



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# RANKIN-CLAUSIŮV CYKLUS VYUŽÍVAJÍCÍ ODPADNÍHO TEPLA V AUTOMOBILECH

RANKIN CYCLE FOR WASTE HEAT RECOVERY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JOSEF KUČINSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARIAN BRÁZDIL

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Josef Kučinský

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Rankin-Clausiov cyklus využívající odpadního tepla v automobilech**

v anglickém jazyce:

### **Rankin cycle for waste heat recovery of internal combustion engines**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zhodnocuje možnosti využití Rankin Clausiova cyklu při přeměně odpadního tepla automobilových spalovacích motorů.

Cíle bakalářské práce:

1. Popis tepelných oběhů spalovacích motorů
2. Přehled možných technických řešení využívajících odpadního tepla spalin ze spalovacích motorů
3. Detailní popis Rankin Clausiova tepelného oběhu
4. Detailní popis konstrukce automobilového RC oběhu a jednotlivých komponent
5. Zhodnocení přínosu užití tohoto oběhu v automobilových aplikacích

Seznam odborné literatury:

1. Incropera, F. P., DeWitt, D. P. Fundamentals of heat transfer, Wiley, ISBN 0-471-45728-0
2. Dixon, S. L., Hall, C. A. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, ISBN: 978-1-85617-793-1
3. Odborné články z vědeckých databází ScienceDirect, SpringerLink, Knovel a IEEEExplore

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Marian Brázdil

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 20.11.2013

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá Rankin-Clausiovým cyklem jako způsobem zužitkování odpadního tepla automobilu. Nejdříve je stručně popsán spalovací motor a vybrané technologie k využití odpadního tepla. V další části je vysvětlen princip fungování Rankin-Clausiova cyklu a jeho využití v automobilu. Na konci jsou shrnuty výsledky simulací a experimentů týkajících se daného tématu. V závěru se uvádí, že v případě využití odpadního tepla v automobilu je Rankin-Clausioův cyklus nadějná technologie, ale není ještě vhodná pro široké využití.

## **Klíčová slova**

Využití odpadního tepla, Rankin-Clausioův cyklus, spalovací motor, automobil, termická účinnost.

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with Rankine cycle as a method of waste heat recovery for internal combustion engine. Firstly, internal combustion engine and some technologies on waste heat recovery are described simply. Secondly, Rankine cycle and its utilization in automobiles are overviewed. At the end, there are summarized results from simulations and experiments regarding the issue. It was stated in a conclusion that in case of waste heat recovery in automobile, Rankine cycle is a promising technology but it is not ready for wide application yet.

## **Keywords**

Waste heat recovery, Rankine cycle, internal combustion engine, automobile, thermal efficiency.

## **Bibliografická citace**

KUČINSKÝ, J. *Rankin-Clausiiův cyklus využívající odpadního tepla v automobilech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marian Brázdil.

## **Prohlášení**

Čestně prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Mariana Brázdila a s využitím níže uvedené literatury.

V Brně dne 5. května 2014

.....

Josef Kučinský

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval panu Ing. Marianu Brázdilovi za jeho odborné rady a doporučení, jimiž dával mé práci správný směr. Můj dík patří také mým rodičům za hmotné zázemí, které mi poskytovali během celého studia.

Josef Kučinský

## Obsah

<b>Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>1 Tepelné oběhy spalovacích motorů.....</b>	<b>11</b>
1.1 Princip spalovacích motorů a jejich dělení.....	11
1.2 Ottův cyklus.....	11
1.3 Dieselův cyklus.....	13
<b>2 Technologie k využití odpadního tepla.....</b>	<b>15</b>
2.1 Mechanical turbo-compounding (MTC).....	15
2.2 Electrical turbo-compounding (ETC).....	16
2.3 Turbodmychadlo.....	16
2.4 Termoelektrický generátor.....	16
2.5 Šestidobý spalovací motor.....	17
<b>3 Rankin-Clausiiův cyklus.....</b>	<b>18</b>
3.1 Princip RC cyklu.....	18
3.2 Energetická analýza.....	19
3.3 Modifikace RC cyklu pro zvýšení termické účinnosti.....	19
3.3.1 Snížení tlaku v kondenzátoru.....	20
3.3.2 Ohřívání přehřáté páry na vyšší teploty.....	20
3.3.3 Zvyšování tlaku v kotli.....	21
3.3.4 Přihřívání páry.....	21
3.3.5 Regenerační ohřev.....	22
3.4 Organický RC cyklus.....	22
3.4.1 Základní dělení pracovních médií.....	23
3.4.2 Požadavky na pracovní médium.....	23
3.4.3 Výběr pracovního média.....	24
<b>4 Aplikace RC cyklu v automobilu.....</b>	<b>25</b>
4.1 Okruh RC cyklu v automobilu.....	25
4.2 Výparník, přehříváč.....	29
4.2.1 Trubkový výměník.....	29
4.2.2 Žebrovaný výměník.....	30
4.3 Turbína a jiná zařízení k expanzi par.....	31
4.3.1 Turbína.....	31
4.3.2 Pístový parní motor.....	31
4.3.3 Šroubový parní motor.....	32
4.3.4 Spirálový parní motor.....	32
4.3.5 Rotační lamelový motor.....	33
<b>5 Výsledky užití RC cyklu.....</b>	<b>34</b>
5.1 Potenciál RC cyklu.....	34
5.2 Skutečné užití.....	36
<b>Závěr.....</b>	<b>39</b>
<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>40</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>44</b>





## Úvod

Osobní a nákladní automobily se spalovacím motorem se staly běžnou součástí našeho života. Mnoho odvětví lidské činnosti je na automobilech závislých a světová poptávka po automobilech neustále roste. Jak uvádí výzkum agentury WardsAuto [1], už v roce 2010 překročil počet automobilů na světě jednu miliardu. Naprostá většina z nich využívá spalovací motor jako primární zdroj energie [2], a proto se spalovací motor významně podílí na spotřebě světových zdrojů energie a znečišťování ovzduší.

Účinností spalovacího motoru se zabývala celá řada vědců a inženýrů od počátku výroby automobilů až do dneška. Nicméně podle Horsta [3] účinnost moderních spalovacích motorů v osobních automobilech nepřekračuje 45 %; a to navzdory zavedení pokročilých technologií jako přímé vstřikování, přeplňování motoru nebo proměnné časování ventilů. Energie nevyužita pro pohon automobilu je odvedena do okolního prostředí. Děje se tak převážně ve formě tepla přes chladicí oběh a výfukové plyny. Ačkoli oba způsoby odvádění tepla představují přibližně stejné množství energie, výfukové plyny jsou z exergického hlediska atraktivnější kvůli své vyšší teplotě [2]. Přeměna tepla spalin ve využitelnou energii by znamenala další snížení spotřeby paliva a tím i emise výfukových plynů.

Existuje několik technologií, jak odpadní teplo spalin spalovacího motoru využít. Těmito technologiemi se detailněji zabývá druhá kapitola této práce. Mezi nimi se jako nejslibnější jeví technologie na základě Rankin-Clausiova cyklu (RC cyklu) [4]. Proto těžiště této práce spočívá především v RC cyklu a jeho aplikaci v automobilech. Čtenář je postupně seznámen s principem fungování RC cyklu, jeho variantami podle typu pracovního média a specifickými požadavky pro využití v automobilu. V poslední kapitole jsou uvedeny výsledky experimentů a simulací z výzkumných center zabývajících se touto problematikou včetně zhodnocení možného přínosu RC cyklu pro provoz automobilu.

# 1 Tepelné oběhy spalovacích motorů

## 1.1 Princip spalovacích motorů a jejich dělení

Spalovací motory jsou tepelné stroje, které mění tepelnou energii uvolněnou spalováním paliva na mechanickou práci. Základní komponenty motoru jsou ukázány na obr. 1. Je to především píst a válec. Píst je přes ojnice spojen s klikovou hřídelí a pohybuje se ve válci přímočaře mezi dvěma pozicemi (horní a spodní úvrať) [5], [6]. Děje odehrávající se v jednotlivých fázích pohybu pístu jsou popsány v kapitolách 1.2 a 1.3.

Pracovní látkou oběhu motoru jsou spaliny a vzduch, případně jeho směs s palivem. Spalovací motory se dají modelovat cykly s ideálními plyny, ale je nutné přijmout některá zjednodušení: množství a složení plynu se v soustavě nemění, cykly probíhají s ideálními plyny, hoření paliva je nahrazeno přívodem tepla, výfuk odvodem tepla a jednotlivé děje cyklů jsou nahrazeny vratnými termodynamickými ději, přičemž komprese a expanze bývají adiabatické [6], [7].

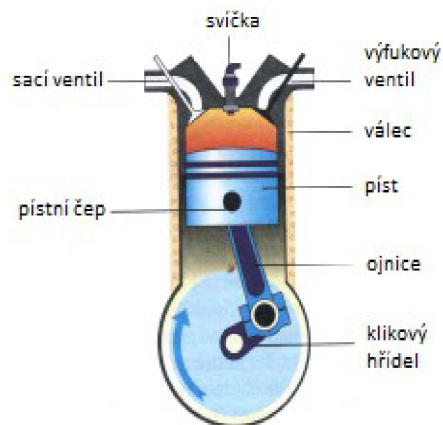
Podle způsobu zážehnutí směsi paliva a vzduchu se spalovací motory dělí na zážehové a vznětové. Zážehové motory používají pro zážeh svíčku, která zapálí směs o teplotě menší, než je teplota samovznícení. Naproti tomu ve vznětových motorech se palivo vznítí samo díky dosažení teploty samovznícení po kompresi [5]. Zážehové motory se modelují Ottovým cyklem, který je popsán v kapitole 1.2, zatímco pro vznětové motory je vhodný Dieselův cyklus popsán v kapitole 1.3.

Podle dalšího dělicího kritéria se motory dělí na čtyřdobé (čtyřtaktní) a dvoudobé (dvoutaktní) [7]. Zatímco u dvoudobého motoru znamená každá otáčka klikového hřídele jeden cyklus, u čtyřdobého motoru proběhnou dvě otáčky klikového hřídele při jednom cyklu [5]. Na obr. 1 je znázorněn válec čtyřdobého zážehového motoru se všemi náležitostmi. Protože se dvoudobý motor v současných automobilech téměř nepoužívá, budou následující kapitoly věnovány pouze čtyřdobým motorům.

## 1.2 Ottův cyklus

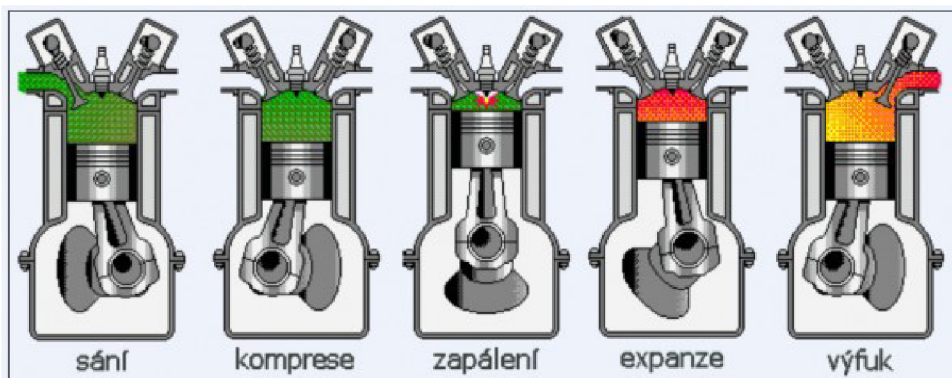
Ottův cyklus je ideální cyklus pro modelování zážehového motoru. Byl pojmenován po Nikolai A. Ottovi, který úspěšně sestrojil čtyřdobý motor v roce 1876. Znázornění pracovního cyklu čtyřdobého zážehového motoru je na obrázku 2. Fáze cyklu jsou: sání, komprese, expanze a výfuk. Krajní polohy, kterých dosahuje píst, se nazývají horní a dolní úvrať a vzdálenost mezi nimi je označována jako zdvih [5].

Sání se uskutečňuje pohybem pracovního pístu z horní úvrati do spodní úvrati, přičemž je nasávána směs paliva a vzduchu do válce. Při kompresi se pohybuje píst nahoru a stlačuje nasátou směs. Těsně před dosažením horní úvrati svíčka zapaluje směs, která se vznítí. Vznikají spaliny o vysoké teplotě a tlaku, které při expanzi tlačí píst dolů. Píst přes ojnice



Obr. 1: Schéma spalovacího motoru [8]

otáčí klikovou hřídelí a koná tak mechanickou práci. Poslední fází je výfuk, kdy píst vytlačuje spaliny z válce ven [5].



Obr. 2: Znárodnění pracovního cyklu čtyřdobého spalovacího motoru [9]

Zobrazení Ottova cyklu se provádí nejčastěji v p-V a T-s diagramu, kde p-V diagram představuje závislost tlaku na objemu a T-s diagram závislost teploty na měrné entropii. V p-V diagramu (obr. 3) je znázorněno sání směsi paliva a vzduchu jako děj 0-1. Sání probíhá za konstantního tlaku, mění se jen objem směsi ve válci. Následuje adiabatická komprese směsi označená v diagramu 1-2. Děj 2-3 je izochorický přívod tepla  $Q_H$  (v horní úvrati), jímž se nahrazuje hoření směsi. Děj 3-4 představuje adiabatickou expanzi spalín. Výfuk horkých spalín do okolí je znázorněn nejdříve dějem 4-1, kdy se izochoricky odvádí teplo  $Q_C$  (v dolní úvrati), a pak dějem 1-0, což je vytlačení spalín z válce do okolí [7]. Ottův cyklus znázorněn v T-s diagramu je na obr. 4.

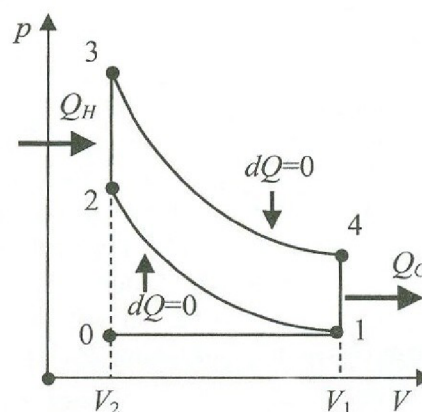
Důležitým parametrem Ottova cyklu je kompresní poměr  $\varepsilon$ , který je dán vztahem

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad [-], \quad (1)$$

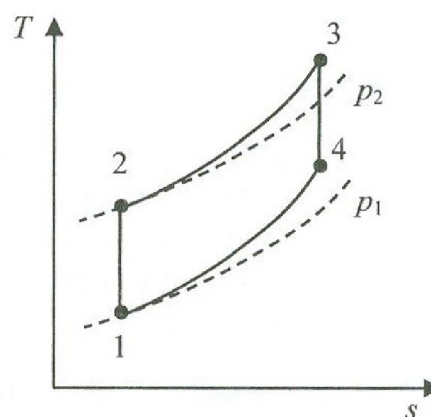
kde  $V_1$  je objem vymezený pístem ve válci v dolní úvrati a  $V_2$  je objem vymezený pístem ve válci v horní úvrati. Termická účinnost  $\eta_t$  Ottova cyklu je definována vztahem

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} \quad [-], \quad (2)$$

kde  $A_0$  je vykonaná práce cyklu a  $Q_H$  je dodané teplo.



Obr. 3: Ottův cyklus v p-V diagramu [7]



Obr. 4: Ottův cyklus v T-s diagramu [7]

Rovnici je dále možno ve více krocích upravit a konečný vztah je

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad [-], \quad (3)$$

kde  $\varepsilon$  je kompresní poměr a  $\kappa$  Poissonova konstanta [7].

