



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# ANALÝZA DVOUHŘÍDELOVÉ SPALOVACÍ TURBÍNY SE SÉRIOVĚ A PARALELNĚ ŘAZENÝMI TURBÍNAMI

USES OF TWO-SHAFT COMBUSTION TURBINE FOR CASES SERIÁL AND PARALLEL  
ARRANGEMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. LUDĚK MINÁŘ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. JIŘÍ ŠKORPÍK, PH.D

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Luděk Minář

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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 diplomové práce:

### **Analýza dvouhřídelové spalovací turbíny se sériově a paralelně řazenými turbinami**

v anglickém jazyce:

#### **Uses of two-shaft combustion turbine for cases serial and parallel arrangement**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vícehřídelové spalovací turbíny oproti jednohřídelovým mohou mít, pro některé případy, mnohem výhodnější výkonovou charakteristiku například díky rozdílným otáčkám jednotlivých hřídelů. Lze je také snadno vybavit sekundárními hořáky a nebo mezichladiči spalovacího vzduchu.

Cíle diplomové práce:

- (1) Termodynamická analýza pracovních cyklů spalovací turbíny
- (2) Sestavení výpočtového modelu a počítačového programu
- (3) Výpočet a grafické zobrazení vypočtených výsledků
- (4) Vzájemné porovnání výsledků, získaných u dvouhřídelové spalovací turbíny se sériově a paralelně řazenými turbinami

Seznam odborné literatury:

[L1] Kousal : Spalovací turbíny , SNTL ,1980

[L2] Traupel : Teplovyje turbomašiny , díl 2, Moskva 1963

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 16.10.2012



---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá analýzou charakteristických bodů oběhu dvouhřídelové spalovací turbíny pro dva různé koncepty uspořádání turbín. V rámci práce je sestaven výpočtový model pro sériové a paralelní řazení turbín. Pomocí výpočtového modelu se počítají termodynamické veličiny charakteristických bodů cyklu pro návrhový pracovní bod. Vstupní hodnoty výpočtového modelu jsou voleny s ohledem na dosažení kompromisu mezi maximální termickou účinností cyklu a maximálním měrným výkonem.

Klíčová slova: spalovací turbína, Braytonův cyklus, termická účinnost

## ABSTRACT

Master thesis deals with analysis of characteristic points of two-shaft combustion turbine cycle for two different concepts of turbine's arrangement. Computational model is compiled within the thesis for serial and parallel arrangement. Thermodynamic magnitudes of characteristic points of cycle are calculated with the computational model for designed operating point. Initial values of the computational model are chosen in consideration of reaching compromise between maximal thermal efficiency and maximal specific power.

Keywords: combustion turbine, Brayton cycle, thermal efficiency

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MINÁŘ, L. *Analýza dvouhřídelové spalovací turbíny se sériově a paralelně řazenými turbinami*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 20.5.2013

.....  
Podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji panu vedoucímu Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D a panu konzultantovi RNDr. Ing. Alexanderu Tothovi za jejich velmi cenné konzultace, připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce.

## OBSAH

Zadání	
Abstrakt	
Bibliografická citace	
Čestné prohlášení	
Poděkování	
Obsah	
<b>1 Úvod</b>	<b>11</b>
<b>2 Úkoly diplomové práce</b>	<b>12</b>
<b>3 Pracovní cykly spalovací turbíny</b>	<b>13</b>
3.1 Braytonův cyklus	14
3.2 Carnotův cyklus	14
3.3 Ericsonův cyklus	15
<b>4 Zvyšování účinnosti</b>	<b>16</b>
4.1 Regenerace tepla	17
4.2 Dělená komprese	19
4.3 Dělená expanze	21
<b>5 Spalování [1]</b>	<b>22</b>
5.1 Funkční podprogram Spaliny	23
<b>6 Charakteristika spalovací turbíny</b>	<b>25</b>
6.1 Charakteristika kompresoru	25
6.2 Charakteristika turbíny	26
6.3 Rovnovážný režim mezi kompresorem a turbínou	27
<b>7 Sériové uspořádání</b>	<b>29</b>
7.1 Program - sériové zapojení	31
7.1.1 Postup výpočtu	33
<b>8 Paralelní uspořádání</b>	<b>41</b>
8.1 Program – paralelní uspořádání	43
8.1.1 Vstupní hodnoty	43
8.1.2 Postup výpočtu	45
<b>9 Výstup z programů</b>	<b>50</b>
9.1 Sériové uspořádání	50
9.1.1 Závislost na kompresním poměru	50
9.1.2 Závislost na stupni regenerace	54
9.1.3 Závislost na teplotě $T_{3v}$	55
9.1.4 Závislost na stavu nasávaného vzduchu	55
9.1.5 Volba vstupních hodnot	57
9.2 Paralelní uspořádání	60
9.2.1 Závislost na kompresním poměru	60
9.2.2 Závislost na stupni regenerace	66
9.2.3 Závislost na teplotě $T_{31}$	68
9.2.4 Závislost na teplotě $T_{32}$	70



