a středních provozních otáčkách výše zmíněného agregátu (Při středním zatížení a 2000 ot/min), které jsou uvedeny v příložené tabulce 6.

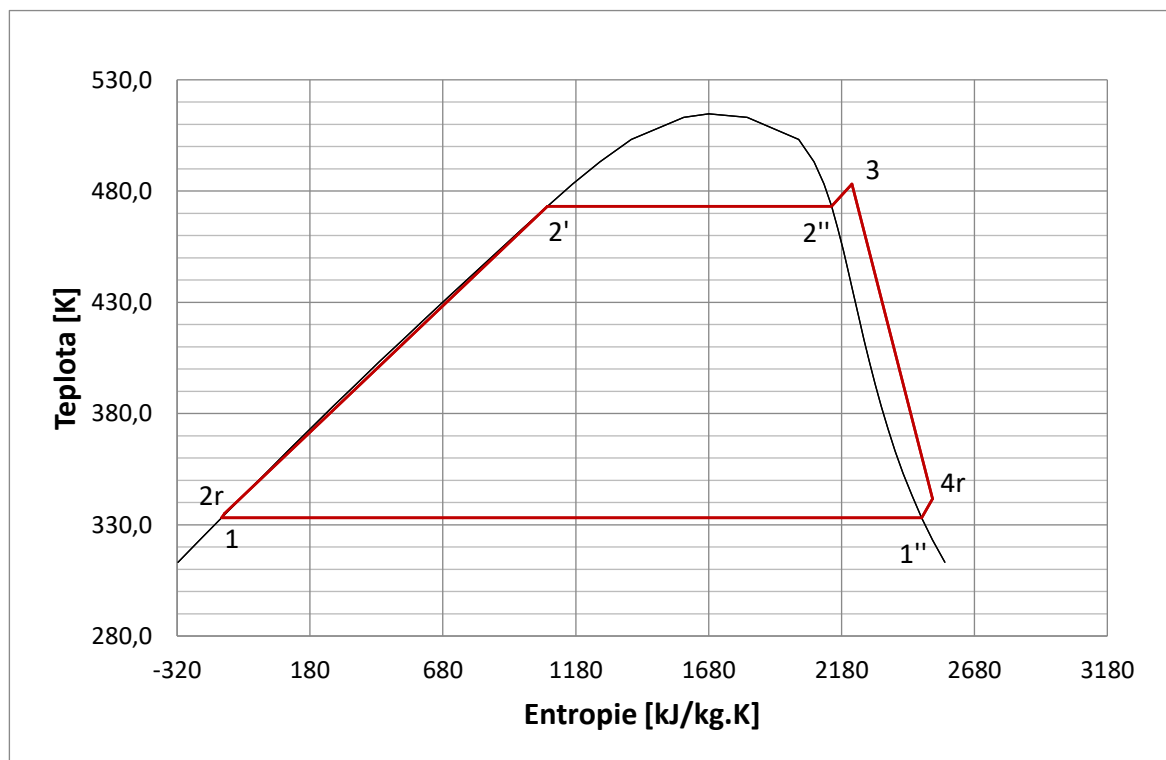
TABULKA 6 – ZVOLENÉ VSTUPNÍ HODNOTY ORC SYSTÉMU

$t_1 = t_1' = 60^\circ\text{C}$	Účinnost turbíny: $\eta_t = 60\%$
$t_2' = t_2'' = 200^\circ\text{C}$	Účinnost čerpadla: $\eta_\zeta = 50\%$
$t_A = 350^\circ\text{C}$	Pracovní látka: ethanol
$t_0 = 30^\circ\text{C}$	Přehřátí $\Delta t_{2''-3} = 10^\circ\text{C}$
$\Delta T_{2'-B} = 35^\circ\text{C}$	Hmotnostní tok spalin:
$p_A = p_B = p_C = p_0 = 0,101\text{ MPa}$	$\dot{m}_s = 0,075\text{ kg/s}$

4.3 Výpočet pracovních bodů ORC oběhu

Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel s doplňkem Coolprop [21] pro práci s pracovními látkami a jejich databází. Pro výfukové plyny byly zvoleny látkové vlastnosti vzduchu z důvodu absence vlastností této směsi v databázi. Zvolenou pracovní látkou je na základě předchozí rešerše ethanol.

Entropie pracovních bodů byla počítána z příslušné entalpie a tlaku v konkrétním bodě. V případě, že byla známa entropie, byla dopočítána entalpie z příslušné entropie a tlaku v konkrétním bodě. T-S diagram s pracovními body ORC jen zobrazen v grafu 1.