Ze vztahu (3) plyne, že termická účinnost  $\eta_t$  Ottova cyklu roste s rostoucím kompresním poměrem  $\varepsilon$ . Je to také zřetelné z obr. 5, který může sloužit i pro představu teoretických hodnot  $\eta_t$  [7]. Vyšší kompresní poměry zvyšují nebezpečí předčasného samovznícení, které je nežádoucí. Proto se typické hodnoty kompresního poměru  $\varepsilon$  pro zážehové motory pohybují od 8 do 11 [5].

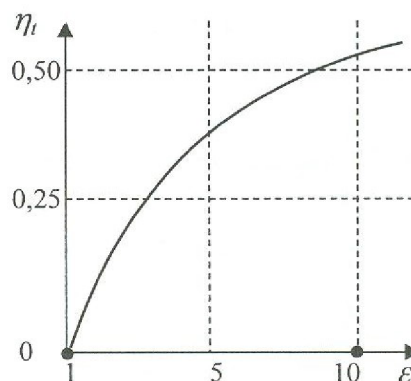
Druhým faktorem ovlivňujícím termickou účinnost je Poissonova konstanta  $\kappa$ . Pro daný kompresní poměr bude mít největší termickou účinnost Ottův cyklus pracující s jednoatomovým plynem (např. Helium,  $\kappa=1,667$ ). S klesající hodnotou  $\kappa$  klesá i termická účinnost, a tak pro pracovní plyny jako vzduch ( $\kappa=1,4$ ) a oxid uhličitý ( $\kappa=1,3$ ) vychází termická účinnost menší [7].

Termická účinnost skutečných zážehových motorů je vždy nižší než účinnost Ottova cyklu. Je to dáno dalšími faktory, jako je tření, nedokonalé spalování a jiné. Skutečné zážehové motory tak vykazují účinnost od 25 do 30 % [5].

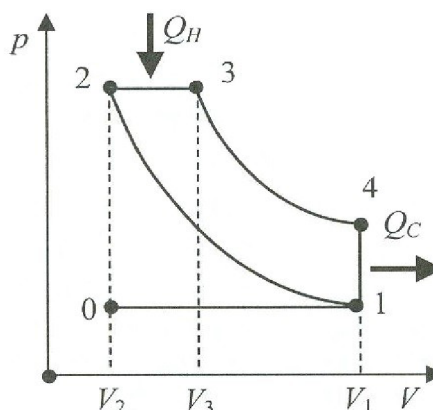
### 1.3 Dieselův cyklus

Dieselův cyklus je ideální cyklus pro modelování vznětového motoru. Ten byl navržen Rudolphem Dieselem v 90. letech 19. století a je velmi podobný zážehovému motoru z předešlé kapitoly. Liší se tím, že do válce je nasán jen vzduch, který je následně stlačen, čímž se dosáhne vysoké teploty. V horní úvratí je do válce vstříknuto palivo, které se vlivem vysoké teploty vznítí samo. Zbylé dvě fáze jsou stejné jako u zážehového motoru [5].

Ani zobrazení Dieselova cyklu v  $p$ - $V$  a  $T$ - $s$  diagramu se příliš neliší od Ottova cyklu ( $p$ - $V$  diagram na obr. 6,  $T$ - $s$  diagram na obr. 7). Jejich rozdíl spočívá ve způsobu přivádění tepla  $Q_H$ . Vstřík paliva u vznětového motoru začíná v horní úvratí a pokračuje ještě zkraje expanze, proto se v Dieselově cyklu modeluje hoření jako izobarický přívod tepla. V diagramu je tento děj označen 2-3. Ostatní fáze Dieselova cyklu jsou totožné s fázemi Ottova cyklu. Jedná se o: sání (0-1), adiabatickou kompresi (1-2), adiabatickou expanzi (3-4), izochorický odvod tepla  $Q_C$  (4-1) a výfuk (1-0) [5].



Obr. 5: Závislost termické účinnosti Ottova cyklu na kompresním poměru (pro  $\kappa=1,33$ ) [7]



Obr. 6: Dieselův cyklus v  $p$ - $V$  diagramu [7]

U Dieselova cyklu je kompresní poměr taktéž dán vztahem (1). Dále se definuje stupeň plnění  $\varphi$  jako

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} \quad [-], \quad (4)$$

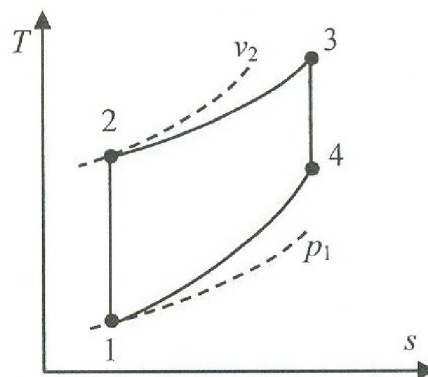
kde objemy  $V_3$  a  $V_2$  jsou vyznačeny v obr. 6. Definiční vztah termické účinnosti je stejný jako u Ottova cyklu (2) a úpravami lze získat vztah

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \left[ \frac{\varphi^\kappa - 1}{\kappa(\varphi - 1)} \right] \quad [-], \quad (5)$$

kde  $\varepsilon$  je kompresní poměr,  $\kappa$  Poissonova konstanta a  $\varphi$  stupeň plnění [7].

Z porovnání vztahů pro termickou účinnost Ottova (3) a Dieselova cyklu (5) plyne, že účinnost Dieselova cyklu se liší jen členem v hranaté závorce, který je vždy větší než jedna. Důsledek je ten, že při stejném kompresním poměru je termická účinnost Ottova cyklu větší. Dieselův cyklus ovšem pracuje s mnohem většími kompresními poměry  $\varepsilon$ , které nabývají hodnot 12 až 21. Skutečné vznětové motory jsou proto účinnější než zážehové motory, jejich termická účinnost se pohybuje od 35 do 40 % [5].

Stojí za zmínění, že Dieselův cyklus je vhodný pro modelování starších nízkootáčkových vznětových motorů, ale pro moderní vysokootáčkové motory se nepoužívá. Pro ty je vhodnější tzv. smíšený cyklus (Sabatův), u kterého se teplo  $Q_H$  dodává nejdřív izochoricky a poté izobaricky [5]. Smíšený cyklus lépe vystihuje skutečnost, že při vznícení paliva nejdříve prudce naroste tlak a pak až dochází k pozvolnému hoření [7]. Nicméně pro porovnání účinností zážehového a vznětového motoru stačí Dieselův cyklus.



Obr. 7: Dieselův cyklus v T-s diagramu [7]

## 2 Technologie k využití odpadního tepla

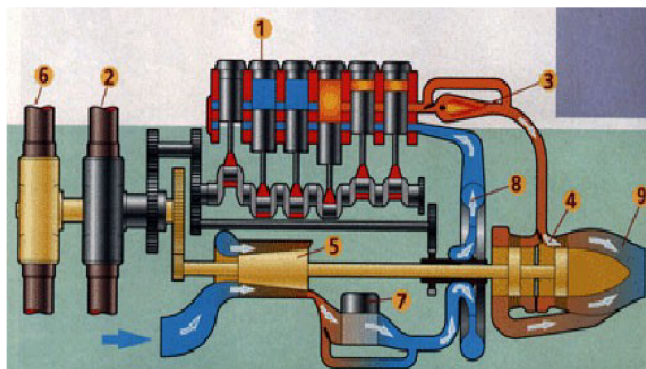
V kapitole 1 byly uvedeny běžné termické účinnosti spalovacích motorů; u zážehového motoru šlo o rozsah 25–30 % , u vznětového motoru 35–40 %. Jak bylo napsáno v úvodu, moderními technologiemi lze účinnost ještě zvýšit, ale ne na hodnotu vyšší než 45 % [3]. Znamená to, že i v neúčinnějších moderních motorech není víc než polovina dodané energie zužitkována a odvádí se ve formě odpadního tepla.

Mnoho technologií k využití odpadního tepla bylo vyvíjeno a mezi nimi jsou dominující tyto: mechanical turbo-compounding, electrical turbo-compounding, turbodmychadlo, termoelektrický generátor, šestidobý spalovací motor a Rankine-Clausiusův cyklus [4], [10]. Poslední jmenované metodě je věnována větší část této práce (poslední tři kapitoly), zatímco zbylé metody jsou popsány v této kapitole.

K porovnávání účinnosti motorů i technologií k využití odpadního tepla se často používá veličina nazývaná měrná spotřeba paliva (msp). Msp udává podíl množství paliva a práce získané z tohoto množství. Jednotka msp je  $\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ . Čím je msp menší, tím je palivo lépe využito [6], [11].

### 2.1 Mechanical turbo-compounding (MTC)

Pro MTC není znám český výraz, ale lze jej přeložit jako mechanicky přidružená turbína. Tato technologie spočívá v tom, že spaliny motoru roztáčí turbínu, která je přes převodovku mechanicky spojena s klikovou hřídelí. Tím turbína zvyšuje výkon motoru, aniž by se to projevovalo na spotřebě paliva [4]. Mechanical turbo-compounding je metoda známá již několik desetiletí. Byla kupříkladu použita již v leteckém motoru Napier Nomad z roku 1949, jehož schéma je na obr. 8 (pozice 1 – spalovací motor, 4 – plynová turbína, 2 a 6 – vrtule) [12].



Obr. 8: Schéma motoru Napier Nomad [12]

MTC začal být testován i v nákladních automobilech. Výrobce motorů Caterpillar uvedl, že při testování této technologie zaznamenal snížení msp o 4,7 %. Při testu bylo ujetu 50 000 mil na mimoměstských silnicích v USA a byla použita axiální turbína ve spojení se 14,6litrovým dieselovým motorem. Scania použila tutéž technologii pro svůj 11litrový přeplňovaný dieselový šestiválec a zaznamenala 5% snížení msp při plném zatížení. Hountulas a kolektiv provedl simulaci ke zjištění výkonu mechanical turbo-compounding a uvedl snížení msp o 4,8 % při plném zatížení motoru [4].

Spolu s RC cyklem je mechanical turbo-compounding označován za nejslibnějšího kandidáta na zlepšení msp spalovacích motorů. Bohužel turbína způsobuje zvýšení zpětného tlaku ve výfukovém potrubí, což se negativně projevuje na chodu motoru [4].

## 2.2 Electrical turbo-compounding (ETC)

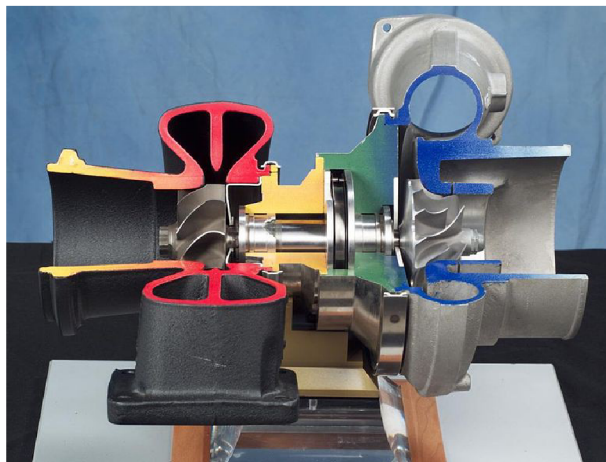
ETC, což v českém překladu může být elektricky přidružená turbína, funguje na podobném principu jako MTC. Spaliny motoru uvádí do pohybu turbínu, která je spojena s generátorem elektrického proudu. Elektromotor, napájen el. proudem a připojen ke klikové hřídeli, následně zvyšuje výkon motoru [4].

Také tuto technologii zahrnul Caterpillar do svého výzkumného programu, ve kterém naznačoval možné 5% zlepšení msp, zatímco Hountalas s kolektivem zjistili 3% úsporu [4].

## 2.3 Turbodmychadlo

Turbodmychadlo je zařízení, ve kterém je teplo a tlak spalin využito k pohánění turbíny stejně jako u předešlých dvou metod. S turbínou bývá na stejné hřídeli kompresor (dmychadlo), který stlačuje vzduch proudící do válců motoru, a tím zvyšuje hustotu nasávaného vzduchu. Se zvýšeným množstvím vzduchu se může spálit i víc paliva a motor se stává výkonnějším. Turbodmychadlo našlo své využití hlavně u vznětových motorů, kde má větší množství vzduchu v motoru jen pozitivní efekt, protože se palivo dokonaleji spálí. Ovšem i zážehové motory začínají být v poslední době vybavovány turbodmychadlem, hlavně kvůli tzv. downsizingu, tedy snižování objemu motoru [10]. Na obrázku 9 je řez typickým turbodmychadlem. Červeně označená je část radiální plynové turbíny, kudy proudí horké spaliny, a modře je označená část dmychadla, kudy proudí nasávaný vzduch.

Saidur [10] tvrdí, že turbodmychadlo může zlepšit účinnost vznětového motoru na 30–50 % a účinnost zážehového motoru o 5–20 % díky downsizingu. Naproti tomu Hossain [4] uvádí, že účel turbodmychadla je zvýšení výkonu a točivého momentu motoru se žádným nebo minimálním snížením msp, které je menší než 1 %. Dodává, že i v diesellově motoru s turbodmychadlem je 30–40 % dodané energie odváděno přes spaliny. Proto mohou být technologie využití odpadního tepla uplatněny stejně dobře u přeplňovaných motorů.



Obr. 9: Řez turbodmychadlem [13]

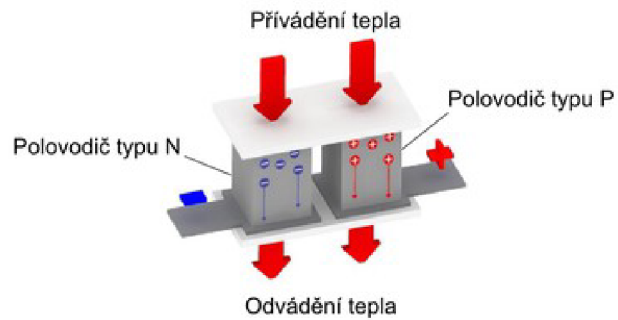
## 2.4 Termoelektrický generátor

Termoelektrický generátor je zařízení, které přímo přeměňuje tepelnou energii na elektrickou bez použití mechanických součástí [4]. Využívá Seebeckova efektu při rozdílu teplot mezi konci polovodičové součásti, jak je patrné na obrázku 10. Mezi výhody termoelektrického generátoru patří snadná údržba, bezhlučný provoz, vysoká spolehlivost a jednoduchá konstrukce bez užití složitých pohyblivých součástí [10]. Poslední jmenovaná přednost vynikne hlavně při srovnání s RC cyklem, o kterém pojednává kapitola 3.

Významnou nevýhodou termoelektrického generátoru je nízká termická účinnost pohybující se v rozmezí 6 % až 8 %, díky čemuž snížení msp nepřekročí 1 %. Přidá-li se



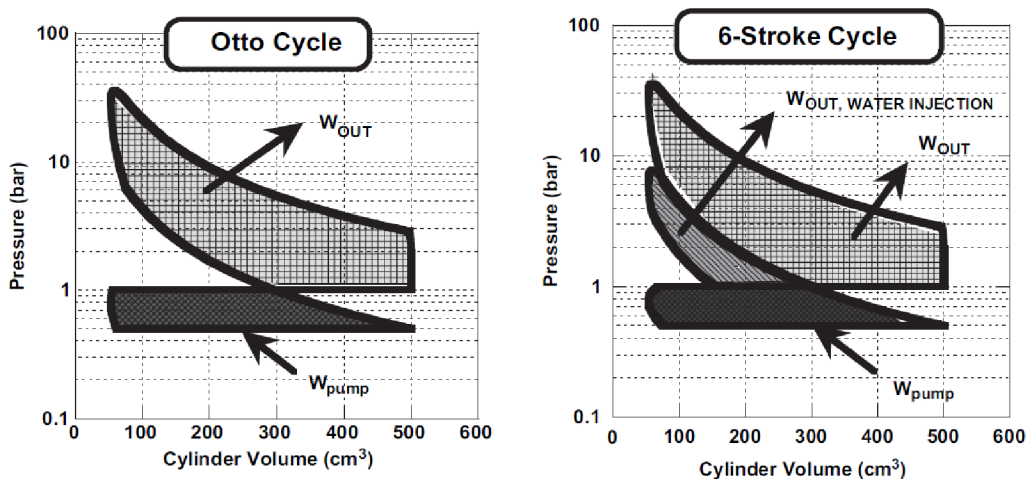
k tomu relativně vysoká cena polovodičových materiálů, není tato technologie zatím vhodná pro praktické použití v automobilech [4]. Na druhou stranu nově vyvíjené materiály jsou příslibem pro dosahování výrazně větších účinností. Potenciálně mohou termoelektrické generátory vykazovat dvakrát větší účinnost ve srovnání s dnešními technologiemi k využití odpadního tepla [10].