9.2.5	Závislost na stavu vzduchu na sání.....	71
9.2.6	Volba vstupních hodnot .....	73
<b>10</b>	<b>Diskuze .....</b>	<b>75</b>
10.1	Srovnání dvouhřídelového uspořádání .....	75
10.2	Možnosti regulace turbíny se sériovým uspořádáním .....	75
10.3	Možnosti regulace turbíny s paralelním řazením.....	76
<b>11</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>77</b>

*Seznam použité literatury*

*Seznam použitých zkratk a symbolů*

*Seznam obrázků*

*Seznam příloh*

## 1 ÚVOD

Spalovací turbína představuje v současné době naprosto špičkové strojní zařízení, které je na světě schopno vyrobit jen několik málo firem. Složitost tohoto zařízení spadá pod celou škálu inženýrských oborů. Ať se již jedná o značně složitou problematiku použití vhodných velmi vyspělých materiálů odolávajících teplotám okolo 1000°C či rozsáhlou problematiku proudění vzduchu a spalin ve spalovací komoře nebo řešení pevnostních problémů nejexponovanějších částí. Spalovací turbína je v mnoha ohledech jedním z nejsložitějších strojních zařízení, čemuž odpovídá i vysoká přidaná hodnota.

Náplní této diplomové práce bude vytvořit výpočtový model, který bude schopen na základě vstupních parametrů dopočítat jednotlivé body cyklu. Spolu s těmito body je důležitou součástí výpočtu určení termické účinnosti cyklu, spojivového výkonu hnací turbíny a provedení tepelné bilance. Dále bude snahou volit návrhový pracovní bod tak, aby bylo dosaženo co nejvyššího výkonu. Nejvyšší výkon je takový, který má co nejvyšší účinnost a zároveň vysoký měrný výkon na hřídeli výkonové turbíny. Z teorie je známo, že maximum účinnosti a maximum měrného výkonu není ve stejném bodě a tudíž se vždy musí volit rozumný kompromis. Volba návrhového režimu bude optimalizována tak, aby bylo dosaženo nejvyššího výkonu a účinnosti parametrů cyklu.

Volba nejvyššího výkonu bude provedena na dvou typech řazení turbín. Prvním typem bude dvouhřídelová spalovací turbína se sériovým uspořádáním turbín a druhý typ bude reprezentovat dvouhřídelová spalovací turbína s paralelně řazenými turbínami. Výsledky obou typů zapojení se porovnají a provede se k nim diskuze. Pro názornost budou výstupem diplomové práce grafy závislosti účinnosti a měrného výkonu na počátečních parametrech. Výstupní grafy by měli korespondovat s dosavadními teoretickými poznatky spalovacích turbín.

## 2 ÚKOLY DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomová práce je zadána společností EKOL. Firma EKOL se zabývá výrobou parních turbín jejich komponent a jejich servisem. Dále se zabývá dodáváním spalovacích turbín a výrobou příslušenství pro spalovací turbíny. Poslední částí portfolia je výroba a dodávka kotlů a celých kotelen.

- Diplomová práce má za úkol sestavit výpočtový model, dle kterého bude možné provést termodynamický výpočet pro návrhový bod spalovací turbíny. Cílem výpočtu je stanovit hodnoty termodynamických veličin v jednotlivých částech pracovního cyklu, určit výkon turbíny, účinnost a provést tepelnou bilanci. Pomocí modelu budou řešeny dva typy oběhů dvouhřídelové spalovací turbíny. Prvním typem je sériové řazení turbín. Druhým typem je paralelní řazení turbín.
- Další část této práce bude věnována výsledkům výpočtu u obou typů turbín. Přičemž se budou řešit zejména situace, kdy budou různé parametry vzduchu a paliva na vstupu do otevřené termodynamické soustavy spalovací turbíny popřípadě různé vnitřní parametry turbíny. Výstupem bude tabulkové a grafické zhodnocení obou typů turbín.
- V poslední části se výsledky z obou řešených typů porovnejí a vyvodí se z nich závěr.