GRAF 1 – T-S DIAGRAM NAVRŽENÉHO ORGANICKÉHO RANKINOVA CYKLU

Bod 1 - Hodnota tlaku určena z suchosti páry ($x=0$) a zadané teploty t_1 a z nich dále entalpie a entropie bodu 1.

Bod 1'' - Hodnota tlaku i teploty je stejná jako v bodě 1, bod 1'' se liší pouze suchostí páry ($x=1$). Z ní a tlaku se určí entalpie a dále entropie.

Bod 2' - Hodnoty tlaku, entalpie a entropie se určí analogicky jako v bodě 1. Pro známou teplotu t_2' a suchost ($x=0$).

Bod 2 - Hodnota tlaku i entropie je stejná jako v bodě 2', entalpie a teplota se z nich dále dopočítají.

Bod 2r - Tlak v bodě 2r je stejný jako v bodě 2 teoretickém. Určení entalpie bodu 2r pomocí účinnosti čerpadla a entalpií bodů 1 a 2 teoretického.

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_c}$$

Bod 2'' - Teplota v bodě 2'' je zadaná, tlak se určí ze suchosti ($x=1$) a teploty. Entalpie a entropie opět analogicky jako v bodě 1.

Bod 3 - Tlak $p_3 = p_2'$ a teplota $t_3 = t_2'' + \Delta t_{2''-3}$, z těchto hodnot se dle určí entalpie a entropie. $\Delta t_{2''-3}$ představuje zvolené přehřátí syté páry.

Bod 4 - Entropie v bodě 4 teoretickém se rovná entropii v bodě 3, $p_4 = p_1$. Teplota a entalpie se určí z tlaku a entropie.

Bod 4r - Určení entalpie bodu 4r pomocí účinnosti turbíny a entalpií bodů 3 a 4 teoretického: $h_{4r} = h_3 - (h_3 - h_4) * \eta_t$

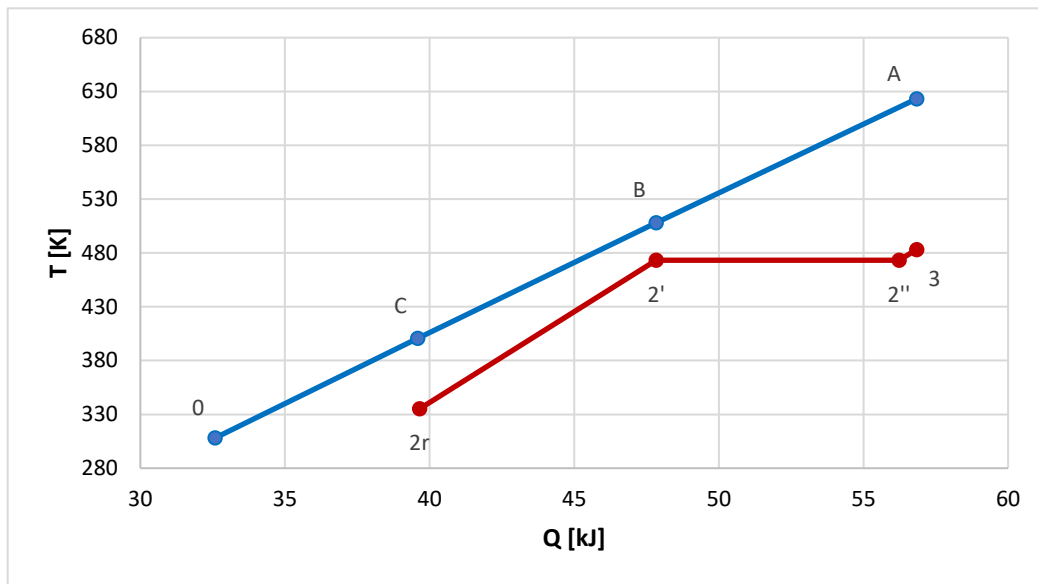
$p_{4r} = p_1$, teplota a entropie se určí pomocí vypočítané entalpie a tlaku.

Vypočítané hodnoty všech pracovních bodů jsou umístěny v příložené tabulce 7.

