



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VÝROBA TEPLA A ELEKTŘINY POMOCÍ PAROPLYNOVÉHO CYKLU

COMBINED HEAT AND POWER GENERATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ivan Hlaváč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Lubomír Klimeš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Ivan Hlaváč
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Lubomír Klimeš, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Výroba tepla a elektřiny pomocí paroplynového cyklu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Paroplynový cyklus patří mezi základní elementy výroby elektřiny a tepla ze zemního plynu, případně jiných kapalných či plyných paliv. Paroplynový cyklus umožňuje dosazovat vysoké termické účinnosti z důvodu použití kaskády plynové a parní turbíny, přičemž odpadní teplo z plynové turbíny slouží jako tepelný zdroj pro parní turbínu. Schopnost analýzy a provádění tepelného výpočtu paroplynového cyklu je zásadní pro optimální výrobu elektřiny.

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je provést rešerši využití paroplynového cyklu pro výrobu elektřiny a tepla, který kombinuje spalování paliva, typicky zemního plynu, v Braytonově cyklu, jehož spaliny a teplo v nich obsažené jsou dále využity v Rankinově cyklu s vodní párou. Součástí práce je i vytvoření výpočtového nástroje ve vhodném výpočtovém/programovacím prostředí (např. MATLAB, Python, C#), který umožní základní tepelnou analýzu paroplynového cyklu.

Seznam doporučené literatury:

ÇENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. Thermodynamics: An engineering approach. Osmé vydání. New York: McGraw-Hill, 2015. ISBN 978-007-3398-174.
GRANET, Irving a Maurice BLUESTEIN. Thermodynamics and heat power. Osmé vydání. Boca Raton: CRC Press. ISBN 9781482238556.
INVERNIZZI, Costante Mario. Closed power cycles: Thermodynamic fundamentals and applications. New York: Springer, 2013. ISBN 1447160576.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Anotace

Bakalářská práce se věnuje tématu výroby elektřiny a tepla pomocí paroplynového cyklu. V první části práce je provedena rešerše a popis jak paroplynového cyklu, tak i jednotlivých cyklů tvořících paroplynový cyklus, tedy plynového Braytonova cyklu a parního Rankinova cyklu. Druhá část práce je zaměřena na tepelnou analýzu jak Braytonova a Rankinova, tak i samotného paroplynového cyklu. Součástí práce je i výpočtový program, který je schopen tuto tepelnou analýzu provést.

Klíčová slova

Paroplynový cyklus, Braytonův cyklus, Rankinův cyklus, termická účinnost, tepelná analýza, výroba elektřiny a tepla

Annotation

The bachelor thesis deals with the power generation by means of a combined gas-steam cycle. In the first part of the work, an overview and description of the combined cycle as well as of the Brayton cycle and the Rankine cycle are provided. The second part of the work focuses in the thermal analysis of the cycles. As a part of the work, a computer program was created, which allows for such thermal analysis of the combined cycle.

Key words

CHP, Brayton cycle, Rankine cycle, thermal efficiency, thermal analysis, production of electricity and heat

HLAVÁČ, Ivan. *Výroba tepla a elektřiny pomocí paroplynového cyklu*. Brno, 2020. 49 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124469>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Lubomír Klimeš.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Lubomíra Klimeše Ph.D. a použil jsem podklady uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne

.....

Ivan Hlaváč

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Lubomíru Klimešovi, Ph.D. za cenné rady a odborné připomínky při vypracování této bakalářské práce. Dále děkuji své rodině za podporu během studia.

Ivan Hlaváč

Obsah

1	Úvod	10
2	Tepelné cykly	11
2.1	Otevřený cyklus.....	11
2.2	Uzavřený cyklus	11
2.3	Termická účinnost	11
3	Braytonův cyklus.....	12
3.1	Ideální Braytonův cyklus.....	12
3.2	Reálný Braytonův cyklus	15
4	Rankinův cyklus	16
4.1	Ideální Rankinův cyklus	16
4.2	Energetická analýza ideálního Rankinova cyklu.....	17
4.3	Porovnání reálného a ideálního Rankinova cyklu	18
5	Paroplynový cyklus	19
5.1	Paroplynový cyklus	19
5.2	Výhody a nevýhody paroplynového cyklu.....	20
5.3	Zvyšování účinnosti	20
5.4	Výroba tepla	21
6	Analýza tepelných cyklů	23
6.1	Stavová rovnice	23
6.2	Může být použita stavová rovnice ideálního plynu pro páru?.....	24
7	Ideální Braytonův cyklus.....	25
7.1	Metoda 1.....	25
7.1.1	Výpočet teplot	25
7.1.2	Výpočet entalpie.....	26
7.1.3	Výpočet přivedeného, odvedeného tepla a práce cyklu.....	26
7.1.4	Výpočet účinnosti.....	27
7.2	Metoda 2.....	27
8	Braytonův cyklus s izoentropickou účinností.....	31
8.1	Izoentropická účinnost	31
8.1.1	Izoentropická účinnost turbíny	31
8.1.2	Izoentropická účinnost kompresoru.....	31
8.2	Výpočet Braytonova cyklu s izoentropickou účinností	31
9	Analýza Rankinova cyklu.....	34
9.1	Ideální Rankinův cyklus	34
9.2	Rankinův cyklus s izoentropickou účinností	36
10	Analýza paroplynového cyklu.....	37

10.1	Ideální paroplynový cyklus	37
10.2	Paroplynový cyklus s Braytonovým cyklem s izoentropickou účinností	40
11	Popis výpočtového programu	42
11.1	Braytonův cyklus.....	42
11.2	Rankinův cyklus	43
11.3	Paroplynový cyklus	44
12	Závěr.....	46
13	Seznam použitých zdrojů	48

1 Úvod

Elektrickou energii lze získávat mnoha způsoby, od využití větrné energie přes spalování uhlí až po využití jaderné energie. Každý způsob s sebou nese určité výhody i nevýhody. U obnovitelných zdrojů se dá hovořit především o šetrnosti k životnímu prostředí a nekladení si nároků na tenčící se zásobu surovin. Nevýhodou ovšem je nestabilita produkce elektrické energie. Naopak neobnovitelné zdroje mají obecně stabilní produkci, na druhou stranu jeden z největších problémů neobnovitelných zdrojů je nešetrnost k životnímu prostředí. Na tento problém se v dnešní době nemůže zapomínat, jelikož v posledních letech se klade velký důraz právě na to, aby výroba elektrické energie byla co nejekologičtější a co nejméně zatěžovala životní prostředí. V roce 2015 se Evropská unie zavázala, že do roku 2030 sníží emise skleníkových plynů o 40 % ve srovnání s rokem 1990 [10].

Paroplynový cyklus kombinuje spalování paliva, typicky zemního plynu, v Braytonově cyklu, jehož spaliny a teplo v nich obsažené jsou dále využity v Rankinově cyklu s vodní párou. Toto ho řadí ke zdrojům neobnovitelným. Jelikož se spaluje především zemní plyn (může se spalovat například i biomasa), tak oproti uhelným elektrárnám neprodukuje paroplynové elektrárny žádný popílek a emise SO_2 jsou nižší až o 70 %. Tudíž tento způsob výroby elektrické energie je poměrně šetrný k životnímu prostředí a jeho další výhody jsou flexibilita neboli schopnost spuštění do několika minut a regulace výkonu, díky které je schopen stabilizovat elektrizační soustavu [7].

Pouze spalování plynu a nevyužití jeho odpadního tepla by bylo značně neefektivní. Proto je odpadní teplo využito pro ohřev vody, která následně prostřednictvím vzniklé páry roztáčí parní turbínu a vyrábí tak další elektrickou energii. Výsledná účinnost je tak větší než účinnosti jednotlivých cyklů zvlášť.

Cílem první části této práce je provést rešerši paroplynového cyklu včetně jednotlivých cyklů, tedy Braytonova a Rankinova.

Cílem druhé části práce je vytvořit výpočtový program, který bude schopen provádět tepelnou analýzu jednotlivých cyklů a samotného paroplynového cyklu.

2 Tepelné cykly

Dvě nejdůležitější oblasti aplikace termomechaniky je výroba elektřiny a chlazení, obojí se provádí pomocí termodynamických cyklů. Slovo cyklus je použito pro postup nebo uspořádání, ve kterém pracovní látka projde cyklickým procesem [6].

Termodynamický cyklus je definován jako proces, ve kterém pracovní tekutina projde sérií změn stavů a nakonec se vrátí do původního stavu. Pokud změny stavu cyklu probíhají ve směru hodinových ručiček, cyklus práci vytváří, pokud jsou probíhající změny stavu proti směru hodinových ručiček, cyklus práci spotřebovává [6].

Základní procesy cyklů, ať už otevřených nebo uzavřených, jsou tepelná výměna (dodání nebo odebrání tepla), expanze a komprese. Tyto procesy jsou vždy přítomny v cyklu, i když je rozdíl v pracovní látce, v tlakovém rozsahu nebo v teplotním rozsahu. Existuje mnoho cyklů, které různě kombinují tyto fáze, ale všechny mají snahu převést teplo v práci nebo naopak. Cykly dostaly názvy podle svých objevitelů, např. Dieselův cyklus, Ottův cyklus atd. Ne všechny cykly jsou stejně účinné, každý ale nabízí určité výhody, které vedly k jejich praktickému užití [6].

2.1 Otevřený cyklus

V otevřeném termodynamickém cyklu dochází na konci cyklu k „výměně“ pracovní látky. Jako příklad se může uvést spalovací motor, kde je tepelná energie dodána spalováním směsi paliva a vzduchu. Ta je následně ve formě spalin vypuštěna z motoru a tento proces se opakuje. Proto je nutné na začátku vždy přivést novou pracovní látku [6].

2.2 Uzavřený cyklus

V uzavřeném cyklu se na jeho konci pracovní látka vrací do původního stavu a znovu je v cyklu využita (na rozdíl od otevřeného cyklu, kde je pracovní látka znovu nahrazována). Jedná se například o parní Rankinův cyklus, ve kterém dojde k ohřátí vody a následně změně na páru. Následně dojde ke zkondenzování a voda se může znovu ohřát [6].

V analýze termodynamických cyklů nás hlavně zajímá tzv. termická účinnost a energetická bilance.

2.3 Termická účinnost

Dokonalost konstrukcí či funkce energetických zařízení, ale i různých procesů, se posuzuje podle různých typů účinností. Jedná se o využití energie, kterou musíme dodat zařízení či procesu.

Termickou účinnost definujeme jako podíl energie využitelné daným zařízením k energii dodané do tohoto zařízení. Její hodnota se pohybuje v intervalu od 0 do 1.

U přímých tepelných cyklů se definuje termická účinnost η_t jako podíl práce cyklu k dodanému teplu. Vyjádříme ji jako:

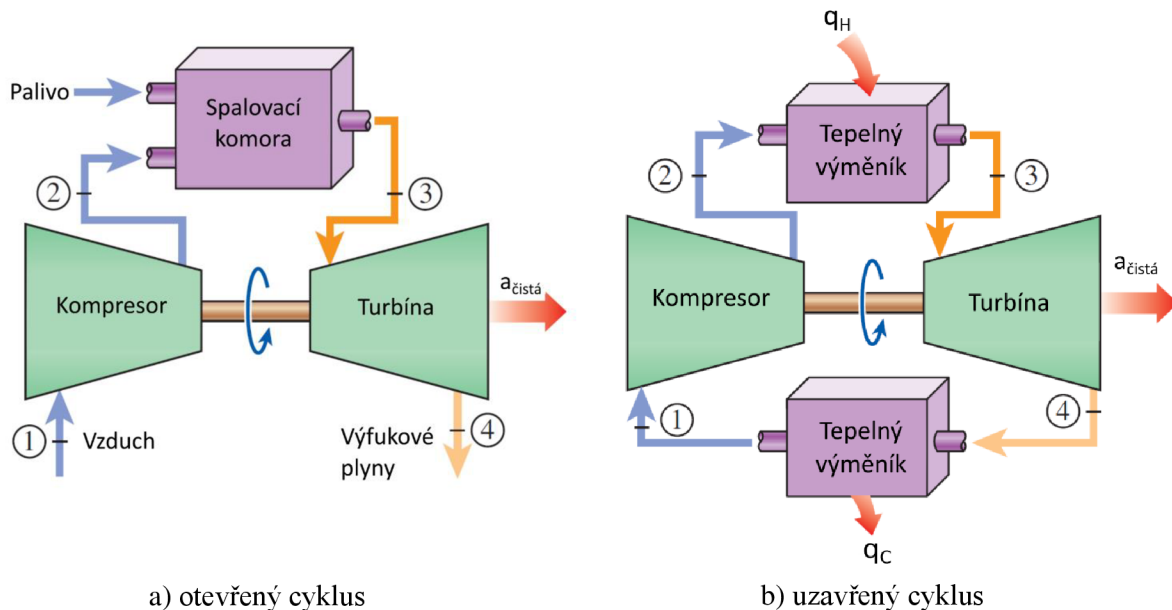
$$\eta_t = \frac{a_o}{q_H} = \frac{q_H - q_C}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} \quad (2-1)$$

Termická účinnost přímých cyklů vyjadřuje účinnost využití přivedeného tepla, a proto je snahou konstruktérů navrhovat tepelné motory s co nejvyšší termickou účinností [2].

