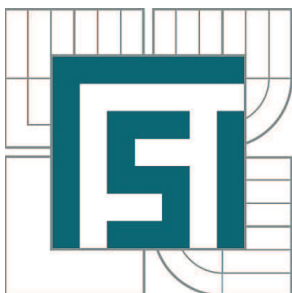


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SPALOVACÍ TURBÍNY

GAS TURBINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MIROSLAV BUKÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Bukáček

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:

Spalovací turbíny

v anglickém jazyce:

Gas turbines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je věnována problematice spalovacích turbín. V rámci zpracování bakalářské práce bude vypracována rešerše seznamující s používanými typy spalovacích turbín, dílčími komponenty spalovacích turbín a zdokumentovanými realizacemi.

V další části práce bude provedeno podrobné srovnání spalovací turbíny a spalovacího motoru.

Cíle bakalářské práce:

1. Zpracovat přehledovou rešerši o spalovacích turbínách.
2. Porovnat spalovací turbínu a spalovací motor po stránce technické, provozní, účinnosti a ekonomické.

Seznam odborné literatury:

Cohen, H. Gas turbine theory, 1993

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

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

V Brně, dne 15.11.2013

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je vytvořit rešerši na téma plynové turbíny a jejich porovnání se spalovacími pístovými motory. Práce pojednává o pracovních cyklech plynových turbín i spalovacích pístových motorů a jejich účinnostech. Obsahuje také popis základních komponent nutných pro chod plynových turbín. Na závěr je provedeno srovnání plynové turbíny a spalovacího pístového motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Termická účinnost, Braytonův cyklus, Humphreyův cyklus, Ottův cyklus, Dieselův cyklus, plynová turbína, lopatková mříž, axiální turbokompresor, radiální turbokompresor, spalovací komora, radiální turbína, axiální turbína, pístový spalovací motor.

ABSTRACT

The aim of this Bachelor thesis is create a summary of gas turbines and their comparison with internal combustion piston engines. This thesis deals with work cycles of gas turbines, internal combustion piston engines and their effectiveness. It contains a description of the basic components necessary for the operation of gas turbines. In conclusion is comparing of gas turbines and internal combustion piston engine.

KEYWORDS

Thermal effectiveness, Brayton`s cycle, Humphrey`s cycle, Otto`s cycle, Diesel`s cycle, gas turbine, blade cascade, axial turbo compressor, centrifugal turbo compressor, combustion chamber, radial turbine, axial turbine, internal combustion piston engine.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BUKÁČEK, M. *Plynové turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 46 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za vedení, ochotu, odborné konzultace a připomínky během psaní této práce. Dále děkuji své rodině za podporu v průběhu celého svého studia.

OBSAH

Úvod.....	14
1 MODELOVÉ CYKLY PLYNOVÝCH TURBÍN.....	15
1.1 BRAYTONŮV CYKLUS	15
1.1.1 OTEVŘENÝ OBĚH.....	17
1.1.2 UZAVŘENÝ OBĚH	17
1.2 HUMPHREYŮV CYKLUS	19
1.2.1 TURBÍNA PRACUJÍCÍ S HUMPHREYOVÝM CYKLEM	20
1.3 POROVNÁNÍ BRAYTONOVA A HUMPHREYOVA CYKLU S CYKLEM.....	
CARNOTOVÝM.....	21
1.4 MOŽNOSTI PRO ZVÝŠENÍ TERMICKÉ ÚČINNOSTI.....	23
1.4.1 OTEVŘENÝ OBĚH S REGENERACÍ	23
1.4.2 OTEVŘENÝ OBĚH S DĚLENOU KOMPRESÍ.....	24
1.4.3 OTEVŘENÝ OBĚH S DĚLENOU EXPANZÍ A DVOUSTUPŇOVÝM	
SPALOVÁNÍM	25
1.4.4 KOMBINOVANÝ PAROPLYNOVÝ CYKLUS.....	25
2 MODELOVÉ CYKLY PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	27
2.1 OTTŮ CYKLUS.....	27
2.2 DIESELŮV CYKLUS.....	29
2.3 POROVNÁNÍ DIESELOVA A OTTOVA CYKLU S CYKLEM CARNOTOVÝM	30
3 KOMPONENTY PLYNOVÝCH TURBOSOUSTROJÍ.....	31
3.1 KOMPRESOR.....	31
3.1.1 AXIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR.....	31
3.1.2 RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR.....	33
3.2 SPALOVACÍ KOMORA	34
3.2.1 PALIVA PRO SPALOVACÍ TURBÍNY	35
3.3 PLYNOVÁ TURBÍNA	35
3.3.1 RADIÁLNÍ TURBÍNA	36
3.3.2 AXIÁLNÍ TURBÍNA	37
4 SHRNUTÍ O PLYNOVÝCH TURBÍNÁCH	39
4.1 KONKRÉTNÍ APLIKACE PLYNOVÝCH TURBÍN.....	39
5 POROVNÁNÍ PLYNOVÝCH TURBÍN A PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ... ..	41
Závěr.....	43
Seznam použitých zkratek a symbolů	46

ÚVOD

Plynová turbína je tepelný motor, který získává mechanickou energii na hřídeli pomocí expanze plyné pracovní látky. Základním kritériem rozdělování plynových turbín je, zda v turbíně dochází k přímému spalování paliva ve spalovací komoře, pokud ano, mluvíme o spalovacích turbínách. Pokud turbína neobsahuje spalovací komoru a horký plyn je přímo přiváděn na lopatky turbíny tak mluvíme o expanzních turbínách.

Počátky vývoje plynových turbín sahají až do konce 19. století ale první provozuschopná turbína byla sestrojena až v roce 1902 panem Mossem. Jednalo se o expanzní turbínu pro pohon turbodmychadla spalovacího motoru. V roce 1905 pánové Armangeu a Lemal sestrojili první spalovací turbínu o výkonu 400kW se vstupní teplotou spalin 560°C, pracující s Braytonovým cyklem. Roku 1909 Holzwarth uvedl do provozu spalovací turbínu pracující s Humphreyovým cyklem a výkonem 150kW. Avšak první spalovací turbíny měly malou účinnost, která se pohybovala kolem 3%. Prudký rozvoj nastal v průběhu druhé světové války, kdy válčící státy hledaly silnější a výhodnější pohony pro svá letadla. Tento intenzivní vývoj měl za následek výrazné zlepšení aerodynamiky průtočné části kompresorů, turbín, spalovacích zařízení a nalezení vhodnějších materiálů pro tyto účely. Tyto nové objevy byly po válce aplikované do civilního sektoru a daly základ rychlému vývoji turbín pro energetiku a průmyslové použití. Významný mezník ve vývoji plynových turbín nastal v roce 2007, kdy se podařilo německé firmě Siemens sestrojít plynovou turbínu o výkonu 340MW a ve spojení s elektrárnou s kombinovaným cyklem a dosáhnout celkový výkon 560MW s účinností převyšující 60%. Firemní označení turbíny je SGT5 - 8000H. V současnosti jsou již i tyto hodnoty překonány, stejná turbína již dosahuje výkonu 400MW a v kombinovaném cyklu až 600MW s celkovou účinností 60,75%. [18]

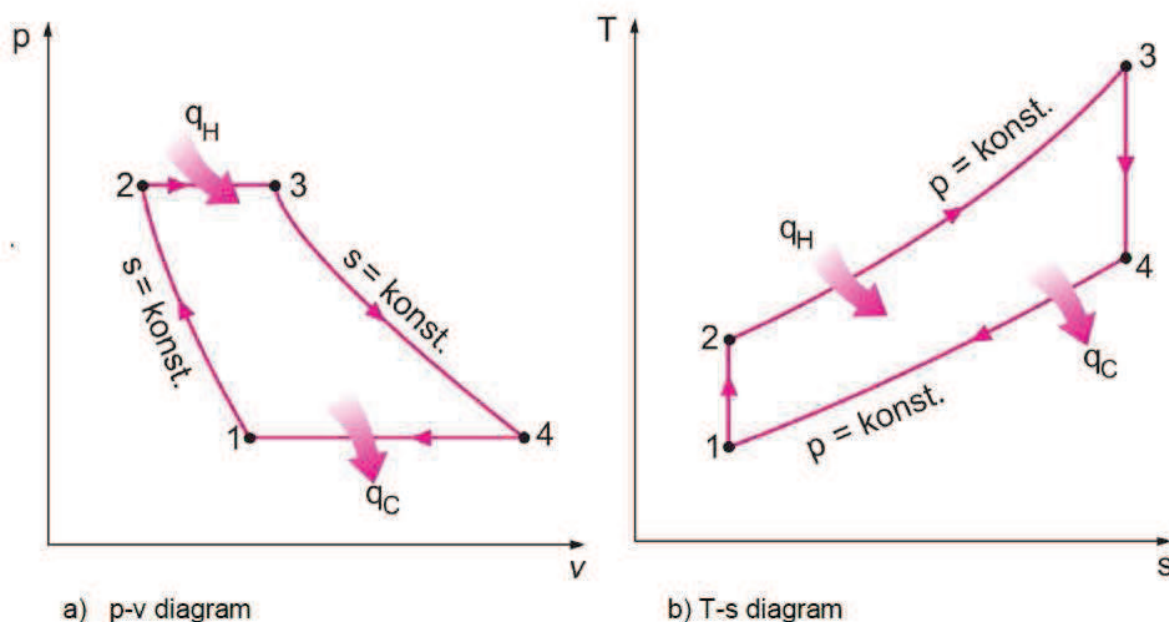
Plynové turbíny velkých výkonů se uplatňují zejména v energetice, kde slouží pro pohon generátorů pro výrobu elektrické energie, dále pro velké průmyslové aplikace jako je například těžba ropy a tak podobně. Turbíny menších výkonů slouží jako letecké a lodní motory nebo tam, kde svým výkonem nestačí klasický pístový motor.

1 MODELOVÉ CYKLY PLYNOVÝCH TURBÍN

Tepelným cyklem neboli oběhem v termodynamické soustavě nazýváme souhrn několika po sobě jdoucích termodynamických dějů, po jejichž vykonání se soustava dostane do svého původního stavu. Souhrn dílčích termodynamických dějů v plynových turbínách můžeme modelovat dvěma základními cykly. Rozlišujeme je podle podmínek, za kterých dochází k přívodu tepla. Prvním způsobem přívodu tepla je přívod za konstantního tlaku (izobarický), který je modelován pomocí Braytonova cyklu. Druhá možnost je přívod tepla za konstantního objemu (izochorický) a ten modelujeme pomocí Humhreyova cyklu.

1.1 BRAYTONŮV CYKLUS

Pomocí Braytonova cyklu modelujeme tepelné oběhy turbín, u kterých dochází k přívodu tepla za konstantního tlaku (izobaricky). Tento model je v současnosti používán u většiny plynových turbín a jeho znakem je nepřetržitý přívod pracovní látky na lopatky turbíny. Braytonův cyklus můžeme použít pro otevřený i uzavřený oběh.



obr. 1 Zobrazení Braytonova cyklu v p-v a T-s diagramu [1]

Braytonův cyklus se skládá z jednotlivých termodynamických dějů. Děj 1-2 je adiabatická komprese, jedná se o stlačení vzduchu v kompresoru. Děj 2-3 je izobarický přívod tepla, který je u otevřeného oběhu realizován spaláním paliva a v uzavřeném oběhu pomocí předání tepla ve výměníku, který ohřívá pracovní látku. Děj 3-4 je adiabatická expanze plynu na lopatkách turbíny. Děj 4-1 je izobarický odvod tepla, který je u otevřeného oběhu realizován výfukem zbytkových spalín do okolního prostředí a u uzavřeného oběhu ochlazením ve výměníku.