Obr. 10: Princip termoelektrického generátoru [14]

## 2.5 Šestidobý spalovací motor

Existuje mnoho patentů s návrhy šestidobého spalovacího motoru, avšak v této práci je popsán jen návrh Conklina a Szybista [15]. Koncept šestidobého spalovacího motoru je založen na čtyřdobém motoru s dvěma dalšími zdvihy k získání dodatečné práce z energie paliva [10]. První tři fáze (sání, komprese, expanze) šestidobého motoru jsou stejné jako u čtyřdobého motoru. K modifikaci dochází při výfuku, kdy se část spalin zadrží díky předčasnému zavření výfukového ventilu. Tyto spaliny se ve zbylé části zdvihu stlačí. Když následně proběhne vstřík vody do válce, část energie spalin je předána vodě a ta se změní v páru, čímž vzroste tlak. Další fází je expanze směsi spalin a vodní páry a cyklus je zakončen výfukem této směsi. Dvě přidané fáze tedy produkují další práci, aniž by se zvýšila spotřeba paliva. Je to možné pozorovat i při srovnání diagramů pro běžný Ottův cyklus a šestidobý cyklus na obr. 11. Na diagramu šestidobého cyklu (vpravo) je plocha označená  $W_{OUT, WATER INJECTION}$ , která představuje přírůstek vykonané práce v důsledku dvou dob navíc [15].



Obr. 11: Porovnání Ottova a šestidobého cyklu [15]

Některé varianty šestidobého motoru zahrnují úplné vytlačení spalin před vstříkem vody. To má ale za následek, že voda přejímá teplo jen ze stěn válce. Výhoda konceptu Conklina a Szybista spočívá v užitkování tepla jak ze stěn motoru, tak i z odcházejících spalin. Jelikož se jedná jen o koncept, nejsou bohužel uvedeny žádné hodnoty snížení msp [15].

### 3 Rankin-Clausiův cyklus

Rankin-Clausiův cyklus (RC cyklus) teoreticky modeluje parastrojní zařízení, která jsou s různými modifikacemi hojně využívána k výrobě elektrické energie v tepelných elektrárnách [7]. Pro osvědčenost je princip RC cyklu vysvětlen právě na aplikaci v elektrárnách a stejně tak i různé metody vedoucí ke zvýšení účinnosti tohoto cyklu. Tyto metody se potom uplatní i v RC cyklu použitém v automobilu.

#### 3.1 Princip RC cyklu

Jedná se o uzavřený systém, kde pracovní médium opakovaně proudí čtyřmi základními komponentami, přičemž se dodané teplo přeměňuje na mechanickou práci [2]. Ideální RC cyklus se skládá z těchto fází:

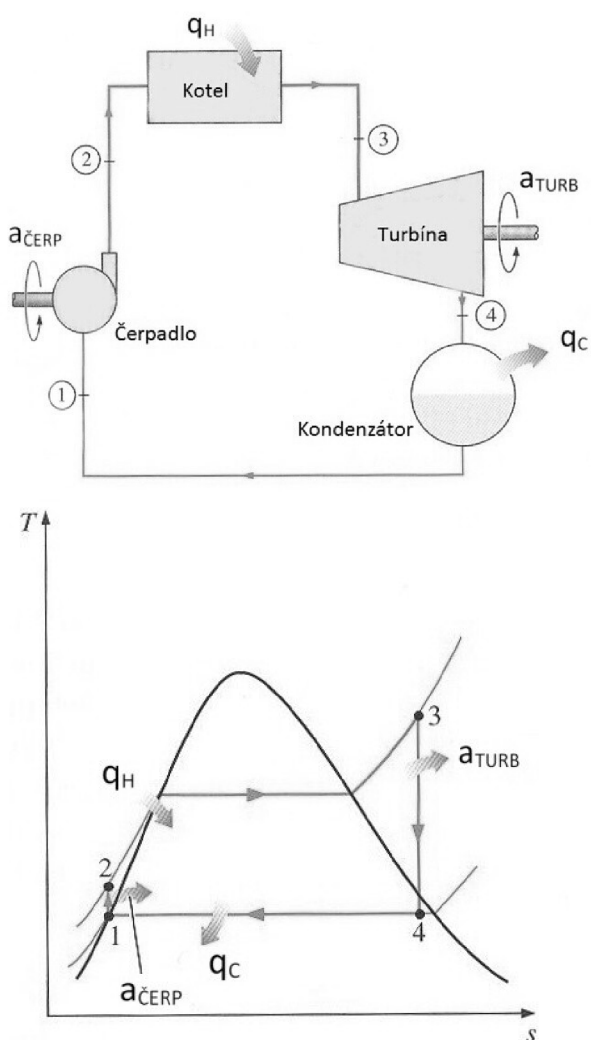
- 1-2 Izoentropické stlačení kapaliny v čerpadle
- 2-3 Dodávání tepla v kotli za konstantního tlaku
- 3-4 Izoentropická expanze v turbíně
- 4-1 Odvádění tepla v kondenzátoru za konstantního tlaku [5]

Všechny čtyři fáze i s číselným značením jsou znázorněny na obrázku 12, kde je v horní části zobrazen okruh s dílčími komponenty a v dolní části zobrazení RC cyklu v T-s diagramu.

Cyklus začíná v bodě 1, kdy voda vstupuje do čerpadla jako sytá kapalina a je izoentropicky stlačena na tlak ve stavu 2. Teplota vody se vlivem stlačení zvýší, jak je ukázáno v T-s diagramu, ale jen lehce (vzdálenost mezi body 1 a 2 je pro přehlednost zvětšená) [5].

Jako stlačená kapalina ve stavu 2 voda pokračuje do kotle, který opouští jako přehřátá pára ve stavu 3. Teplo  $q_H$  je vodě dodáváno za konstantního tlaku a děje se tak v tepelném výměníku, který je součástí kotle. Část výměníku, kde je pára ohřívána nad teplotu varu, se nazývá přehřívák. Zdroj tepla může být hoření fosilního paliva nebo jaderná reakce [5].

Přehřátá pára ve stavu 3 vstupuje do turbíny, kde v ideálním případě izoentropicky expanduje a koná práci roztáčením turbíny spojené s elektrickým generátorem.



Obr. 12: Schéma a T-s diagram RC cyklu, převzato a upraveno ze zdroje [5]

Tlak a teplota páry během tohoto procesu klesne až ke stavu 4, kde pára přechází do kondenzátoru. V tomto stavu už se většinou jedná o sytou nebo mokrou páru [5].

V kondenzátoru, což je velký tepelný výměník, tato pára kondenzuje za konstantního tlaku odevzdáváním tepla  $q_C$  chladicímu mediu. Médium může být v případě elektráren voda v moři, řece nebo voda ochlazována v chladících věžích. Kondenzátor opouští sytá kapalina o stavu 1, čímž se cyklus uzavírá [5].

### 3.2 Energetická analýza

Měrné teplo  $q_H$  přivedené v kotli a měrné teplo  $q_C$  odvedené v kondenzátoru se stanoví z druhé formy prvního zákona termodynamiky jako

$$q_H = h_3 - h_2 \quad [\text{J/kg}] \quad (6)$$

$$q_C = h_1 - h_4 \quad [\text{J/kg}], \quad (7)$$

kde indexovaná  $h$  jsou hodnoty měrné entalpie v bodech cyklu, které jsou znázorněny na obr. 12 dole. Měrná práce  $a_{\text{TURB}}$  vykonaná turbínou a měrná práce  $a_{\text{ČERP}}$  spotřebovaná čerpadlem se rovněž odvodí z druhé formy prvního zákona termodynamiky jako

$$a_{\text{TURB}} = h_3 - h_4 \quad [\text{J/kg}] \quad (8)$$

$$a_{\text{ČERP}} = h_1 - h_2 \quad [\text{J/kg}] \quad (9)$$

Měrná práce cyklu  $a_O$  je dána vztahem

$$a_O = q_H - |q_C| = a_{\text{TURB}} - |a_{\text{ČERP}}| \quad [\text{J/kg}] \quad (10)$$

a z ní vychází vztah pro termickou účinnost RC cyklu

$$\eta_t = \frac{a_O}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} \quad [-] \quad (11)$$

Termická účinnost může být v T-s diagramu interpretována jako poměr plochy ohraničené křivkami RC cyklu ku ploše pod křivkou dodávání tepla (2-3) [5], [7].

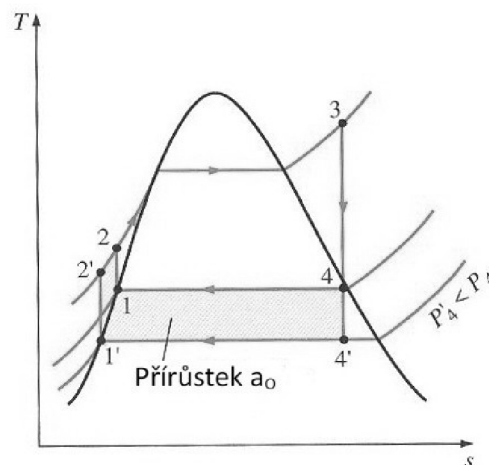
### 3.3 Modifikace RC cyklu pro zvýšení termické účinnosti

Účinnost Carnotova cyklu, ke kterému je snaha se přiblížit, závisí pouze na teplotách, při kterých je přiváděno a odváděno teplo. Proto základní myšlenka všech modifikací RC cyklu pro zvýšení termické účinnosti je stejná: Zvýšit střední teplotu, při které je v kotli dodáváno teplo  $q_H$ , a snížit střední teplotu, při které je v kondenzátoru odebíráno teplo  $q_C$ . To znamená, že teplota během dodávání tepla by měla být co nejvyšší a během odebírání tepla co nejnižší [5].

### 3.3.1 Snížení tlaku v kondenzátoru

V kondenzátoru se vyskytuje mokrá pára při teplotě kondenzace odpovídající danému tlaku v kondenzátoru. Proto, snížili-li se v kondenzátoru provozní tlak, snížila se taky teplota, při které dochází ke kondenzaci. Vliv snížení tlaku v kondenzátoru na účinnost RC cyklu je ilustrován v T-s diagramu na obr. 13. Vybarvená plocha v tomto diagramu představuje přírůstek práce cyklu  $a_0$  jako důsledek snížení tlaku v kondenzátoru z  $P_4$  na  $P_4'$  [5].

Tohoto jevu je využíváno v tepelných elektrárnách, kde kondenzátory pracují s tlaky menšími než atmosférickými. Nicméně snížení tlaku v kondenzátoru není bez nežádoucích účinků. Problém představuje hlavně výskyt mokré páry na konci expanze v turbíně, protože kapalná fáze mokré páry poškozují lopatky turbíny. Tento účinek může být odstraněn jinou úpravou, rozebranou v další kapitole [5].

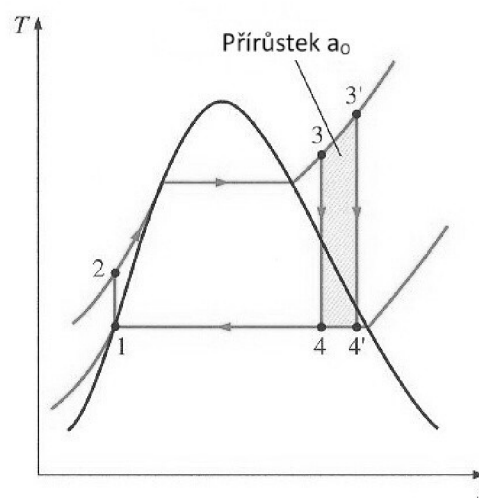


Obr. 13: Snížení tlaku v kondenzátoru, převzato a upraveno ze zdroje [5]

### 3.3.2 Ohřívání přehřáté páry na vyšší teploty

Střední teplota, při které je dodáváno teplo, může být zvýšena bez zvýšení tlaku v kotli, a to přehřátím páry na vyšší teploty. Vliv přehřátí na vyšší teploty na účinnost RC cyklu je ilustrován v T-s diagramu na obr. 14. Vybarvená plocha v tomto diagramu představuje přírůstek práce cyklu  $a_0$  jako důsledek přehřátí na vyšší teploty. Celková plocha pod křivkou 3-3' představuje přírůstek dodaného tepla. Práce cyklu a dodané teplo tedy vzrostly, taktéž i termická účinnost, protože střední teplota při dodávání tepla je vyšší [5].

Přehřívání páry má i jiný pozitivní efekt. Snižuje množství kapalná fáze v páře na konci expanze v turbíně, jak je možno vidět v T-s diagramu (suchost páry ve stavu 4' je větší než ve stavu 4). Teploty, kterých pára dosahuje, jsou ovšem limitovány s ohledem na materiál turbíny. V současnosti bývá nejvyšší teplota páry na vstupu do turbíny kolem 620 °C [5].



Obr. 14: Přehřátí na vyšší teploty, převzato a upraveno ze zdroje [5]

### 3.3.3 Zvyšování tlaku v kotli

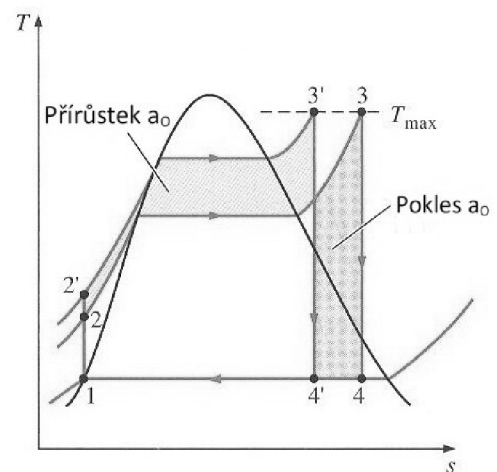
Jiným způsobem, jak zvýšit střední teplotu při dodávání tepla, je zvýšení pracovního tlaku v kotli, čímž se automaticky zvýší teplota varu. Vliv zvýšení tlaku v kotli na průběh RC cyklu je ukázán v T-s diagramu na obr. 15. Je možno vidět, že při stejné vstupní teplotě do turbíny se cyklus posune doleva a suchost mokré páry na konci expanze se zmenší. Tento nežádoucí efekt může být odstraněn přehříváním páry, které je popsáno v další kapitole [5].

Pracovní tlaky v kotlích se během let zvyšovaly z 2,7 MPa v roce 1922 až na 30 MPa v současnosti. Mnoho moderních tepelných elektráren pracuje s nadkritickými tlaky (většími než 22,06 MPa) [5]. Například nová elektrárna RDK 8 v Karlsruhe spalující hnědé uhlí by měla pracovat s párou o teplotě 620 °C a tlakem 275 bar (27,5 MPa), přičemž by měla dosahovat účinnosti 46 % [16].