3 Braytonův cyklus

3.1 Ideální Braytonův cyklus

Braytonův cyklus byl poprvé navržen Georgem Braytonem v roce 1870. Dnes se používá pro plynové turbíny a v letectví, kde expanze a komprese probíhá v rotačních strojích. V otevřeném cyklu je čerstvý vzduch z okolí hnán do kompresoru, kde stoupá teplota a tlak. Z kompresoru pokračuje stlačený vzduch do spalovací komory, kde se spaluje palivo za konstantního tlaku. Výsledné horké spaliny dále pokračují do turbíny, kde expandují na atmosférický tlak a roztáčejí turbínu, pak následně spaliny vycházejí do okolí. Proto je nazýván tento cyklus otevřený [1] [4].



Obr. 3-1 otevřený Braytonův cyklus a modelový uzavřený Braytonův cyklus [3]

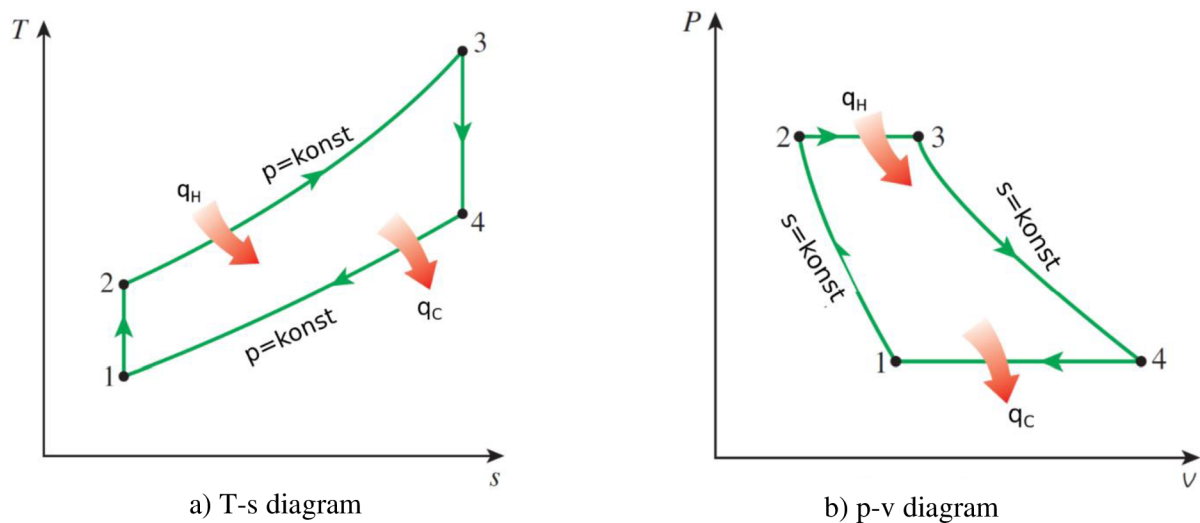
Otevřený plynovo-turbinový (viz obr. 3-1 a) cyklus můžeme modelovat jako uzavřený cyklus (viz obr. 3-1 b). Spalování paliva ve spalovací komoře je nahrazeno izobarickým přívodem tepla z externího zdroje. Vyfukování plynů do okolního prostředí je nahrazeno izobarickým odvodem tepla. Ideální cyklus, ve kterém pracovní tekutina prochází v této uzavřené smyčce, se nazývá Braytonův cyklus (grafické znázornění cyklu je na obrázku 3-2), který se skládá ze čtyř procesů [1].

1-2 – adiabatická komprese (v kompresoru)

2-3 – izobarický přívod tepla

3-4 – adiabatická expanze (v turbíně)

4-1 – izobarický odvod tepla



Obr. 3-2 T-s a p-v diagram ideálního
Braytonova cyklu [3]

Během dějů v Braytonově cyklu si změny kinetické a potenciální energie můžeme dovolit zanedbat [1]. Za tohoto předpokladu pak energetickou bilanci na jednotku hmotnosti můžeme vyjádřit jako:

$$(q_H - q_C) + (a_H - a_C) = h_H - h_C \quad (3-1)$$

kde teplo přidané a odevzdané je

$$q_H = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (3-2)$$

$$q_C = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (3-3)$$

kde c_p je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku

Termickou účinnost ideálního Braytonova cyklu za standardních podmínek vyjádříme jako:

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3-4)$$

Charakteristická rovnice pro adiabatický děj

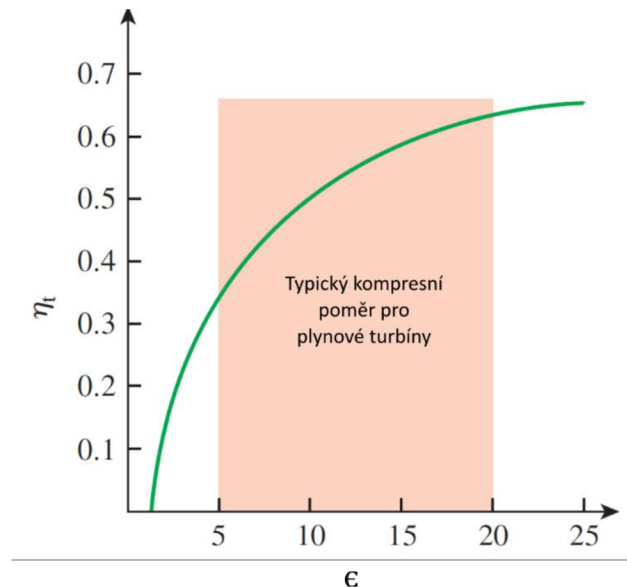
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3-5)$$

Po zavedení substituce $\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$ a dosazení rovnice (3-5) do rovnice (3-4) dostaneme vztah pro účinnost

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3-6)$$

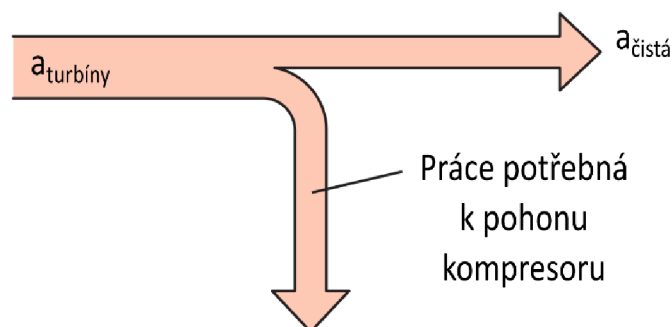
Kde ϵ je kompresní poměr a κ je Poissonova konstanta [1].

Rovnice (3-6) ukazuje, že za ideálních podmínek je termická účinnost ideálního Braytonova cyklu závislá na kompresním poměru ϵ a konstantě κ . Maximální teplota, ke které dojde na konci spalování (stav 3), je úmyslně omezena (v závislosti na materiálu lopatek) na teplotu, při které nedojde k porušení lopatek. V běžném provozu se kompresní poměr ϵ pohybuje v rozmezí od 11 do 16 [1]. Jak je vidět na obrázku 3-3, tak s rostoucím kompresním poměrem roste i účinnost Braytonova cyklu.



Obr. 3-3 Účinnost Braytonova cyklu v závislosti na kompresním poměru [3]

Většinou více než jedna polovina práce turbíny [1] se spotřebuje na pohon kompresoru (viz obr. 3-4). Kompresory můžeme rozdělit na odstředivé kompresory a na kompresory s axiálním průtokem [4]. Situace může být ještě horší, když izoentropická účinnost kompresoru a turbíny je nízká. To je rozdíl oproti parním turbínám, kde je tato zpětná práce jen několik procent, Turbína s větší zpětnou prací vyžaduje větší rozměry, protože musí pohánět kompresor. Z tohoto důvodu jsou plynové turbíny větší než parní [1] [4].



Obr. 3-4 Grafické rozdělení prací [3]

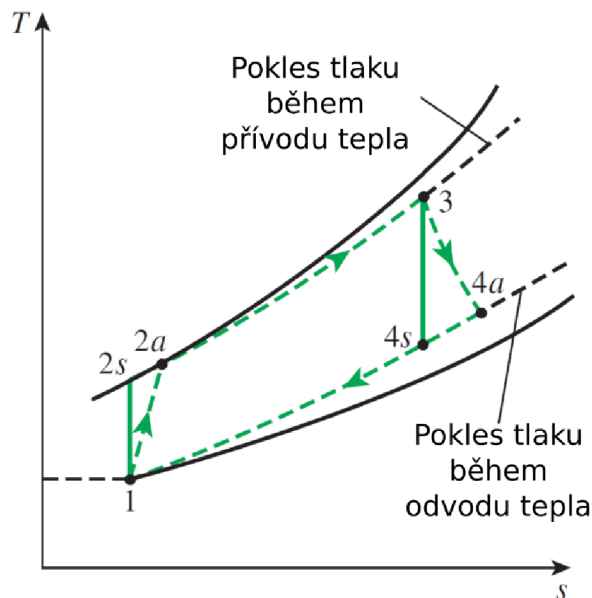
3.2 Reálný Braytonův cyklus

Reálný Braytonův cyklus (viz obr. 3-5) se liší od ideálního v mnoha pohledech. Například spalování paliva a vyfukování spalin není dokonale izobarické, protože dochází k poklesu tlaku. Dále skutečná práce nutná pro práci kompresoru je ve skutečnosti větší a celková reálná práce turbíny je menší z důvodu nevratných procesů. Rozdíl skutečného chování turbíny a kompresoru od ideálního izoentropického chování může být ukázáno na izoentropické účinnosti turbíny a kompresoru [1].

$$\eta_K = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3-7)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (3-8)$$

kde stavy $2a$ a $4a$ jsou reálné koncové stavy kompresoru a turbíny a stavy $2s$ a $4s$ jsou také koncové stavy, ale pro izoentropický případ.



Obr. 3-5 T-s diagram reálného Braytonova cyklu [3]

4 Rankinův cyklus

4.1 Ideální Rankinův cyklus

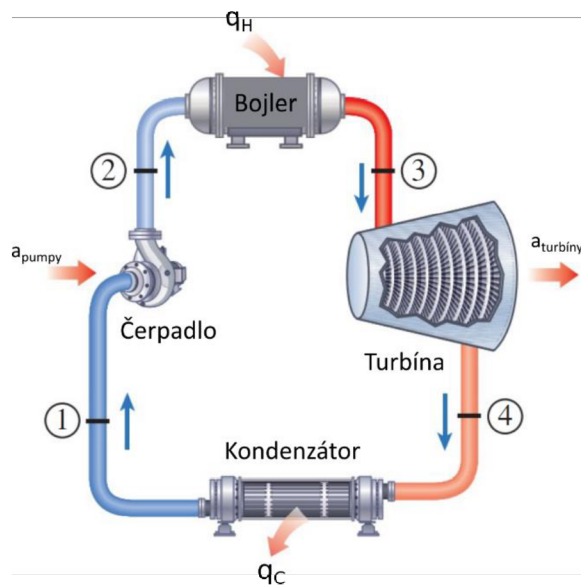
Na obrázku 4-1 je znázorněno schéma Rankinova cyklu. Tento cyklus je ideálním cyklem pro parní turbíny. Skládá se z následujících čtyř procesů:

1-2 Izoentropická komprese v pumpě

2-3 Izobarické dodání tepla v bojleru

3-4 Izoentropická expanze v turbíně

4-1 Izobarický odvod tepla v kondenzátoru



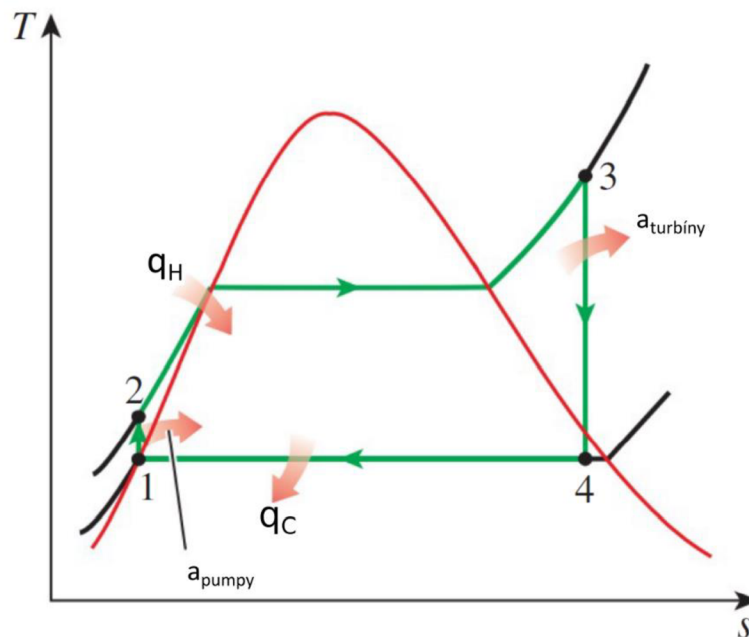
Obr. 4-1 Schéma Rankinova cyklu [3]

Voda ve stavu 1 vstupuje do čerpadla jako nasycená kapalina a je izoentropicky stlačována na provozní tlak bojleru. Teplota vody během této izoentropické komprese poněkud stoupne kvůli mírnému poklesu měrného objemu vody. Vertikální vzdálenost mezi stavy 1 a 2 na T-s diagramu (obr. 4-2) je záměrně značně zvětšena pro lepší názornost [1] [4].

Voda vstupuje do bojleru jako stlačená kapalina (stav 2). Na konci stavu 3 odchází z bojleru jako přehřátá pára. Bojler je velký výměník tepla, kde je za konstantního tlaku pracovní látce dodáváno teplo pocházející ze spalín, nukleárních reakcí nebo jiných zdrojů tepla. Bojler spolu se sekci, kde se pára přehřívá, se nazývá parogenerátor [1] [4].