### 3 PRACOVNÍ CYKLY SPALOVACÍ TURBÍNY

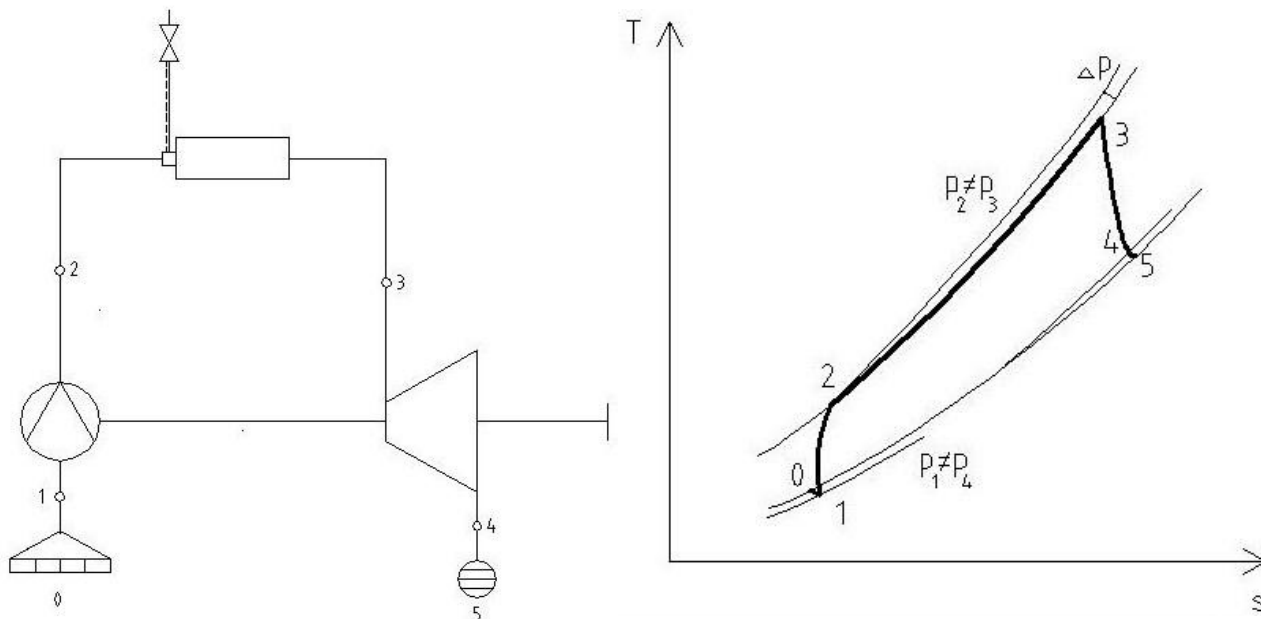
Spalovací turbínou se rozumí rotační lopatkový stroj, ve kterém dochází ke spalování přiváděného paliva ve spalovací komoře. Spalovací turbína se skládá z kompresoru, spalovací komory, turbíny a ostatního příslušenství. Tepelná energie vzniklá hořením ve spalovací komoře je předána spalinám, jejichž expanze v turbíně koná práci. Část této práce pohání přes hřídel kompresor, který stlačuje pracovní látku na požadovaný kompresní tlak.

Spalovací turbína má široké uplatnění v průmyslové praxi. Použití nachází v oblasti letectví, energetiky, mechanických pohonů, pohonů lodí a vozidel, těžby a dopravy plyných a kapalných paliv. Spalovací turbína je nedílnou součástí moderní energetiky. Pro energetické účely se používají spalovací turbíny stacionární. V některých aplikacích lze použít i aeroderiváty, jež mají svůj původ ve spalovacích turbínách leteckých motorů. Spalovací turbíny se stávají stále žádanějšími v energetickém sektoru. Může za to zvyšující se podíl výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů, které je třeba regulovat zdroji špičkovými, kde jednu z hlavních rolí hrají zdroje se spalovací turbínou. Významné je užití spalovacích turbín pro účely těžby a hlavně přepravy ropy a zemního plynu v ropovodech a plynovodech. Právě v těchto aplikacích jsou spalovací turbíny nezastupitelné. Každý plynovod i ropovod je z provozních důvodů pod velkým tlakem a přepravou na velké vzdálenosti dochází ke značným tlakovým ztrátám, které se musí krýt v kompresních stanicích. Kompresní stanice se nacházejí na přepravní trase v pravidelných délkových intervalech. U přepravy zemního plynu to bývá 100 – 120 km.

Pohonem kompresoru v těchto kompresních stanicích bývá právě spalovací turbína. Hlavní výhodou oproti jiným pohonům je možnost regulace změnou otáček. Další výhodou je, že palivo pro turbínu je zároveň přepravované médium. Zemní plyn je palivem ideálním. V případě ropy je nutné jí očistit, obzvláště tehdy, je-li nižší kvality. Z investičního hlediska je použití spalovací turbíny pro pohon kompresorů ekonomicky nejvýhodnější.

K přepravním účelům jako pohon kompresoru lze použít jak turbínu jednohřídelovou tak dvouhřídelovou. Jednohřídelová turbína má zásadní nedostatky při regulaci otáček poháněného kompresoru. Z toho důvodu je mnohem častější použití dvouhřídelové turbíny, kde není výkonová hřídel mechanicky spojena s generační turbínou. Otáčky výkonové turbíny lze potom měnit nezávisle na generační hřídeli.

Spalovací turbína může obecně pracovat v otevřeném nebo uzavřeném pracovním oběhu. Ve většině případů je oběh turbíny otevřený a pracovní látkou je vzduch. Jak již z názvu napovídá, otevřený pracovní cyklus nasává vzduch z atmosféry a poté, co látka vykoná svou práci v cyklu, následuje výfuk opět do atmosféry. V uzavřeném pracovním cyklu obíhá v okruhu stále stejná látka a nedochází tedy k její výměně. Pracovním plynem uzavřeného oběhu často bývá  $\text{CO}_2$ , He popř.  $\text{N}_2$ . Uzavřený oběh je méně častý a jeho větší rozšíření se předpokládá s rozvojem vysokoteplotních plynem chlazených jaderných reaktorů. V této práci se budeme zabývat otevřeným pracovním oběhem.



Obr. 1 Zjednodušené schéma spalovací turbíny v jednoduchém otevřeném oběhu; Braytonův oběh v T-s diagramu

Jednoduchý otevřený oběh a jeho schéma je na Obr. 1. V našem případě nebudeme již uvažovat ideální oběh, ale budeme vycházet z oběhu reálného, u kterého budeme uvažovat jisté zjednodušující předpoklady.