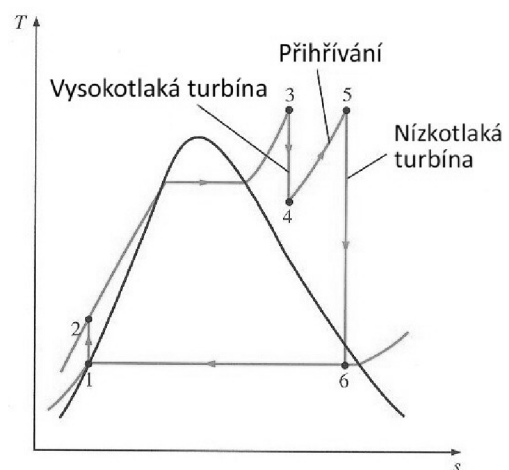
### 3.3.4 Přehřívání páry

Aby se předešlo tvorbě mokré páry o nepřijatelně nízké suchosti na konci expanze, zavádí se přehřívání po částečné expanzi. Expanze v takovém případě probíhá ve dvou fázích, jak je znázorněno v T-s diagramu na obr. 16. V první fázi expanduje pára izoentropicky na tlak větší, než je tlak v kondenzátoru. Následně je pára znovu v kotli přehřívána za konstantního tlaku a izoentropicky expanduje podruhé v nízkotlaké turbíně na tlak v kondenzátoru [5].

Zavedení přehřívání v moderních tepelných elektrárnách zvyšuje účinnost RC cyklu o 4 až 5 % v důsledku vyšší střední teploty, při které je dodáváno teplo. Střední teplota během přehřívání může být ještě zvýšena větším počtem expanzních a přehřívacích fází. Víc než dvě přehřívání nejsou ovšem praktické z důvodu vyšších nákladů a malého nárůstu účinnosti. Navíc pokud nemá pára na vstupu do turbíny dostatečně velký tlak, její teplota se po průchodu turbínou sníží jen lehce, takže do kondenzátoru vstupuje přehřátá pára. To zvýší střední teplotu při odvádění tepla v kondenzátoru a tak sníží účinnost. V praxi se proto dvě přehřívací fáze používají jen u nadkritických RC cyklů [5].



Obr. 15: Zvýšení tlaku v kotli, převzato a upraveno ze zdroje [5]

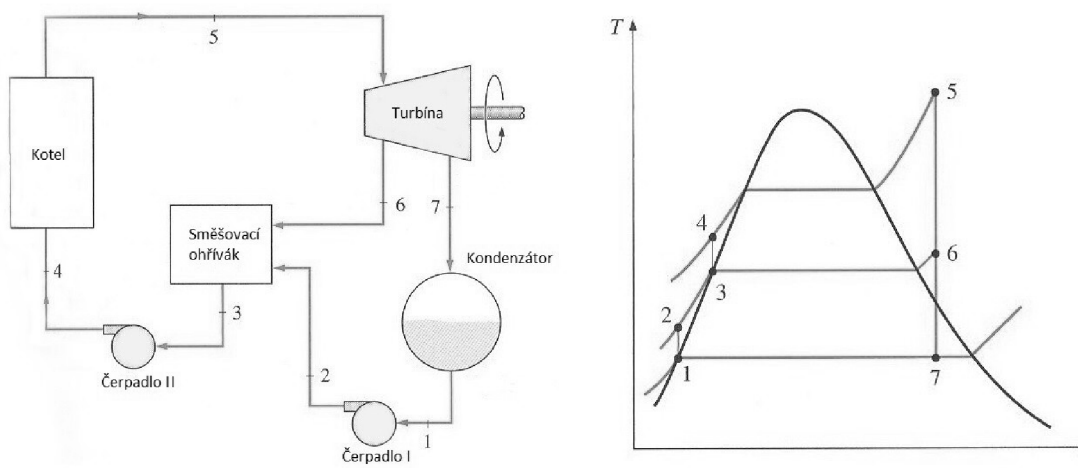


Obr. 16: Přehřívání páry, převzato a upraveno ze zdroje [5]

### 3.3.5 Regenerační ohřev

Při pohledu na T-s diagram RC cyklu (obr. 13) lze dojít k závěru, že v kotli se ze začátku dodává teplo kapalině při relativně nízkých teplotách. To snižuje střední teplotu při dodávání tepla a tak i termickou účinnost cyklu. Snahou je zvýšit teplotu kapaliny ještě před vstupem do kotle. To může být dosaženo odebráním páry z turbíny v určitých místech. Tato pára, která by mohla vytvářet více práce, kdyby dále expandovala v turbíně, je místo toho použita k přehřevu kapaliny. Místo, kde se pára setkává s kapalinou, se nazývá regenerační ohřívák. Ten může být dvojího typu: směšovací nebo povrchový [5], [17].

Směšovací ohřívák je v podstatě nádoba, ve které se mísí pára odebrána z turbíny s kapalinou opouštějící čerpadlo. Schéma a T-s diagram RC cyklu se směšovacím ohřívákem jsou znázorněny na obr. 17. V ideálním cyklu s regeneračním ohřevem pára vstupuje do turbíny ve stavu 5 a v turbíně expanduje izoentropicky na tlak ve stavu 6, přičemž část páry je odvedena a část dále expanduje na tlak v kondenzátoru (stav 7). Po kondenzaci je sytá kapalina ve stavu 1 čerpadlem stlačena na tlak ve stavu 2. Při tomto tlaku se v ohříváku smíchá kapalina s párou z turbíny, čímž v ideálním případě vznikne sytá kapalina ve stavu 3. Ta je dále stlačena druhým čerpadlem (stav 4) a poté vstupuje do kotle [5].



Obr. 17: Schéma a T-s diagram RC cyklu se směšovacím ohřívákem, převzato a upraveno ze zdroje [5]

Povrchový ohřívák je tepelný výměník, ve kterém se kapalina a pára nedostanou do přímého styku, takže mohou mít různý tlak. Toho je využíváno v tepelných elektrárnách, kde bývá užito několik povrchových ohříváků za sebou, kterými pára postupně projde, než se smísí s kapalinou ve směšovacím ohříváku. Výhodou směšovacího ohříváku je jeho jednoduchost a tím i menší náklady. Taký přestup tepla je u směšovacího ohříváku větší. Na druhou stranu povrchový ohřívák nevyžaduje zvlášť čerpadlo, protože tekutiny v něm můžou proudit při odlišných tlacích [5].

### 3.4 Organický RC cyklus

Ve většině případů pracuje RC cyklus s vodou jako pracovním médiem. Voda je vhodná pro aplikace, kde se pracovní médium zahřívá na vysoké teploty. Nicméně pro nízkoteplotní

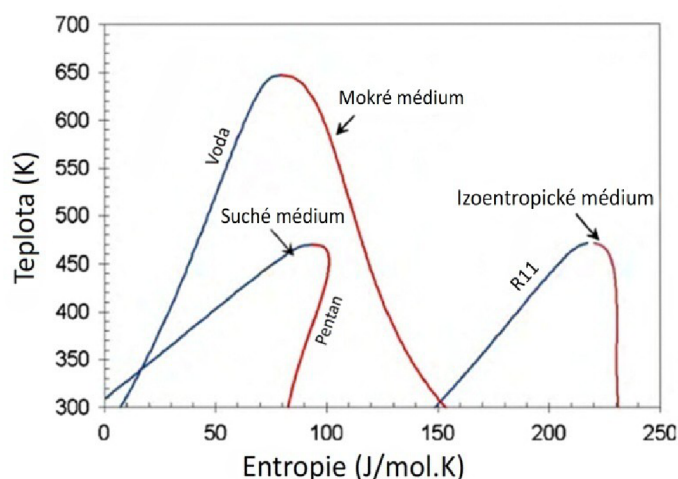
zdroje tepla jako v případě spalovacích motorů jsou vhodnější organická média. RC cyklus pracující s organickými látkami se nazývá organický RC cyklus [10].

### 3.4.1 Základní dělení pracovních médií

Podle sklonu křivky syté páry v T-s diagramu se pracovní média dělí na tři typy:

- mokrá s negativním sklonem křivky
- suchá s pozitivním sklonem křivky
- izoentropická s křivkou jako svislicí [18]. Všechny tři typy jsou zobrazeny na obr. 18.

Většina organických médií je suchých nebo izoentropických, čehož je využíváno, protože u těchto médií nehrozí tvorba mokré páry na konci expanze jako u mokrých médií (voda, amoniak). Mezi izoentropická média patří např. chladiva R134a, R11, R12 a mezi suchá např. pentan, benzen, toluen, R123 nebo R113 [2], [10], [19].



Obr. 18: Pracovní tekutiny v T-s diagramu (křivka syté páry vyznačena červeně), převzato a upraveno ze zdroje [10]

### 3.4.2 Požadavky na pracovní médium

Pracovní médium významně ovlivňuje mnoho vlastností celého systému. Jsou to např. celková účinnost cyklu, podmínky, při kterých cyklus pracuje, ekonomická návratnost a taky vliv na životní prostředí kvůli možné chemické zavadnosti [10].

Kritéria kladená na pracovní média jsou podle mnoha výzkumů tyto:

1. Médium by mělo být nekorozivní, nehořlavé a netoxické.
2. Mělo by jít o látku nepoškozující životní prostředí, hlavně ozonovou vrstvu Země.
3. Pracovní médium by mělo být chemicky stabilní, aby nedošlo k chemickému rozkladu za vyšších teplot.
4. Pracovní médium by mělo mít dobré termodynamické a fyzikální vlastnosti zahrnující:
  - Vhodný sklon křivky syté páry, aby nebylo nutné velké přehřívání a tím se zvýšila účinnost cyklu. Tomuto požadavku vyhovují suchá a izoentropická média.
  - Vysokou hustotu páry, velké měrné skupenské teplo varu, vysokou tepelnou vodivost a nízkou měrnou tepelnou kapacitu kapaliny. To vše za účelem snížení velikosti systému a zvýšení účinnosti cyklu.
  - Nízkou teplotu tuhnutí, aby se zamezilo zamrznutí systému.
  - Nízkou viskozitu, aby nedocházelo k velkým ztrátám energie.
  - Vysoko položený kritický bod, aby mohl RC cyklus pracovat v podkritické oblasti při velkém rozsahu tlaků [18].

### 3.4.3 Výběr pracovního média

Mnoho studií na téma pracovních médií RC cyklu bylo provedeno, ale často se tyto studie lišily svými závěry. Stojí za tím především fakt, že výsledky testů médií jsou významně ovlivněny podmínkami, při kterých se testy provádí. Žádné pracovní médium se nehodí pro všechny podmínky [2].

Výjimku tvoří voda, která je pro vysoké teploty a výkony (nad 370 °C a 1 MW) jistě nejvhodnější, jak už bylo zmíněno na předešlé stránce. Je to především díky svému velkému měrnému skupenskému teplu, chemické stabilitě, nízkým nákladům a ekologické nezávadnosti. Potvrzuje to studie Marciniaka, který srovnával sedm pracovních médií pro zdroj tepla o rozsahu výkonu 600–2400 kW a teplotním rozsahu 500–1100 °F (260–593 °C). Se započítáním nákladů se jako nejvhodnější jevila voda, následována toluenem, směsí 2-metylpyridinu s vodou a Fluorinolem 85 [2]. Voda vykazuje dobrou účinnost, ale vyžaduje vysoký tlak v kotli a nízký tlak v kondenzátoru, což je těžko dosažitelné v automobilech [20].

Co se týče podmínek bližších spalovacím motorům, Mago s kolektivem [21] zkoumal vliv sedmi různých pracovních médií na vlastnosti RC cyklu. Jejich porovnání probíhalo ve třech rozsazích teplot: do 380 K, 380–430 K (107–157 °C) a nad 430 K. Ze všech zkoumaných médií vykazovalo největší účinnost chladivo R113, které mělo zároveň nejvyšší bod varu při daném tlaku. Naopak u média s nejnižším bodem varu (propan) byla pozorována nejnižší účinnost. Badr [2] se zabýval výběrem pracovního média pro RC cyklus o nízkém výkonu (pod 10 kW) pracující mezi teplotami 40 °C a 120 °C. Hodnotil termodynamické a fyzikální vlastnosti 67 médií, přičemž nejlépe dopadly chladiva R11, R113 a R114. Quoilin [22] zase za použití počítačové simulace zjistil, že pro teplotní rozsah 100–200 °C má dobré vlastnosti chladivo R123. Stejně pracovní médium vykazovalo nejvyšší účinnost při výzkumu provedeném Royem [23], kdy byl užit tepelný zdroj o konstantní teplotě 550 K (277 °C). Vlastnosti některých pracovních médií jsou v níže uvedené tabulce.

Tabulka 1: Vybraná pracovní média a jejich vlastnosti [2], [21], [24]

Médium	Typ média	Relativní molekulová hmotnost	Kritický bod	Měrné skupenské teplo varu při tlaku 1 atm [kJ/kg]	Max. teplota chemické stability [°C]
H <sub>2</sub> O	Mokrý	18	373,9 °C 22,06 MPa	2256,2	-
R134a	Izoentropické	102	101,0 °C 4,06 MPa	215,52	180
R11	Izoentropické	137	197,9 °C 4,06 MPa	178,8	177
R113	Suché	187	214,2 °C 3,41 MPa	143,9	252
R123	Suché	153	183,7 °C 3,66 MPa	170,2	327



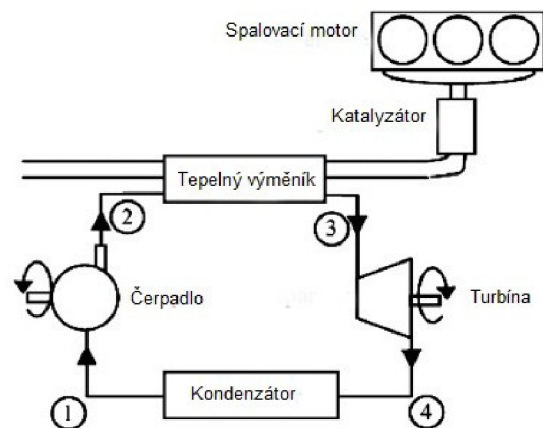
## 4 Aplikace RC cyklu v automobilu

Čtvrtá kapitola se zabývá zasazením RC cyklu do automobilu, což vyžaduje splnění specifických požadavků a odlišností, kterými se automobil vyznačuje. Podobně jako u RC cyklu užívaného v tepelných elektrárnách i RC cyklus v automobilech musí pracovat se čtyřmi základními komponentami: čerpadlem, kotlem, turbínou a kondenzátorem. Nicméně místo výrazu kotel se zde setkáváme spíše s výrazy výparník, přehřívač nebo tepelný výměník – v těch probíhá přenos tepla ze spalín motoru do pracovního média. Kapitola 4.1 se zabývá různými okruhy RC cyklu podle toho, jaké komponenty byly použity v jednotlivých výzkumech a jak byly tyto komponenty uspořádány. V dalších dvou kapitolách jsou podrobněji popsány dvě klíčová zařízení RC cyklu v automobilu: tepelný výměník a turbína. Turbína je nejčastěji používaná komponenta, ve které dochází k expanzi páry, ale mohou být použita i jiná zařízení, takže i jimi se zabývá kapitola 4.3.