Přehřátá pára ve stavu 3 vstupuje do turbíny, kde izoentropicky expanduje a koná práci rotací turbíny, která je připojena k elektrickému generátoru. Tlak a teplota páry během tohoto procesu poklesnou do stavu 4. V tomto stavu se jedná o mokrou páru. Z turbíny pára pokračuje do kondenzátoru, kde za konstantního tlaku kondenzuje. Kondenzátor je podobně jako bojler velký výměník tepla, kde teplo odchází do chladícího média, například do vody nebo do atmosféry. V kondenzátoru se z páry stane nasycená kapalina, ta vstupuje zpět do čerpadla, čímž dokončí cyklus [1] [4].

Plocha pod křivkou 2-3 v T-s diagramu představuje měrné teplo předané do vody a páry v bojleru a plocha pod křivkou 4-1 představuje teplo odevzdané v kondenzátoru. Rozdíl mezi těmito plochami je čistá práce cyklu [1].



Obr. 4-2 T-s diagram Rankinova cyklu [3]

4.2 Energetická analýza ideálního Rankinova cyklu

Změny kinetické a potenciální energie páry jsou obvykle relativně malé vzhledem k práci a k přenosu tepla, a proto je zanedbáváme [1]. energii stálého průtoku na jednotku hmotnosti pak můžeme vyjádřit jako [1]

$$(q_h - q_c) + (a_h - a_c) = h_H - h_C \quad (4-1)$$

Protože boiler ani kompresor nekonají práci a u čerpadla s turbínou předpokládáme izoentropické chování, mohou být vztahy pro zachování energie vyjádřeny takto:

$$\text{Pumpa } (a = 0): a_{pumpy} = h_2 - h_1 \quad (4-2)$$

$$\text{Bojler } (q = 0): q_H = h_3 - h_2 \quad (4-3)$$

$$\text{Turbína } (a = 0): a_{turbíny} = h_3 - h_4 \quad (4-4)$$

$$\text{Pumpa } (q = 0): q_C = h_4 - h_1 \quad (4-5)$$

Termická účinnost Rankinova cyklu je vyjádřena jako

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} \quad (4-6)$$

kde $a_0 = q_H - q_C = a_{turbíny} - a_{pumpy}$

4.3 Porovnání reálného a ideálního Rankinova cyklu

Reálný Rankinův cyklus (viz obr. 4-3) se liší od ideálního z několika důvodů. Nejčastěji se jedná o tření kapaliny a tepelné ztráty.

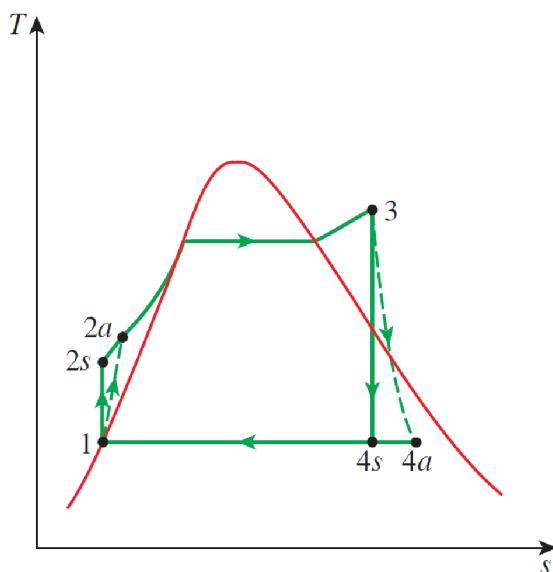
Tření kapaliny způsobuje pokles tlaku v bojleru, v kondenzátoru a v potrubí. Výsledkem toho je, že pára odcházející z bojleru má poněkud nižší tlak. Pára vstupující do turbíny má ještě nižší tlak, než když opouštěla boiler, a to kvůli ztrátám tlaku v potrubí. Tlaková ztráta v bojleru bývá většinou malá. Aby byly tyto tlakové ztráty kompenzované, musela by být voda čerpána na dostatečně vysoký tlak. To by však vyžadovalo větší čerpadlo a větší vstupní práci [1].

Druhým nejčastějším důvodem je tepelná ztráta páry do okolí. K tomu, abychom dosáhli stejné výstupní práce, potřebujeme, aby se v bojleru více tepla přetransformovalo do páry, abychom kompenzovali tyto nežádoucí ztráty. To by však způsobilo pokles účinnosti, poněvadž čerpadlo vyžaduje větší vstupní práci a turbína produkuje méně práce. Za ideálních podmínek je proudění tekutiny izoentropické, rozdíl reálné pumpy a reálné turbíny od izoentropických můžeme vyjádřit pomocí izoentropické účinnosti, definované jako: [1]

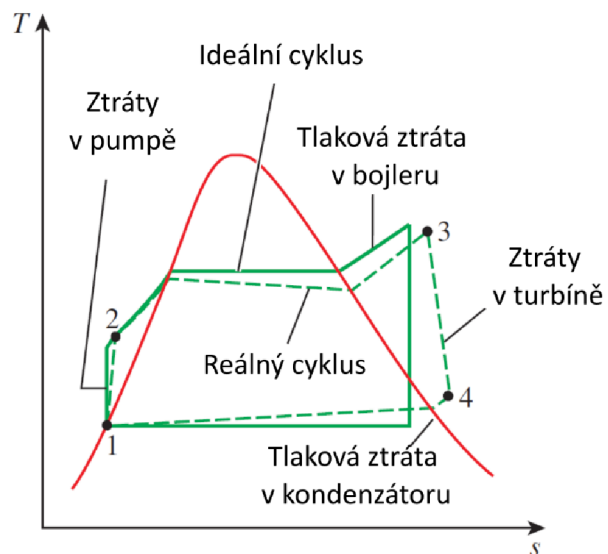
$$\eta_P = \frac{a_s}{a_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4-8)$$

$$\eta_T = \frac{a_a}{a_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (4-9)$$

kde stavy 2a a 4a jsou reálné stavy čerpadla (viz obr. 4-2), kdežto stavy 2s a 4s odpovídají izoentropickému stavu. [1]



Obr. 4-2 T-s diagram ideálního Rankinova cyklu s izoentropickou účinností čerpadla a turbíny [3]



Obr. 4-3 T-s diagram ideálního a reálného Rankinova cyklu [3]

Při analýze reálného cyklu je potřeba zahrnout i další faktory. Například v kondenzátoru se kapalina obvykle podchlazuje jako prevence kavitace [1]. Rychlé odpařování a kondenzování kapaliny na nízkotlaké straně oběžného kola čerpadla ho může poškodit. K další ztrátě energie dochází v důsledku tření mezi ložisky. Další zdroje ztrát představují například pára, která během cyklu uniká a vzduch, který naopak do cyklu vstupuje [1].

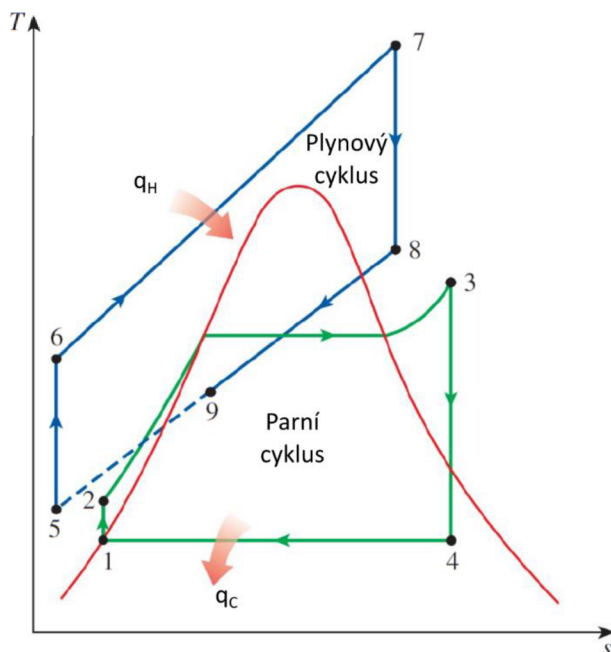
5 Paroplynový cyklus

5.1 Paroplynový cyklus

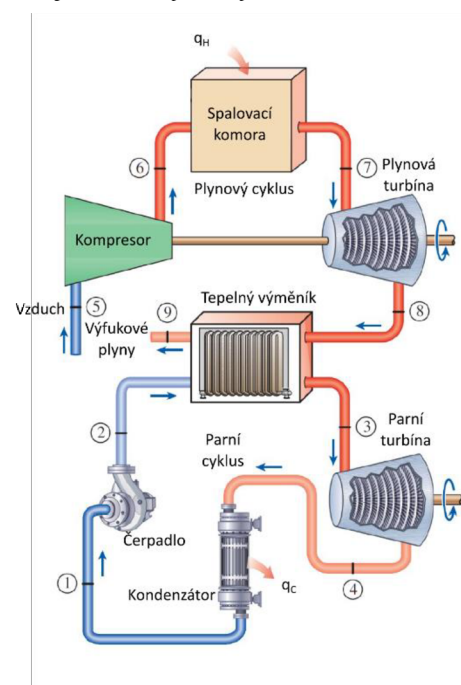
V plynovém cyklu (Braytonův cyklus) je vzduch stlačený pomocí kompresoru vhaněn společně s palivem (nejčastěji zemní plyn) do spalovací komory. Vzniklé spaliny proudí dál do plynové turbíny, kde dojde k přeměně tepelné energie na energii kinetickou a následně pomocí generátoru na energii elektrickou [7].

V parním cyklu (Rankinův cyklus) je v bojleru ohřívána voda (jako palivo může být použito například uhlí), která se přeměňuje v páru, která následně roztáčí parní turbínu, kde odevzdá svou energii lopatkám turbíny. Mechanická energie se mění na elektrickou stejně jako u plynové turbíny pomocí generátoru [7].

Jak je vidět na obrázku 5-1 a 5-2, tak paroplynový cyklus kombinuje tyto dva cykly dohromady, tedy Braytonův a Rankinův. Teplo ze spalin v plynové turbíně je využito k ohřevu vody pro parní cyklus. To nabízí potenciál pro větší účinnost, než jednotlivých cyklů zvlášť.



Obr. 5-1 T-s diagram ideálního paroplynového cyklu [3]



Obr. 5-2 schéma ideálního paroplynového cyklu [3]

Plynový cyklus pracuje se značně většími teplotami než parní cyklus. U moderních elektráren dosahuje maximální teplota v parní turbíně okolo 620 °C, zatímco u plynové turbíny teplota může dosahovat hodnot až 1425 °C. Díky vyšší průměrné teplotě, za které je teplo dodáváno, má plynový cyklus potenciál pro vyšší termickou účinnost. Přesto má plynový cyklus jednu velkou nevýhodu. Spaliny opouštějící turbíny mají velmi vysokou teplotu (okolo 500°C), což velmi snižuje celkovou termickou účinnost. Aby teplo obsažené ve spalinách nekončilo v chladící vodě nebo nebylo vypouštěno do atmosféry, tak v paroplynovém cyklu se využívá pro ohřev vody pro parní cyklus. Tepelná energie z plynového cyklu je přenesena v tepelném výměníku, který slouží jako bojler [1].

Stejně jako u klasického parního cyklu je nutno mokrou páru zkondenzovat, aby následně mohla být znovu ohřata na páru. Teplo je odebíráno například pomocí chladících věží.

5.2 Výhody a nevýhody paroplynového cyklu

Velká výhoda paroplynových elektráren je zejména v rychlosti náběhu a v regulaci výkonu. V řádu minut je schopna dosáhnout maximálního výkonu. Jsou proto velmi vhodným zdrojem pro regulaci energetické soustavy, kde se stále musí reagovat na změny spotřeby elektrické energie nebo výkyvy způsobené obnovitelnými zdroji, které jsou díky neregulovatelným přírodním podmínkám velice proměnlivé. Další velká výhoda je v nízké produkci emisí na jednotku energie, především díky používanému typu paliva, ale také díky kombinovanému oběhu, kde je energie využita vícenásobně. Oproti uhelným elektrárnám neprodukují paroplynové elektrárny žádný popílek a emise SO_2 jsou nižší o 70 %. Díky vícenásobnému užití energie je i vyšší termická účinnost [7].

Hlavní nevýhoda paroplynové elektrárny je cena paliva a s tím související i cena provozu [7].

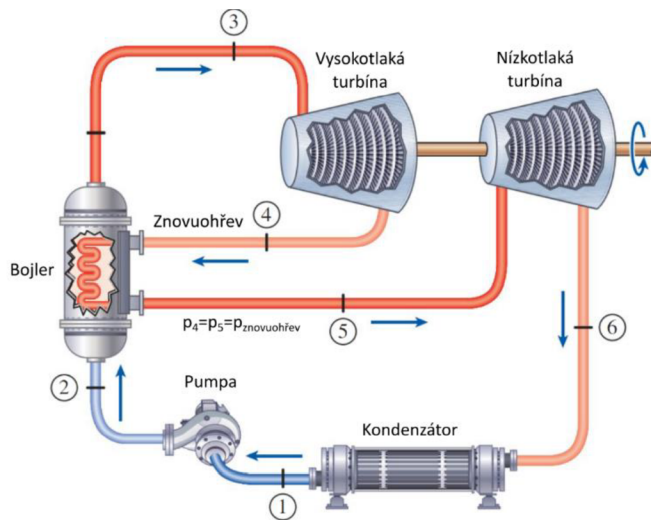
5.3 Zvyšování účinnosti

Zvyšování teploty vzduchu vstupujícího do plynové turbíny je jednou z důležitých metod, které byly použity v posledních dekádách. Zvyšování teploty vzduchu vstupující do plynové turbíny zvyšuje průměrnou teplotu, za které je teplo dodáváno do spalovací komory. To zvyšuje účinnost plynového (Braytonova) cyklu. V posledních letech díky zavedení sofistikovaných technologií chlazení lopatek se podařilo zvednout značně teplotu vzduchu vstupující do turbíny. Běžné techniky chlazení lopatek jsou chlazení vzduchem a parní chlazení (chlazení párou je modernější technologie než chlazení vzduchem). Teplota spalování pro parou chlazenou turbínu je zhruba o 111 K vyšší než u vzduchem chlazené turbíny [5] za stejné vstupní teploty. Expanze plynu v plynové turbíně za vyšší průměrné teploty vede ke zvýšení výstupní práce. To vyžaduje užití lepších materiálů pro lopatky turbíny. Zvyšování teploty má ovšem za následek, že ve většině případů se zvedne emise NO_x . Ty se však díky vyspělé konstrukci spalovacích zařízení daří držet v přípustných mezích [5].