Měrná práce Braytonova cyklu a_o je dána rozdílem měrného přivedeného tepla q_H a měrného tepla odvedeného q_C . Termická účinnost Braytonova cyklu η_t je dána podílem měrné práce cyklu a_o a měrného přivedeného tepla q_H .

$$a_o = q_H - |q_C| = c_p \cdot (T_3 - T_2) - |c_p \cdot (T_1 - T_4)| \quad (1.1.1)$$

$$\eta_t = \frac{a_O}{q_H} = \frac{q_H - |q_C|}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (1.1.2)$$

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (1.1.3)$$

$$\varphi = \frac{v_3}{v_2} \quad (1.1.4)$$

$$\varepsilon_p = \frac{p_2}{p_1} \quad (1.1.5)$$

$$p \cdot v^\kappa = konst \Rightarrow \varepsilon = \varepsilon_p^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.1.6)$$

nyň vyjádříme teploty T_2 , T_3 a T_4 jako funkce teploty T_1

budeme vyjadřovat z rovnic: $p \cdot v^\kappa = konst.$ (1.1.7)

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (1.1.8)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.1.9)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.1.10)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \varphi \quad (1.1.11)$$

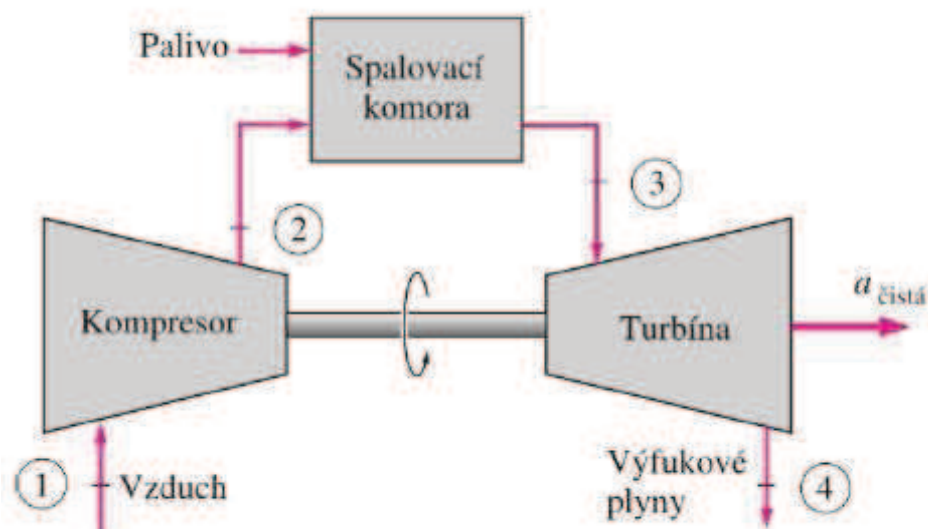
tyto rovnice dosadíme do rovnice (1.1.2) pro termickou účinnost a dostáváme

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 1 - (\varepsilon_p)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \quad (1.1.12)$$

Z rovnice (1.1.12) je patrné, že termická účinnost Braytonova cyklu η_t je závislá pouze na kompresním poměru ε , který je u Braytonova cyklu zároveň roven expanznímu poměru (protože $p_2 = p_3$ a zároveň $p_4 = p_1$) a na Poissonově konstantě κ , která je různá pro každý plyn. Pro zvýšení termické účinnosti η_t zvětšujeme tlakový rozdíl $\Delta p = p_2 - p_1$. [2]

1.1.1 OTEVŘENÝ OBĚH

Plynové turbíny používající Braytonův otevřený oběh jsou vůbec nejrozšířenější. Vzduch o stavu 1 je nasáván z okolního prostředí a je stlačován kompresorem na stav 2. Tento stlačený vzduch je vháněn do spalovací komory, kde se smísí s palivem a je zapálen. Vzniklé spaliny o stavu 3 jsou vedeny na lopatky turbíny, kde odevzdají svoji energii, která se projeví roztočením lopatek. Po vykonání expanze jsou zbytkové spaliny o stavu 4 vyfukovány do okolního prostředí.

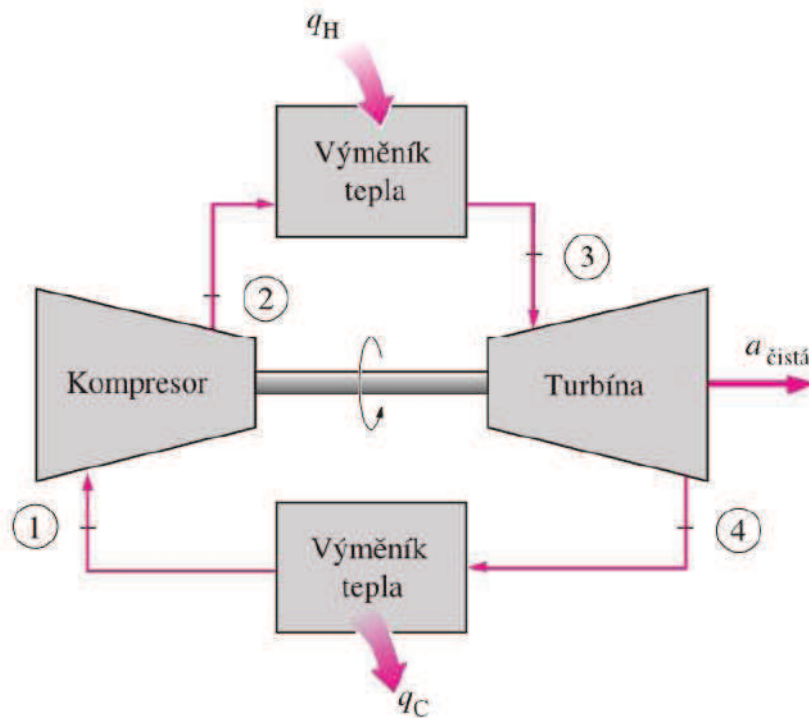


obr. 2 Schéma turbíny pracující s Braytonovým otevřeným cyklem [1]

Výhodou otevřeného rovnotlakého oběhu je jeho jednoduchost a z ní plynoucí vysoká spolehlivost a provozní pohotovost, odpadá nutnost velkého množství chladicí vody pro velké výměníky (malé množství chladicí vody je většinou potřeba například pro chladiče oleje). Nevýhodou je zanášení lopatek způsobené přítomností pevných látek ve spalínách, které mění složení pracovní látky. Další nevýhodou je menší měrný výkon a termická účinnost, která je způsobená vysokou teplotou spalin, které jsou vyfukovány bez využití do okolního prostředí.

1.1.2 UZAVŘENÝ OBĚH

Uzavřený rovnotlaký oběh se od otevřeného rovnotlakého oběhu liší tím, že spalovací komora je nahrazena výměníkem tepla a výfuk z turbíny není proveden do okolního prostředí, ale proudí přes chladič v uzavřeném cyklu. Pracovní látka o stavu 1 je adiabaticky stlačována kompresorem na stav 2. Ve výměníku tepla je pracovní látce izobaricky přivedeno teplo q_H , čímž vzroste teplota a pracovní látka nabývá stavu 3 a je přiváděna na lopatky turbíny. V turbíně adiabaticky expanduje na stav 4 a je vedena do výměníku tepla, kde jí je odebráno teplo q_C a tím je zchlazena na výchozí teplotu a nabývá stavu 1 a celý cyklus se může znovu opakovat.

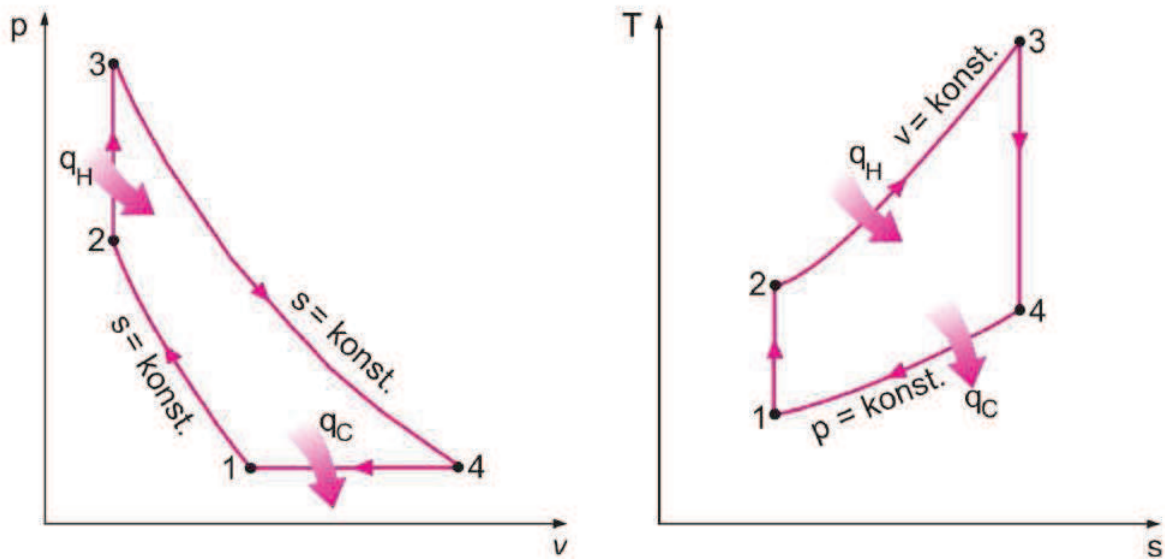


obr. 3 Schéma turbíny pracující s Braytonovým uzavřeným cyklem [1]

Uzavřený Braytonův oběh je složitější a tím pádem i méně spolehlivý. Nevýhodou je velká spotřeba chladicí vody pro chlazení pracovní látky vycházející z turbíny a vysoká cena dvou výměníků. Výhodou je široká možnost volby obíhajícího plynu. U otevřeného oběhu, kde kompresorem neustále proudí nově nasávaný vzduch, který se dále mísí s palivem ve spalovací komoře a spaliny jsou vedeny na lopatky turbíny je kladen poměrně velký důraz na čistotu jak vzduchu, tak i paliva. To vše v zájmu malého erozivního a korozivního opotřebení lopatek jak u turbíny, tak i u kompresoru, případně u dalších komponent zařazených v oběhu. U uzavřeného oběhu tento problém odpadá, pracovní látkou jsou plyny bez pevných nečistot, které zůstávají trvale uzavřené v oběhu. Jedná se například o vzduch, CO_2 , N_2 , He atd. Tento oběh umožňuje dosažení vyšších měrných výkonů a termických účinností v porovnání s cyklem rovnotlakým otevřeným.

1.2 HUMPHREYŮV CYKLUS

Pomocí Humphreyova cyklu modelujeme oběhy plynových turbín, u kterých dochází k přívodu tepla po kompresi za konstantního objemu, tedy izochoricky. Chod takové turbíny je přetržitý, proto tyto turbíny označujeme jako pulzační motory. Termická účinnost je vyšší než u Braytonova cyklu, avšak turbíny pracující s tímto cyklem jsou složitější konstrukce a v praxi se příliš nepoužívají.



obr. 4 Zobrazení Humphreyova cyklu v p - v a T - s diagramu [1]

Tento cyklus se skládá z několika termodynamických dějů. Děj 1-2 je adiabatická komprese. Děj 2-3 vyjadřuje izochorický přívod tepla q_H , který modeluje spalování paliva. Děj 3-4 je adiabatická expanze pracovní látky na lopatkách turbíny. Děj 4-1 je izobarický výfuk zbytkových spalín do okolního prostředí. Po vykonání těchto dějů dochází k uzavření cyklu a vše se může opakovat.

Termická účinnost Humphreyova cyklu η_t je stejně jako u Braytonova cyklu dána podílem měrné práce a_O a přivedeného tepla q_H .

$$\eta_t = \frac{a_O}{q_H} = \frac{q_H - q_C}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \kappa \cdot \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (1.2.1)$$

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (1.2.2)$$

$$\psi = \frac{p_3}{p_2} \quad (1.2.3)$$

Nyní vyjádříme teploty T_2 , T_3 a T_4 v závislosti na T_1

$$\text{Vyjadřovat budeme z rovnice } p \cdot v = r \cdot T \quad (1.2.4)$$

$$p \cdot v^\kappa = \textit{konst.} \quad (1.2.5)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.2.6)$$

$$T_3 = \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot T_1 \quad (1.2.7)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \psi^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.2.8)$$

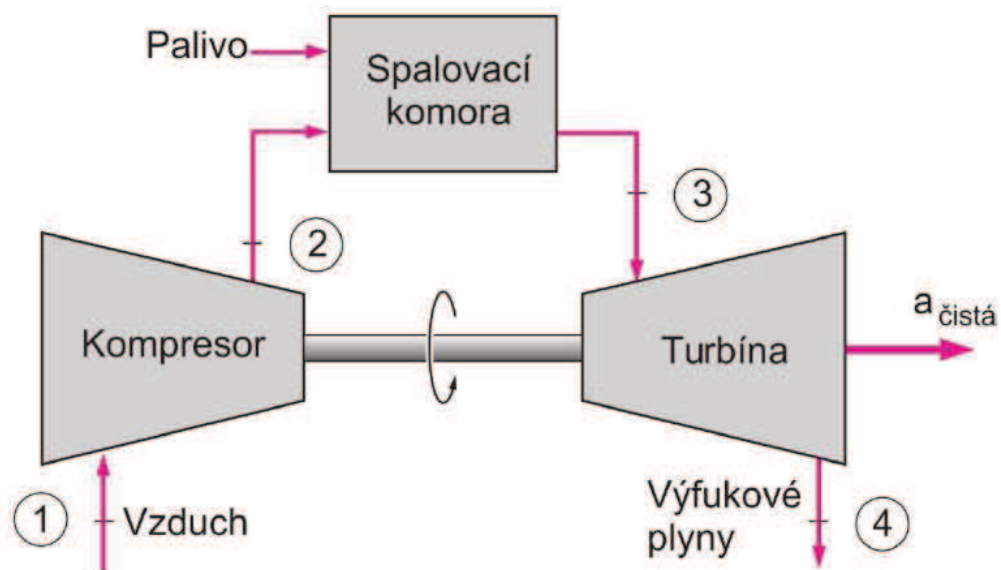
Po dosazení těchto odvozených rovnice do rovnice (1.2.1) získáváme rovnici pro termickou účinnost ve tvaru.

$$\eta_t = 1 - \frac{\kappa \cdot \left(\psi^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right)}{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot (\psi - 1)} \quad (1.2.9)$$