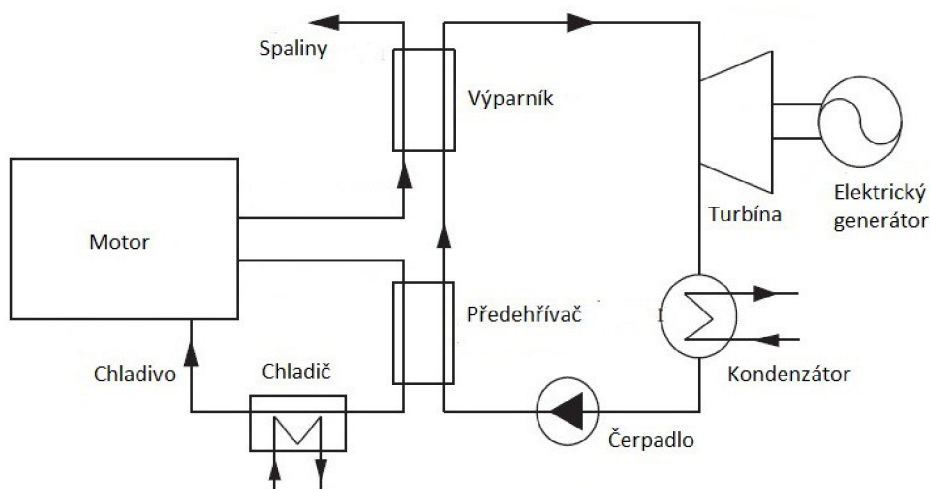
### 4.1 Okruh RC cyklu v automobilu

Základní schéma RC cyklu automobilu je zobrazeno na obr. 19. Spaliny ze spalovacího motoru po průchodu katalyzátorem vstupují do tepelného výměníku, kde předávají své teplo pracovnímu médiu. Oběh pracovního média je pak již stejný jako u běžného RC cyklu popsaného ve třetí kapitole [10].

Propracovanější jsou návrhy zmíněné ve článku od Wangu [20]. Na obr. 20 je první z nich. Pracovní médium RC cyklu nejdříve získává teplo v přehřívači z chladicího okruhu motoru. Až následně vstupuje do výparníku, kde je předáváno teplo ze spalín o vysoké teplotě.

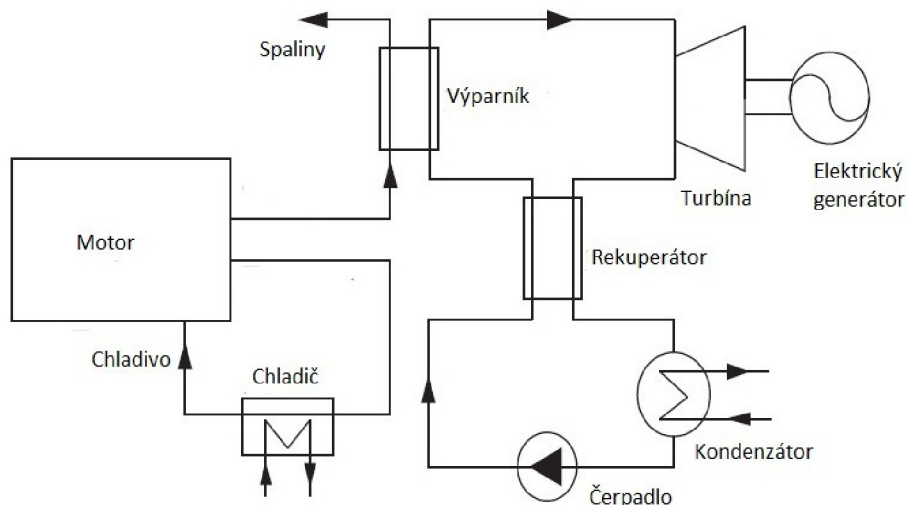


Obr. 19: RC cyklus automobilu, převzato a upraveno ze zdroje [10]



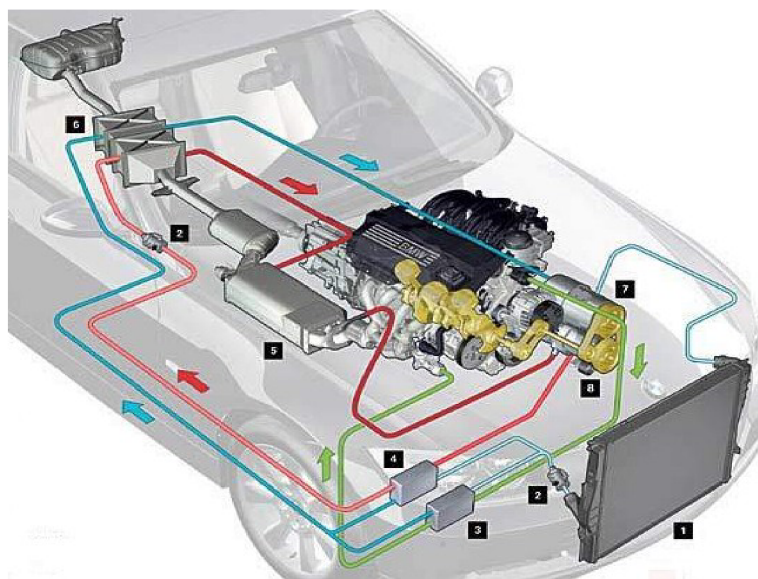
Obr. 20: RC cyklus s přehřívačem, převzato a upraveno ze zdroje [20]

Na obr. 21 je okruh RC cyklu, ve kterém je zařazen tzv. rekuperátor. V něm pára po expanzi předává teplo kapalině, která až poté putuje do výparníku.



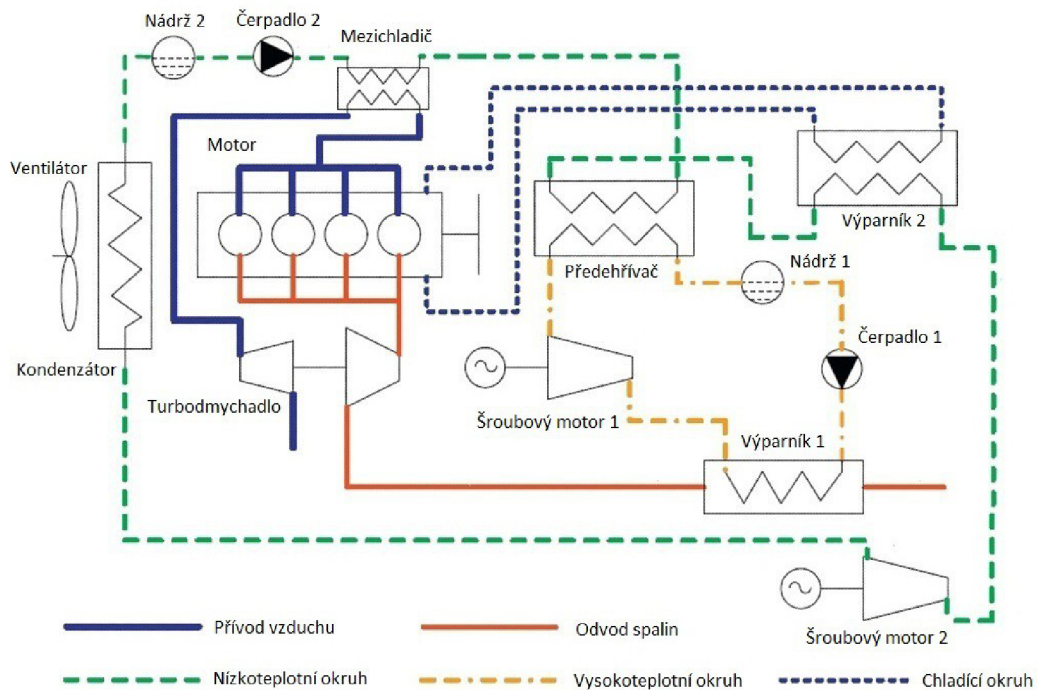
Obr. 21: RC cyklus s rekuperátorem, převzato a upraveno ze zdroje [20]

Jiným uspořádáním se vyznačuje koncept Turbosteamer od výrobce automobilů BMW, který v roce 2005 vzbudil značnou pozornost. Jak je možno vidět na obr. 22, Turbosteamer pracuje se dvěma kapalinovými okruhy. Ve vysokoteplotním okruhu, vyznačeném červeně na obr. 22, je pracovním médiem voda. Ta se ohřívá ve dvou tepelných výměnících umístěných ve výfukovém potrubí a poté jako pára pohání turbínu nebo jiný stroj (nespecifikováno). Druhý okruh, vyznačený modře, pracuje s nižšími teplotami a jako pracovní kapalina v něm cirkuluje etanol. Médium v tomto okruhu je ohříváno nejdříve chladícím okruhem (vyznačen zeleně) a vysokoteplotním okruhem. Poté se ještě dohřívá spaliny, které už předtím předaly většinu svého tepla vysokoteplotnímu okruhu. Pára následně pohání turbínu nebo jiný stroj jako v prvním okruhu. Zbylé teplo je v chladiči odevzdáno do okolního prostředí [25].



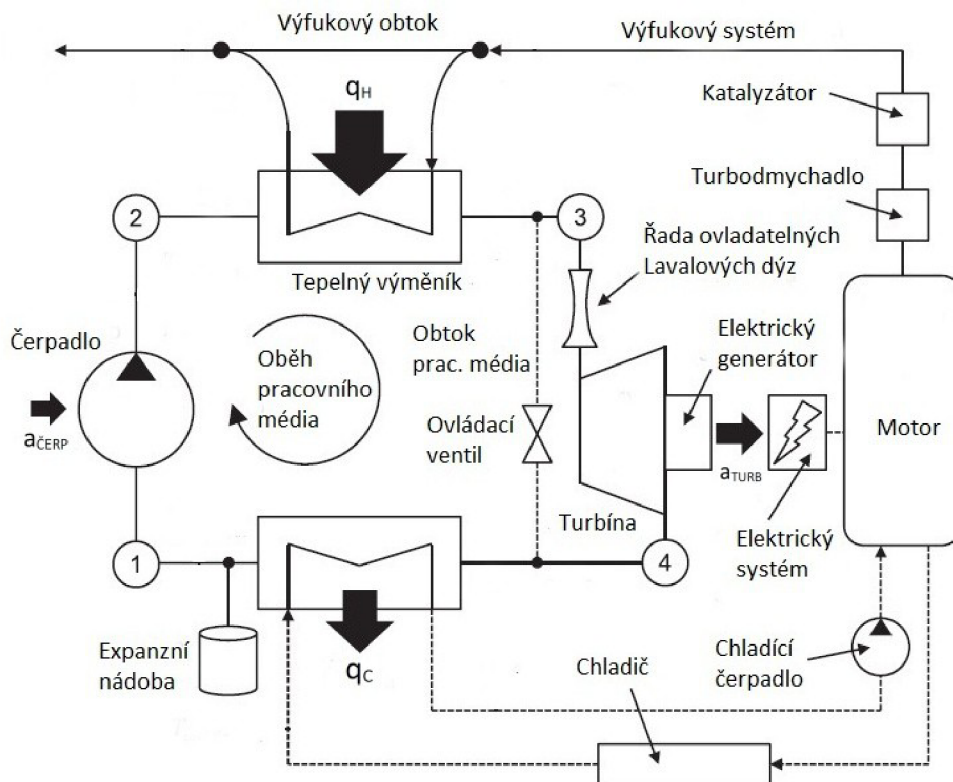
Obr. 22: Turbosteamer, převzato a upraveno ze zdroje [26]

Ve snaze o využití co největšího množství odpadního tepla pokročil asi nejdál Zhang [27], který stejně jako Turbosteamer využívá dvou okruhů RC cyklu. Schéma Zhangova návrhu je na obr. 23. Ve vysokoteplotním okruhu je zužitkováno teplo spalín. V nízkoteplotním okruhu je pracovnímu médiu přiváděno teplo nejdříve v mezichladiči od stlačeného vzduchu, poté v předehřivači od vysokoteplotního okruhu a nakonec ve výparníku z chladícího oběhu motoru. K expanzi páry jsou v obou okruzích použity šroubové parní motory. Za kondenzátory jsou umístěny nádrže se zásobním pracovním médiem.

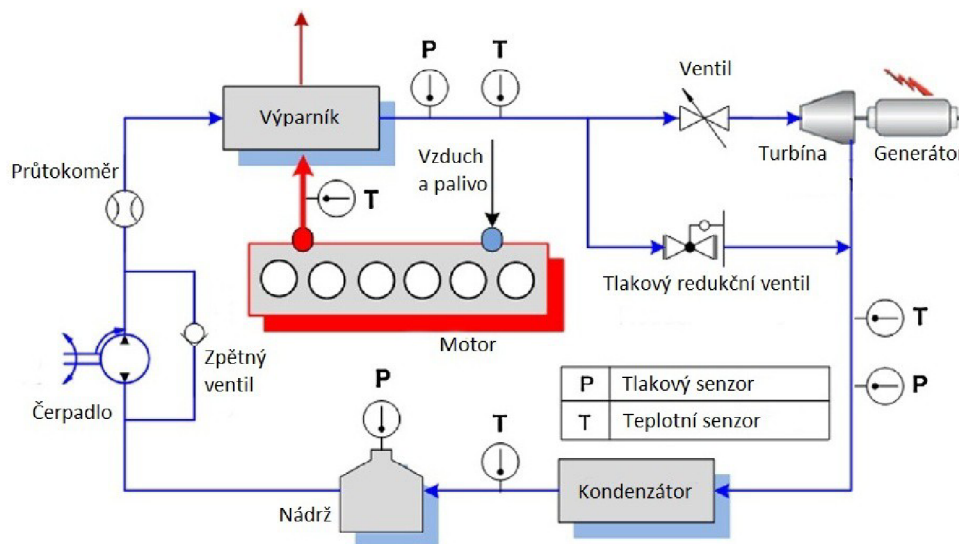


Obr. 23: Dvouokruhový RC cyklus, převzato a upraveno ze zdroje [27]

Od konceptu Turbosteamer se BMW posunulo k jednoduššímu jednookruhovému systému. Ten se snáze integruje do automobilu, zároveň se sníží náklady a hmotnost (u Turbosteameru činila váha jednoho okruhu 50 kg). Schéma nového testovaného systému je na obr. 24. Lze si na něm všimnout dalších prvků nutných ke správné funkci RC cyklu automobilu. Z důvodu omezení maximálního dodaného tepla do okruhu je zaveden výfukový obtok, kterým může nadbytek spalín proudit mimo výměník. Množství páry vpuštěné do turbíny je ovládáno řadou nastavitelných Lavalových dýz. Za kondenzátorem je navíc expanzní nádoba, která slouží jako zásobník pracovního média a taky vyrovnává výkyvy tlaku v kondenzátoru [19], [28].



Obr. 24: BMW RC cyklus, převzato a upraveno ze zdroje [28]



Obr. 25: RC cyklus pro přechodové stavy, převzato a upraveno ze zdroje [19]

Problematikou neustálenosti RC cyklu automobilu se zabýval Xie [19], jenž poukazuje na to, že v reálných podmínkách motor dodává různé množství spalin o různé teplotě v závislosti na aktuálních jízdních okolnostech. Jeho okruh RC cyklu, který je na obr. 25, by proto měl reagovat na proměnlivé podmínky v systému, aniž by došlo k poškození nějaké součásti. Paralelně s turbínou je umístěna větev s tlakovým redukčním ventilem. Ta zajišťuje obtok

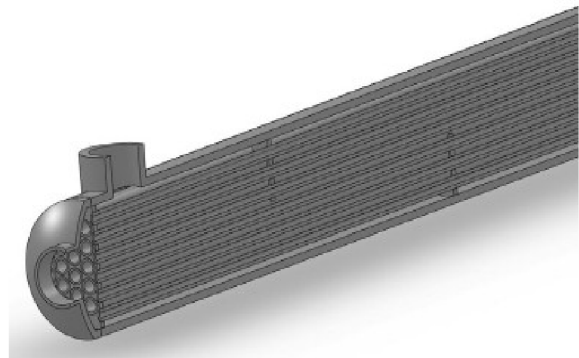
turbíny v případě, že je dodáváno málo tepla a pára vystupující z výparníku není přehřátá. Za kondenzátorem se nachází nádrž, která má obdobnou funkci jako expanzní nádoba na obr. 24; zásobuje okruh médiem a vyrovnává tlak. Čerpadlo zase vyžaduje jistý minimální hmotnostní tok. Proto je paralelně s ním připojena větev se zpětným ventilem, která zajišťuje, že tok čerpadlem je dostatečný.