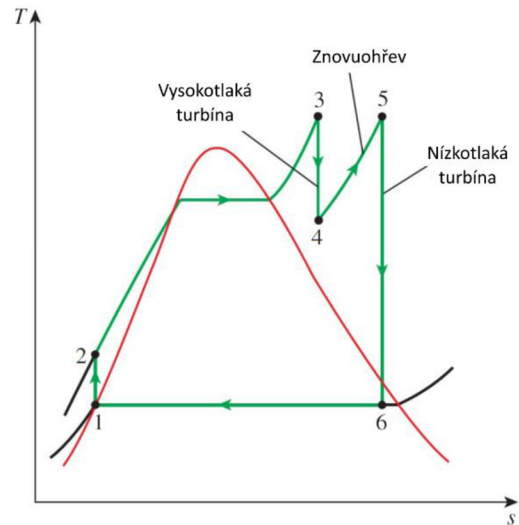
V kombinovaném cyklu H-systém vyvinutým firmou GE energy jsou lopatky a trysky první fáze vyrobeny z monokrystalu a navíc jsou povlakovány. Povlakováním se základní materiál chrání před korozí a oxidací. Díky kombinaci monokrystalu a povlakování je vstupní teplota turbíny až 1474 °C [5]. Budoucí zvyšování vstupní teploty do turbíny bude limitováno především vývojem technologií, umožňující držet emise NO_x vytvářející se v spalovacím zařízení pod limitní hodnotou. Proto je stále nutné hledat alternativy pro zvýšení účinnosti [5].

Další možnost zvýšení účinnosti paroplynového cyklu je ve zvýšení účinnosti parního cyklu. Toho se může dosáhnout zvýšením tlaku páry, užitím znovuohřevu páry a odstraněním nevratností. Firma Siemens oznámila, že zvednutí tlaku páry ze 7,5 Mpa na 24,5 Mpa v duálním-tlakovém kombinovaném cyklu může zvednout účinnost o 1,9 % [5]. Zavedením znovuohřevu páry, kde pára z vysokotlaké turbíny jde zpátky do bojleru, v němž je za konstantního tlaku znovu ohřata a následně expanduje v nízkotlaké turbíně (viz obr. 5-3 a 5-4), dojde ke zvýšení účinnosti parního cyklu díky zvednutí průměrné teploty, za které je dodáváno teplo a zvýšením účinnosti expanzního procesu v parní turbíně. Účinnost bude také tím větší, čím bude vyšší suchost páry na výstupu. Omezením nevratností můžeme dosáhnout vyšší teploty páry na výstupu z bojleru a snížení teplotního rozdílu během přenosu tepla. Ideální znovuohřev může zvednout účinnost elektráren o 1,9 – 2,3 % [5].

Zavedením vzduchového chlazení sice klesne maximální možná teplota v plynové turbíně, ale na druhé straně je vyžadovaná menší práce pro kompresor.



Obr. 5-3 schéma Rankinova cyklu využívající znovuohřev [3]

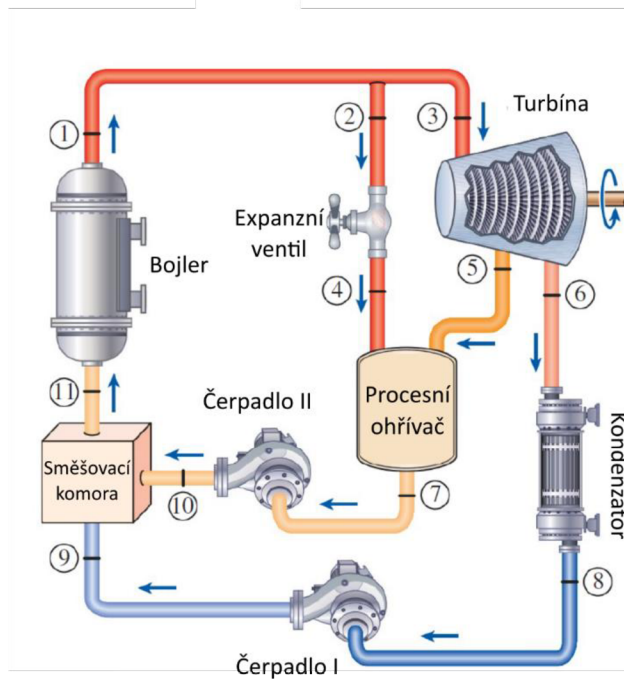


Obr. 5-4 T-s diagram Rankinova cyklu využívající znovuohřev [3]

5.4 Výroba tepla

Když už teplo nemůže být využito k výrobě elektrické energie, stále může být zúžitkováno k ohřívání vody nebo k vytápění vnitřních prostorů. Systémy, které takto využívají zbylé teplo (nejen ze spalování plynu, ale například i z uhlí atd.) se anglicky nazývají *combined heat and power* (zkráceně CHP). Takovéto využití zbylého tepla vede k úsporám jak paliva, tak s tím i spojené ceny, tak i v menším dopadu na životní prostředí. Tyto systémy mohou dosahovat účinnosti až 90 %, když se vezme v úvahu i využití tepla k ohřevu vody a vytápění. Aby bylo možné využít zbylé teplo k vytápění a k ohřevu vody, je logické, že elektrárna musí ležet v blízkosti místa, kde se využívá ohřátá voda, například v blízkosti města. Samotná myšlenka CHP není nic nového. Již na konci devatenáctého století města využívala zbylé teplo z elektráren k ohřevu vody a k vytápění prostorů [8].

Proces výroby tepla je znázorněn na obrázku 5-5. Z bojleru vychází přehřátá pára, která buď vstupuje do turbíny nebo jde do procesního ohřivače. Kam kolik páry půjde rozhoduje to, jaká je aktuálně poptávka po teple. Během normálního stavu je část páry vyvedena z turbíny za určitého tlaku do procesního ohřivače. Zbytek páry expanduje do kondenzátoru, kde je následně ochlazen za konstantního tlaku. Následně dojde ke smíšení vody z procesního ohřivače a z kondenzátoru ve směšovací komoře, odkud voda znovu vstupuje do bojleru. Pokud veškerá pára vstupuje do procesního ohřivače vyrábí se pouze teplo a nevyrábí se žádná elektrická energie, v tomto případě žádné odpadní teplo nevzniká [1]. Pokud je naopak poptávka po elektrické energii, tak veškerá pára jde do turbíny a následně do kondenzátoru [1].



Obr. 5-5 Schéma výroby tepla [3]

6 Analýza tepelných cyklů

K analýze jsou použity příklady 9-5, 9-6, 10-1, 10-2, 10-9 z [1], jejich slovní zadání je uvedeno později. Jak bylo řečeno v předchozí části, paroplynový cyklus se skládá ze dvou cyklů, plynového Braytonova a parního Rankinova. K tomu, aby bylo možné provést tepelnou analýzu paroplynového cyklu a následně určit jeho účinnost, musí být nejdříve provedena tepelná analýza jednotlivých cyklů zvlášť. V následujícím textu jsou porovnány pomocí výpočtu jednotlivé cykly zvlášť a paroplynový cyklus.

6.1 Stavová rovnice

Jelikož v plynové turbíně je pracovní látka směs zemního plynu a vzduchu, která se dá považovat za ideální plyn, bude k výpočtu použita stavová rovnice ideálního plynu.

Rovnice, která dává do vztahu tlak, teplotu a měrný objem, se nazývá stavová rovnice. Existuje několik stavových rovnic, některé jsou jednoduché a některé složitější (například pro páru). Nejjednodušší a nejznámější stavová rovnice pro látku v plynné fázi je stavová rovnice pro ideální plyn. Tato rovnice v určitých případech popisuje vztah mezi tlakem, teplotou a měrným objemem poměrně přesně.

V roce 1662 Robert Boyle pozoroval během svých experimentů s vakuovou komorou, že tlak plynu je nepřímo úměrný jeho objemu. V roce 1802 J. Charles a J. Gay-Lussac experimentálně určili, že za nízkých tlaků je objem plynu úměrný teplotě. Stavová rovnice je vyjádřena jako [1]:

$$p = r \left(\frac{T}{v} \right) \quad (6-1)$$

kde konstanta r se nazývá měrná plynová konstanta, p je absolutní tlak, T je absolutní teplota a v je měrný objem. Vztah (6-1) se nazývá stavová rovnice ideálního plynu a plyn, který se řídí touto rovnicí se nazývá ideální plyn. Měrná plynová konstanta nabývá rozdílných hodnot pro různé plyny a je získána ze vztahu

$$r = \frac{R_m}{M} \quad (6-2)$$

kde R_m je univerzální plynová konstanta a M je molární hmotnost plynu. Konstanta R_m je stejná pro všechny ideální plyny. Její hodnota je $R_m = 8,31447 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$.

Závislost stavových veličin mezi dvěma stavy lze zapsat jako:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad (6-3)$$

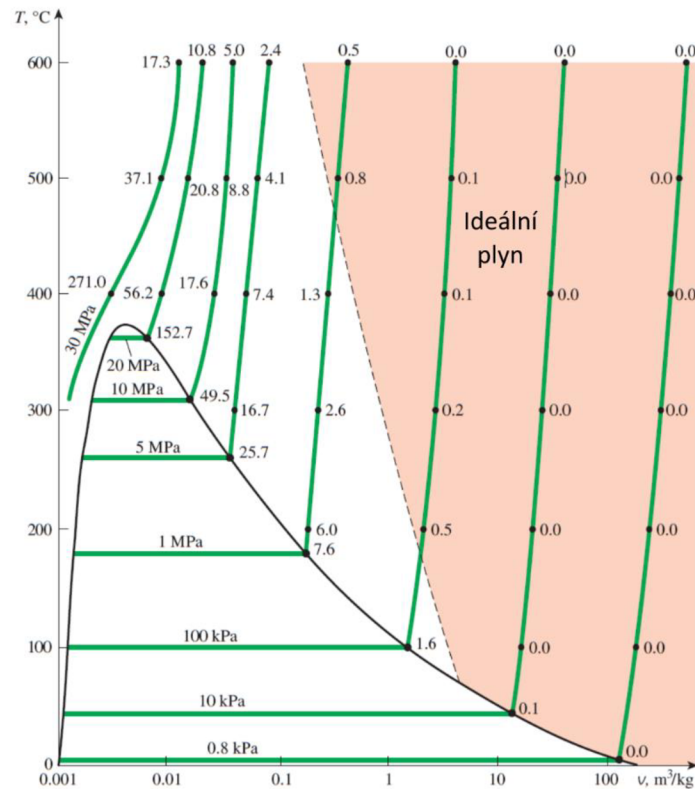
Bylo experimentálně dokázáno [1], že reálné plyny malé hustoty mají velmi podobný vztah mezi p - v - T jako ideální plyny. Za nízkého tlaku a vysokých teplot hustota plynu klesá a za těchto podmínek se plyn chová jako ideální plyn.

Mnoho známých plynů jako je vzduch, dusík, kyslík, vodík, helium, argon, neon, krypton a dokonce těžší plyny jako oxid uhličitý mohou být považovány za ideální plyn se zanedbatelnou chybou (často méně než 1 %). Hustší plyny jako vodní pára v parních elektrárnách nebo páry v chladicích zařízeních by neměly být považovány za ideální plyn [1].

Jelikož v parním Rankinově cyklu je pracovní látkou pára, nabízí se otázka, zda může být použita stavová rovnice pro ideální plyn i pro páru.

6.2 Může být použita stavová rovnice ideálního plynu pro páru?

Jak je zobrazeno na obrázku 6-1, tak za tlaku pod 10 kPa, se vodní pára dá považovat za ideální plyn bez ohledu na teplotu, se zanedbatelnou chybou 0.1 %. Avšak považování páry za ideální plyn při vyšších tlacích vede k neakceptovatelným chybám, zejména v blízkosti kritického bodu a u křivky nasycené páry. Obecně se stavová rovnice ideálního plynu nemůže použít pro výpočet stavových veličin páry [1].



Obr. 6-1 oblast v T-v diagramu, kde je pára ideálním plynem

Odchylku od chování ideálního plynu můžeme určit zavedením tzv. kompresibilního faktoru z , který je definován jako: [1] [2]

$$z = \frac{pv}{rT} \quad (6-4)$$

Pro ideální plyn nabývá hodnoty $z=1$. Pro reálné plyny nabývá faktor z hodnot větších nebo menších než 1. Čím vzdálenější je hodnota z od 1, tím více se chování daného plynu liší od chování ideálního plynu [1] [2].