TABULKA 7 – VÝSLEDNÉ HODNOTY VELIČIN PRACOVNÍCH BODŮ ORC

Prac.bod	T [°C]	T [K]	p [Mpa]	h [kJ/kg]	S [kJ/kg.K]	X
1	60,0	333,15	0,04673	-52,284	-0,152	0
2	60,57	333,72	2,98057	-48,400	-0,152	-
2r	61,99	335,13	2,98057	-44,516	-0,140	-
2'	200,0	473,15	2,98057	448,550	1,073	0
2''	200,00	473,15	2,98057	954,268	2,142	1
3	210,00	483,15	2,98057	990,915	2,219	-
4	60,00	333,15	0,04673	737,801	2,219	-
4r	68,55	341,69	0,04673	839,047	2,522	
1''	60,00	333,15	0,04673	825,242	2,481	1

4.4 Výpočet bodů výměníku tepla



GRAF 2- Q-T DIAGRAM TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU ORC

Tlak ve výfukovém potrubí je atmosférický, hodnoty teplot a entalpií bodů tepelného výměníku se určí následovně:

Bod A - Teplota spalin je známa, z tlaku a teploty se dopočítá entalpie tohoto bodu.

Bod B - Teplota je dopočítána z teploty v bodě 2' a zvoleného teplotního rozdílu. Entalpie je dopočítána analogicky jako v bodě A.

Bod C - Entalpie je dopočítána z předpokladu, že se předané teplo výměníku rovná odebranému teplu výměníku.

$$h_C = h_B - \frac{\dot{m}_m \cdot (h_{2'} - h_{2r})}{\dot{m}_s}$$

Bod 0 - Teplota je zvolena, na základě teploty a tlaku je dopočítána entalpie v bodě.

Hmotnostní tok média: Je dopočítán z předpokladu, že teplo předané systému musí být rovno teplu odebranému a je znám hmotnostní tok spalin.

$$\dot{m}_m = \dot{m}_s \cdot \frac{h_A - h_B}{h_3 - h_{2'}}$$

TABULKA 8 – VÝSLEDNÉ HODNOTY VELIČIN BODŮ VÝPARNÍKU

Bod	T [°C]	T [K]	p [Mpa]	h [kJ/kg]
A	350,00	623,15	0,101325	757,813
B	235,00	508,15	0,101325	637,794
C	127,41	400,56	0,101325	527,826
0	35,00	308,15	0,101325	434,501

4.5 Výpočet výkonů a účinností v ORC

Přivedený tepelný výkon do oběhu:

$$P_p = \dot{m}_m * (h_3 - h_{2r}) = 17184 \text{ W}$$

Odvedený tepelný výkon z oběhu:

$$P_o = \dot{m}_m * (h_{4r} - h_1) = 14793 \text{ W}$$

Zdroj tepla (celkový potenciál):

$$P_z = \dot{m}_s * (h_A - h_0) = 24248 \text{ W}$$

Příkon čerpadla:

$$P_{\dot{c}} = \dot{m}_m * (h_1 - h_{2r}) = 129 \text{ W}$$

Výkon expandéru:

$$P_t = \dot{m}_m * (h_3 - h_{4r}) = 2520 \text{ W}$$

Celkový výkon ORC oběhu:

$$P_c = P_t - P_{\dot{c}} = 2392 \text{ W}$$

Účinnost ORC oběhu:

$$\eta_o = \frac{P_c}{P_p} = 13,92 \%$$

Účinnost využití zdroje tepla:

$$\eta_z = \frac{P_c}{P_z} = 9,71 \%$$

4.6 Zhodnocení výpočtového modelu

Byl vypočítán modelový ORC systém s ethanolem jako pracovním médiem. Účinnost využití energie ze zdroje tepla (výfukových plynů) byla spočítána na 9,71 % a celkový výkon ORC systému byl stanoven na 2,4 kW. Pro porovnání jsem zkusil variantu RC systému s vodou jako pracovní látkou, dosažený výkon byl pouze 1,8 kW. Celkový výkon by bylo možné zvýšit použitím účinnějšího expandéru a také generátoru elektrické energie s vyšší účinností. V ideálním případě by mohlo dojít k odpojení alternátoru motoru a napájení elektroniky vozidla generátorem ORC systému. Pracovní body navrženého systému jsou zobrazeny v T-S a Q-T diagramech.