Z tohoto vzorce vyplývá, že termická účinnost Humphreyova cyklu je závislá na kompresním poměru ε , stupni plnění ψ a na Poissonově konstantě κ . Termická účinnost roste s rostoucím kompresním poměrem ε a s rostoucím stupněm zvýšení tlaku ψ . [2]

1.2.1 TURBÍNA PRACUJÍCÍ S HUMPHREYOVÝM CYKLEM

Turbíny modelované Humphreyovým cyklem používají otevřeného oběhu, který je podobný turbínám modelovaných Braytonovým cyklem. Zásadní rozdíl je ve spalovací komoře. Spalovací komora pro izochorické spalování je složitější konstrukce než spalovací komora pro spalování izobarické.



obr. 5 Schéma turbíny pracující s Humphreyovým cyklem [1]

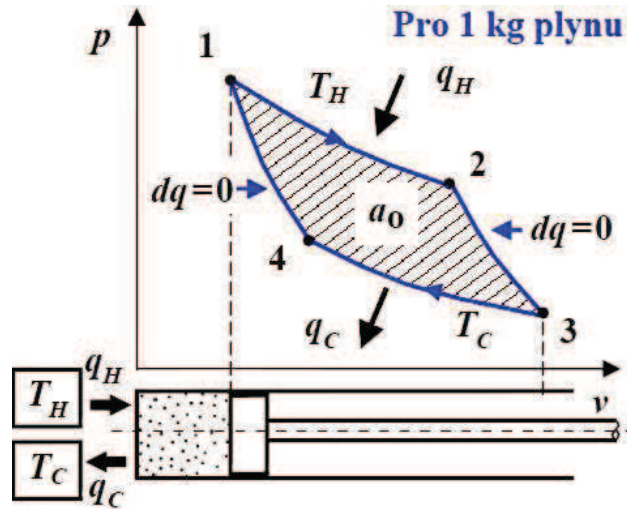
Vzduch o stavu 1 je nasáván kompresorem, který jej adiabaticky stlačí na stav 2. Stlačený vzduch o stavu 2 je veden do spalovací komory, kde se smísí s palivem a je izochoricky zapalován. Vzniklé spaliny o stavu 3 jsou vedeny na lopatky turbíny, kde adiabaticky expandují na stav 4. Zbytkové spaliny o stavu 4 jsou izobaricky vyfukovány do okolí. Isochorické spalování je zajištěno speciální spalovací komorou. Tato komora má vstupní ventil pro přívod stlačeného vzduchu a výstupní ventil pro výstup spalin.

1.3 POROVNÁNÍ BRAYTONOVA A HUMPHREYOVA CYKLU S CYKLEM CARNOTOVÝM

Carnotův cyklus je teoretický termodynamický cyklus pracující s ideálním plynem a dosahující nejvyšší možnou termickou účinnost η_t . Carnotův cyklus je složen ze čtyř základních termodynamických dějů a to dvou izotermických a dvou adiabatických. V diagramu T-s je zobrazen jako obdélník. Carnotův cyklus pracuje mezi dvěma teplotami. Teplota T_H je teplota adiabatické expanze a T_C je teplota adiabatické komprese ($T_C < T_H$). Základní vzorec pro výpočet termické účinnosti Carnotova cyklu je stejný jako u Braytonova a Humphreyova cyklu a je to podíl práce cyklu a tepla, které bylo cyklu přivedeno.

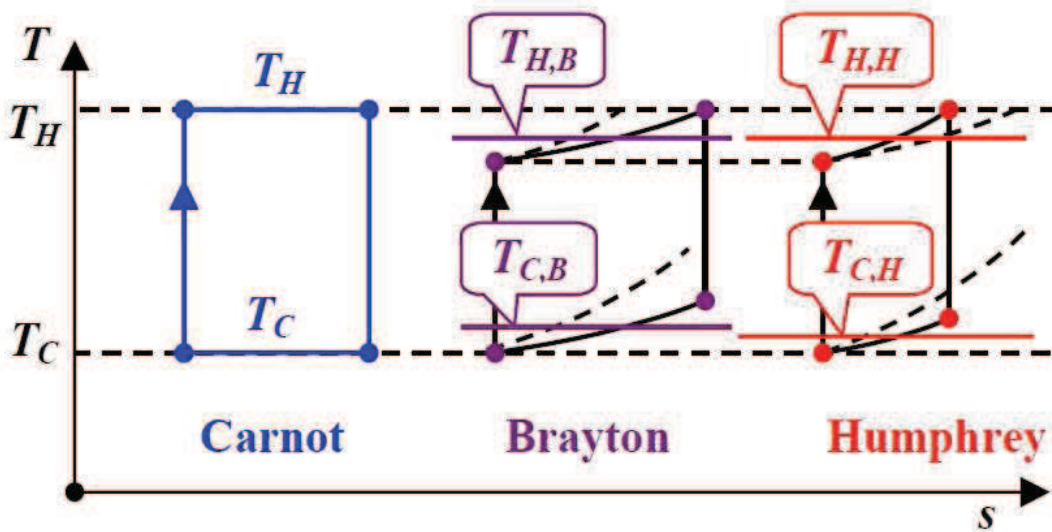
$$\eta_{tC} = \frac{a_o}{q_H} = \frac{q_H - |q_C|}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.3.1)$$

Z této rovnice vidíme, že termická účinnost Carnotova cyklu závisí pouze na extrémních teplotách, mezi kterými děj probíhá. Pro zvyšování termické účinnosti Carnotova cyklu η_{tC} je snaha o zvyšování teploty T_H a zároveň o snižování teploty T_C . Termická účinnost je vždy menší než 1.



obr. 6 Zobrazení Carnotova cyklu v p-v diagramu [2]

Carnotův cyklus vykazuje nejvyšší termickou účinnosti η_t , jakou by šlo teoreticky dosáhnout, avšak jedná se pouze o teorii, prakticky je tento cyklus neproveditelný. Z tohoto důvodu se stal jakýmsi poměřovacím cyklem. Snahou konstruktérů tepelných strojů je se co nejvíce přiblížit termické účinnosti Carnotova cyklu. Tento proces nazýváme carnotizace.

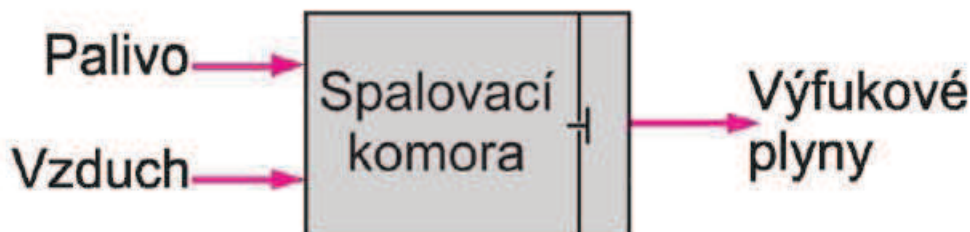


obr. 7 Porovnání Braytonova a Humphreyova cyklu s Carnotovým cyklem [2]

V obrázku jsou zakresleny střední teploty $T_{H,B}$, $T_{H,H}$ při přívodu střední teploty $T_{C,B}$, $T_{C,H}$ při odvodu tepla. Tyto teploty nám usnadní úvahu o termických účinnostech jednotlivých cyklů při stejných extrémních teplotách T_H a T_C . Z obrázku vidíme, že při stejných podmínkách má největší termickou účinnost Carnotův cyklus. Následuje Humphreyův cyklus a nejmenší termickou účinnost má Braytonův cyklus. To je dáno velikostí středních teplot.

$$\text{Platí nerovnost } \eta_{tC} = 1 - \frac{T_C}{T_H} > \eta_{tH} = 1 - \frac{T_{C,H}}{T_{H,H}} > \eta_{tB} = 1 - \frac{T_{C,B}}{T_{H,B}} \quad (1.3.2)$$

Z toho vyplývá, že Humphreyův cyklus má při stejném kompresním poměru ε větší termickou účinnost η_t , než cyklus Braytonův, ale vyžaduje složitější zařízení pro spalování za konstantního objemu a proto se příliš nepoužívá. [2]



obr. 8 Schéma spalovací komory pro izochorické spalování [1]

Ventil vypouští spaliny na lopatky turbíny přetržité až po izochorickém spálení směsi, proto o takových turbínách mluvíme jako o pulzačních motorech.

1.4 MOŽNOSTI PRO ZVÝŠENÍ TERMICKÉ ÚČINNOSTI

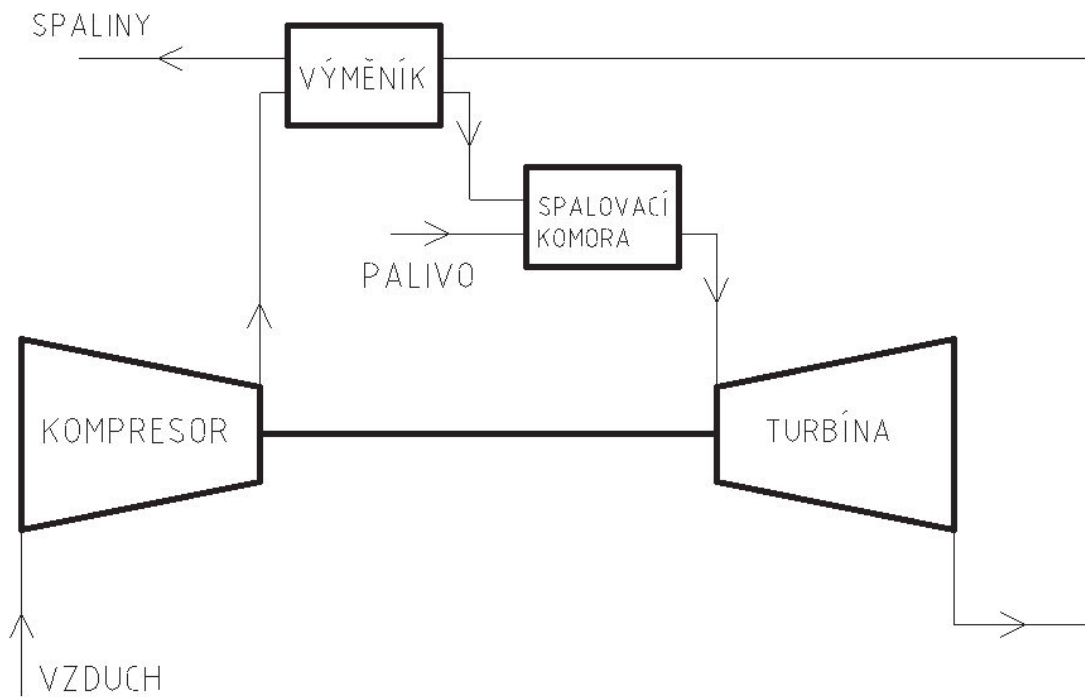
Modelové cykly ať už Braytonův nebo Humphreyův jsou uvedeny v základním provedení. Obsahují pouze základní čtyři děje nutné pro provedení daného cyklu. Z toho vyplývá, že i turbíny pracující podle těchto základních cyklů mají pouze základní komponenty nutné pro vykonání daného cyklu. Zpravidla to je kompresor, spalovací komora nebo tepelný výměník, samotná turbína a u uzavřeného oběhu výměník, který odebírá teplo pracovní látky. Nezbytnou součástí je samozřejmě potrubí, kterým je veden vzduch a spaliny nebo pracovní látka. Takto jednoduchá provedení vykazují malé termické účinnosti, proto je snaha pomocí dalších komponent v oběhu jejich termickou účinnost zvýšit. Popis bude proveden na otevřeném oběhu. Jedná se zpravidla o tyto úpravy cyklů:

- regenerace
- dělená komprese
- dělená expanze s dvoustupňovým spalováním
- kombinované cykly (např. paroplynový)

Další možnosti zvýšení termické účinnosti jsou snížení počáteční teploty komprese, zvýšení počáteční teploty expanze a různé kombinace výše uvedených možností.