Protože se pro výpočet stavových veličin par nemůže použít stavová rovnice ideálního plynu a stavové rovnice par jsou komplikované, používají se v praxi diagramy a tabulky. Hodnoty v tabulkách jsou získané přímo z experimentálních měření nebo se hodnoty získaly výpočtem stavových rovnic pro páru [1] [2].

V přílohách A,B,C jsou programy, které tepelně analyzují Braytonův ideální cyklus, Braytonův cyklus s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny, ideální Rankinův cyklus, Rankinův cyklus s izoentropickou účinností čerpadla, paroplynový cyklus s ideálním Braytonovým a Rankinovým cyklem a paroplynový cyklus s izoentropickými účinnostmi. Popis výpočtového programu je v kapitole 11. Hodnoty v tabulkách 6-1 až 10-2 jsou vypočítány tímto programem.

V následujících kapitolách budou odvozeny základní vzorce a uvedeny výsledné hodnoty.

Pro analýzu ideálního Braytonova cyklu a Braytonova cyklu s izoentropickou účinností jsou použity dvě rozdílné metody. Jejich podrobnější popis je v podkapitolách 7.1 a 7.2. Použití dvou metod je z důvodu jejich rozdílného přístupu k výpočtu jednotlivých veličin. Následně bude provedeno srovnání.

7 Ideální Braytonův cyklus

Zadání příkladu 9-5 [1]:

Elektrárna s plynovou turbínou pracující na principu ideálního Braytonova cyklu má tlakový poměr $\epsilon=8$. Teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru je $T_1=300\text{ K}$ a teplota vzduchu na vstupu do turbíny je 1300 K . Určete teplotu vzduchu opouštějící kompresor a turbínu. Dále určete termickou účinnost.

7.1 Metoda 1

K samotnému výpočtu účinnosti by stačil vztah (3-6) tedy $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{1}{\kappa}}}$, ale k následnému výpočtu paroplynového cyklu je potřeba znát hodnotu dodaného a odvedeného tepla. K tomu se použijí rovnice (3-2) a (3-3). K výpočtu entalpie h je potřeba znát jednotlivé teploty. Teploty T_1, T_3 jsou ze zadání příkladů známé, takže je potřeba vypočítat teploty T_4 a T_2 . Ty se vypočítají pomocí stavové rovnice ideálního plynu.

Vstupní hodnoty:

$$T_1 = 300\text{ K}$$

$$T_3 = 1300\text{ K}$$

$$\epsilon = 8$$

7.1.1 Výpočet teplot

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \tag{7-1}$$

$$p_1 \frac{r^k T_1^k}{p_1^k} = p_2 \frac{r^k T_2^k}{p_2^k} \tag{7-2}$$

$$p_1 \frac{T_1^k}{p_1^k} = p_2 \frac{T_2^k}{p_2^k} \tag{7-3}$$

$$\frac{p_1 p_2^k}{p_2 p_1^k} = \frac{T_2^k}{T_1^k} \tag{7-4}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^k \quad (7-5)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (7-6)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1 = T_2 \quad (7-7)$$

Pro výpočet teploty T_4 bude použit stejný postup, avšak místo indexu 1 bude použit index 3 a místo indexu 2 bude použit index 4.

Protože mezi stavem 2 a stavem 3, stejně tak mezi stavem 4 a stavem 1, je izobarický děj, tak tlakový poměr je stejný, tedy $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$.

Výsledný vztah pro teplotu T_4 je:

$$\left(\frac{1}{\frac{p_2}{p_1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_3 = T_4 \quad (7-8)$$

Z vypočtených teplot vypočteme hodnoty entalpií, které použijeme pro výpočet hodnot přivedeného a odvedeného tepla (podle rovnic (3-2) a (3-3)).

7.1.2 Výpočet entalpie

$$h_1 = c_p \cdot T_1 \quad (7-9)$$

$$h_2 = c_p \cdot T_2 \quad (7-10)$$

$$h_3 = c_p \cdot T_3 \quad (7-11)$$

$$h_4 = c_p \cdot T_4 \quad (7-12)$$

7.1.3 Výpočet přivedeného tepla, odvedeného tepla a práce cyklu

Druhá forma 1. zákona termodynamiky má tvar:

$$dq = c_p \cdot dT - v \cdot dp \quad (7-13)$$

členy $c_p \cdot dT$ označíme jako elementární měrnou entalpii dh [2]. Poté bude mít rovnice tvar:

$$dq = dh - v \cdot dp \quad (7-14)$$

Jelikož mezi stavy 2 a 3 dochází k izobarickému dodávání tepla (viz obr. 3-2), tak $dp = 0$. Následně bude mít rovnice (7-14) tvar

$$dq = dh \quad (7-15)$$

Po integraci rovnice (7-15) za předpokladu, že c_p je konstantní [2], bude mít rovnice (7-15) tvar:

$$q_H = h_3 - h_2 \quad (7-16)$$

kde $q_3 - q_2 = q_H$. Analogicky se odvodí i rovnice pro výpočet odvedeného tepla.

Pro výpočet práce turbíny se vyjde z rovnice (7-14). V tomto případě se předpokládá, že mezi stavy 3 a 4 (viz obr. 3-2) probíhá izoentropická expanze, tudíž $dq = 0$. Poté bude mít rovnice (7-14) tvar:

$$0 = dh - v \cdot dp \quad (6-17)$$

kde se členy $v \cdot dp$ označí jako elementární technická práce da_t [2]. Následně bude mít rovnice (6-17) tvar:

$$da_t = dh \quad (7-18)$$

Po integraci rovnice (6-18) za předpokladu, že c_p je konstantní [2], bude mít rovnice (7-18) tvar:

$$a_T = h_3 - h_4 \quad (7-19)$$

kde $a_{t3} - a_{t4} = a_T$. Analogicky se odvodí i rovnice pro výpočet práce kompresoru.

Výsledné rovnice:

$$\text{přivedené teplo: } q_H = h_3 - h_2 \quad (7-20)$$

$$\text{odvedené teplo: } q_C = h_4 - h_1 \quad (7-21)$$

$$\text{práce turbíny: } a_T = h_3 - h_4 \quad (7-22)$$

$$\text{práce kompresoru: } a_K = h_2 - h_1 \quad (7-23)$$

$$\text{práce cyklu: } a_0 = a_T - a_K \quad (7-24)$$

7.1.4 Výpočet termické účinnosti

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} \quad (7-25)$$

Proč je termická účinnost důležitá a proč ji počítáme je popsáno v podkapitole 2.3.

7.2 Metoda 2

Následující postup je převzatý z [1] a liší se oproti postupu, který je vyučován na VUT FSI v předmětu 6TT.

Výpočet metodou 2 se v principu od výpočtu metodou 1 příliš neliší. Stejně se jako první provede výpočet zbývajících teplot, z nich následně hodnoty entalpie a poté přivedené a odvedené teplo. Rozdíl je v číselných hodnotách a v postupu, jak se k jednotlivým hodnotám dospělo.

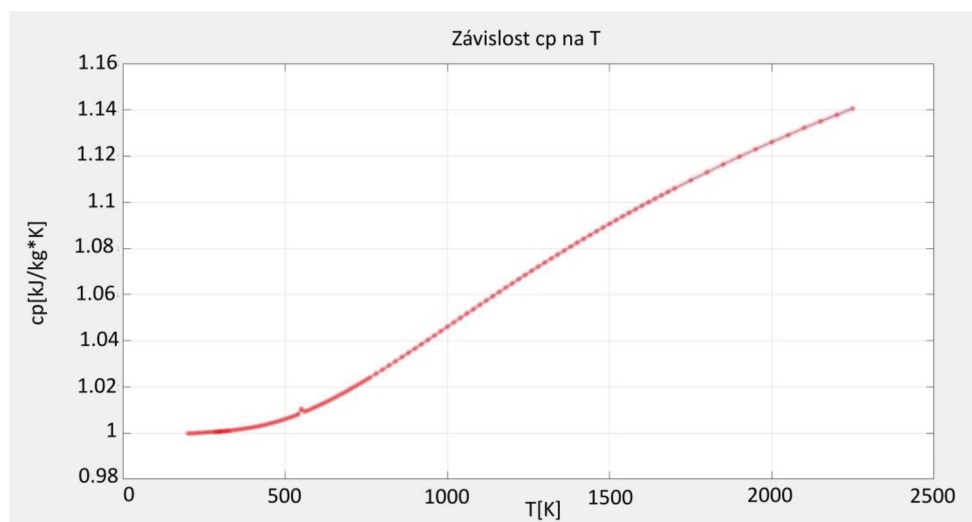
Výpočet metou 2 je založený na získávání hodnot pomocí tabulek. Některé vztahy v termodynamice jsou složité a nedají se vyjádřit jednoduchou rovnicí, proto jsou veličiny, které se často používají tabelovány [1]. Výpočet pomocí metody 2 využívá tabelovaných hodnot měrné entalpie k výpočtu práce, přivedeného teplo a odvedeného tepla. Tabelované hodnoty relativních tlaků jsou využity k výpočtu teplot. To je rozdíl oproti metodě 1 kde se k výpočtu používají pouze rovnice.

K výslednému vztahu relativních tlaků a tedy k výpočtu teploty se dostane pomocí změny entropie.

Změna entropie ideálního plynu může být vyjádřena rovnicí

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - r \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7-26)$$

Měrná tepelná kapacita c_p závisí na teplotě (viz obr. 7-1), výjimkou jsou jednoatomové ideální plyny, jako je například helium, které mají měrnou tepelnou kapacitu nezávislou na teplotě [1]. Pokud neznáme závislost měrné tepelné kapacity na teplotě, nemůžeme integrál spočítat. I když známe závislost měrné tepelné kapacity na teplotě, tak by nebylo praktické pokaždé při změně entropie počítat tento integrál. K zjednodušení můžeme použít dva způsoby: První způsob je použití průměru měrných tepelných kapacit. Tento způsob zde však nebude rozebrán, protože se následně nevyužije pro výpočet. Navíc se dá použít pouze pro malé teplotní změny, protože při větších změnách dochází k nepřesnostem. Druhý způsob je vypočítat tyto hodnoty jednou a výsledek tabelovat. Tento způsob bude rozebrán podrobněji [1].



Obr. 7-1 závislost c_p vzduchu na teplotě
(vykresleno pomocí programu MATLAB, hodnoty převzaty z [1])

Pro druhý způsob byla vybrána absolutní nula jako referenční teplota [1]. Dále je definována funkce s^o vztahem:

$$s^o = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T} \quad (7-27)$$

Jak je vidět z rovnice (6-20), tak s^o je funkcí pouze teploty a jeho hodnota pro absolutní nulu je nula. Hodnoty s^o jsou spočítány pro různé teploty a zapsány do tabulky. Poté integrál v rovnici můžeme zapsat jako:

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^o - s_1^o \quad (7-28)$$

Kde s_2^o je hodnota s^o teploty T_2 a s_1^o hodnota s^o teploty T_1 . Následně se rovnice (7-26) může zapsat ve tvaru

$$s_2 - s_1 = s_2^o - s_1^o - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7-29)$$

Jelikož proces mezi stavem 1 a stavem 2 je izoentropický, tak $s_2 - s_1 = 0$, a rovnice (7-29) bude mít tvar

$$0 = s_2^o - s_1^o + R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7-30)$$

nebo

$$s_2^o = s_1^o + R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7-31)$$

Kde s_2^o je hodnota s^o na konci izoentropického procesu.

Tento způsob výpočtu změn ideálního plynu během izoentropického procesu poskytuje přesnější výsledky, protože výpočet odpovídá změnám měrné tepelné kapacity s teplotou [1]. Rovnici (7-30) se přepíše do tvaru

$$\frac{p_2}{p_1} = \exp \frac{s_2^o - s_1^o}{R} \quad (7-32)$$

A následně do tvaru

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\exp\left(\frac{s_2^o}{R}\right)}{\exp\left(\frac{s_1^o}{R}\right)} \quad (7-33)$$

Kde veličinu $\exp\left(\frac{s^o}{R}\right)$ definujeme jako relativní tlak p_r . Poté má rovnice tvar

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{s=\text{konst.}} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \quad (7-34)$$

Relativní tlak p_r je bezrozměrná veličina, která je funkcí pouze teploty, protože s^o závisí pouze na teplotě, proto se můžou hodnoty relativního tlaku tabelovat [1].

Poměr $\frac{p_2}{p_1}$ máme zadáný a relativní tlak p_{r1} zjistíme pomocí teploty T_1 a tabulky. Výsledný vztah pro relativní tlak p_{r2} je tedy:

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} \quad (7-35)$$

Následně zjistíme hodnotu T_2 pomocí tabulek. Nakonec pomocí tabulek zjistíme hodnoty entalpií. Výsledné hodnoty vypočtené metodou 1 a 2 jsou zapsány v tabulce 7.