Celkově teoreticky ORC systém zvýší výkon vozidla o 1,8%, ovšem to by platilo za ideálních podmínek, při vhodném zatížení a konstantních otáčkách motoru. Reálně by bylo množství vyrobené energie nižší vzhledem k tepelným a takovým ztrátám v ORC, přidanému čerpadlu chladícího okruhu, řídicí jednotce ORC systému a případně dalších spotřebičů. Dalším faktorem, který by ovlivnil reálný výkon ORC by byla teplota okolí. Systém by byl navíc schopen správné funkce až po zahřátí motoru, což znamená, že během krátkých jízd by naopak dopad na spotřebu vozidla byl negativní a vlivem přidané hmotnosti ORC systému by došlo ke zvýšení spotřeby vozidla.

5 Závěr

V posledních letech je v Evropě a prakticky na celém světě kladen stále větší důraz na ekologii a snížení emisí skleníkových plynů, které jsou z velké části produkovány především v průmyslové výrobě a dále také automobilové dopravě. Jsou tedy kladeny nároky na snížení emisí skleníkových plynů spalovacích motorů, s čímž souvisí hledání způsobů, které by umožnily dosáhnout vyšší účinnosti agregátů a případně co nejvíce zefektivnily využití energie uložené v palivu. Jednou z možností využití zbytkové energie paliva jsou tepelné oběhy, které rekuperují odpadní nízkoteplotní energii výfukových plynů. Jedná se o Rankinovy oběhy, které používají jako médium vodu či organické látky.

Rešeršní část této bakalářské práce se zabývá potenciálními zdroji odpadního tepla v automobilech a dále principy, jednotlivými komponenty RC a ORC systémů. Velmi podstatnou částí je dále rešerše vývoje RC/ORC systémů, který probíhá již od 70. let minulého století, pro rekuperaci odpadního tepla osobních i nákladních automobilů. Vývojem takových systémů se kromě vědeckých pracovišť zabývalo také několik automobilových výrobců. Hlavní téma vývoje této technologie je v posledních letech převážně zvýšení účinnosti ORC/RC systému, případně využití odpadní energie z více zdrojů tepla v motoru a snížení výrobních nákladů.

Druhá část bakalářské práce se věnuje teoretickému výpočtu modelového ORC oběhu v určitém provozním bodě. Výpočty tohoto oběhu pro vybraný motor ukázaly, že mnou navržený systém by pravděpodobně nedosahoval takového výkonu, aby se vyplatila jeho instalace v tomto typu automobilu. Teoretický výkon ORC systému 2,4 kW by byl pravděpodobně v reálných podmínkách ještě nižší a investice do instalace v automobilu by se nevyplatily.

Závěry, které plynou z rešeršní části jsou takové, že v dnešní době není problém technologicky zrealizovat ORC/RC oběh do sériové podoby, která by byla plně integrovatelná v automobilu. ORC/RC spíše vhodné pro nákladní automobily, případně pro vozidla, která jsou provozována na dlouhých trasách ustálenou rychlostí. Faktory, které brání zavedení těchto systémů jsou převážně cena a také možná poruchovost díky koncepční složitosti systému. Přes vynaložené úsilí do vývoje RC/ORC vývojáři nakonec po otestování této technologie často upouští od zavedení systému do sériové výroby. Žádné zmínky o konkrétním automobilu, který by měl zabudovaný oběh pro využití odpadního tepla, se nalézt nepodařilo. Nejbližše se sériové variantě přiblížilo BMW se systémem Turbostreamer

a projekt NoWaste Fiatu a Volva. Dle mého názoru by se ORC systém mohl vyplatit v dálkové dálniční kamionové dopravě, ale je otázkou, zda by servisní náklady na údržbu systému nevykompenzovaly ušetřené náklady na palivo. Je zde veliký potenciál do budoucna, zatím však automobilky dávají přednost levnějším a jednodušším možnostem snížení spotřeby a zefektivnění provozu automobilů. Prozatím je však tato technologie čeká na své uplatnění.