Z tohoto schématu a označení pracovních bodů v tepelném oběhu budeme v této kapitole vycházet. Je nutno podotknout, že v dalších kapitolách budou schémata spalovací turbíny a jejich diagramy složitější a číslování jednotlivých pracovních bodů se bude lišit.

### 3.1 Braytonův cyklus

Spalovací turbína obecně pracuje v Braytonově cyklu. Tento oběh je charakterizován dvěma adiabatickými ději a dvěma ději blízkými dějům izobarickým. Dle Obr. 1 v bodě 0 dochází k nasávání vlhkého vzduchu z atmosféry. Tlak vlivem tlakových ztrát poklesne z tlaku atmosférického  $p_0$  na tlak  $p_1$ . Mezi body 1 a 2 nastává adiabatická komprese. Z podstaty adiabatického děje nedochází k výměně tepla. Kompresoru je dodávána kompresní práce  $a_K$ . Dějem mezi body 2 a 3 je téměř izobarický ohřev. Vlivem tlakové ztráty spalovací komory poklesne tlak z  $p_2$  na  $p_3$ . Ve spalovací komoře pracovní látka přijímá teplo vzniklé hořením paliva. Palivo se zde smíchává s pracovní látkou za vzniku směsi spalin. Děj 3-4 je adiabatická expanze. Děj probíhá opět bez výměny tepla s okolím a pracovní látka koná v turbíně expanzní práci  $a_T$ . V bodě 5 dochází k výfuku spalin do atmosféry. Posledním dějem je téměř izobarické ochlazování mezi body 5-0.

### 3.2 Carnotův cyklus

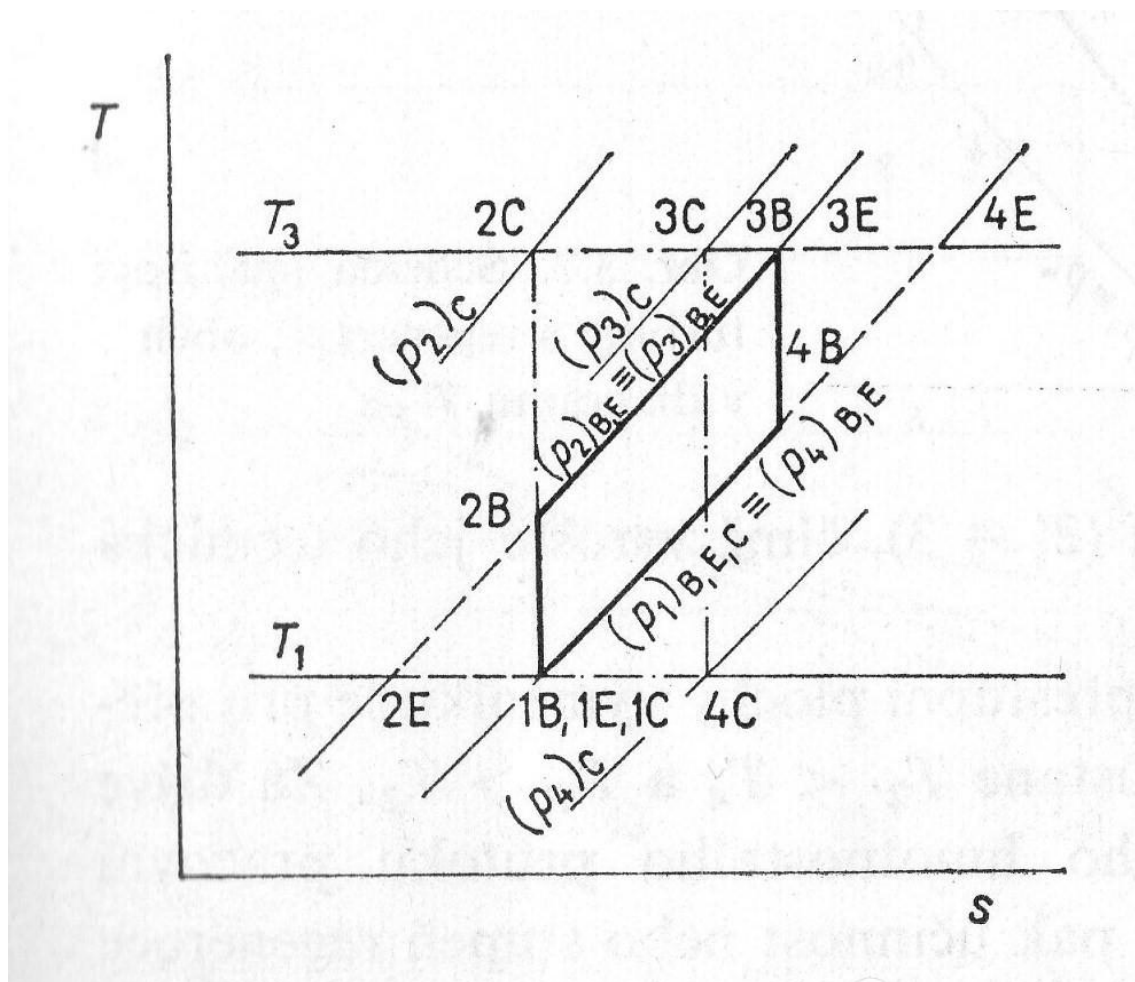
Carnotův cyklus je srovnávací cyklus pro termodynamické oběhy. Carnotův cyklus reprezentuje ideální dokonalý oběh s nejvyšší možnou mírou účinnosti. Tento cyklus se skládá ze dvou dějů adiabatických a dvou dějů izotermických. Přičemž komprese i expanze jsou ději adiabatickými a nedochází ke ztrátám třením. Přívod a odvod tepla z cyklu je realizován ději izotermickými. V T-s diagramu je Carnotův cyklus zobrazen obdélníkem.