Tab. 7 výsledné hodnoty ideálního Braytonova cyklu

Metoda 1	Metoda 2
$T_2 = 543,43 \text{ K}$	$T_2 = 539,83^\circ\text{K}$
$T_4 = 717,66 \text{ K}$	$T_4 = 770,26 \text{ K}$
$h_1 = 301,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_1 = 300,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_2 = 546,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_2 = 544,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_3 = 1306,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_3 = 1396 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_4 = 721,24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_4 = 789,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_H = 760,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_H = 851,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_C = 419,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_C = 489,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_T = 585,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_T = 606,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_K = 244,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_K = 243,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_0 = 340,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_0 = 362,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$\eta_t = 44,8\%$	$\eta_t = 42,56 \%$

Rozdíl v číselných hodnotách je vidět už hned na začátku, a to ve výpočtu teplot. Například teplota T_4 se liší o 52,6 K. Podle vztahu (7-7) je vypočítána teplota funkcí pouze κ a ϵ . Hodnota ϵ je zadaná a počítáme s ní v obou metodách. Hodnota κ stejně jako měrná tepelná kapacita c_p nabývá různých hodnot pro různé teploty [1]. Z tohoto důvodu se dá považovat výpočet metodou 1 za méně přesný, protože když nejsou známy výsledné teploty, tak v rovnicích (7-7) a (7-8) není známá ani přesná hodnota κ , ve výpočtu metodou 1 bylo počítáno s hodnotou $\kappa = 1,4$ [1].

Hodnoty c_p se liší pro různé teploty (viz obr. 7-1). Ve výpočtu metodou 1 bylo počítáno s hodnotou $c_p = 1,005$ [1]. Tudíž během výpočtu tepla a práce metodou 1 dostáváme méně přesné výsledky. O kolik jsou výsledky méně přesné se dá usoudit z porovnání výsledných účinností, které se nijak zásadně neliší (liší se o 2,24%). Výpočet pomocí metody 2 můžeme považovat za přesnější [1], protože počítá se změnou měrné tepelné kapacity, jak je popsáno v 6.2.

Ideální Braytonův cyklus dá pouze hrubou představu o termické účinnosti. K přiblížení se reálnému stavu bude ještě zanalyzován Braytonův cyklus s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny.

8 Braytonův cyklus s izoentropickou účinností

K analýze Braytonova cyklu s izoentropickou účinností se využijí poznatky z analýzy ideálního Braytonova cyklu. Co zde přibude, je izoentropická účinnost turbíny a kompresoru.

8.1 Izoentropická účinnost

Všechny skutečné procesy doprovázejí nevratnosti, které vždy vedou ke snížení účinnosti. Parametr, který nám umožní se od ideálního procesu přiblížit reálnému procesu, se nazývá izoentropická nebo adiabatická účinnost, což je míra odchylky skutečných procesů od ideálních. Izoentropické účinnosti jsou definovány různě pro různá zařízení. Zde bude uvedena izoentropická účinnost turbíny a kompresoru.

8.1.1 Izoentropická účinnost turbíny

Izoentropická účinnost turbíny je definována jako poměr skutečné výstupní práce turbíny a výstupní práce turbíny, kdyby proces mezi vstupním a výstupním tlakem byl izoentropický.

$$\eta_T = \frac{\text{skutečná práce turbíny}}{\text{izoentropická práce turbíny}} \quad (8-1)$$

Stále zanedbáváme změny kinetické a potenciální energie, ke kterým dochází během průchodu pracovní látky turbínou. Toto zanedbání si můžeme dovolit, protože tyto změny jsou relativně malé ke změně entalpie [1].

8.1.2 Izoentropická účinnost kompresoru

Izoentropická účinnost kompresoru je definována jako poměr vstupní práce požadované ke zvýšení tlaku plynu na určitou hodnotu izoentropickým způsobem a skutečné vstupní práce. Tedy:

$$\eta_K = \frac{\text{izoentropická práce kompresoru}}{\text{skutečná práce kompresoru}} \quad (8-2)$$

Izoentropická účinnost kompresoru je definována zlomkem s izoentropickou prací kompresoru v čitateli místo ve jmenovateli. Je to z toho důvodu, že izoentropická práce kompresoru má menší hodnotu než skutečná práce kompresoru a uvedená definice zamezí tomu, aby účinnost byla větší než 100 %, což by znamenalo, že skutečný kompresor pracuje lépe než izoentropický.

8.2 Výpočet Braytonova cyklu s izoentropickou účinností

Zadání příkladu 9-6 [1]:

Elektrárna s plynovou turbínou pracující na principu Braytonova cyklu má tlakový poměr $\epsilon=8$. Teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru je $T_1=300$ K a teplota vzduchu na vstupu do turbíny je 1300 K. Určete teplotu vzduchu opouštějící kompresor a turbínu. Dále určete termickou účinnost. Předpokládejte, že izoentropická účinnost kompresoru je 80 % a izoentropická účinnost turbíny je 85 %.

Vstupní hodnoty:

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$T_3 = 1300 \text{ K}$$

$$\epsilon = 8$$

$$\eta_T = 0,85$$

$$\eta_K = 0,80$$

Rovnice (7-7) až (7-25) se aplikují i pro tuto analýzu. Stejným postupem jako v kapitole 7 se vypočítají všechny hodnoty. Výsledkem budou tedy stejná čísla.

Jak je vidět na obrázku 3-2, tak skutečná hodnota entalpie se ve stavu 2 a stavu 4 liší od ideálního stavu. Tuto změnu vypočítáme pomocí rovnic (8-1) a (8-2). Výsledné skutečné práce turbíny a kompresoru budou tedy vyjádřeny jako:

$$a_{T,skutečná} = \eta_T a_{T,isoentropická} \quad (8-3)$$

a

$$a_{K,skutečná} = \frac{a_{K,isoentropická}}{\eta_K} \quad (8-4)$$

Pomocí skutečné práce se vypočítá i skutečná hodnota entalpie

$$h_{4,skutečná} = h_3 + a_{T,skutečná} \quad (8-5)$$

$$h_{2,skutečná} = h_1 + a_{K,skutečná} \quad (8-6)$$

Pro následný výpočet hodnot dodaného a odevzdaného tepla a účinnosti se použijí opět stejné rovnice jako v kapitole 6, jenže na místo h_2 a h_4 dosadíme hodnoty $h_{2,skutečná}$ a $h_{4,skutečná}$.

Pro postup s metodou 2 je stejný postup jako v kapitole 7, a navíc se použijí rovnice (8-3) až (8-6). Výsledné číselné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.

Tab. 8 výsledné hodnoty Braytonova cyklu s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny

Metoda 1	Metoda 2
$T_2 = 604,23 \text{ K}$	$T_2 = 539,83 \text{ K}$
$T_4 = 805,00 \text{ K}$	$T_4 = 770,26 \text{ K}$
$h_1 = 301,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_1 = 300,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_2 = 607,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_2 = 605,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_3 = 1306,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_3 = 1396 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_4 = 809,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_4 = 880,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_H = 699,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_H = 790,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_C = 507,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$q_C = 580,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_T = 497,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_T = 515,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_K = 305,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_K = 304,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_0 = 340,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$a_0 = 210,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$\eta_t = 27,41 \%$	$\eta_t = 26,63\%$

Stejně jako v předchozím případě v kapitole 7 jsou vidět rozdíly v číselných hodnotách vypočtených metodou 1 a metodou 2. Důvod k těmto rozdílům je okomentován v kapitole 7.

Práce kompresoru a turbíny je přímo vypočítána pomocí rovnic (8-3) a (8-4), z těchto rovnic je přímo vidět, že skutečná práce kompresoru je větší než jeho práce izoentropická, a skutečná práce turbíny je menší než její izoentropická práce. Na základě hodnot skutečných prací turbíny a kompresoru jsou vypočítány pomocí rovnic (8-5) a (8-6) hodnoty entalpií h_2 a h_4 .

Spíše než porovnávat výsledné hodnoty metody 1 a metody 2, je lepší porovnat tyto výsledky s výsledky ideálního Braytonova cyklu.

Z tabulky 7 a 8 je zřejmé, že výsledná účinnost je menší u reálného Braytonova cyklu. To vychází z rovnice (7-25). Práce Braytonova cyklu s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny má nižší hodnotu než ideální Braytonův cyklus a naopak hodnota tepla dodaného Braytonovu cyklu s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny je menší než hodnota tepla dodaného ideálnímu Braytonovu cyklu. Tudíž i celková účinnost bude menší u Braytonova cyklu s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny.

Cyklus, který následuje v paroplynovém cyklu po Braytonově cyklu, je parní Rankinův cyklus.

9 Analýza Rankinova cyklu

9.1 Ideální Rankinův cyklus

Podle podkapitoly 5.2, nemůže být pro páru použita stavová rovnice ideálního plynu, protože by to vedlo k neakceptovatelným chybám. Z toho důvodu jsou pro výpočet použity tabulky.

Zadání příkladu 10-1 [1]:

Elektrárna s parní turbínou pracuje na principu ideálního Rankinova cyklu. Pára vstupující do turbíny má tlak 3 MPa a teplotu 350° C následná kondenzace probíhá za tlaku 75 kPa. Určete termickou účinnost.

Vstupní hodnoty:

$$T_3 = 350^\circ \text{C}$$

$$p_1 = 75 \text{ kPa}$$

$$p_2 = 3 \text{ MPa}$$

K analýze se použijí rovnice (4-2) až (4-5). Opět je tedy potřeba znát hodnotu entalpií pro jednotlivé stavy. Následující hodnoty se získají pomocí tabulek nebo diagramů.

Hodnoty h_1 a h_3 se získají hned, jelikož ve stavu 1 se jedná o sytou kapalinu a ze zadání je známá i hodnota tlaku, může se určit hodnota entalpie ve stavu 1. Ve stavu 3 je ze zadání známá hodnota teploty i tlaku, tudíž se může určit hodnota entalpie. Ideální Rankinův cyklus předpokládá izoentropickou kompresi v čerpadle a izoentropickou expanzi v turbíně, tudíž $s_1 = s_2$ a $s_4 = s_3$. Protože ve stavu 1 se jedná o sytou kapalinu, může se kromě hodnoty entalpie určit i hodnota entropie. Poněvadž je ze zadání známá hodnota entropie a tlaku pro stav 2, může se určit hodnota entalpie h_2 . Pro stav 4 je postup stejný, je známá hodnota entropie s_4 a tlak, takže opět se určí hodnota entalpie h_4 .

Teď jsou známy všechny potřebné hodnoty, tudíž může být proveden výpočet podle rovnic (4-2) až (4-5). V tabulce 9-1 jsou zapsány výsledné hodnoty.

Tab. 9-1 výsledné hodnoty ideálního Rankinova cyklu

$h_1 = 384,37 \frac{kJ}{kg}$
$h_2 = 387,40 \frac{kJ}{kg}$
$h_3 = 3116,1 \frac{kJ}{kg}$
$h_4 = 2403 \frac{kJ}{kg}$
$q_H = 2728,7 \frac{kJ}{kg}$
$q_C = 2018,7 \frac{kJ}{kg}$
$a_T = 713,03 \frac{kJ}{kg}$
$a_P = 3,03 \frac{kJ}{kg}$
$a_0 = 710 \frac{kJ}{kg}$
$\eta_t = 26,01\%$

V tomto případě je použita pouze jedna metoda, proto bude Rankinův cyklus porovnán s Braytonovým cyklem.

Výraznější rozdíl lze spatřit v hodnotě přivedeného tepla. Zatímco u Braytonova cyklu je přivedené teplo v řádu stovek kJ, tak u Rankinova cyklu je hodnota v tisících kJ. Jeden z důvodů je, že měrná tepelná kapacita vody je větší než měrná tepelná kapacita vzduchu. (pro vzduch je $c_p = 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K}$, pro vodu je $c_p = 4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K}$, hodnoty převzaty z [11]) To znamená, že k ohřátí 1 kg vody o 1 stupeň potřebujeme zhruba čtyřikrát více tepla než k ohřátí 1 kg vzduchu o 1 stupeň. Další důvod je, že zde dochází ke změně kapalně fáze na plynnou fázi a tedy k přenosu latentního tepla. Práce čerpadla je oproti práci kompresoru naopak řádově menší. Když spočítáme poměr vstupní a výstupní práce, tak zjistíme, že pouze 0,43 % práce turbíny spotřebuje čerpadlo (u Braytonova cyklu je tato hodnota zhruba 40 %)

Ačkoli výstupní práce má větší hodnotu než u cyklu Braytonova, tak množství dodaného tepla způsobí, že účinnost Rankinova cyklu je zhruba 26 %. Ve skutečnosti je účinnost Rankinova cyklu ještě menší z důvodu nevratností, jako je například tření.

Stejně jako u Braytonova cyklu se reálnému Rankinovu cyklu přiblížíme zavedením izoentropických účinností.

9.2 Rankinův cyklus s izoentropickou účinností

Upravené zadání příkladu 10-2 [1]:

Elektrárna s parní turbínou pracuje na principu Rankinova cyklu. Pára vstupující do turbíny má tlak 3 MPa a teplotu 350° C následná kondenzace probíhá za tlaku 75 kPa. Určete termickou účinnost. Za předpokladu, že izoentropická účinnost čerpadla je 85 % a izoentropická účinnost turbíny je 87 %.

Vstupní hodnoty:

$$T_3 = 350^\circ \text{C}$$

$$p_1 = 75 \text{ kPa}$$

$$p_2 = 3 \text{ Mpa}$$

$$\eta_T = 0,87$$

$$\eta_\xi = 0,85$$

Pomocí rovnic (8-1) a (8-2) se vypočítá skutečná práce turbíny a čerpadla. Pomocí těchto hodnot se následně vypočítají skutečné hodnoty entalpií. Pro následný výpočet hodnot dodaného a odevzdaného tepla a účinnosti použijeme opět stejné rovnice jako kapitole 9.1, jenže na místo h_2 a h_4 dosadíme hodnoty $h_{2,skutečná}$ a $h_{4,skutečná}$. Výsledné hodnoty jsou v tabulce 9-2.