6 Seznam použité literatury

- [1] LION, Simone, Constantine N. MICHOS, Ioannis VLASKOS, Cedric ROUAUD a Rodolfo TACCANI. A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, **79**(August 2016), 691–708. ISSN 18790690. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2017.05.082
- [2] NOŽIČKA, Jiří. *Termomechanika*. B.m.: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 9788001018361, 8001018369.
- [3] GRELET, V., P. DUFOUR, M. NADRI, T. REICHE a V. LEMORT. Modeling and control of Rankine based waste heat recovery systems for heavy duty trucks. *IFAC-PapersOnLine* [online]. 2015, **28**(8), 568–573. ISSN 24058963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2015.09.028
- [4] *Diseleův cyklus* [online]. [vid. 2018-03-05]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/WIKI/FILE:T_CYCLE_DIESEL.PNG
- [5] QUOILIN, Sylvain, Martijn Van Den BROEK, Sébastien DECLAYE, Pierre DEWALLEF a Vincent LEMORT. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, **22**, 168–186. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2013.01.028
- [6] SRINIVASAN, Kalyan K., Pedro J. MAGO a Sundar R. KRISHNAN. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy* [online]. 2010, **35**(6), 2387–2399. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2010.02.018
- [7] *Organic Rankine Cycle* [online]. [vid. 2018-03-05]. Dostupné z: http://www.absoluteastronomy.com/TOPICS/ORGANIC_RANKINE_CYCLE
- [8] ZHANG, H. G., E. H. WANG a B. Y. FAN. Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery. *Energy Conversion and Management* [online]. 2013, **65**, 438–447. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2012.09.017
- [9] BAO, Junjiang a Li ZHAO. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, **24**, 325–342. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2013.03.040

- [10] CHAMMAS REL, Clodic D. Combined cycle for hybrid vehicles. In: *SAE 2005 World Congr Exhib.* 2005.
- [11] KADOTA, M a K YAMAMOTO. Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System. *SAE International Journal of Engines.* 2008, **1**, 240–247.
- [12] FREYMAN, Raymond, Wolfgang STROBL a Andreas OBIEGLO. The turbosteamer: A system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *MTZ worldwide* [online]. 2008, **69**(5), 20–27. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/BF03226909
- [13] EDWARDS, S., EITEL, J., PANTOW, E., GESKES, P. et al. Waste Heat Recovery: The Next Challenge for Commercial Vehicle Thermomanagement. In: . 2012.
- [14] ROBERT BOSCH GMBH. *Diesel systems – waste heat recovery system for commercial vehicles.* 2014.
- [15] ANEJA R, SINGH S, SISKEN K, DOLD R, Oelschlegel H. Exhaust heat driven Rankine cycle for a heavy duty diesel engine. In: *Daimler presentation 2011.* 2011.
- [16] QUAZI HUSSAIN AND DAVID BRIGHAM. Organic Rankine Cycle for Light Duty Passenger Vehicles. In: *Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) 2011 Conference.* 2011.
- [17] SWAMI NATHAN SUBRAMANIAN. Heavy Duty Roots Expander Heat Energy Recovery (HD-REHER). In: *DOE Vehicle Technologies Program Review.* 2014.
- [18] BETTOJA, F., A. PEROSINO, V. LEMORT, L. GUILLAUME, T. REICHE a T. WAGNER. NoWaste: Waste Heat Re-use for Greener Truck. *Transportation Research Procedia* [online]. 2016, **14**, 2734–2743. ISSN 23521465. Dostupné z: doi:10.1016/j.trpro.2016.05.456
- [19] GALINDO, José, Vicente DOLZ, Lucía ROYO-PASCUAL a Aldrik BRIZARD. Dynamic Modeling of an Organic Rankine Cycle to recover Waste Heat for transportation vehicles. *Energy Procedia* [online]. 2017, **129**, 192–199. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2017.09.111
- [20] *Iveco F1C* [online]. [vid. 2018-04-13]. Dostupné z: http://client-engine.com/F1C_Diesel_Engine_for_Iveco.html
- [21] *CoolProp Online* [online]. [vid. 2018-04-05]. Dostupné z: <http://www.coolprop.org/index.html>

- [22] *Ottův cyklus* [online]. [vid. 2018-03-02]. Dostupné
z: [https://upload.wikimedia.org/WIKIPEDIA/COMMONS/4/46/T_CYCLE_OTTO.
PNG](https://upload.wikimedia.org/WIKIPEDIA/COMMONS/4/46/T_CYCLE_OTTO.PNG)
- [23] *Screw expander* [online]. [vid. 2018-03-15]. Dostupné
z: <http://greensecure.org/screw-expander/>
- [24] *Honda ORC* [online]. [vid. 2018-03-20]. Dostupné
z: <http://www.greencarcongress.com/2008/02/honda-researchi.html>
- [25] *BMW Turbostreamer* [online]. [vid. 2018-04-23]. Dostupné
z: [https://www.drivingthenation.com/wp-
content/uploads/2005/08/bmw_heat_Turbosteamer.jpg](https://www.drivingthenation.com/wp-content/uploads/2005/08/bmw_heat_Turbosteamer.jpg)