## 4.2 Výparník, přehříváč

Důležitým článkem RC cyklu je tepelný výměník, ve kterém se uskutečňuje přenos tepla ze spaliny do pracovního média. Výměník musí poskytovat dostatečnou plochu pro přenos tepla a zároveň nesmí příliš zvyšovat tlak spaliny ve výfukovém potrubí, který by negativně ovlivnil chod motoru [4]. Samotné konstrukci a modelování tepelného výměníku se věnují tři studie [3], [4], [19]. Navrhované konstrukce výměníku jsou pouze dvě: trubkový výměník a žebrovaný výměník.

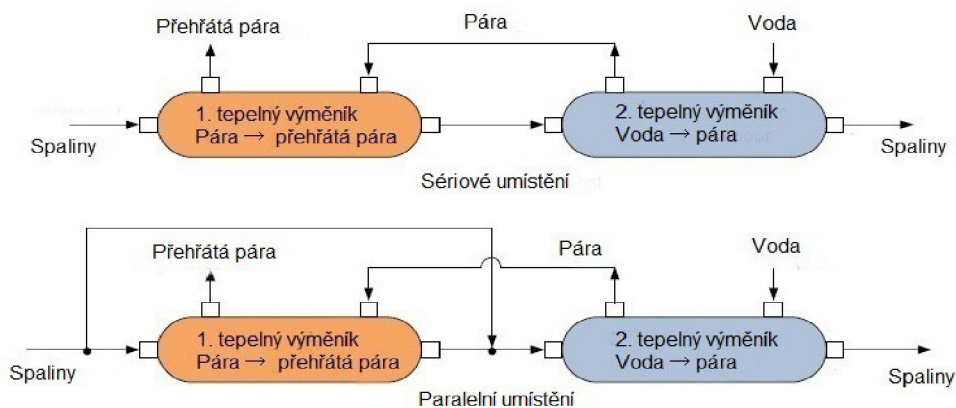
### 4.2.1 Trubkový výměník

Trubkový výměník se skládá z pláště a trubek, které jsou umístěny uvnitř pláště. Trubkami proudí horké spaliny a ty předávají své teplo pracovnímu médiu, které proudí pláštěm mezi trubkami. Model trubkového tepelného výměníku z výzkumu Hossaina je na obr. 26 [4].



Obr. 26: Trubkový tepelný výměník [4]

Hossain zkoumal účinnost nejdříve dvou běžných zakoupených tepelných výměníků a následně upravených výměníků vhodných pro aplikaci v automobilu. Zakoupené i upravené výměníky byly užity jako zdroj tepla pro pracovní médium ve dvou modifikacích, jak je vidět na obr. 27. V prvním případě byly výměníky umístěny sériově za sebou, takže proud spaliny vstupoval nejdříve do prvního výměníku, který sloužil jako přehříváč, a následně do druhého výměníku, který sloužil jako výparník. V druhém případě (paralelním) část spaliny



Obr. 27: Sériové a paralelní umístění výměníků, převzato a upraveno ze zdroje [4]

proudila přehřívacem a výparníkem jako v prvním případě a část spalin byla odvedena přímo do výparníku [4].

Účinnost zakoupeného výměníku byla zkoumána experimentálně a pak i počítačovou simulací, u navrženého výměníku jen simulací. Hossain popsal účinnost tepelného výměníku  $\varepsilon$  jako

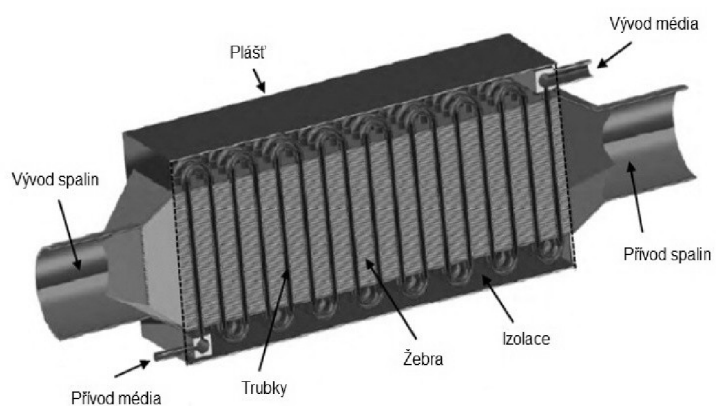
$$\varepsilon = \frac{\text{Skutečný přenos tepla}}{\text{Maximální možný přenos tepla}} \quad [-] \quad (12)$$

Parametry zakoupeného výměníku jsou tyto: délka 1 m, průměr pláště 90 mm, počet trubek 15 a průměr trubek 15 mm. Při experimentu byl použit 4litrový dieselový čtyřválec HINO W04D a byla zjištěna účinnost výměníků 0,44. V simulaci byly spaliny modelovány jako vzduch o hmotnostním toku 0,050253 kg/s a teplotě 479 °C (zjištěno z experimentu). Účinnost výměníků vyšla v simulaci jen lehce vyšší než v experimentu, což ukazuje na dobrou shodu simulace s experimentem. Pro počítačovou simulaci byl pak výměník upraven, aby se zvýšila teplosměnná plocha výměníku, ale aby zároveň příliš neklesla rychlost proudícího média a nezvýšily se tepelné ztráty výměníku. Parametry upraveného výměníku jsou tyto: délka 2 m, průměr pláště 90 mm, počet trubek 31 a vnitřní průměr trubek 9,44 mm. Při stejných podmínkách byla zjištěna účinnost upravených výměníků 0,76, což je výrazně více než v případě neupravených výměníků [4]. Lze na tom vidět, jak významnou roli při zužitkování odpadního tepla má konstrukce tepelného výměníku.

Také byly porovnány účinnosti obou verzí umístění výměníků: sériové a paralelní. Přenos tepla byl efektivnější u paralelního umístění, kde bylo dosaženo o 10 % vyšší účinnosti než u sériového umístění [4].

#### 4.2.2 Žebrovaný výměník

Žebrovaný protiproudý výměník (obr. 28) byl použit ve výzkumu provedeném Horstem [3]. Horké spaliny v něm prochází žebrováním, které zvyšuje teplosměnnou plochu a zároveň spojuje trubky vedené kolmo na proud spalin. V trubkách proudí pracovní médium, které se v jediném výměníku předeřívá, vypařuje i přehřívá. Plášť výměníku je zevnitř izolován, aby se zamezilo tepelným ztrátám. K tomuto výměníku není uvedena účinnost ani jiné parametry, ale je součástí širšího výzkumu, jehož výsledky budou zmíněny v další kapitole.



Obr. 28: Žebrovaný tepelný výměník, převzato a upraveno ze zdroje [3]

## 4.3 Turbína a jiná zařízení k expanzi par

### 4.3.1 Turbína

Turbína je rotující stroj, který koná práci přeměňováním tepelné energie pracovního média na kinetickou energii [17]. Turbíny použité v organickém RC cyklu automobilu se zpravidla stavbou nijak neodlišují od turbín, které pohání vodní pára [29]. Jedná se většinou o axiální jednostupňové kondenzační turbíny, jako je na obrázku 29. V axiálních turbínách proudí pára ve směru osy turbíny. Přívlastek kondenzační znamená, že pára po průchodu turbínou se již dále nevyužívá (např. k vytápění), ale je vedena do kondenzátoru. Jednostupňová udává, že turbína je složena z jednoho pracovního stupně. Pracovním stupněm je nazýván základní prvek turbíny umožňující přeměnu energie. Skládá se z nehybných rozváděcích lopatek, kde dochází k expanzi páry, a oběžných lopatek, jimž pára předává kinetickou energii. Stupně se dále dělí na rovnotlaké a přetlakové. V rovnotlakém stupni je tlak před oběžnými lopatkami stejný jako tlak za nimi, takže pára expanduje jen v rozváděcích lopatkách. V přetlakovém stupni pára expanduje i v oběžných lopatkách [17], [31], [32]. Ač je turbína často používaným zařízením k expanzi páry v RC cyklu automobilu, u většiny studií není zmíněn typ použité turbíny [2]. Snad jen Horst uvádí, že pro výzkum BMW byla použita rovnotlaká turbína [28].



Obr. 29: Jednostupňová turbína [30]

Pro použití turbíny v RC cyklu automobilu hovoří především její vysoká účinnost a osvědčenost v mnoha aplikacích. Na druhou stranu kvůli svým vysokým otáčkám nemůže být turbína přímo spojena s klikovou hřídelí motoru, takže je předurčena jen k výrobě elektrické energie. Nevýhodou je také vysoká cena, značná velikost a velké nároky na kvalitu páry (přehřátí) [20], [29].

### 4.3.2 Pístový parní motor

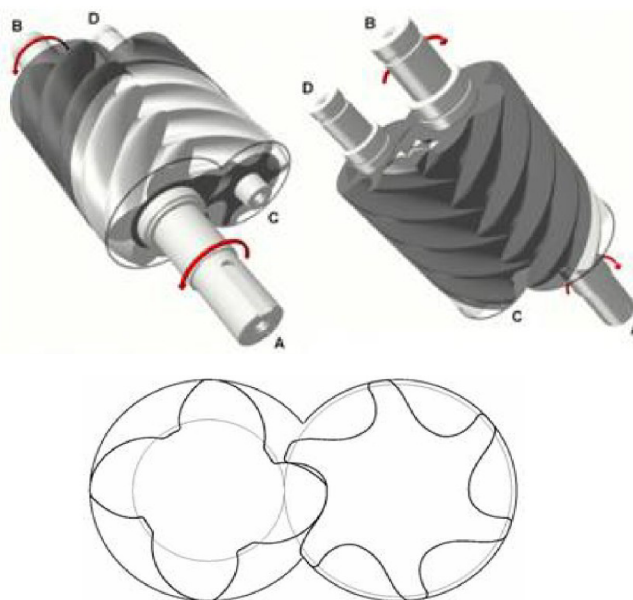
Pístový parní motor je první ze skupiny objemových expanzních strojů, které vychází z objemových kompresorů. Na rozdíl od kompresorů práci nespotřebovávají, ale vytváří. Pístový parní motor se skládá z válce a pohyblivého pístu, na který působí expandující pára svým tlakem a uvádí ho do pohybu. Jde o technologii známou pod pojmem parní stroj. Ten byl dříve využíván pro výrobu elektrické energie, pohon lodí, lokomotiv a jiných prostředků [20], [33].

Výhodou pístového parního motoru je, že dokáže pracovat i s mokrou párou, takže lehko překonává přechodové stavy, které jsou spojené s provozem automobilu. Pístový parní motor má otáčky bližší spalovacímu motoru, což umožňuje jeho použití jako přímého zdroje mechanické práce. V jeho prospěch mluví i dobrá účinnost (přibližně 70 %) a výhodný poměr

výkonu a velikosti [20], [34]. Mezi nevýhody pístového parního motoru patří značné ztráty třením, když není zajištěno dostatečné mazání. Problém může být vyřešen přidáním mazacího oleje do pracovního média [29].

### 4.3.3 Šroubový parní motor

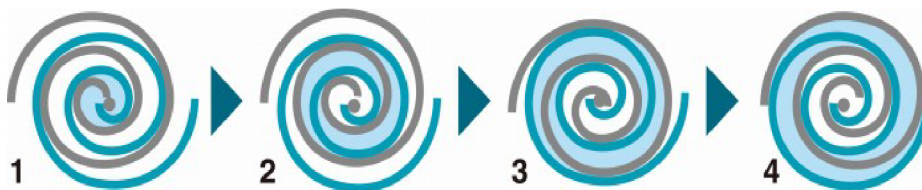
Princip šroubového parního motoru je založen na rotaci dvou šroubových rotorů, které do sebe zapadají. Jeden rotor má vypouklý profil a druhý vydutý profil, jak lze vidět na obr. 30. Závit rotorů spolu s krytem vymezují komory, které při otáčení rotorů mění svůj objem. Při rotaci v jednom směru svůj objem zmenšují (princip kompresoru), při rotaci v druhém směru svůj objem zvětšují (princip motoru). Expanzí pracovního média v komorách je konána práce a zařízení funguje jako motor. Na obr. 30 jsou zobrazeny rotory šroubového motoru ze dvou pohledů (shora a zespodu). Tmavě je vyznačena část s uzavřenými komorami o vysokém tlaku. Šroubový motor vykazuje podobné vlastnosti jako všechny objemové expanzní stroje. Snáší dobře mokrou páru o nižší suchosti a výrobní náklady jsou menší ve srovnání s turbínou. Zároveň vyžadují dobré mazání těch částí, které jsou ve vzájemném kontaktu a musí dobře těsnit [35], [36].



Obr. 30: Šroubový parní motor [35]

### 4.3.4 Spirálový parní motor

Tento motor je tvořen dvěma disky se spirálami, které jsou v sobě zasunuty. Spirály s disky vytváří komory, ve kterých je médium uzavřeno. Princip fungování spirálového motoru je zobrazen na obr. 31. Pracovní médium vstupuje do motoru uprostřed a svým tlakem nutí pohyblivý disk vykonávat krouživý pohyb. Tím se komory kontinuálně zvětšují, médium se posouvá od středu a expanduje, až se dostává ven mimo prostor spirál. Pohyblivý je zpravidla spodní disk [37]. Účinnost spirálového parního motoru byla zjištěna v rozmezí 45–68 %. Předností tohoto motoru je malý počet pohyblivých částí, spolehlivost a široký rozsah výkonu [38].

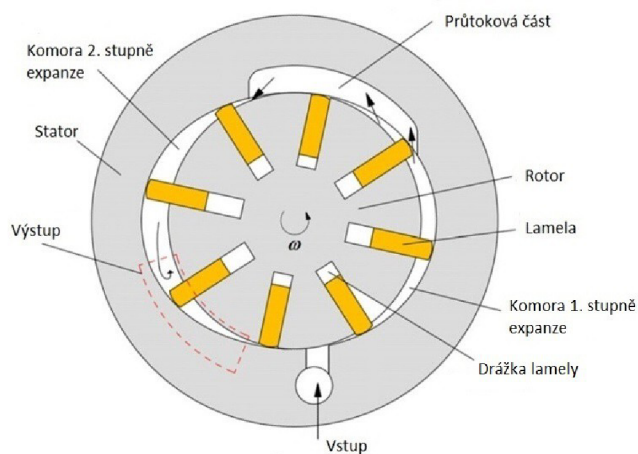


Obr. 31: Spirálový parní motor [39]



#### 4.3.5 Rotační lamelový motor

Rotační lamelový motor se skládá ze tří základních komponent: statoru, rotoru a lamel. Tyto komponenty jsou patrné na obr. 32. Stator je duté těleso válcového tvaru, ve kterém je excentricky umístěn rotor. V drážkách rotoru se pohybují lamely, které se státorem a rotorem vymezují jednotlivé komory. V těch je uzavřeno pracovní médium, které svým tlakem působí na lamely a otáčí rotorem. Motor na obr. 32 je navíc dvoustupňový, takže pára expanduje nejdříve v prvním stupni a průtokovou částí se dostane do druhého stupně, kde expanduje podruhé [40], [41]. Rotační lamelové motory se vyznačují stálou účinností za různých podmínek, nízkou hlučností, optimálními otáčkami (kolem 3000 ot./min.) a malými nároky na údržbu. Dokáží také pracovat s vysokými tlaky. Výroba lamelového motoru je relativně nenáročná, z čehož vyplývají i nízké náklady na výrobu [29].