1.4.1 OTEVŘENÝ OBĚH S REGENERACÍ

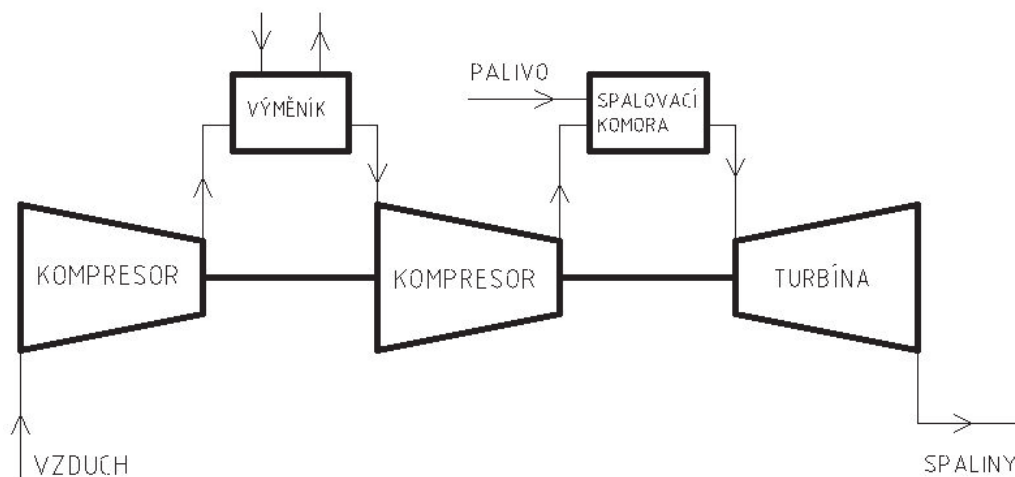
Oběh s regenerací dostaneme z jednoduchého obvodu zařazením výměníku mezi kompresor a spalovací komoru. Ten odebírá teplo ze spalin, které vycházejí po expanzi z turbíny a ohřívají zkomprimovaný vzduch před vstupem do spalovací komory. Tím se sníží množství přivedeného tepla do cyklu a dojde ke zvýšení termické účinnosti.



obr. 9 Schéma oběhu s regenerací

1.4.2 OTEVŘENÝ OBĚH S DĚLENOU KOMPRESÍ

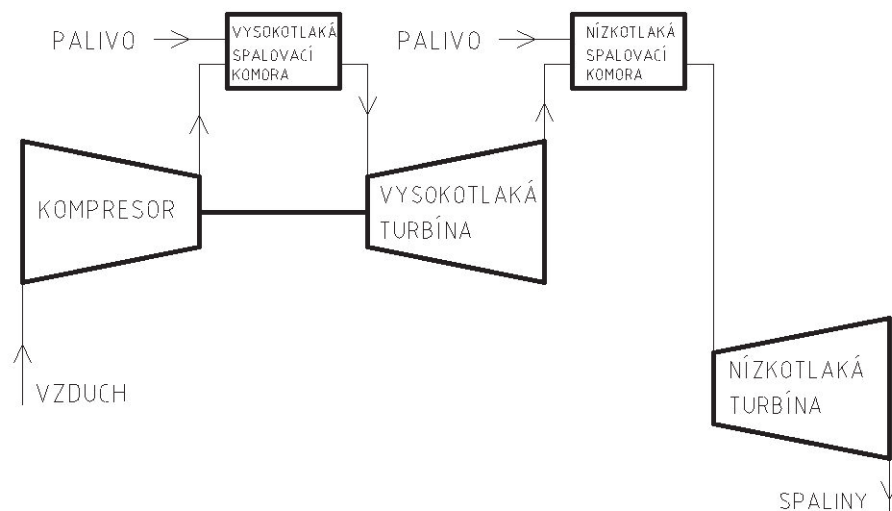
Zařazením dělené komprese, která bývá zejména dvouступňová, do oběhu vzroste termická účinnost. Díky mezichladiči, který odebere stlačenému vzduchu teplo před druhou kompresí, se sníží práce potřebná pro kompresi a tím vzroste termická účinnost. [7]



obr. 10 Schéma oběhu s dělenou kompresí

1.4.3 OTEVŘENÝ OBĚH S DĚLENOU EXPANZÍ A DVOUSTUPŇOVÝM SPALOVÁNÍM

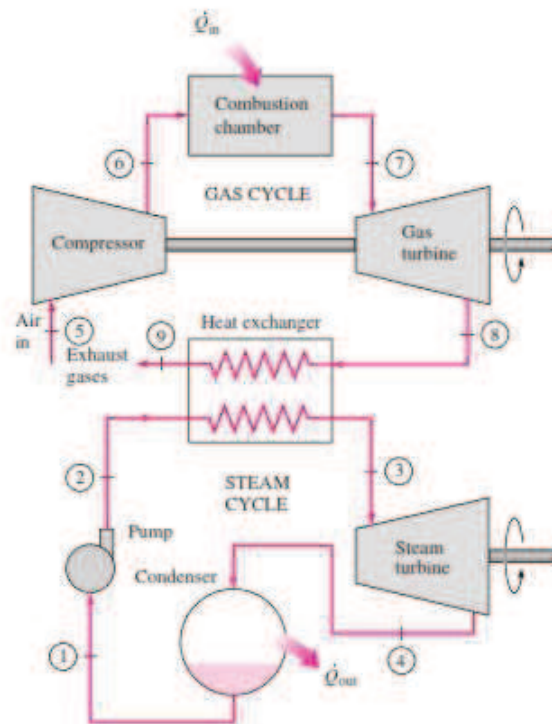
Dělením expanze se současným dělením přívodu tepla se můžeme přiblížit u skutečného stroje izotermické expanzi. Po expanzi ve vysokotlaké turbíně se teplota pracovní látky zvyšuje dalším spálením paliva v nízkotlaké spalovací komoře a expanze pokračuje v nízkotlaké turbíně. Tímto zvýšíme expanzní práci, což vede ke zvýšení termické účinnosti. [7]



obr. 11 Schéma otevřeného oběhu s dělenou kompresí a dvoustupňovým spalováním

1.4.4 KOMBINOVANÝ PAROPLYNOVÝ CYKLUS

Kombinací vysokoteplotního plynového a parního oběhu se středními teplotami dosahujeme vyšší termické účinnosti i vyššího měrného výkonu. Při této kombinaci je teplo přiváděno pracovní látce při vyšší střední teplotě než u parního oběhu a je odváděno při teplotě podstatně nižší než u oběhu se samotnou plynovou turbínou. Touto kombinací lze dosáhnout lepšího využití energie obsažené v palivu. Konstrukce tohoto oběhu je však značně složitá a proto se uplatňuje pouze u soustrojí o velkých výkonech. [6]



obr. 12 Schéma kombinovaného paroplynového oběhu [19] 1. vstup vody do čerpadla, 2. výstup vody z čerpadla a vstup do výměníku, 3. výstup páry z výměníku a vstup na lopatky parní turbíny, 4. výstup páry z turbíny a vstup do kondenzátoru, 5. vstup vzduchu do kompresoru, 6. výstup stlačeného vzduchu z kompresoru a vstup do spalovací komory, 7. výstup spalin ze spalovací komory a vstup na lopatky plynové turbíny, 8. výstup spalin z plynové turbíny a vstup do výměníku, 9. výstup spalin do okolního prostředí

2 MODELOVÉ CYKLY PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

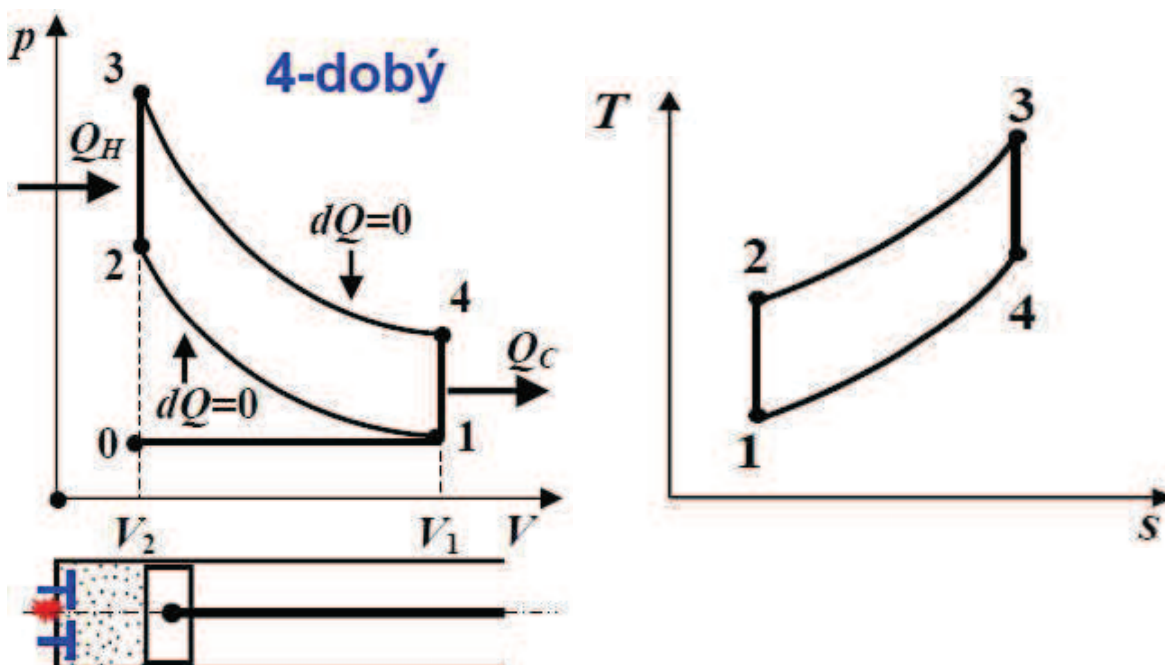
Pístové spalovací motory jsou v současnosti masově rozšířeným zdrojem energie. Jejich historie sahá až do druhé poloviny 19. století. Dnes nejrozšířenější čtyřtaktní zážehový motor vynalezl roku 1876 německý konstruktér Nicolaus August Otto. Dalším masově rozšířeným pístovým motorem je vznětový čtyřtaktní motor. Tento motor v roce 1898 taktéž zkonstruoval německý konstruktér, Rudolf Diesel.

Pístové motory, pracují na principu expanze plynů nad pístem. Expanze plynu vyvolá tlak, který působí na píst a to má za následek vznik síly, která tlačí píst do dolní úvrati a tím motor koná práci. Základní dělení pístových motorů je podle druhu paliva (benzin, motorová nafta) a podle otáček nutných k vykonání jednoho pracovního cyklu. U čtyřdobého motoru jsou nutné čtyři otáčky pro vykonání jednoho pracovního cyklu a u dvoudobého motoru jsou nutné dvě otáčky pro vykonání pracovního cyklu.

Při modelaci jednotlivých cyklů se dopouštíme stejně jako u modelových cyklů plynových turbín značného množství zjednodušení a idealizací. Nebereme v potaz změnu množství a složení plynu, plyn považujeme za ideální, hoření nahrazujeme přívodem tepla, komprese a expanze považujeme za adiabatické atd.

2.1 OTTŮ CYKLUS

Pomocí Ottova cyklu modelujeme cykly zážehových motorů. Zážehové motory obvykle spalují benzin. Do spalovacího prostoru je přivedena směs vzduchu a benzínu, která je elektrickou svíčkou zapálena.



obr. 13 Zobrazení Ottova cyklu v p-V a T-s diagramu [2]

Cyklus se skládá z několika dějů. Děj 0-1 představuje zdvih, což je sání. Děj 1-2 představuje adiabatickou kompresi. Děj 2-3 je izochorický přívod tepla, který modeluje hoření paliva. Děj 3-4 značí adiabatickou expanzi zplodin hoření. Děj 4-1 je izochorický odvod tepla, který modeluje výfuk spalin do atmosféry.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.1.1)$$

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.1.2)$$

$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.1.3)$$

$$\eta_t = \frac{A_O}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.1.4)$$

dále vykrátíme zlomek teplotou T_2 a první člen čitatele vynásobíme T_3/T_3

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} - \frac{T_1}{T_2}}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (2.1.5)$$

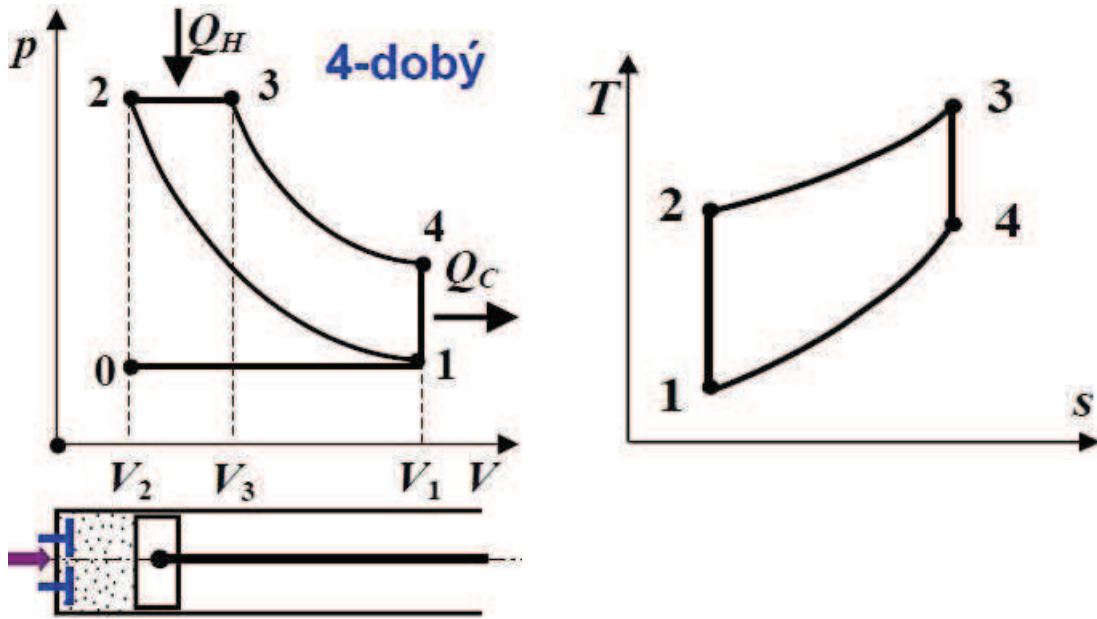
dále platí že $T_1/T_2 = T_4/T_3$ a pomocí rovnic adiabaty po úpravách dostáváme