Tab. 9-2 výsledné hodnoty Rankinova cyklu s izoentropickou účinností

$h_1 = 384,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_2 = 387,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_3 = 3116,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_4 = 2495,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_H = 2728,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$q_C = 2111,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_T = 620,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_P = 3,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$a_0 = 616,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$\eta_t = 22,6\%$

Výsledná termická účinnost je zde menší než v případě ideálního Rankinova cyklu (viz tab 9-1). Důvody k tomuto poklesu jsou stejné jako u Braytonova cyklu s izotropickou účinností kompresoru a turbíny a jsou popsány v podkapitole 8.2.

10 Analýza paroplynového cyklu

10.1 Ideální paroplynový cyklus

Vstupní hodnoty jsou stejné jako pro příklad Braytonova cyklu a navíc známe teplotu, při které se ohřívá pára v tepelném výměníku a známe teplotu, při které opouštějí spaliny tepelný výměník. K analýze Braytonova cyklu v paroplynovém cyklu použijeme stejný postup jako v případě Braytonova cyklu ideálního, popsáno v kapitole 7. K analýze Rankinova cyklu se použije stejný postup jako v kapitole 9.

Zadání příkladu 10-9 [1]:

Paroplynový cyklus pracuje na principu ideálního Braytonova a ideálního Rankinova cyklu. Braytonův cyklus má tlakový poměr $\epsilon=8$, teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru je $T_1=300\text{ K}$ a teplota vzduchu na vstupu do turbíny je 1300 K . Rankinův cyklus pracuje mezi tlakovými limity 7 MPa a 5 kPa . Pára je ohřívána spaliny v tepelném výměníku na teplotu 500° C . Spaliny opouštějí tepelný výměník mají teplotu 450 K . Určete termickou účinnost paroplynového cyklu.

Vstupní hodnoty:

$$T_1 = 300\text{ K}$$

$$T_3 = 1300\text{ K}$$

$$\epsilon = 8$$

$$T_3 = 350^\circ\text{ C}$$

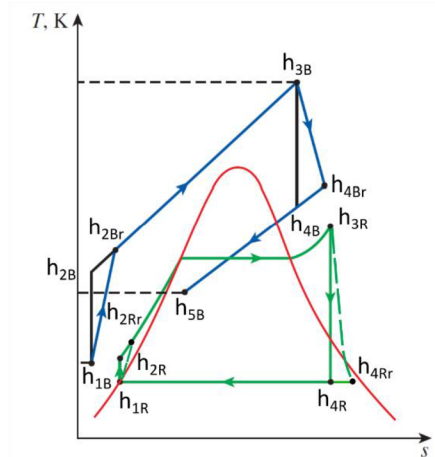
$$p_1 = 5\text{ kPa}$$

$$p_2 = 7\text{ MPa}$$

Jediné, co je potřeba vypočítat, je hodnota entalpie h_5 , za které spaliny opouštějí tepelný výměník. Tudíž odevzdané teplo nebude h_4-h_1 ale h_4-h_5 .

Pomocí postupu z kapitoly 6 jsou známé hodnoty $h_{1B}, h_{2B}, h_{3B}, h_{4B}, h_{5B}$, dále pak spočítáme $q_{HB}, q_{CB}, a_{TB}, a_{KB}, a_{0B}$.

Pomocí postupu z kapitoly 9 jsou známé hodnoty $h_{1R}, h_{2R}, h_{3R}, h_{4R}$, dále pak spočítáme, $q_{CR}, a_{TR}, a_{PR}, a_{0R}$. Pro lepší orientaci je příklad 10-9 graficky znázorněn na obr. 10.



Obr. 10 T-s diagram příkladu 10-9

Nabízí se zde otázka, kolik vody a následně páry jsou schopny spaliny z plynové turbíny ohřát na určitou teplotu. Tento problém vyřešíme pomocí hmotnostních toků, které získáme z energetické bilance na výměníku tepla:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (10-1)$$

$$\dot{m}_{plyn}h_5 + \dot{m}_{pára}h_3 = \dot{m}_{plyn}h_4 + \dot{m}_{pára}h_2 \quad (10-2)$$

$$\dot{m}_{pára}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{plyn}(h_4 - h_5) \quad (10-3)$$

$$\frac{\dot{m}_{pára}}{\dot{m}_{plyn}} = \frac{(h_{4B} - h_{5B})}{(h_{3R} - h_{2R})} = y \quad (10-4)$$

To znamená, že 1 kg spalin dokáže ohřát y kg páry z teploty T_2 na teplotu T_3 . Potom celková práce na jeden kilogram spalin je vyjádřena jako:

$$a_0 = a_{Braytonova\ cyklu} + ya_{Rankinova\ cyklu} \quad (10-5)$$

To znamená, že jeden kilogram spáleného paliva dodá a_0 práce. Celková práce elektrárny se pak vypočítá vynásobením této hodnoty hmotnostním průtokem pracovní látky v plynové turbíně [1].

Celkovou účinnost pak vypočítáme jako:

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H}$$

kde a_0 je celková práce vyjádřena rovnicí (9-5) a q_H je celkové dodané teplo Braytonovu cyklu. Výsledné hodnoty jsou zapsány v tabulce 10-1.

Tab. 10-1 výsledné hodnoty ideálního paroplynového cyklu

Metoda 1	Metoda 2
$h_{1B} = 301,5 \frac{kJ}{kg}$	$h_{1B} = 300,19 \frac{kJ}{kg}$
$h_{2B} = 546,15 \frac{kJ}{kg}$	$h_{2B} = 544,18 \frac{kJ}{kg}$
$h_{3B} = 1306,5 \frac{kJ}{kg}$	$h_{3B} = 1396 \frac{kJ}{kg}$
$h_{4B} = 721,24 \frac{kJ}{kg}$	$h_{4B} = 789,39 \frac{kJ}{kg}$
$h_{5B} = 452,25 \frac{kJ}{kg}$	$h_{5B} = 451,8 \frac{kJ}{kg}$
$a_{0B} = 340,6 \frac{kJ}{kg}$	$a_{0B} = 362,6 \frac{kJ}{kg}$
$q_{HB} = 760,35 \frac{kJ}{kg}$	$q_{HB} = 851,8 \frac{kJ}{kg}$
$h_{1R} = 137,77 \frac{kJ}{kg}$	$h_{1R} = 137,77 \frac{kJ}{kg}$
$h_{2R} = 144,8 \frac{kJ}{kg}$	$h_{2R} = 144,8 \frac{kJ}{kg}$
$h_{3R} = 3411,3 \frac{kJ}{kg}$	$h_{3R} = 3411,3 \frac{kJ}{kg}$
$h_{4R} = 2073 \frac{kJ}{kg}$	$h_{4R} = 2073 \frac{kJ}{kg}$
$a_{0R} = 1331,3 \frac{kJ}{kg}$	$a_{0R} = 1331,3 \frac{kJ}{kg}$
$a_0 = 450,24 \frac{kJ}{kg}$	$a_0 = 500,19 \frac{kJ}{kg}$
$\eta_t = 59,22\%$	$\eta_t = 58,72\%$

Opět jsou k výpočtu použity dvě metody, důvody k rozdílným hodnotám jsou vysvětleny v kapitole 6.

Ačkoli výsledky obou metod jsou rozdílné, tak společné mají, že výsledná účinnost je poměrně vysoká vzhledem k účinnostem jednotlivých cyklů zvlášť. To je logické, protože teplo získané spalováním plynu v plynové turbíně je využito efektivněji. Tudiž ze stejného množství dodaného tepla se získá více práce.

Stále to ale není vypovídající, protože se jedná o ideální cyklus. V kapitole 7 je vidět k jakému rozdílu účinnosti může dojít mezi ideálním a reálným cyklem. Abychom získali přesnější hodnotu účinnosti, bude zanalyzová paroplynový cyklus s Braytonovým a Rankinovým s izoentropickou účinností.

10.2 Paroplynový cyklus s izotropickou účinností Braytonova a Rankinova cyklu

Postup pro analýzu paroplynového cyklu s Braytonovým cyklem s izotropickou účinností kompresoru a turbíny je kombinací postupů z kapitol 7 a 9. Jediná změna spočívá v tom, že místo hodnot entalpií h_2 a h_4 jsou dosazeny hodnoty $h_{2,skutečná}$ a $h_{4,skutečná}$. Postup je popsán v podkapitole 10.1.

Upravené zadání příkladu 10-9 [1]:

Paroplynový cyklus pracuje na principu ideálního Braytonova a ideálního Rankinova cyklu. Braytonův cyklus má tlakový poměr $\epsilon=8$, teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru je $T_1=300\text{ K}$ a teplota vzduchu na vstupu do turbíny je 1300 K . Rankinův cyklus pracuje mezi tlakovými limity 7 MPa a 5 kPa . Pára je ohřívána spaliny v tepelném výměníku na teplotu 500° C . Spaliny opouštějící tepelný výměník mají teplotu 450 K . Určete termickou účinnost paroplynového cyklu za předpokladu, že izotropická účinnost kompresoru je 80% , izotropická účinnost plynové turbíny je 85% , izotropická účinnost čerpadla 85% je a izotropická účinnost parní turbíny je 87% .

Vstupní hodnoty:

$$T_1 = 300\text{ K}$$

$$T_3 = 1300\text{ K}$$

$$\epsilon = 8$$

$$\eta_T = 0,85$$

$$\eta_K = 0,80$$

$$T_3 = 500^\circ\text{ C}$$

$$p_1 = 5\text{ kPa}$$

$$p_2 = 7\text{ MPa}$$

$$\eta_T = 0,87$$

$$\eta_{\check{c}} = 0,85$$

Ke známým hodnotám z předchozí podkapitoly 10.1 přibude ještě $h_{2,skutečná}$ a $h_{4,skutečná}$

Výsledné y bude vyjádřeno vzorcem

$$y = \frac{\dot{m}_{pára}}{\dot{m}_{plyn}} = \frac{(h_{4BR} - h_{5B})}{(h_{3R} - h_{2R})} \quad (10-6)$$

Výsledné hodnoty jsou zapsány v tabulce 10-2.

Tab. 10-2 výsledné hodnoty paroplynového cyklu s
Braytonovým a Rankinovým cyklem s izoentropickou
účinností

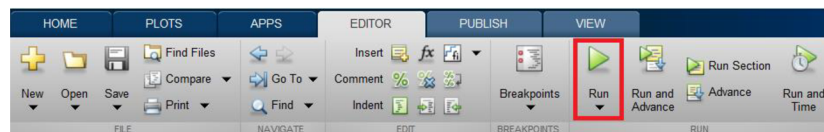
Metoda 1	Metoda 2
$h_{1B} = 301,5 \frac{kJ}{kg}$	$h_{1B} = 300,19 \frac{kJ}{kg}$
$h_{2Br} = 607,31 \frac{kJ}{kg}$	$h_{2Br} = 605,18 \frac{kJ}{kg}$
$h_{3B} = 1306,5 \frac{kJ}{kg}$	$h_{3B} = 1396 \frac{kJ}{kg}$
$h_{4Br} = 809,03 \frac{kJ}{kg}$	$h_{4Br} = 880,37 \frac{kJ}{kg}$
$h_{5B} = 452,25 \frac{kJ}{kg}$	$h_{5B} = 451,8 \frac{kJ}{kg}$
$a_{0B} = 191,65 \frac{kJ}{kg}$	$a_{0B} = 210,6 \frac{kJ}{kg}$
$q_{HB} = 699,19 \frac{kJ}{kg}$	$q_{HB} = 790,8 \frac{kJ}{kg}$
$h_{1R} = 137,77 \frac{kJ}{kg}$	$h_{1R} = 137,77 \frac{kJ}{kg}$
$h_{2R} = 146,01 \frac{kJ}{kg}$	$h_{2R} = 146,01 \frac{kJ}{kg}$
$h_{3R} = 3411,3 \frac{kJ}{kg}$	$h_{3R} = 3411,3 \frac{kJ}{kg}$
$h_{4R} = 2246,9 \frac{kJ}{kg}$	$h_{4R} = 2246,9 \frac{kJ}{kg}$
$a_{0R} = 1156,11 \frac{kJ}{kg}$	$a_{0R} = 1156,11 \frac{kJ}{kg}$
$a_0 = 317,98 \frac{kJ}{kg}$	$a_0 = 362,35,13 \frac{kJ}{kg}$
$\eta_t = 45,48\%$	$\eta_t = 45,82\%$

Stejně jako v kapitole 7 je výsledná účinnost nižší než účinnost cyklu ideálního. I když je termická účinnost nižší než u ideálního paroplynového cyklu, tak přesto je termická účinnost vyšší než termické účinnosti u ideálního Braytonova cyklu a ideálního Rankinova cyklu zvlášť.

11 Popis výpočtového programu

Součástí práce je výpočtové programy (elektronická verze se nachází v příloze), které slouží k základní tepelné analýze cyklů v kapitolách 7 až 10. K sestrojení programu byl využit výpočtový program MATLAB. Samotné programy jsou napsané tak, že stačí zadat pouze vstupní hodnoty a program spustit. Jakékoliv změny programu pod řádkem `%výpočet` by mohly vést k chybám (viz obr. 11-2). Po zadání vstupních hodnot se spuštění programu provede pomocí tlačítka *Run* (viz obr. 11-1).

Příklady řešené v předchozích kapitolách byly také kromě skriptů počítány „ručně“, aby se ověřila správnost skriptů. Výsledky se shodovaly.