Obr. 32: Rotační lamelový motor, převzato a upraveno ze zdroje [40]

## 5 Výsledky užití RC cyklu

### 5.1 Potenciál RC cyklu

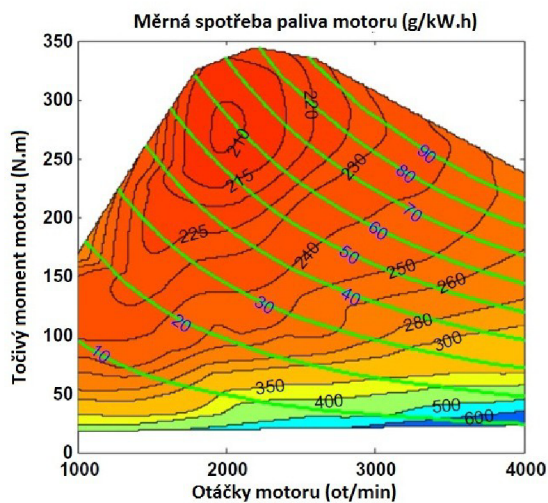
První užití organického RC cyklu v automobilu se datuje do roku 1976. Tehdy se Patel a Doyle snažili zužítkovat odpadní teplo z diesellového motoru Mack 676 v nákladním tahači. Nákladní automobil byl vybrán kvůli delším časovým úsekům, při kterých jeho motor pracuje za téměř konstantních otáček, a taky kvůli velkým vzdálenostem, které ročně nákladní automobil urazí. Zkonstruovaný prototyp RC cyklu se skládal z výparníku ve výfukovém potrubí, třístupňové axiální turbíny spojené přes převodovku s klikovou hřídelí a kondenzátoru vedle stávajícího chladiče. Jako pracovní médium byl použit Flourinol-50, přičemž teploty média se pohybovaly mezi 650 °F (343 °C) ve výparníku a 158 °F (70 °C) v kondenzátoru. Nákladní automobil vybavený RC cyklem byl podroben testu, ve kterém bylo zjištěno 13% zvýšení celkového výkonu a 15% snížení měrné spotřeby paliva (msp). Navíc výsledky předčily očekávání při všech testovaných rychlostech a výkonech motoru. Závěrem bylo uvedeno, že při použití RC cyklu v nákladním automobilu by se počáteční náklady 3000 \$ splatily za méně než rok při ceně 0,45 \$/galon a ročním ujetí 150 000 mil [2].

V roce 1993 vyvinuli Oomori a Ogino systém založený na organickém RC cyklu, který v osobním automobilu zužítkovával jen odpadní teplo z chladícího oběhu. Autoři se rozhodli nevyužívat teplo spalín, protože nestálé otáčky motoru ztěžují regulaci RC cyklu. Pracovní médium HCFC123 bylo vybráno, aby byl splněn požadavek nízké teploty varu. Okruh organického RC cyklu sestával z čerpadla, motoru jako výparníku, spirálového parního motoru a chladiče jako kondenzátoru. Z měření výkonu šroubového motoru bylo zjištěno zlepšení msp o 3 % při teplotě okolí 25 °C [2].

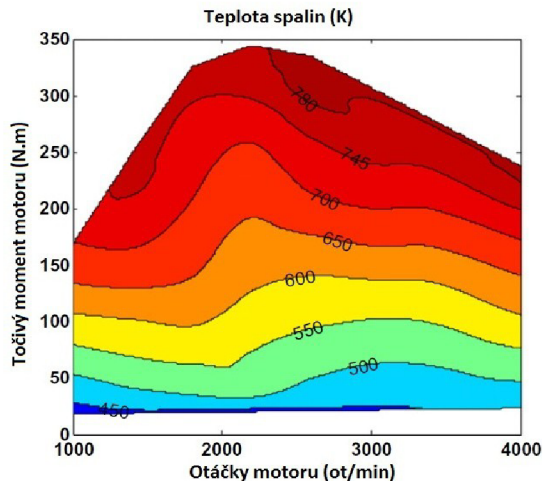
Pro uvědomění si potenciálu RC cyklu je dobré se zmínit o výzkumu provedeném Schmidem, který se týkal snížení emisí CO<sub>2</sub> u lodních motorů. Schmid navrhl systém na základě plynové turbíny a RC cyklu, který zužítkovával odpadní teplo největšího diesellového motoru na světě, Wärtsilä 12RTA96C o výkonu 68 640 kW. Plynová a parní turbína poháněly 6MW elektrický generátor, čímž bylo dosaženo až 12% zlepšení celkové účinnosti, a ta vzrostla na 54,9 %. Z větší části (kolem 75 %) se na tom podílel RC cyklus. Návrhovatelské náklady na celý systém byla odhadnuta na méně než pět let. Proto výrobce motorů Wärtsilä od roku 2005 instaloval tento systém na flotilu menších kontejnerových lodí a následně i na největší kontejnerové lodě společnosti A.P. Moller-Maersk Group. Roční úspora paliva na těchto největších lodích je přibližně 8360 tun [2], [42].

Bari s Hossainem [43] zabývající se optimalizací tepelných výměníků pro RC cyklus vyhodnocovali pomocí počítačové simulace také předpokládané zvýšení výkonu pohonného systému za použití jejich upravených výměníků. Pro diesellový čtyřválec Toyota 13B bylo zjištěno, že má nejnižší msp při výkonu 41,84 kW a 2200 ot/min. Tomu odpovídala teplota spalín 685 °C a tlak pracovního média (vody) 30 bar. Tyto podmínky byly použity v simulaci. Při stanovené účinnosti turbíny 70 % byl zjištěn maximální výkon RC cyklu 9,85 kW, což odpovídá zvýšení celkového výkonu systému o 23,7 %. Zároveň autoři konstatují, že se snížením zátěže motoru se velice významně sníží i výkon RC cyklu.

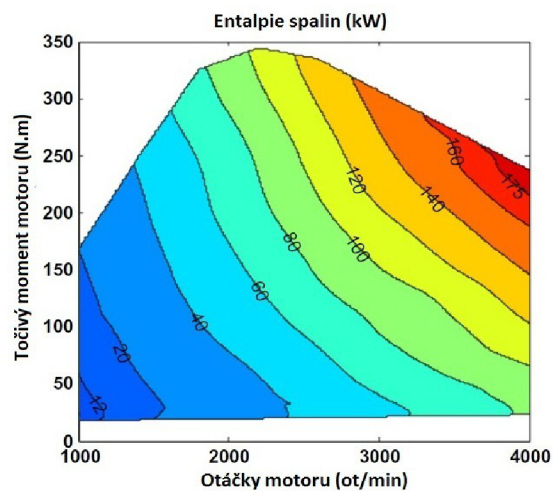
Ve výzkumu Zhanga a kolektivu [27] bylo zkoumáno zařazení dvou okruhů RC cyklu k zužitkování odpadního tepla diesellového čtyřválece R425 – přepřínovaného motoru o zdvihovém objemu 2,5 l s přímým vstřikováním. Nejdříve byla provedena měření týkající se samotného motoru. Graf závislosti msp na otáčkách a zatížení je na obr. 33. Lze z něj vyčíst, že nejnižší msp bylo dosaženo v rozmezí 1800–2400 ot/min. Minimální hodnotě msp (209,3 g/kW.h) odpovídala maximální termická účinnost motoru přesahující 39 %. Dále je v grafu zelenými křivkami a modrými čísly znázorněn výkon motoru v kW. Zajímavá zjištění byla získána v oblasti spalin. Je to jednak teplota spalin, jejíž závislost je vykreslena na obr. 34. Dále taky celková energie obsažená ve výfukových plynech. Její závislost je na obr. 35. Bylo potvrzeno, že entalpie spalin tvoří velkou část (30,5–54,5 %) celkové energie uvolněné hořením paliva. Teplo odvedené chladicím oběhem je znatelně menší (5,9–30,8 % celkové energie). Při 4000 ot/min a jmenovitém výkonu 105 kW je 43,4 % celkové dodané energie přeměněno na práci, 47,8 % odvedeno spalinami a 8,8 % odvedeno chladicím oběhem.



Obr. 33: Měrná spotřeba paliva motoru, převzato a upraveno ze zdroje [27]



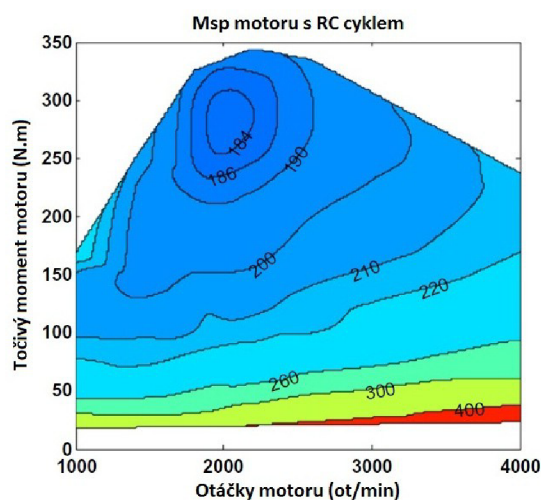
Obr. 34: Teplota spalin, převzato a upraveno ze zdroje [27]



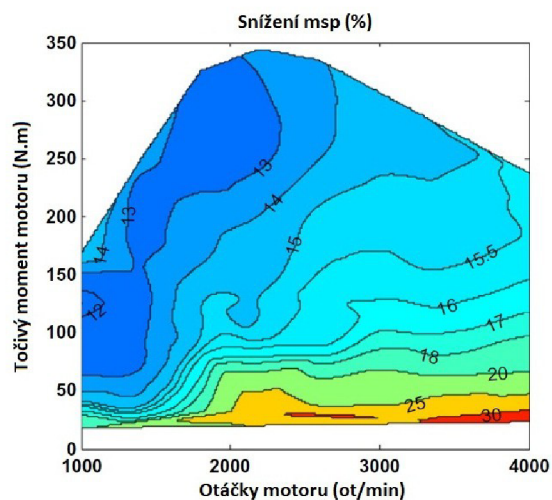
Obr. 35: Entalpie spalin, převzato a upraveno ze zdroje [27]

Na základě dat z měření motoru byl vytvořen počítačový model dvou okruhů RC cyklu. Vysokoteplotní okruh využíval teplo dodávané ze spalin motoru. Zdrojem tepla pro nízkoteplotní okruh byl vzduch stlačený turbodmyčadlem, vysokoteplotní okruh a chladicí oběh motoru (viz obr. 23, kap. 4.1). Do obou okruhů byla zvolena organická pracovní média; do vysokoteplotního R245fa a do nízkoteplotního R134a. Expanzním strojem byl v obou případech šroubový parní motor. Simulace ukázala, že dvouokruhový RC cyklus může

vyprodukovat až 18,89 kW při jmenovitém výkonu motoru, což navýší výkon systému o 20 %. Je vhodné poznamenat, práce nízkoteplotního okruhu byla větší než vysokoteplotního okruhu, především díky většímu množství dodaného tepla. Další výsledkem simulace je snížení msp. Na obr. 36 jsou absolutní hodnoty msp motoru s RC cyklem a na obr. 37 pak relativní snížení msp vůči motoru samotnému. Je vidět, že pro oblast nejefektivnějšího chodu motoru je snížení msp přibližně 13–15 % a směrem k vyšším otáčkám roste.



Obr. 36: Msp motoru s RC cyklem, převzato a upraveno ze zdroje [27]



Obr. 37: Snížení msp, převzato a upraveno ze zdroje [27]

## 5.2 Skutečné užití

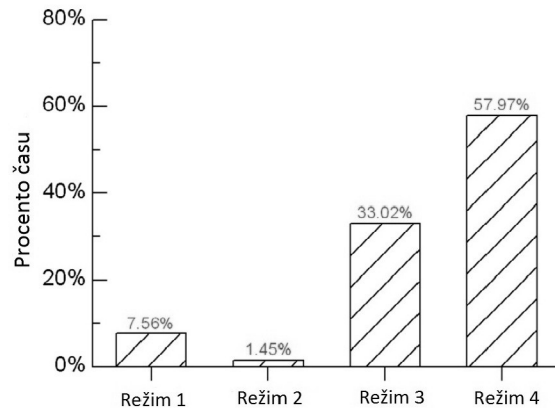
Ve většině výzkumů týkajících se RC cyklu jako technologie k využití odpadního tepla se nepočítá s nestálým chodem motoru. Zdůrazňují to ve svém článku Xie a Yang [19], kteří se pomocí simulací snažili předpovědět chování RC cyklu za podmínek skutečného provozu automobilu. Schéma jejich navrženého okruhu je na obr. 25 (kap. 4.1). Bylo uvedeno, že pro okruh RC cyklu s turbínou je nutné zajistit, aby byla pára dostatečně přehřátá a aby otáčky turbíny byly dostatečně vysoké. Proto byly definovány čtyři režimy:

1. Startovací režim – probíhá ohřev pracovního média, které ještě nesplňuje podmínku přehřátí, a proto mívá turbínu paralelní větví okruhu.
2. Roztáčecí režim – začíná v okamžiku, kdy je splněn požadavek na přehřátí média. Turbína se roztáčí, ale bez zátěže. Režim končí, když turbína dosáhne rychlosti otáčení, při které může efektivně pracovat.
3. Pracovní režim – turbína je spojena s elektrickým generátorem a vytváří práci.
4. Ochranný režim – do tohoto režimu se systém přepne, přestane-li pára splňovat požadavek na přehřátí. Pára pak opět proudí mimo turbínu, aby nedošlo k jejímu poškození zkondenzovanými kapkami. Tento případ obvykle nastane, když automobil zpomalí nebo zastaví.

Jako zdroj horkých spalín byl zvolen dieselový motor Weichai WP12.480 o zdvihovém objemu 11,6 l. K sestavení věrohodného simulačního modelu motoru byla měření získána jízdní data autobusové linky operující na předměstí města Tianjin. Data byla vyhodnocena

a následně byl vytvořen model RC cyklu, optimalizovaný pro otáčky motoru 1300 ot/min při 50% zatížení. Autoři zvolili jako pracovní médium R123, optimální tlak ve výparníku 30 bar a přehřátí média 10 K nad teplotu varu. Příliš velké přehřátí nebylo žádoucí, protože R123 je suché médium a s rostoucím množstvím plynné fáze ve výparníku klesá účinnost přenosu tepla.

Simulací bylo zjištěno, že účinnost RC cyklu dosáhla 7,77 % při konstantních otáčkách 1300 ot/min a 50% zatížení. Tato účinnost ovšem klesla na 3,63 % při skutečných jízdních podmínkách. Bylo to dáno především střídáním režimů RC cyklu jako důsledku nestálého chodu motoru. Pracovní režim, který jediný konal práci, pokrýval jen třetinu celkového času, jak je vidět na obr. 38. Naopak často musel být spouštěn režim chránící turbínu. Autoři poznamenávají, že by systém mohl být stabilnější, kdyby se zvýšila tepelná kapacita výparníku ze 14 kJ/K na 56 kJ/K při 600 K. To by ovšem odpovídalo zvýšení hmotnosti o 100 kg, což by bylo nežádoucí. Dále bylo navrhováno použití šroubového motoru, který by nevyžadoval ochranný režim, ale o něm se autoři zmiňují jako o nedostatečně vyspělé technologii, zvláště pro výkony do 30 kW.



Obr. 38: Zastoupení režimů, převzato a upraveno ze zdroje [19]

I studie automobilky BMW provedená Horstem a kolektivem [28] potvrzuje, že aplikace RC cyklu v automobilu není snadná. Cílem jejich studie bylo ukázat, jak integrace RC cyklu do osobního automobilu ovlivní jeho potenciální výkon a úsporu paliva. Byl navrhnut systém s RC cyklem využívající teplo spalín motoru a dodávající energii elektrické soustavě automobilu. Pouze jednookruhový RC cyklus byl zvolen s ohledem na náklady, váhu a snazší zavedení do vozu. Tento RC cyklus byl optimalizován pro jízdu po dálnici, tedy rychlosti 70–150 km/h, a jízdní data získána na dálnici mezi Vídní a Štýrským Hradcem. Jako referenční vůz bylo použito BMW řady 5 s přeplňovaným benzínovým šestiválcem.