Takto vytvořený oběh získává teplo z okolí při nejvyšší teplotě oběhu a odevzdává teplo chladiči při teplotě nejnižší. Snahu přiblížit reálný oběh co nejlépe oběhu Carnotovu, nazýváme karnotizací cyklu.

### 3.3 Ericsonův cyklus

Ericsonův cyklus spočívá v nahrazení dějů adiabatických ději izotermickými v Braytonově oběhu. V ideálním případě, kde by bylo možné využít dokonalou regeneraci tepla tak, že teplo potřebné pro ohřev pracovní látky bychom získali regenerací tepla, které látka odevzdává chladiči; potom bychom dosáhli účinnosti cyklu Carnotova. V reálných podmínkách nicméně není možno využít teplo regenerace dokonale a není ani možno uskutečnit děj izotermický. Ericsonův cyklus tedy představuje posun cyklu Braytonova směrem k cyklu Carnotovu. [1]

Názorné porovnání ideálních dějů Braytonova, Ericsonova a Carnotova pro stejné podmínky je znázorněno v Obr. 2. Body 1B, 2B, 3B a 4B reprezentují ideální Braytonův oběh. Oběh Ericsonův znázorňují body 1E až 4E a nakonec cyklus Carnotův mezi body 1C až 4C



Obr. 2 Porovnání Braytonova oběhu (1B-4B), Ericsonova cyklu (1E až 4E) a Carnotova cyklu (1C až 4C) [1]

## 4 ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI

Snahou o co nejehospodárnější provoz jakéhokoli zařízení je vytvořit podmínky pro provoz s co nejvyšší termickou účinností. Spalovací turbína není v tomto pohledu výjimkou. Otázka zvyšování účinnosti má opodstatnění i z ekonomického pohledu na provoz spalovací turbíny a proto bude v této kapitole brán zřetel na možnosti zvýšení účinnosti.

Míru dokonalosti přeměny energie v tepelném stroji udáváme poměrem užitečné energie, kterou soustava vykoná ku energii, kterou do soustavy musíme dodat. Takto definovaná účinnost se nazývá termická účinnost  $\eta_t$ .

$$\eta_t = \frac{a_e}{q_{2-3}} [-] \quad (1)$$

Kde  $a_e$  je měrná užitečná práce vykonaná turbínou [J/kg]  
 $q_{2-3}$  je teplo dodané do oběhu [J/kg]

V ideálním případě, by dále platilo

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{stř,out}}{T_{stř,in}} [-] \quad (2)$$

Kde  $T_{stř,out}$  je střední teplota tepla odvedeného z oběhu [K]  
 $T_{stř,in}$  je střední teplota tepla přivedeného do oběhu [K]

I když je vztah platný pouze pro ideální oběh, lze z něj vyvozovat důsledky i pro oběh reálný. Ze vztahu je patrné, že abychom zvýšili účinnost cyklu je potřeba zvýšit střední teplotu příjmu tepla z ohřivače nebo snížit střední teplotu tepla odevzdaného chladiči. Pro charakterizování cyklu se dále zavádí teplotní poměr.