Obr. 11-1 umístění tlačítka *Run*

```
%vstupní hodnoty
T1=          %teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru [K]
T3=          %teplota vzduchu vstupujícího do turbíny [K]
pr=          %kompresní poměr [-]
```

```
%výpočet
```

Obr. 11-2 umístění řádku `%výpočet`

11.1 Braytonův cyklus

Programy, které analyzují ideální Braytonův cyklus metodou 1 a metodou 2 se jmenují *ideální_Braytonuv_cyklus_metoda1* a *ideální_Braytonuv_cyklus_metoda2*. Pro správnost výpočtu je nutné zadat pouze vstupní hodnoty (viz obr. 11-3) a nic jiného v programu neměnit. Následně se spuštění provede pomocí tlačítka *run* (viz obr. 11-1)

```
%vstupní hodnoty
T1=          %teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru [K]
T3=          %teplota vzduchu vstupujícího do turbíny [K]
pr=          %kompresní poměr [-]
```

Obr. 11-3 vstupní hodnoty pro ideální Braytonův cyklus

Programy, které analyzují Braytonův cyklus s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny metodou 1 a metodou 2 se jmenují *Braytonuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda1* nebo *Braytonuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda2*. V tomto programu je potřebné, kromě vstupních hodnot, zadat izoentropickou účinnost turbíny a kompresoru (viz obr. 11-4) a nic jiného v programu neměnit.

%vstupní hodnoty	
T1=	%teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru [K]
T3=	%teplota vzduchu vstupujícího do turbíny [K]
pr=	%kompresní poměr [-]
etakomp=	%adiabatická účinnost kompresoru [-]
etaturb=	%adiabatická účinnost plynové turbíny[-]

Obr. 11-4 vstupní hodnoty pro Braytonův cyklus s izoentropickou účinností kompresoru a turbíny

Základní výsledné hodnoty se po spuštění programu zobrazí v *command window*, jak je ukázáno na obrázku 11-5.

```
Měrná práce kompresoru: 244.651370 kJ/kg
Měrná práce turbíny: 585.253525 kJ/kg
Měrná práce Braytonova cyklu: 340.602156 kJ/kg
Měrné teplo dodané Braytonovu cyklu: 760.348630 kJ/kg
Termická účinnost: 44.795524%
```

Obr. 11-5 výsledné hodnoty pro Braytonův cyklus

11.2 Rankinův cyklus

Program analyzující ideální Rankinův cyklus se jmenuje *idealni_Rankinuv_cyklus*. Stejně jako u kapitoly 11.1 je nutno do programu zadat pouze vstupní hodnoty (viz obr. 11-7) a následně nic neměnit, aby nedošlo k chybám. Tento program využívá knihovnu X-Steam, která je volně ke stažení a je součástí přílohy.

%vstupní hodnoty	
T3=	%teplota páry na vstupu do turbíny [°C]
p1=	%nižší tlak v parním cyklu [Pa]
p2=	%vyšší tlak v parním cyklu [Pa]

Obr. 11-6 vstupní hodnoty pro ideální Rankinův cyklus

Program, analyzující Rankinův cyklus s izoentropickou účinností čerpadla a turbíny se jmenuje *Rankinuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti*. V tomto programu je nutno kromě hodnot teplot a tlaků zadat i izoentropické účinnosti.

%vstupní hodnoty	
T3=	%teplota páry na vstupu do turbíny [°C]
p1=	%nižší tlak v parním cyklu [Pa]
p2=	%vyšší tlak v parním cyklu [Pa]
etaturbiny=	%izoentropická účinnost turbíny
etacerp=	%izoentropická účinnost čerpadla

Obr. 11-7 vstupní hodnoty pro Rankinův cyklus s izoentropickou účinností čerpadla a turbíny

Výsledné hodnoty se stejně jako v kapitole 11.1 zobrazí v *command window*, jak je ukázáno na obrázku 11-8.

```
Měrná práce čerpadla: 3.038009 kJ/kg
Měrná práce turbíny: 713.032417 kJ/kg
Měrná práce Rankinova cyklu: 709.994408 kJ/kg
Měrné teplo dodané Rankinovu cyklu: 2728.658694 kJ/kg
Termická účinnost: 26.019905%
```

Obr. 11-8 výsledné hodnoty pro Rankinův cyklus s hodnotami vypočítaných programem

11.3 Paroplynový cyklus

Programy, které analyzují ideální paroplynový cyklus pomocí metody 1 a metody 2 se jmenují: *idealni_paroplynovy_cyklus_metoda_1* a *idealni_paroplynovy_cyklus_metoda_2*. Jelikož paroplynový cyklus kombinuje plynový Braytonův cyklus a parní Rankinův cyklus, je nutné zadat vstupní hodnoty pro oba tyto cykly (viz obr. 11-10).

```
%vstupní hodnoty
%plynový cyklus
T1b= %teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru [K]
T3b= %teplota vzduchu vstupujícího do turbíny [K]
T5b= %teplota vzduchu opouštějící tepelný výměník [K]
pr= %kompresní poměr [-]

%parní cyklus
T3r= %teplota páry na vstupu do turbíny [°C]
p1= %nižší tlak v parním cyklu [Pa]
p2= %vyšší tlak v parním cyklu [Pa]
```

Obr. 11-10 vstupní hodnoty pro ideální paroplynový cyklus

Programy, které analyzují paroplynový cyklus s izoentropickou účinností čerpadla, kompresoru, parní a plynové turbíny, pomocí metody 1 a metody 2 se jmenují: *Paroplynovy_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda_1* a *Paroplynovy_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda_2*. Takže kromě teplot a tlaků je potřeba zadat izoentropické účinnosti (viz obr. 11-11).

```
%vstupní hodnoty
%plynový cyklus
T1b= %teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru [K]
T3b= %teplota vzduchu vstupujícího do turbíny [K]
T5b= %teplota vzduchu opouštějící tepelný výměník [K]
pr= %kompresní poměr [-]
etakom= %adiabatická účinnost kompresoru [-]
etaturb= %adiabatická účinnost [-]

%parní cyklus
T3r= %Teplota páry na vstupu do turbíny [°C]
p1= %nižší tlak v parním cyklu [Pa]
p2= %vyšší tlak v parním cyklu [Pa]
etacerpr= %adiabatická účinnost čerpadla [-]
etaturbr= %adiabatická účinnost parní turbíny[-]
```

Obr. 11-11 vstupní hodnoty pro paroplynový cyklus s izoentropickou účinností kompresoru, čerpadla a turbín

Po spuštění programu se stejně jako v předchozích případech zobrazí základní výsledné hodnoty v *command window*, jak je ukázáno na obrázku 11-12

```
Měrná práce Braytonova cyklu: 340.602156 kJ/kg  
Měrné teplo dodané Braytonovu cyklu: 760.348630 kJ/kg  
Měrná práce Rankinova cyklu: 1331.339924 kJ/kg  
Měrná práce paroplynového cyklu: 450.238904 kJ/kg  
Poměr hmotnostních toků páry a spalin: 0.082351  
Termická účinnost: 59.214798%
```

Obr. 11-12 výsledné hodnoty pro
ideální paroplynový cyklus
s hodnotami vypočítaných
programem

12 Závěr

V této práci se nacházejí základní poznatky o paroplynovém cyklu a cyklech, které paroplynový cyklus tvoří, tedy plynový Braytonův cyklus a parní Rankinův cyklus. Kromě rešeršní části je součástí práce i výpočtový program, který paroplynový cyklus tepelně analyzuje. K tepelné analýze jsou použity dvě rozdílné metody. Během tepelné analýzy paroplynového cyklu se pomocí výpočtu podařilo ukázat vysokou účinnost paroplynového cyklu oproti jednotlivým cyklům zvláště. Obzvláště v porovnání s Rankinovým cyklem, který má zhruba o 20 % menší účinnost a využívá se jak v jaderných elektrárnách, tak i v elektrárnách spalujících uhlí [12] ve kterých se dohromady vyrobí zhruba 45 % celkové elektrické energie v Evropě [9].

Ačkoliv se v České republice vyrobí zhruba jen 3 % [13] (v Evropě zhruba 10 % [9]) elektrické energie v paroplynových elektrárnách, stále jsou důležitým zdrojem díky jejich přednostem, mezi které patří kromě vysoké účinnosti i dobrá regulace výkonu a nízká emise škodlivin.

Určitě bude zajímavé sledovat, jakým směrem se výroba elektrické energie v následujících letech vydá. Jelikož současný trend klade důraz především na ekologii a šetrnost k životnímu prostředí, dá se předpokládat, že stále více elektrické energie se bude vyrábět z obnovitelných zdrojů. Důkazem tohoto trendu může být i fakt, že během let 2012 až 2017 klesla v Evropě výroba elektřiny z uhlí ze zhruba 25 % na 21 % [9]. Tento vývoj se dá předpokládat, alespoň v Evropě, i do dalších let. Výroba elektrické energie pouze z obnovitelných zdrojů však není prozatím realizovatelná, protože z obnovitelných zdrojů se v současné době vyrobí zhruba pouze 24 % elektrické energie [9].

Díky této práci jsem si jak ucelil své znalosti získané v předmětu 6TT, tak jsem znalosti obohatil o nové věci, které v předmětu 6TT nebyly vyučovány. Kromě nově získaných znalostí jsem i zdokonalil v práci s programem MATLAB.

13 Seznam příloh

Přílohu tvoří m-soubory kódů pro matlab, které jsou v přiloženém rar souboru, který se jmenuje *Výpočtový program*.

13.1 Příloha A

A1 - idealni_Braytonuv_cyklus_metoda1.m

A2 - idealni_Braytonuv_cyklus_metoda2.m

A3 - Braytonuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda1.m

A4 - Braytonuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda2.m

13.2 Příloha B

B1 - idealni_Rankinuv_cyklus.m

B2 - Rankinuv_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti.m

13.3 Příloha C

C1 - idealni_paroplynovy_cyklus_metoda_1.m

C2 - idealni_paroplynovy_cyklus_metoda_2.m

C3 - Paroplynovy_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda_1.m

C4 - Paroplynovy_cyklus_s_izoentropickou_ucinnosti_metoda_2.m

14 Seznam použitých zdrojů

- [1] CENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics : an engineering approach*. 6th ed. Boston: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-352921-9.
- [2] PAVELEK, Milan; a kolektiv. *Termomechanika*. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [3] CENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: an engineering approach* [online]. 8th ed. Boston: McGraw-Hill, 2015 [cit. 2020-06-05]. ISBN 978-0-07-339817-4. Dostupné z: https://www.academia.edu/28234442/Thermodynamics_An_Engineering_Approach_Yunus_A._Cengel_Michael_A._Boles.PDF
- [4] GRANET, Irving a Maurice BLUESTEIN. *Thermodynamics and Heat Power* [online]. 8th ed. Boca Raton: CRC Press, 2015 [cit. 2020-06-05]. ISBN 978-1-4822-3856-3. Dostupné z: <https://www.engbookspdf.com/uploads/pdf-books/ThermodynamicsandHeatPowerEighthEditionByIrvingGranetPE-1.pdf>
- [5] BASSILY, Ashraf M. Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator. *Applied Energy* [online]. Elsevier, 2008, **85**(12), 1141-1162 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.02.017>
- [6] ZOHURI, Bahman. *Physics of Cryogenics: An Ultralow Temperature Phenomenon* [online]. 2018. Amsterdam: Elsevier, 2018, s. 331-385 [cit. 2020-06-05]. ISBN 978-0-12-814519-7. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814519-7.00013-6>
- [7] VOBOŘIL, David. Paroplynová elektrárna – princip funkce. *O energetice* [online]. Třebíč, 2015 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/typy-elektraren/paroplynova-elektrarna-princip-funkce>
- [8] Combined Heat and Power. BREEZE, Paul. *Power Generation Technologies* [online]. 2nd ed. Amsterdam: Elsevier, 2014, s. 111-127 [cit. 2020-06-07]. ISBN 978-0-08098-336-3. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt00U84AX7/power-generation-technologies/combined-heat-power>
- [9] *International Energy Agency* [online]. Paříž [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/electricity>
- [10] *Bulletin ČEZ Energetika v EU* [online]. 2018, (7) [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: https://www.cez.cz/eede/content/file/pro-media-2018/08-srpen/bulletin-energetika-v-eu-07-08_2018.pdf
- [11] RICHARDS, Keith L. *Design Engineer's Sourcebook* [online]. Boca Raton: CRC press, 2018, s. 420 [cit. 2020-06-09]. ISBN 978-1-5231-1803-8. Dostupné z: https://app.knovel.com/web/view/khtml/show.v/rcid:kpDES00001/cid:kt011MJN01/viewerType:khtml/root_slug:design-engineers-sourcebook/url_slug:properties-specific-heat?q=specific%20heat%20capacity%20water&sort_on=default&b-subscription=true&b-group-by=true&page=50&b-sort-on=default&b-content-type=all_references&include_synonyms=no&view=collapsed&zoom=1&q=specific%20heat%20capacity%20water

[12] JENDEN, James, Braden HEFFERNAN, Jordan HANANIA, Kailyn STENHOUSE, Bethel AFEWORK a Jason DONEV. *Energy education* [online]. Calgary, 2018 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://energyeducation.ca/encyclopedia/Rankine_cycle

[13] Podíl zdrojů elektřiny použitých pro výrobu elektřiny v roce 2018. ČEZ [online]. Praha, 2018 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/energie-pro-budoucnost/zajistit-udrzitelny-provoz/zivotni-prostredi/informace-dle-energetickeho-zakona-c.458-2000-sb/2018/podil-zdroju-elekriny-pouzitych-pro-vyrobu-elekriny-v-roce-2018>