Komponenty RC cyklu byly navrženy tak, aby bylo ideálně dosahováno těchto parametrů: teplota pracovního média ve výparníku 300 °C, tlak ve výparníku 7 bar, tlak v kondenzátoru 1 bar (atmosferický tlak) a maximální teplota média vystupující z kondenzátoru 90 °C. Teplo z kondenzátoru bylo odváděno do chladicího oběhu motoru a z toho následně do okolí. Tato varianta byla upřednostněna kvůli omezenému prostoru ve vozu. Jako pracovní médium sloužila voda, ale autoři na závěr studie zmiňují výsledky i pro cyklus s toluenem. Motor s komponenty RC cyklu byl nejdříve testován na zkušebním zařízení, naměřené hodnoty pak sloužily k ověření hodnot ze simulace stejné sestavy (schéma sestavy je na obr. 24, kapitola 4.1). Bylo zjištěno potenciální snížení spotřeby paliva o 3,4 %, přičemž elektrický generátor poháněný turbínou byl schopen pokrýt celou spotřebu elektrické energie referenčního vozu (průměrná spotřeba udána 750 W).

V druhém případě byla simulována integrace stejného systému do referenčního vozu včetně vlivů, které to s sebou přináší. Snížení spotřeby paliva pak odpovídalo 1,3 %. Způsobilo to hlavně omezení maximálního výkonu generátoru kvůli omezenému odběru

elektrické energie. Negativně se projevilo také zvýšení hmotnosti vozu, a tím i valivého odporu kol. V poslední řadě i tepelné ztráty ve výfukovém potrubí a výparníku přispěly ke snížení účinnosti. Simulace byla ještě provedena i pro stejný integrovaný systém pracující s toluenem místo vody a tomu odpovídalo potenciální snížení paliva o 2,3 % (místo 1,3 % u vody). Dále bylo vyzorováno, že přínos RC cyklu se projeví až po asi 10 minutách jízdy, kdy začne cyklus naplno pracovat. Pokud je jízda přerušovaná, systém na zužitkování odpadního tepla pak není vůbec využitý a spotřeba paliva vlivem vyšší hmotnosti stoupne o 1 %. Proto se tento systém hodí hlavně pro jízdu po dálnici.

Tabulka 2: Souhrn výzkumů uvedených v kapitole 5

<b>Autor</b>	<b>Technologie</b>	<b>Snížení msp</b>	<b>Zvýšení výkonu</b>	<b>Poznámky, jiné</b>
Patel, Doyle [2]	Organický RC cyklus s turbínou, teplo ze spalin	15 %	13 %	Silniční test nákladního automobilu
Oomori, Ogino [2]	Organický RC cyklus se spirálovým parním motorem, teplo z chladicího oběhu	3 %	-	-
Schmid [2], Wärtsilä [42]	Plynová turbína poháněná spalinami a RC cyklus s turbínou, teplo ze spalin	-	-	Zvýšení účinnosti pohonné jednotky o 12 %, technologie pro velké lodní motory, podíl RC cyklu na zlepšení účinnosti 75 %
Bari, Hossain [43]	RC cyklus s turbínou, teplo ze spalin	-	23,7 %	Počítačová simulace
Zhang [27]	Dvouokruhový organický RC cyklus se šroubovými parními motory, teplo ze spalin a chladicího oběhu	13–15 %	14–18 %	Počítačová simulace
Xie, Yang [19]	Organický RC cyklus s turbínou, teplo ze spalin	-	-	Účinnost samotného cyklu 7,77 %, při reálných podmínkách 3,63 %
Horst [28]	RC cyklus s turbínou, teplo ze spalin	3,4 %, 1,3 %	-	System pro osobní automobil, hodnota 1,3 % ze simulace zahrnující vlivy integrace do automobilu

## Závěr

Spalovací motor používaný v automobilech prošel od svého vynálezu značným vývojem a nadále se na jeho inovaci vynakládají značné prostředky. I přesto současné motory většinu energie vázané v palivu nedokáží zužítkovat, protože stále dochází k velkým ztrátám ve formě odpadního tepla. To je z motoru odváděno spalinami a chladícím okruhem. Zde se otevírá prostor pro technologie k využití odpadního tepla. Některé z těchto technologií (MTC, ETC, turbodmychadlo) využívají plynovou turbínu poháněnou spalinami. Termoelektrický generátor je zase založen na Seebeckově efektu a šestidobý motor na vstřiku vody do válce s následnou expanzí. Mezi uvedenými metodami k využití odpadního tepla se jako nejvhodnější jeví Rankin-Clausiiův (RC) cyklus – především jeho verze pracující s organickým pracovním médiem, která dokáže zužítkovat teplo i ze zdroje o nízké teplotě. RC cyklus pracuje s vlastním okruhem, ve kterém proudí pracovní médium. To přejímá teplo z tepelného výměníku a roztáčí parní turbínu, čímž koná práci. RC cyklus je technologie, která se osvědčila ve výrobě elektrické energie v tepelných elektrárnách stejně jako při využití odpadního tepla velkých lodních motorů. Proto se předpokládá, že by v automobilech mohla také najít své uplatnění.

V posledních deseti letech se potenciálem RC cyklu v automobilech zabývalo mnoho studií. Často bylo zjištěno, že by tato technologie mohla zvýšit účinnost pohonné jednotky o 10 % až 20 %. Tyto studie zpravidla počítaly se stálým chodem motoru, kdy se množství odpadního tepla s časem nemění. Takové podmínky by byly ideální a odpovídají například chodu lodního motoru. Ovšem při skutečném provozu automobilu musí motor reagovat na aktuální jízdní podmínky, a tak pracuje při velkém rozsahu otáček a zatížení. Teplo dodávané do RC cyklu je potom proměnlivé, což nesvědčí především zakomponované turbíně. Řešení by mohlo přinést použití pístového nebo jiného parního motoru místo turbíny. Tyto motory snášejí dobře i mokrou páru a nedosahují tak vysokých otáček jako turbíny, což je pro aplikaci v automobilu vhodné. Také navýšení hmotnosti, prostorové nároky a jiné vlivy integrace RC cyklu do automobilu je třeba brát na zřetel. Po započítání těchto faktorů se zvýšení účinnosti motoru s RC cyklem pohybuje do 3 %. Když se uváží pravděpodobná cena a návratnost takového systému, je zřejmé, proč tato technologie není zatím do automobilů zaváděna. Předpovídat další vývoj RC cyklu v automobilu není snadné; lze snad jen odhadnout, že hrát svou roli bude i vývoj v oblasti elektromobility, která se začíná prosazovat. V případě, že by elektrický pohon vytlačil z automobilů spalovací motor, nebylo by potřeba se odpadním teplem zabývat.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] SOUSANIS, John. World Vehicle Population Tops 1 Billion Units. *WardsAuto* [online]. 15. 8. 2011. [cit. 2014-03-13]. Dostupné z: [http://wardsauto.com/ar/world\\_vehicle\\_population\\_110815](http://wardsauto.com/ar/world_vehicle_population_110815)
- [2] SPROUSE, Charles a Christopher DEPCIK. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier, 2013, č. 51, s. 711-722. ISSN 1359-4311.
- [3] HORST, Tilmann Abbe, Herman-Sebastian ROTTENGRUBER, Marco SEIFERT a Juergen RINGLER. Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems. *Applied Energy*. Elsevier, 2013, č. 105, s. 293-303. ISSN 0306-2619.
- [4] HOSSAIN, Shekh Nisar a Saiful BARI. Waste heat recovery from the exhaust of a diesel generator using Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 2013, č. 75, s. 141-151. ISSN 0196-8904.
- [5] ÇENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 6. vyd. Boston: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-352921-9.
- [6] TRNKA, Jaroslav a Jaroslav URBAN. *Spalovací motory*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1983.
- [7] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [8] BLÁHA, Radek. Pístové spalovací motory. *Fyzika 2. pololetí* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://fyzika.webovka.eu/motory.html>
- [9] Spalovací motor. *Závodní auta* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.vinca.estranky.cz/clanky/motory.html>
- [10] SAIDUR, R., M. REZAI, W. K. MUZAMMIL, M. H. HASSAN, S. PARIJA a M. HASANUZZAMAN. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2012, č. 16, s. 5649-5659. ISSN: 1364-0321.
- [11] Brake Specific Fuel Consumption. *Autospeed* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=112611>
- [12] Interesting Engines: The Napier Nomad. *Spannerhead* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.spannerhead.com/2012/10/29/interesting-engines-the-napier-nomad/>
- [13] Turbodmychadlo. *Car Prestiz* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.car-prestiz.cz/turbodmychadla.php#!prettyPhoto>
- [14] BRÁZDIL, Marian. Možnosti využití termoelektrických jevů pro výrobu elektrické energie z odpadního tepla. *TZB-info* [online]. 12. 8. 2013. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/10220-moznosti-vyuziti-termoelektrickyh-jevu-pro-vyrobu-elektricke-energie-z-odpadniho-tepla>



- 
- [15] CONKLIN, James C. a James P. SZYBIST. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery. *Energy*. Elsevier, 2010, č. 35, s. 1658-1664. ISSN: 0360-5442.
- [16] RDK 8's three little words: Efficient, reliable and flexible. *Alstom* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/RDK8-germany-steam-power-plant-editorial.pdf>
- [17] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 3. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990. ISBN 80-214-0236-9.
- [18] SHU, Gequn, Lina LIU, Hua TIAN, Haiqiao WEI a Guopeng YU. Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Applied Energy*. Elsevier, 2014, č. 113, s. 1188-1198. ISSN 0306-2619.
- [19] XIE, Hui a Can YANG. Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle. *Applied Energy*. Elsevier, 2013, č. 112, s. 130-141. ISSN 0306-2619.
- [20] WANG, Tianyou, Yajun ZHANG, Zhijun PENG a Gequn SHU. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2011, č. 15, s. 2862-2871. ISSN: 1364-0321.
- [21] MAGO, P. J., L. M. CHAMRA a C. SOMAYAJI. *Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles*. Department of Mechanical Engineering, Mississippi State University, 2006. DOI: 10.1243/09576509JPE372.
- [22] QUOILIN, Sylvain. *Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration*. Faculty of Applied Science, University of Liege, 2007. Dostupné z: [http://www.labohtap.ulg.ac.be/staff/squoilin/files/TFE\\_SQ010607.pdf](http://www.labohtap.ulg.ac.be/staff/squoilin/files/TFE_SQ010607.pdf)
- [23] ROY, J.P., M.K. MISHRA a Ashok MISRA. Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy*. Elsevier, 2011, č. 88, s. 2995-3004. ISSN 0306-2619.
- [24] R-123. *Climalife* [online]. [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: [http://www.climalife.dehon.com/uploads/media/3/222/222\\_410\\_r123-fd-fr-08-gb-pdf.pdf](http://www.climalife.dehon.com/uploads/media/3/222/222_410_r123-fd-fr-08-gb-pdf.pdf)
- [25] Saving with steam. *BMW Group* [online]. 2. 2. 2006. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: [http://www.bmwgroup.com/e/0\\_0\\_www\\_bmwgroup\\_com/forschung\\_entwicklung/science\\_club/veroeffentlichte\\_artikel/2006/news20063.html](http://www.bmwgroup.com/e/0_0_www_bmwgroup_com/forschung_entwicklung/science_club/veroeffentlichte_artikel/2006/news20063.html)
- [26] TAN, Paul. BMW Turbosteamer. *Paultan.org* [online]. 11. 12. 2005. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://paultan.org/2005/12/11/bmw-turbosteamer/>
- [27] ZHANG, H.G., E.H. WANG a B. Y. FAN. A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine. *Applied Energy*. Elsevier, 2013, č. 102, s. 1504-1513. ISSN 0306-2619.
-

- 
- [28] HORST, Tilmann Abbe, Wilhelm TEGETHOFF, Peter EILTS a Juergen KOEHLER. Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicle's energy management. *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 2014, č. 78, s. 438-451. ISSN 0196-8904.
- [29] BAO, Junjiang a Li ZHAO. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2014, č. 24, s. 325-342. ISSN: 1364-0321.
- [30] High-Speed Technology Research. *Lappeenranta University of Technology* [online]. [cit. 2014-04-24]. Dostupné z: <http://www.lut.fi/web/en/school-of-technology/lut-energy/energy-technology/fluid-dynamics/research/high-speed-technology>
- [31] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [32] DIXON, S. L. *Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery*. 5. vyd. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7870-4.
- [33] PLATELL, Peter. *Novel steam engine for multi primary energy resources*. 1st European Conference on Polygeneration, Tarragona, Spain, 2007. Dostupné z: [http://six6.region-stuttgart.de/sixcms/media.php/773/23\\_Platell\\_P.pdf](http://six6.region-stuttgart.de/sixcms/media.php/773/23_Platell_P.pdf)
- [34] GLAVATSKAYA, Yulia, Pierre PODEVIN, Vincent LEMORT, Osoko SHONDA a Georges DESCOMBES. Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. *Energies*. MDPI, 2012, č. 5, s. 1751-1765. ISSN 1996-1073.
- [35] LEIBOWITZ, H. *Cost effective small scale ORC system for power recovery from low grade heat sources*. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Chicago, Illinois, USA, 2006. Dostupné z: [http://six6.region-stuttgart.de/sixcms/media.php/773/23\\_Platell\\_P.pdf](http://six6.region-stuttgart.de/sixcms/media.php/773/23_Platell_P.pdf)
- [36] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLARČÍK. *Kompresory*. VŠB – TU Ostrava. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [37] Compressors: How They Work. *Four Seasons Controlled Climates* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: [http://www.fsc-online.com/%22Passing%20Gas%22-article/passing\\_gas.html](http://www.fsc-online.com/%22Passing%20Gas%22-article/passing_gas.html)
- [38] QUOILIN, Sylvain, Vincent LEMORT a Jean LEBRUN. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. *Applied Energy*. Elsevier, 2010, č. 87, s. 1260-1268. ISSN 0306-2619.
- [39] Compact binary power generation. *Anest Iwata* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.anest-iwata.co.jp/english/compressor/binary/binary.html>
- [40] WANG, Meng, Yuanyang ZHAO, Feng CAO, Gaoxuan BU a Zhizhong WANG. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. Elsevier, 2012, č. 35, s. 757-771. ISSN 0140-7007.
- [41] Proč vyrábí MATTEI rotační lamelové kompresory?. *www.KOMPRESORY.com* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.kompresory.com/doc/Matteipop2003.pdf>
-

- [42] Waste heat recovery. *Wärtsilä* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z:  
<https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCUQfjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.wartsila.com%2Ffile%2FWartsila%2F1270037227424a1267106724867-Wartsila-O-E-RT-WHR.pdf&ei=bgMbU5yGEpCBhAfR7oHgDA&usg=AFQjCNG61In7keE7yzG40covrMRfxe7wLg>
- [43] BARI, Saiful, Shekh N. HOSSAIN. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. *Applied Energy*. Elsevier, 2013, č. 61, s. 355-363. ISSN 0306-2619.

## Seznam použitých zkratk a symbolů

RC cyklus		Rankin-Clausiusův cyklus
msp		Měrná spotřeba paliva
p-V diagram		Diagram závislosti tlaku na objemu
T-s diagram		Diagram závislosti teploty na měrné entropii
MTC		Mechanical turbo-compounding
ETC		Electrical turbo-compounding
T	[K]	Teplota
V	[m <sup>3</sup> ]	Objem
p	[Pa]	Tlak
h	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Měrná entalpie
Q <sub>H</sub>	[J]	Dodané teplo
q <sub>H</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Dodané měrné teplo
Q <sub>C</sub>	[J]	Odevzdané teplo
q <sub>C</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Odevzdané měrné teplo
A <sub>O</sub>	[J]	Práce vykonaná cyklem
a <sub>O</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Měrná práce vykonaná cyklem
a <sub>TURB</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Měrná práce turbíny
a <sub>ČERP</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Měrná práce čerpadla
η <sub>t</sub>	[-]	Termická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
ε	[-]	Kompresní poměr
φ	[-]	Stupeň plnění
ζ	[-]	Účinnost tepelného výměníku