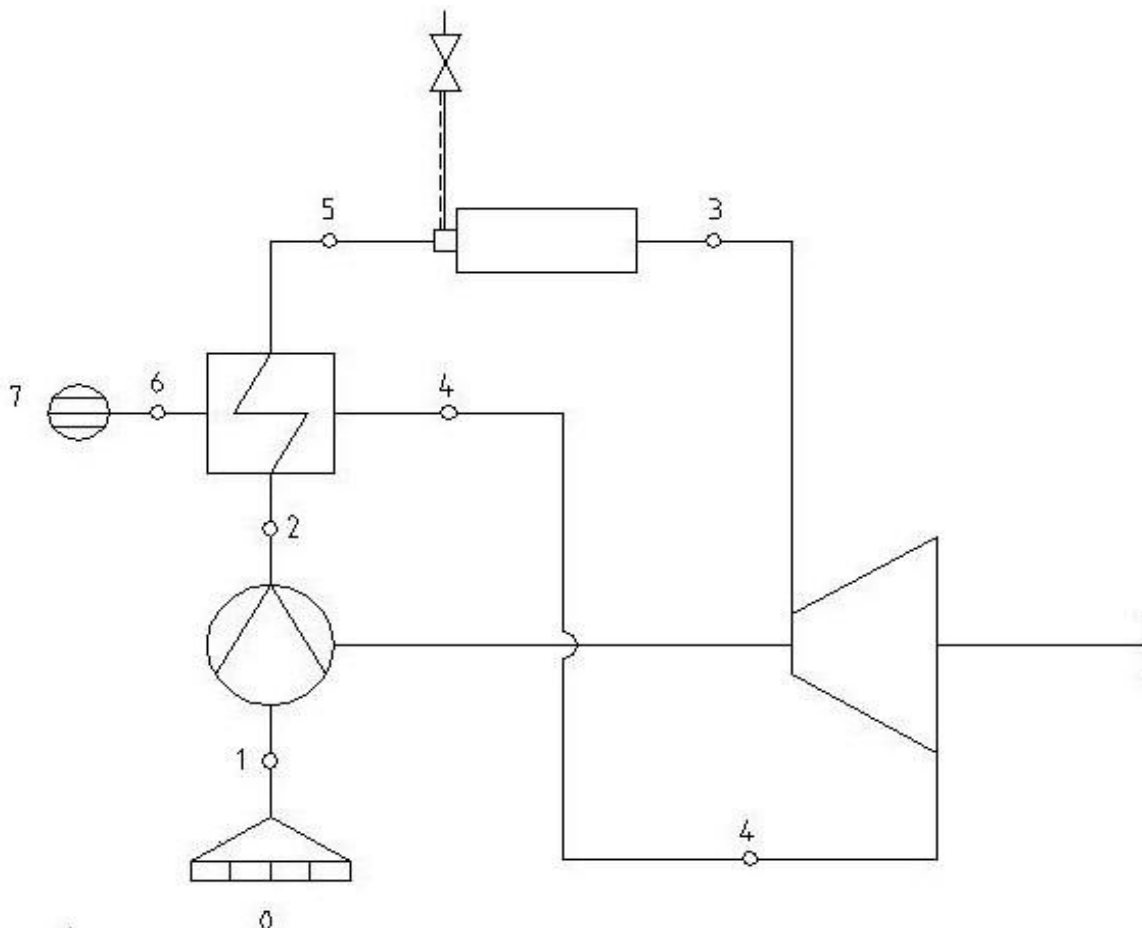
$$\tau = \frac{T_3}{T_1} [-] \quad (3)$$

Obecně platí, že s růstem teplotního poměru  $\tau$  roste i termická účinnost  $\eta_t$ . Z definice teplotního poměru je názorný fakt, že aby se zvýšila termická účinnost je potřeba zvýšit teplotu  $T_3$  respektive snížit teplotu  $T_1$ . Spalovací turbína pracující v chladnějších klimatických podmínkách bude mít zákonitě vyšší termickou účinnost (i vyšší výkon, jelikož výkon taktéž roste s rostoucím  $\tau$ ) než turbína pracující v teplejších klimatických podmínkách. Vliv tlaku na sání do kompresoru taktéž hraje roli při výběru vhodné lokality pro stavbu zařízení se spalovací turbínou. Místa o nižší nadmořské výšce jsou vhodnější pro práci turbíny. Je to dáno větším tlakem vzduchu na sání a s tím spojenou jeho větší hustotou. Z pohledu provozovatele zařízení se spalovací turbínou je tedy výhodnější vybrat lokalitu, kde je zima a nízká nadmořská výška. Jelikož na účinnost a výkon mají vliv i okolní podmínky, tak se turbíny v katalozích uvádějí při tzv. standardních ISO podmínkách, aby bylo možné jednotlivé turbíny mezi sebou porovnávat. ISO podmínky jsou: tlak na sání 101,3 kPa, teplota vzduchu na sání 15°C a vlhkost 60%, přičemž se neuvažuje tlaková ztráta na sání a komínová tlaková ztráta.

Zvyšováním účinnosti Braytonova cyklu se chceme přiblížit cyklu Ericssonovu, který má při úplné regeneraci účinnost shodnou s cyklem Carnotovým. V podstatě se účinnost Braytonova cyklu přibližuje účinnosti Ericssonova cyklu třemi způsoby. Regenerací tepla, dělenou kompresí s mezichlazením a dělenou expanzí s ohřevem.