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \quad (2.1.6)$$

Termická účinnost Ottova cyklu závisí na stejných parametrech jako termická účinnost Braytonova cyklu. U obou přivádíme teplo za konstantního objemu a jejich termická účinnost je závislá na kompresním poměru a Poissonově konstantě κ . Z toho plyne, že dosahování vyšších termických účinností docílíme zvyšováním kompresního poměru. Problém je v tom, že kompresní poměr nemůžeme zvyšovat neomezeně. Jelikož při vyšším kompresním poměru dojde k většímu zahřátí směsi a tím i možnému předčasnému samovznícení paliva. Samovznícení paliva je faktor, který negativně ovlivňuje chod a výkon motoru. Proto je velikost kompresního poměru omezena kvalitou paliva. Jednoduše řečeno jeho teplota vznícení musí být vyšší, než je teplota směsi při kompresi. [2]

2.2 DIESELŮV CYKLUS

Pomocí Dieselova cyklu modelujeme cykly vznětových motorů. Stejně jako zážehový motor tak i motor vznětový pracuje na principu tlaku nad pístem, který tlačí píst dolů a tím koná motor práci. Rozdíl je v tom, že na rozdíl od zážehového motoru, kde je směs stlačována a poté ve správný okamžik zapálena, tak u vznětového motoru je vzduch stlačen na vysokou teplotu a ve správný okamžik je do tohoto vzduchu vstříknuta motorová nafta a dojde ke vznícení a tím pádem i expanzi, které opět tlačí píst dolů a motor koná práci.



obr. 14 Zobrazení Dieselova cyklu v p-V a T-s diagramu [2]

Dieselův cyklus je opět složen z několika termodynamických dějů. Děj 0-1 je sání čistého vzduchu. Děj 1-2 je adiabatická komprese vzduchu ve válci. Děj 2-3 představuje izobarický přívod tepla, který nahrazuje hoření motorové nafty. Děj 3-4 je adiabatická expanze zplodin hoření. Děj 4-1 je izochorický odvod tepla do okolí, který nahrazuje výfuk paliv.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.2.1)$$

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} \quad (2.2.2)$$

$$Q_H = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.2.3)$$

$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.2.4)$$

$$\eta_t = \frac{A_O}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_c|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_1)} \quad (2.2.5)$$

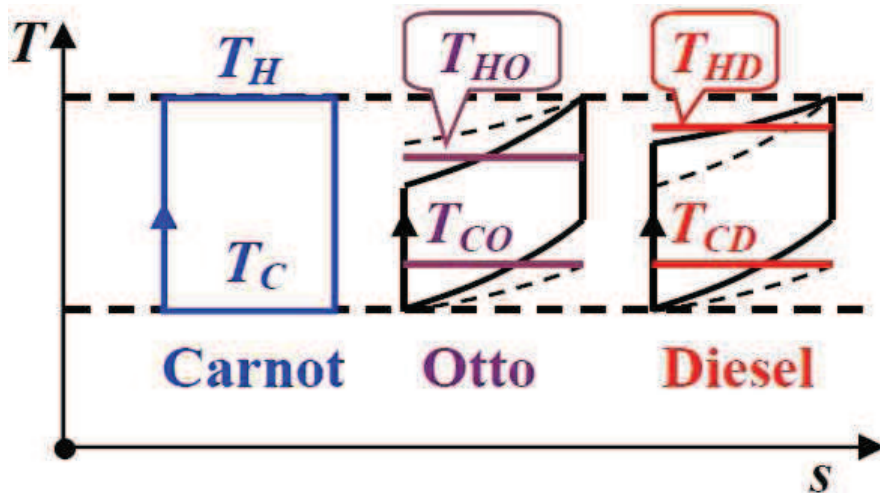
vyjádřením teplot T_2, T_3 a T_4 jako funkci teploty T_1 a dosazením do rovnice (2.2.5) dostaneme

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\kappa} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \cdot \frac{\varphi^\kappa - 1}{\varphi - 1} \quad (2.2.6)$$

Z této rovnice vidíme, že termická účinnost roste s rostoucím kompresním poměrem ε a s klesajícím stupněm plnění φ . Se stejným kompresním poměrem je termická účinnost Dieselova cyklu menší než u Ottova cyklu, protože $\varphi > 1$. Avšak Dieselův cyklus pracuje s podstatně vyšším kompresním poměrem, který je nutný pro samovznícení paliva. [2]

2.3 POROVNÁNÍ DIESELOVA A OTTOVA CYKLU S CYKLEM CARNOTOVÝM

Stejně jako u spalovacích turbín, tak i u pístových motorů provedeme srovnání s ideálním Carnotovým cyklem. Srovnání je provedené pro cykly, pracující mezi stejnými extrémními teplotami T_C a T_H . V obrázku jsou opět naznačeny střední teploty pro lepší názornost.



obr. 15 Porovnání Dieselova a Ottova cyklu s cyklem Carnotovým [2]

Při stejných teplotách má vždy nejvyšší termickou účinnost Carnotův cyklus. Dieselův cyklus bude mít vždy větší termickou účinnost než cyklus Ottův za podmínky stejných extrémních teplot. Avšak pokud by byl stejný kompresní poměr u Dieselova a Ottova cyklu, tak vyšší termickou účinnost bude mít cyklus Ottův. [2]

3 KOMPONENTY PLYNOVÝCH TURBOSOUSTROJÍ

Označení plynová turbína je v podstatě příliš obecné, říká nám pouze, že pracovní látkou je plyn. Ale jak bylo uvedeno v úvodu, plynové turbíny můžeme rozdělit na spalovací a expanzní. Některé zdroje rozlišují turbínu jako takovou a pak turbínu se svým příslušenstvím, které je nezbytné pro chod turbíny. Turbína se svým příslušenstvím je pak označována jako turbosoustrojí. V této kapitole se budu zabývat turbínou jako takovou i jejím příslušenstvím, které je nutné pro její chod. Bude zde proveden rozbor spalovacího plynového turbosoustrojí pracujícího s otevřeným oběhem. Takové turbosoustrojí se skládá z kompresoru, spalovací komory a plynové turbíny jako takové.

3.1 KOMPRESOR

Kompresor je nezbytnou součástí plynových turbín. Výjimkou tvoří pouze expanzní turbíny s otevřeným oběhem, které reprezentuje například turbodmychadlo používané pro zvýšení výkonu pístových spalovacích motorů.

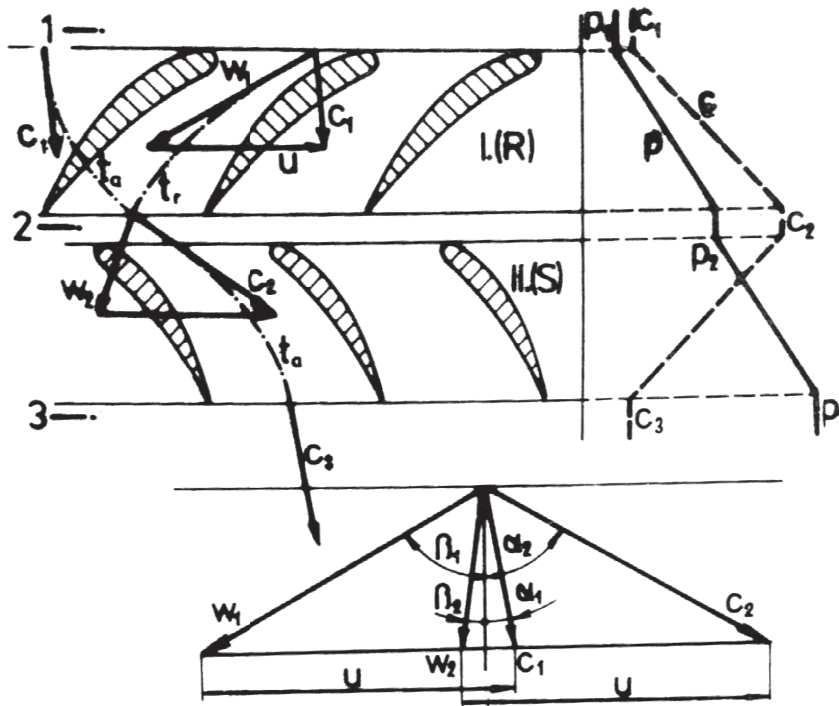
Kompresor je pracovní stroj, který je určený pro stlačování plynů. Ke kompresorům nepočítáme ventilátory, protože jejich úkolem je pouze doprava plynů doprovázená mírným zvýšením tlaku. Kompresory dělíme na objemové a rychlostní. U objemových kompresorů je pohyb činné části stroje zejména přímočarý, jedná se převážně o pohyb pístu ve válci. Ke stlačování dochází pohybem pístu ve válci, který zmenšuje objem nasátého plynu. Rychlostní kompresory pracují na principu zvyšování kinetické energie nasávaného plynu. Zvýšená kinetická energie plynu je v difuzoru transformována na energii tlakovou. Mezi rychlostní kompresory patří lopatkové kompresory. Pokud je takový kompresor na společné hřídeli s turbínou, tak ho označujeme jako turbokompresor. Lopatkové kompresory dále můžeme dělit podle směru, jakým plyn do kompresoru vstupuje. Jsou to kompresory axiální, radiální a diagonální. Pro chod spalovacích turbín se výhradně používají kompresory rychlostí. [3]

3.1.1 AXIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR

Axiální turbokompresor je používán u turbín velkých výkonů, jelikož je schopen dodávat velké objemové toky, které jsou nezbytné pro dosažení vysokých výkonů. Axiální turbokompresor se skládá ze statoru a rotoru. Stator je v podstatě těleso kompresoru, na jehož vnitřní části jsou připevněny statorové lopatky. Rotor je tvořen hřídelí, na které jsou upevněny lopatky rotorové. Základní dva druhy lopatkování jsou rovnotlaké a přetlakové. Přetlakové lopatkování vznikne, když použijeme pro statorové i rotorové lopatky symetrických profilů, a to profilů přetlakových. Tím vznikne přetlakový kompresorový stupeň, který se vyznačuje tím, že tlak před a za statorovou mříží je rozdílný. To je způsobeno volbou symetrických lopatek, které umožní kompresi v obou lopatkových mřížích přetlakového stupně. Pokud pro statorové lopatkování použijeme rovnotlakých lopatek a pro rotorové přetlakových tak vznikne rovnotlaký kompresorový stupeň, který se vyznačuje tím, že ke kompresi dochází pouze v rotorových lopatkách a lopatky statorové pouze mění směr proudícího plynu a tím ho nasměrují na další kompresorový stupeň, kde plyn pokračuje ve svém stlačování.

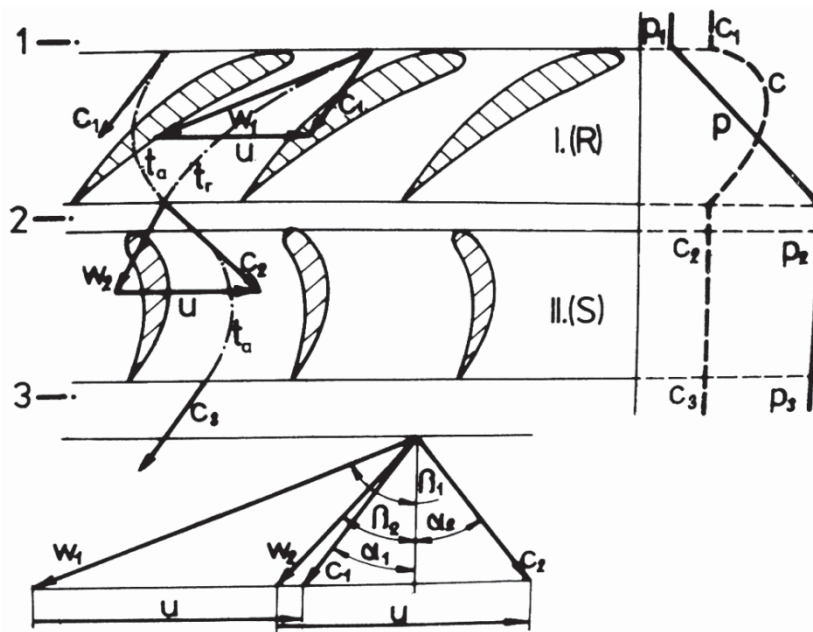
Do přetlakového stupně vstupuje plyn absolutní rychlostí c_1 , relativní rychlost vstupu plynu do rotoru w_1 je dána vztahem $w_1 = c_1 - u$, kde u je unášivá rychlost rotorových lopatek. Při průchodu rozšiřujícími se rotorovými lopatkami dojde ke snížení relativní rychlosti na výstupu z rotoru na hodnotu w_2 . Absolutní rychlost c_2 na výstupu z rotorového kola je dána vztahem $c_2 = w_2 + u$. Rychlost c_2 je zároveň vstupní rychlost do

statorových lopatek, ve kterých díky jejich rozšiřování opět dojde ke snížení rychlosti a ke zvýšení tlaku. Průběh tlaků a absolutních rychlostí je zobrazen na obr. 16.