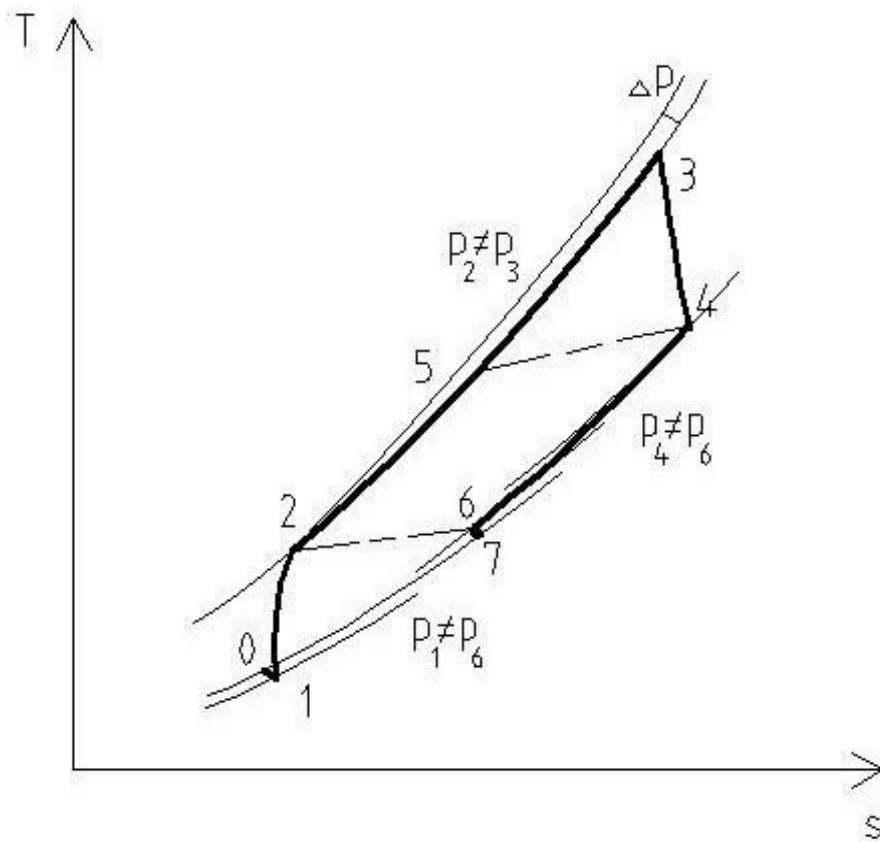
#### 4.1 Regenerace tepla

Zvýšení účinnosti tepelného oběhu regenerací tepla spočívá v instalaci tepelného výměníku, ve kterém se předehřívá zkomprimovaný vzduch (2-5) vstupující do spalovací komory spalinami z turbíny, které opouštějí pracovní cyklus (4-6). Oběh s regenerací je znázorněn na Obr. 3 a T-s diagram na Obr. 4. Uvedeným postupem dosáhneme toho, že se zmenší množství tepla, které potřebujeme do oběhu dodat. U oběhu s regenerací dochází k přívodu tepla do cyklu pouze mezi body 5-3. Regenerací se zvýší střední teplota přívodu tepla a zároveň se sníží střední teplota tepla odevzdaného chladiči.



Obr. 3 Zjednodušené schéma oběhu s regenerací





Obr. 4 T-s diagram zjednodušeného oběhu s regenerací

V souvislosti s regenerací definujeme stupeň regenerace pro ideální děj. Je to poměr tepla regenerací získaného ku teplu, které je teoreticky možno regenerovat. V našem případě:

$$\eta_{reg} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad [-] \quad (4)$$

Kde  $\eta_{reg}$  je stupeň regenerace tepla [-]

Přidáním regeneračního výměníku do oběhu se zvýší tlakové ztráty soustrojí a klesne výkon. Kdybychom tyto ztráty neuvažovali, lze konstatovat, že se termická účinnost zvyšuje úměrně se zmenšujícím se přívodem tepla do oběhu. V reálném případě to platí jen z části a je potřeba zohlednit pokles výkonu vlivem tlakových ztrát regeneračního výměníku.

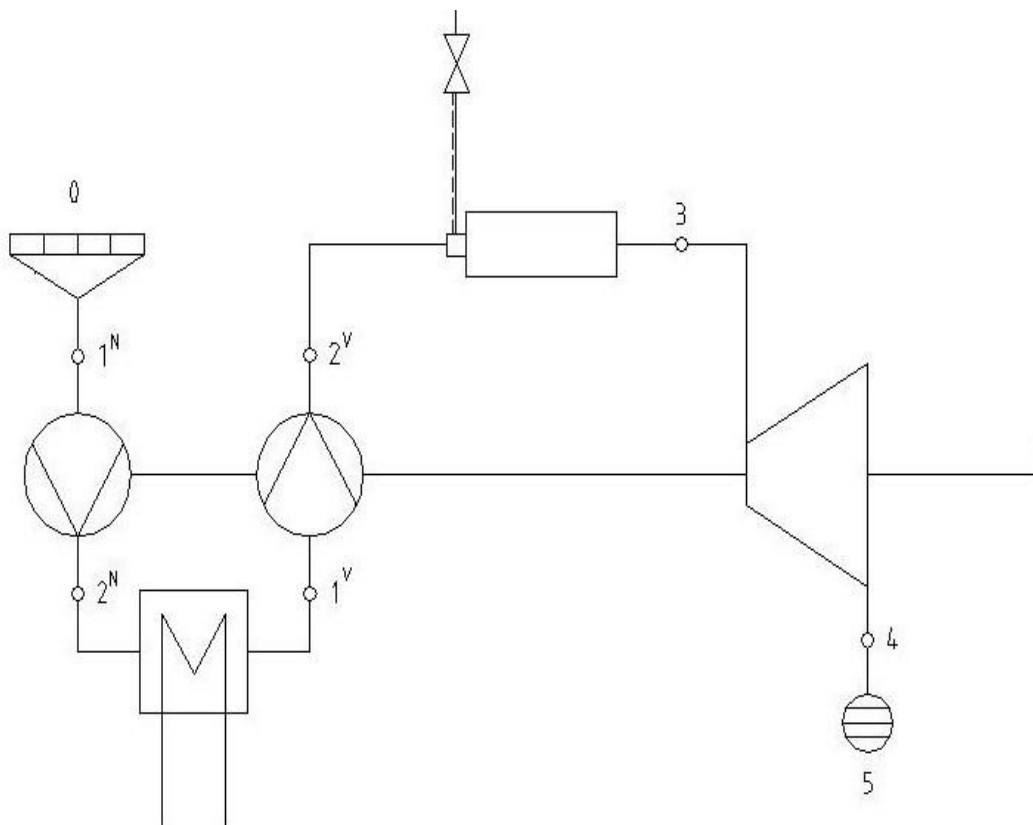
Užití regenerace v cyklu spalovací turbíny má své opodstatnění při nižších tlakových poměrech. S rostoucím tlakovým poměrem užití regeneračního výměníku přestává být výhodné, jelikož účinnost začíná klesat v porovnání s cyklem bez regeneračního výměníku. Vyšší tlakový poměr totiž zmenšuje rozdíl mezi teplotou spalin na konci expanze  $T_4$  a teplotou na výstupu z kompresoru  $T_2$ . Limitním případem je tlakový poměr, při kterém se teploty  $T_4$  a  $T_2$  vyrovnají. Další zvyšování tlakového poměru vede ke stavu kdy teplota  $T_2$  je vyšší než teplota  $T_4$  a účinnost regenerace je záporná. V tomto případě dochází k velmi nežádánému stavu, kdy tlakem vzduchem z kompresoru ohříváme spaliny na výstupu a tím