obr. 16 Schéma přetlakového kompresorového stupně [8]

Princip činnosti rovnotlakého kompresorového stupně je obdobný jako u stupně přetlakového s výjimkou toho, že ke kompresi nedochází ve statorových lopatkách. Statorové lopatky v tomto případě slouží pouze ke změně směru proudění, viz Obr. 17.



obr. 17 Schéma rovnotlakého kompresorového stupně [8]

3.1.2 RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR

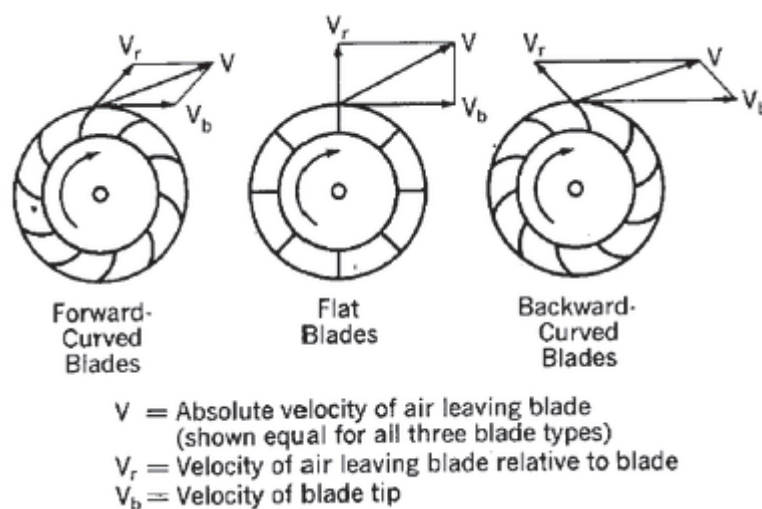
Radiální turbokompresory se pro svůj menší objemový tok používají pro turbíny malých a středních výkonů. Dosahují však větších stlačeních než turbokompresory axiální. Vstup plynu do rotorového kola bývá axiální. Z oběžného kola plyn vstupuje radiálně do pevného difuzoru. Ke kompresi opět dochází tak že, v oběžném kole se zvýší rychlost plynu a částečně dojde i ke kompresi díky odstředivým silám. Plyn následně vstoupí do pevného difuzoru, kde klesne jeho rychlost a opět se zvýší jeho tlak. Přestože je stupeň radiálního turbokompresoru schopný většího stlačení než stupeň axiálního turbokompresoru, tak stlačení pouze jednoho stupně je ve většině případů pořád nedostačující, proto se používají kompresory několikastupňové, kde mezi jednotlivými stupni je přepouštěcí kanál. Lopatkování radiálních kompresorů má tři základní druhy. Jsou to:

- lopatky radiální
- lopatky dozadu zahnuté
- lopatky dopředu zahnuté

Lopatky radiální mají výhodu v jednoduché konstrukci a s tím spojenou i nižší výrobní náročnost a hlavně cenu. Mezi další výhody patří vyšší pevnost, která umožňuje velké obvodové rychlosti. Nevýhodou je však vznik víření a tím i vyšší ztráty.

Lopatky dozadu zahnuté umožňují absolutní vstupní rychlosti s malou nebo nulovou obvodovou složkou. Dosáhneme i menší výstupní rychlosti z rotoru, která se projeví menším stlačením. Účinnost stupně je však vyšší, protože změna kinetické energie v difuzoru je vždy spojena se ztrátami. Současné špičkové hodnoty účinnosti kompresorového stupně se pohybují kolem 87%. Dozadu zahnuté lopatky se volí tam, kde záleží na účinnosti a nevdá vyšší počet stupňů, který se projeví vyššími pořizovacími náklady a většími rozměry.

Lopatky dopředu zahnuté vytvářejí vysokou výstupní rychlost, která se projeví vysokým stlačením v difuzoru. Vysoké stlačení jedním stupněm má však za následek nižší účinnost. Jsou vhodné pro levné stroje, které se používají pouze občasné a záleží u nich na váze konstrukce. [6]



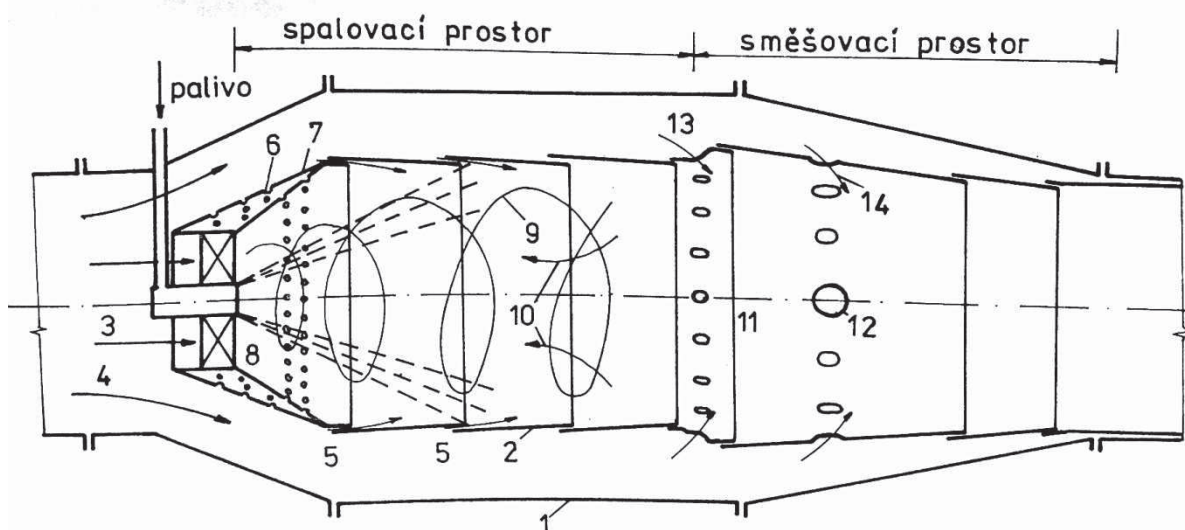
obr. 18 Typy lopatkování radiálních kompresorů [20]

Snahou při kompresi plynů je co nejvíce se přiblížit kompresi izotermické. Izotermická komprese je kompresí ideální, kdy veškerá práce se spotřebuje na zvýšení tlaku a tím nedochází k ohřevu plynu při jeho stlačování. Čím více se přiblížíme izotermické kompresi, tím bude menší práce nutná ke kompresi. Zásadní snížení kompresní práce dosáhneme chlazením turbokompresorů. V úvahu připadají dvě možnosti chlazení a to chlazení vnitřní a chlazení vnější.

Vnitřní chlazení je možno prakticky provést pouze ve stojících částech kompresorového stupně, tedy v prostoru difuzoru nebo přepouštěcího kanálu. Chlazení je zde provedeno pomocí dutin, ve kterých proudí chladící voda. Výhodou je, že teplo je odebíráno téměř v místě svého vzniku, s čímž je spojena malá spotřeba chladící vody. Nevýhodou je nutnost chladící vody vysoké čistoty, aby nedošlo k zanášení těchto dutin, které nelze čistit. Vnější chlazení spočívá v mezichlazení stlačovaného plynu během jeho komprese. [5]

3.2 SPALOVACÍ KOMORA

Spalovací komora je nezbytnou součástí spalovacích turbín pracujících s otevřeným oběhem. Je to komponenta zařazená mezi turbokompresor a plynovou turbínu. Podle vzájemného pohybu paliva a stlačeného vzduchu mohou být spalovací komory sou proudě nebo protiproudě. Úkolem spalovací komory je zvýšení teploty pracovní látky pomocí spálením paliva s využitím oksylichovadla obsaženého v pracovní látce a tím i příprava pracovní látky pro následující expanzi v turbíně. Nejobtížnější je zajistit stabilitu hoření v proudě vzduchu o relativně velké rychlosti, jelikož rychlost hoření je relativně malá. Tento problém je řešen pomocí tzv. aerodynamické stabilizace. Aerodynamická stabilizace spočívá ve vyvolání zpětného proudu směsi žhavých spalin a vzduchu, které zajišťují rychlé zahřátí a zažehnutí paliva při vstupu do spalovacího prostoru. Nejčastěji používaný způsob stabilizace je pomocí mezikruhového lopatkového vířiče, který je umístěn souose s přívodem paliva v čele plamence. Spalovací vzduch se při průchodu vířičem uvede do šroubovitého pohybu. Rotace vyvolá zvýšení tlaku na stěnách plamence a snížení tlaku v ose spalovacího prostoru. To má za následek vyvolání zpětného proudu žhavých spalin a vzduchu. Tento vratný proud zajistí rychlé zahřátí a zapálení paliva při vstupu do spalovací komory. [3]



obr. 19 Schéma spalovací sou proudě komory se stabilizací hoření pomocí lopatkového vířiče [3]

Uvnitř tlakového pláště 1 je plamencem 2 vymezen spalovací a směšovací prostor. Vstupující vzduch se dělí na proud spalovacího vzduchu 3 a na proud chladicího a smíšeného vzduchu 4. Smíšený vzduch proudí kolem plamence a chladí jej zvenčí i uvnitř jelikož do plamence vstupuje štěrbinami 5. Proud spalovacího vzduchu 3 se při průchodu lopatkovým vířičem dostává do rotace a tím ve spalovacím prostoru vzniká intenzivní vír 9. Rotace pracovní látky vyvolá pokles tlaku v ose rotace a zvýšení tlaku na stěnách plamence 2. To má za následek vznik zpětného víru 10, který zajistí rychlé zahřátí a zapálení paliva při vstupu do spalovacího prostoru. Pozice 8 je lopatkový vířič s řadami otvorů 6, 7, kterými také protéká spalovací vzduch, a které mají za úkol vyrovnání teplotního profilu. Ke konci spalovacího prostoru je v plamenci několik otvorů většího průřezu 11, 12, kterými vstupuje velkou rychlostí a velkými proudy chladicí a smíšený vzduch 13, 14, tak aby došlo k vyrovnání teplotního pole a dostatečnému promísení.

Spalovací komora je tepelně velice namáhaná, teploty spalin dosahují teploty až 1300°C, což je hodnota natolik vysoká, že jsme limitováni teplotou tavení daného kovu. Aby se teplota spalovací komory udržela v přípustných mezích, je nutné plamenec intenzivně chladit proudem vzduchu podél jeho povrchu. Rychlost proudu chladicího vzduchu by měla být přibližně stejná jako je rychlost spalin v plamenci. Plamen lze korigovat pomocí obsahu vzduchu ve směsi. Pokud je směs chudá, tak se plamen stáhne k hořáku a zhasí, pokud je směs bohatá, tak se plamen prodlužuje. Účinnost spalovací komory bývá 96 - 99%, přičemž nižší hodnotu vykazují těžká paliva. [3]

3.2.1 PALIVA PRO SPALOVACÍ TURBÍNY

Pro pohon plynových turbín lze použít paliva pevná, kapalná i plynná. U všech typů paliv je důležitá jejich čistota, jak chemická, tak mechanická. V 50. a 60. letech 20. století byly prováděny pokusy s palivem pevným, ale díky řadě komplikací se od tohoto záměru ustoupilo. Jednalo se o jemně namletý uhelný prach. Nevýhodou bylo vysoké množství popelu a s tím spojená eroze lopatek a průtočných částí spalovací komory i turbíny. Dnes se převážně používá palivo kapalné a plynné.

Použití kapalných paliv je dnes velice rozšířené. Konstrukce spalovací komory není tak složitá jako u spalovací komory na pevná paliva. Základním požadavkem je dobré promísení paliva a vzduchu, které je dáno zejména nízkou viskozitou paliva. Kapalná paliva se převážně vyrábějí z ropy, nebo hnědohuhelného dehtu. Jedná se o směs uhlovodíků různých typů. Paliva se dále upravují přidáváním různých přísad, které omezují tvorbu usazenin a brání korozi lopatek.

Použití plyných paliv se jeví jako nejvhodnější varianta. Výhodou je snadné promísení plyného paliva a vzduchu. Mezi často používaná plynná paliva patří zejména zemní plyn, který je snad nejideálnějším palivem. Vykazuje vysokou výhřevnost, průměrně kolem 49 500 kJ/kg. Dalším používaným plynným palivem je například vysokopecní plyn.

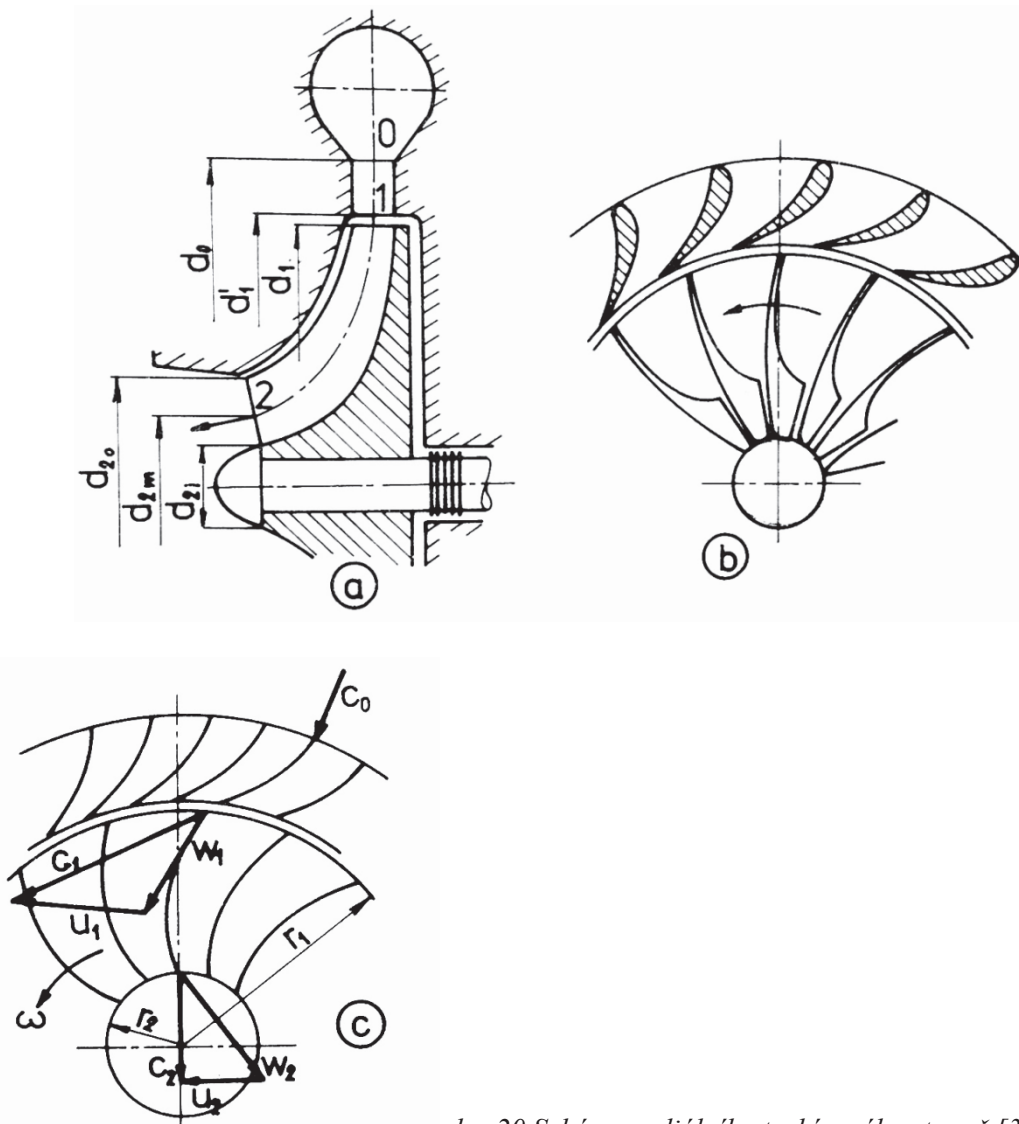
3.3 PLYNOVÁ TURBÍNA

Plynová turbína je stroj, který slouží ke změně kinetické a tlakové energie proudících spalin na mechanickou energii odebíranou na hřídeli. Opět rozlišujeme podle směru proudění spalin základní dva druhy turbín. Jsou to turbíny radiální a turbíny axiální. Radiální turbíny se ve spojení s převážně jednostupňovým radiálním kompresorem používají jako záložní zdroje malých výkonů. Turbíny axiální se používají pro své velké výkony jako zdroje elektrické energie nebo pro energeticky náročné průmyslové aplikace a pohony strojů velkých příkonů.

3.3.1 RADIÁLNÍ TURBÍNA

Radiální konstrukce se uplatnila pro malé plynové turbíny, jako pohon přeplňovacích turbodmychadel a jako expanzní turbíny. V poslední době má velké uplatnění u tzv. mikroturbín, které v některých případech mohou nahradit pístové spalovací motory. Mohou mít výkony od několika kilowatt až po jednotky megawatt. Obecně se jedná o turbíny s menšími objemovými průtoky. Radiální turbíny dosahují i při malých rozměrech dobrou účinnost.

Pracovní látka je přiváděna spirální skříní 0 a vstupuje radiálně do rozváděcích lopatek 1. Zde vykoná částečnou expanzi a rychlostí c_1 vystupuje ze satorové lopatkové mříže. Odečtením obvodové rychlosti rotoru u_1 od absolutní rychlosti c_1 dostaneme relativní rychlost w_1 , což je rychlost, se kterou pracovní látka vstupuje do oběžného kola. S přihlédnutím na vysoké otáčky a tím způsobenou velkou odstředivou silou jsou lopatky většinou téměř radiální. Z oběžných lopatek vystupuje pracovní látka relativní rychlostí w_2 . Složením rychlosti w_2 a rychlosti obvodové u_2 dostaneme absolutní rychlost c_2 , se kterou pracovní látka vystupuje z daného stupně. Směr c_2 je přibližně rovnoběžný s osou rotace. [3]



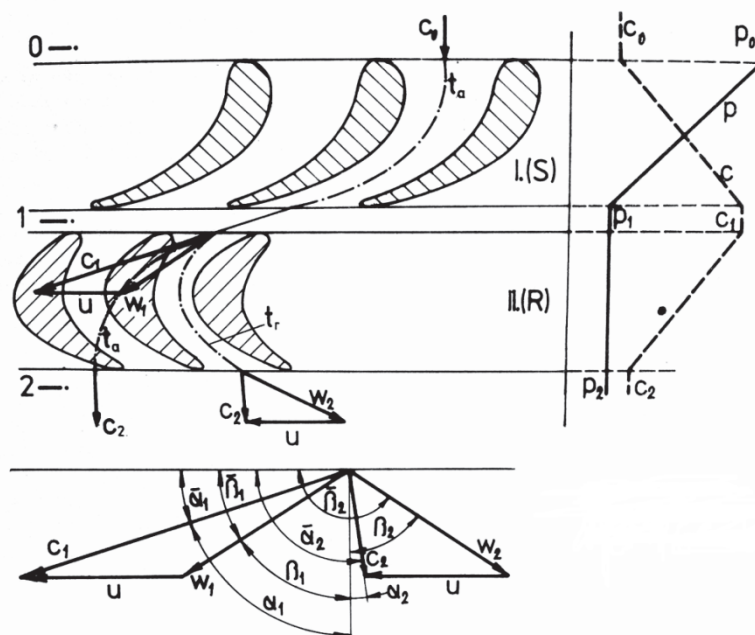
obr. 20 Schéma radiálního turbínového stupně [3]

3.3.2 AXIÁLNÍ TURBÍNA

Axiální turbína je vhodná pro velké výkony stejně jako parní turbína. Proto se nabízí i porovnání některých parametrů. Plynové turbíny mají oproti parním turbínám malý poměr měrných objemů. U parních turbín může být poměr měrných objemů na výstupu a vstupu do turbíny větší než 1000, u plynových turbín to je asi jenom 3-9 násobek vstupní hodnoty. To znamená, že rozdíl délky první a poslední lopatky nebude tak velký jako u turbíny parní. Menší tlakový expanzní poměr znamená, že počet stupňů plynové turbíny bude výrazně menší než u turbíny parní. Plynové turbíny mají obvykle 1 až 8 stupňů. Menší tlakový expanzní poměr znamená i menší tepelný spád, který se projeví tím, že plyny vystupující s plynové turbíny mají poměrně vysokou teplotu. Vstupní teplota může být až 1300°C a výstupní kolem 500°C .

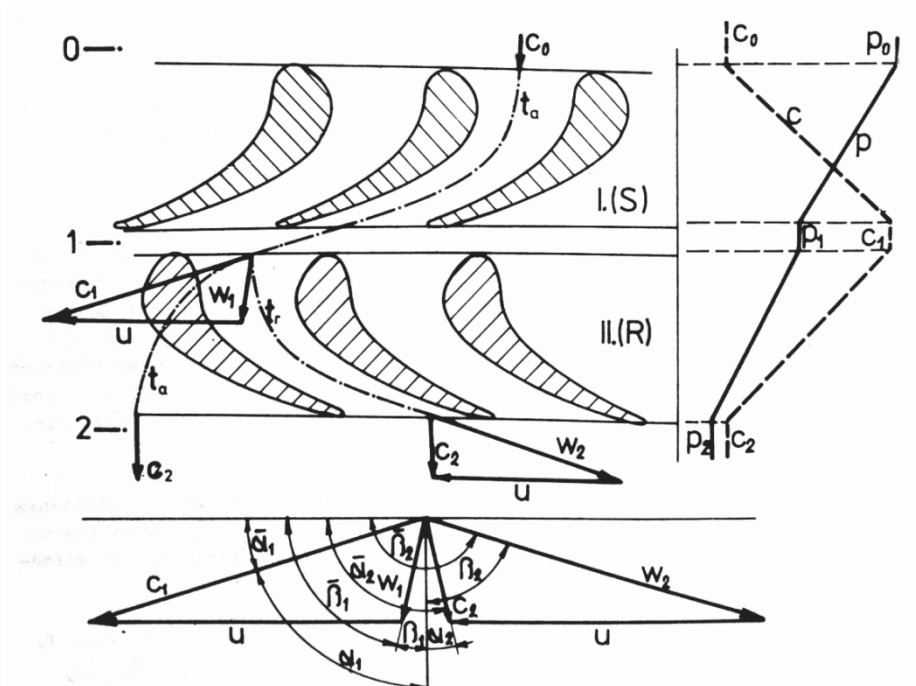
Princip činnosti je obdobný jako u kompresorů. Plynová axiální turbína se skládá z jednotlivých stupňů. Stupeň je vždy jedna řada rotorových a jedna řada statorových lopatek. Stupeň může být přetlakový nebo rovnotlaký. Za rovnotlakový stupeň označujeme takový, kde tlak před a za oběžným kolem je stejný. Přetlakový stupeň má tlak před a za oběžným kolem rozdílný.

Na obr. 21 je znázorněn průběh rychlostí a tlaků při průchodu spalin rovnotlakým stupněm axiální turbíny. Spaliny vstupují do statorových lopatek rychlostí c_0 a při průchodu zužujícím se statorovým lopatkováním dochází ke zvyšování rychlosti a zároveň k poklesu tlaku. Spaliny vystupují ze statorových lopatek rychlostí c_1 a vstupují do rovnotlakých lopatek, které se pohybují unášivou rychlostí u . Spaliny vstupují do rotoru relativní rychlostí w_1 , která je dána vztahem $w_1 = c_1 - u$. Spaliny dále proudí rovnotlakými rotorovými lopatkami, které mají konstantní průřez, a proto nedochází k poklesu tlaku. Z rotorových lopatek spaliny vycházejí absolutní rychlostí c_2 , která je dána vztahem $c_2 = w_2 + u$. Pokles rychlosti je dán odevzdáním části kinetické energie, která roztáčí lopatky. U rovnotlakého stupně jsou relativní rychlosti na vstupu a výstupu z rotorových lopatek stejné. Nedochází tedy k přeměně energie, ale k ohybu proudu, což se projeví silou působící na rotor.



obr. 21 Schéma rovnotlakého turbínového stupně [8]

Na obr. 22 je znázorněn průběh tlaků a rychlostí při průchodu spalin přetlakovým stupněm axiální turbíny. Spaliny vstupují do statorových lopatek stejně jako u rovnotlakého stupně. Rozdíl nastává při vstupu spalin do rotorových lopatek, které jsou přetlakové. Při průchodu spalin rotorovými lopatkami, které se zužují, nastává opět snížení rychlosti, ale i snížení tlaku. Snížení tlaku v rotoru u přetlakového stupně je dáno expanzí v obou oběžných mřížích, které se projeví zvýšením relativní rychlosti z w_1 na w_2 .



obr. 22 Schéma přetlakového turbínového stupně [8]

Pokud bychom měli porovnat, které lopatkování je vhodnější, tak se budeme rozhodovat pouze podle ekonomických kritérií. Při kvalitní výrobě lopatkování jak rovnotlakého, tak přetlakového dostaneme téměř totožný jednotkový výkon. Jde o to, že výroba přetlakového lopatkování je náročnější a tudíž dražší.

4 SHRNU TÍ O PLYNOVÝCH TURBÍNÁCH

V současné době jsou plynové turbíny velice rozšířeným zdrojem energie. Své uplatnění našly v celé řadě aplikací. Stacionární turbíny velkých výkonů slouží pro pohon elektrických generátorů, turbíny středních výkonů mohou sloužit pro pohon dopravních a vojenských prostředků. Aplikace plynových turbín jako pohonu pro dopravní a vojenské prostředky našla uplatnění zejména v leteckém průmyslu, ale uplatnily se i pro pohon lodí, tanků, lokomotiv a automobilů. Turbíny o výkonu několika stovek kilowatt jsou označovány jako mikroturbíny a mohou nahradit stacionární pístové motory.

Turbíny velkých výkonů jsou axiálního provedení a pracují s relativně malými otáčkami. Otáčky turbín, pracující zejména v energetickém průmyslu, mírají hodnotu 3.000ot/min, což je hodnota shodná s frekvencí střídavého proudu v rozvodné síti - 50Hz. Tím odpadá nutnost převodovky nebo měniče frekvence. Otáčky turbín středních výkonů mohou nabývat různých hodnot v závislosti na jejich účelu. Turbíny malých výkonů, tzv. mikroturbíny pracují s velmi vysokými otáčkami, které se mohou dostat až k hodnotě 180.000ot/min. Mikroturbíny se vyrábějí sériově a proto je kladen důraz na jejich cenu, což se projeví na jejich konstrukci. Mikroturbíny jsou radiálního provedení a pouze jednostupňové, to platí jak pro kompresor, tak pro turbínu jako takovou. Aby byly schopné při svých parametrech vytvořit tak velké výkony je nezbytné, aby dosahovaly takto vysokých otáček.

Mezi velké nevýhody plynových turbín patří, že až 75% svého výkonu turbína spotřebuje na pohon kompresoru. Pokud turbína slouží pro výrobu elektrické energie tak se tato nevýhoda dá využít. Využití spočívá v tom, že v době malých odběrů, zejména v noci, turbína pohání pouze kompresor. Kompresor stlačuje vzduch do zásobníku, který bývá ve formě velkých podzemních prostor například po těžbě nerostných surovin. V době energetické špičky se kompresor odpojí od turbíny a do turbíny se vpouští stlačený vzduch ze zásobníku, čímž se výkon turbíny oproti výkonu se zapojeným kompresorem zvýší až čtyřnásobně. I když dnešní plynové turbíny pracující s kombinovanými cykly vykazují vysoké výkony a vysoké účinnosti tak jsou neustále předmětem výzkumu a vývoje. Pro zvyšování účinnosti je třeba zvyšovat vstupní hodnotu spalin a zároveň snižovat teplotu zbytkových spalin na výstupu. Tepelnou energii ve zbytkových spalinách můžeme využít například v paroplynových cyklech nebo pro různé předehřevy a ohřevy látek, což povede ke snížení teploty těchto spalin. Horší situace nastává, když chceme zvyšovat vstupní teplotu. Teplota vstupních spalin v současnosti může být až 1300°C. Při tak vysoké teplotě dnešní materiály ztrácejí svoji pevnost, která se velice důležitá, protože lopatky jsou vysoce namáhány. V zvyšování vstupní teploty jsme omezeni vlastnostmi materiálů a potenciální zvýšení vstupní teploty v budoucnu bude dáno vlastnostmi nových materiálů.

Mezi světové výrobce plynových turbín v oblasti energetiky patří firmy Siemens, Alstom, General Electric a v oblasti leteckých motorů Rolls Royce a Pratt & Whitney. V České republice se výrobou expanzních turbín zabývá První brněnská strojírna Velká Bíteš.

4.1 KONKRÉTNÍ APLIKACE PLYNOVÝCH TURBÍN

- Plynovou turbínou firmy Siemens SGT5-4000F o výkonu 445MW v kombinovaném cyklu je od roku 2010 vybavena elektrárna Irsching 5, která leží nedaleko německého Ingolstadtu. [14]
- Plynová turbína firmy Rolls Royce Trent 1000 o tahu 347kN slouží k pohonu dopravního letadla Boeing 787. [15]

- Plynovou turbínu o výkonu 1104kW jako pohon pro svůj tank M1A1 ABRAMS zvolila firma General Dynamics. [16]

5 POROVNÁNÍ PLYNOVÝCH TURBÍN A PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Při volbě zdroje energie v oblasti výkonů ve stovkách megawatt nemáme jinou možnost než zvolit parní nebo plynovou turbínu. Zajímavostí je ovšem čtrnáctiválcový spalovací motor finské firmy Wärtsilä, který spaluje těžký ropný olej. Jeho výkon je zhruba 80MW při 102ot/min. Takový motor je však zcela ojedinělý. V oblasti výkonů v hodnotách desítek kilowattů až jednotek megawattů máme možnost volby mezi plynovými turbínami nebo spalovacími pístovými motory. Pokud je potřeba zdroj energie, který může poskytnout pístový spalovací motor a nejedná se o nějakou specifickou záležitost tak se většinou volí pístový spalovací motor.

Výhody plynových turbín:

- plynulý chod způsobený pouze rotací rotoru, bez dalších pohybů
- náběh na plný výkon v řádech sekund, případně minut
- malé emise
- vysoká spolehlivost
- minimální spotřeba chladicí vody
- pružnost zatížení

Nevýhody plynových turbín:

- vysoké nároky na kvalitu paliva
- složitá výroba a s tím spojená vysoká cena
- velké požadavky na materiály
- pro dosažení vysokých výkonů a účinností nutné kombinované cykly

Nyní uvedeme výhody a nevýhody pístových motorů

Výhody pístových spalovacích motorů:

- díky sériové výrobě nižší cena
- vysoká účinnost, až 45%
- malá měrná hmotnost

Nevýhody pístových spalovacích motorů:

- velké chvění způsobené různým pohybem mnoha částí
- chod není plynulý
- vyšší hlučnost
- vyšší emise

Z výše uvedených výhod a nevýhod nelze jednoznačně rozhodnout o vhodnosti či nevhodnosti daného pohonu. O volbě správného pohonu rozhoduje více faktorů, které je nutné pro každý případ posoudit individuálně. Hlavními faktory jsou výkon a cena .

Proto provedeme porovnání u konkrétních dvou případů. Jako názorný případ jsem zvolil porovnání stacionárního dieselgenerátoru firmy Caterpillar C18 o elektrickém výkonu

550kW a plynovou mikroturbínu firmy Capstone C600 sloužící k výrobě elektrické energie s elektrickým výkonem 600kW. Výkony obou zdrojů jsou téměř totožné. Proto provedeme porovnání dalších parametrů.

Rozměry a hmotnost generátoru poháněného plynovou turbínou jsou 2,4 x 9,1 x 2,9 m a 12.565kg. Rozměry dieselgenerátoru jsou přibližně 3,9 x 1,5 x 2,1m a jeho váha je 3.720kg. Rozměrově i hmotnostně je tedy vhodnější dieselgenerátor.

Nyní posoudíme otázku spotřeby. Při plném zatížení dieselgenerátoru vychází jeho spotřeba přibližně na 151 litrů motorové nafty za hodinu provozu. [13] Průtok spalin turbínou je přibližně 4kg za sekundu. Spotřeba zemního plynu při daném průtoku je zhruba 151 až 234 $m^3 \cdot hod^{-1}$, která se mění v závislosti na jeho složení. [17]

Náklady na jednu hodinu provozu, při současných průměrných cenách pro malooběratele, které činí něco kolem 36 Kč za litr motorové nafty a 17 Kč za metr krychlový zemního plynu, vychází na 5436 Kč pro dieselgenerátor a pro generátor s plynovou turbínou v rozmezí 2567 - 3978 Kč. Z pohledu provozních nákladů vychází lépe volba plynové turbíny. Je ovšem nutné započítat pořizovací náklady, které pro dieselgenerátor činí přibližně 1.750.000 Kč [12] a pro generátor s plynovou turbínou zhruba 14.480.000 Kč. [11]

Z jednoduchých výpočtů vyplývá, že pokud bychom nepočítali s náklady na údržbu a náhradní díly tak by se turbína za těchto podmínek začala jevit lepší variantou až po uběhnutí 670.000 pracovních hodin. To je přibližně 76,5 let. Toto porovnání a jednoduchý výpočet potvrzují předpokládaný výsledek.

ZÁVĚR

Plynové turbíny jsou zajímavým zdrojem energie, které neustále procházejí vývojem a zdokonalováním. Do budoucna můžeme očekávat, že dojde k jejich většímu rozšíření a díky vývoji i k navýšení výkonu a účinnosti. Při přihlédnutí k faktu, že již dnes plynové turbíny pracující v kombinovaných cyklech vykazují výkony až 600MW a účinnosti převyšující 60% se dá do budoucna očekávat, že při dalším vývoji dojde ještě k dalšímu nárůstu těchto již tak zajímavých hodnot. Díky neustále se zvyšující poptávce po elektrické energii a za současného ubývání energetických zdrojů se taková zařízení do budoucna stanou velice žádaná a potřebná pro pokrytí neustále se zvyšující poptávky po energii.

Odpověď na otázku zda je vhodnější použít jako zdroj energie pístový spalovací motor nebo plynovou turbínu je celkem snadná. I když plynové turbíny vykazují celou řadu výhod oproti pístovým motorům tak mají jednu zásadní nevýhodu. A tou je cena. Plynové turbíny větších výkonů se nevyrábí ve velkých sériích a proto je jejich cena ve spojení se složitou výrobou velice vysoká. Jistou výjimku tvoří mikroturbíny, které se vyrábějí ve větších sériích ale i tak je u nich cena řádově ve statisících až milionech. Naproti tomu pístové spalovací motory jsou vyráběny běžně v relativně velkých sériích i ve výkonech pohybujících se okolo jednoho megawattu. Tím je zajištěna relativně příznivá cena. Turbíny mohou vykazovat při podobných výkonech menší spotřebu paliva než pístové spalovací motory avšak svoji několikanásobně vyšší cenou tato jejich potenciální výhoda ztrácí význam. Závěrem je, že pokud se jedná o aplikaci, která není specifická tím, že by si vyloženě vyžadovala použití turbíny a existuje rozumně velký pístový motor v daném, relativně nízkém výkonovém spektru, tak se dává přednost pístovému motoru před turbínou.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BOBČÍK, M. *Ideální oběhy plynových turbín*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 45s. Vedoucí bakalářské práce dos. Ing. Josef Štětina, Ph.D..
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Plynové turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: VUT, 1986, 226 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [4] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory: konstrukce*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1985, 255 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [5] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [6] DVOŘÁK, Ladislav. *Energetické stroje a zařízení*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1987, 243 s.
- [7] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny stacionární: teorie a výpočty*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 531 s.
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Teorie proudových strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1984, 214 s.
- [9] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968, 544 s.
- [10] COHEN, H. *Gas turbine theory*. 4th ed. Harlow: Addison-Wesley, 1998, xiii, 442 s. ISBN 05-822-3632-0.
- [11] Investorshub. *Capstone Turbine (CPST)* [online]. 2012, 4.5.2012 [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://investorshub.advfn.com/boards/read_msg.aspx?message_id=74094172
- [12] Machinery Trader. *CATERPILLAR C18 For Sale* [online]. 2014 [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: <http://www.machinerytrader.com/list/list.aspx?ETID=1&catid=1039&Manu=CATERPILLAR&Mdltxt=C18&mdlx=exact>
- [13] Miltoncat. *Diesel Generators* [online]. 2012 [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: http://www.miltoncat.com/products/NewGenerators/ProductLine/DieselGenSite/Pages/Diesel%20Generator/C18_550-600ekW.aspx
- [14] Siemens. *Press* [online]. 2010 [cit. 2014-05-24]. Dostupné z: http://www.siemens.com/press/en/pressrelease/?press=/en/pressrelease/2010/fossil_power_generation/efp201005073.htm

- [15] Rolls Royce. *Civil large engines* [online]. 2014 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.rolls-royce.com/civil/products/largeaircraft/trent_1000/
- [16] General Dynamics. *Land Systems* [online]. 2013 [cit. 2014-05-24]. Dostupné z: <http://www.gdls.com/index.php/products/abrams-family/abrams-m1a1-main-battle-tank>
- [17] Rsp - systems. *Products* [online]. 2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://rsp-systems.com/wordpress1/product-c600/>
- [18] Siemens. *Gas Turbines* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt5-8000h.htm#content=Overview%20of%20features>
- [19] Sounak4u [online]. 2014 [cit. 2014-05-5]. Dostupné z: <http://sounak4u.weebly.com/vapour--combined-power-cycle.html>
- [20] CR4. *Engineering Projects* [online]. 2008 [cit. 2014-04-30]. Dostupné z: <http://cr4.globalspec.com/thread/28686/Impeller-Blades>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	[J/kg]	měrná práce cyklu
η_t	[%]	termická účinnost
q_H	[J/kg]	měrné přivedené teplo
q_C	[J/kg]	měrné odvedené teplo
c_p	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
T	[°K]	teplota
ε	[-]	kompresní poměr
φ	[-]	stupeň plnění
ε_p	[-]	tlakový kompresní poměr
κ	[-]	Poissonova konstanta
p	[Pa]	tlak
v	[m ³ /kg]	měrný objem
r	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta
ψ	[-]	stupeň zvýšení tlaku
η_{tC}	[%]	termická účinnost Carnotova cyklu
Q_H	[J]	teplo přivedené
Q_C	[J]	teplo odvedené
A_O	[J]	práce cyklu
m	[kg]	hmotnost
w	[m/s]	relativní rychlost
c	[m/s]	absolutní rychlost
u	[m/s]	unášivá rychlost