dochází k velké nevhodnosti v podobě zvyšování odpadního tepla a odebírání tepla kompresnímu vzduchu.

Obecně lze regeneraci tepla shrnout takto: Regenerace tepla je žádoucí pro oblast nižších tlakových poměrů. Čím je vyšší stupeň regenerace, tím je vyšší i termická účinnost cyklu. Přidáním regenerace do oběhu se stává oběh složitější a jeho spolehlivost klesá.

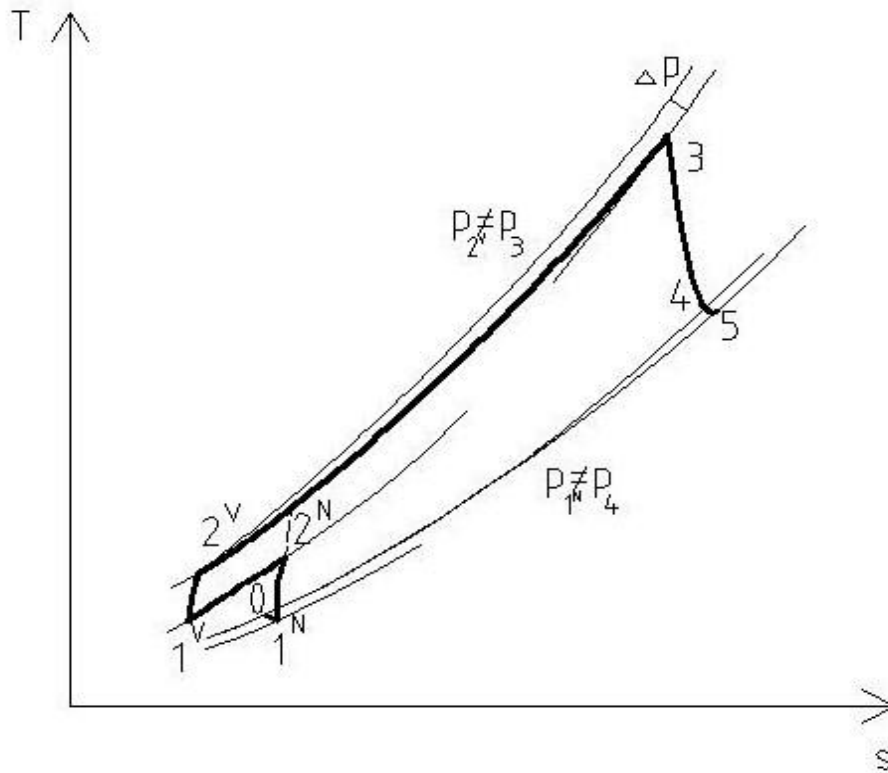
## 4.2 Dělená komprese

Dělená komprese s mezichlazením umožňuje přiblížení se izotermické kompresi (Obr. 5,  $T - s$  diagram Obr. 6). V ideálním případě rozdělením komprese na nekonečně mnoho stupňů bychom dosáhli děje izotermického. Z praktických důvodů se komprese dělí pouze na dva stupně, mezi nimiž se nachází mezichlazení. V mezichladiči dochází k ochlazení vzduchu z nízkotlakého kompresoru na přibližně teplotu na sání. Po mezichlazení dochází k další kompresi vzduchu ve vysokotlakém kompresoru. Výsledný efekt, je takový, že se sníží kompresní práce a vzroste práce užitečná. Je potřeba mít na paměti, že mezichladič přináší do oběhu tlakové ztráty, které nepříznivě ovlivňují účinnost celého cyklu.



Obr. 5 Zjednodušené schéma oběhu s dělenou kompresí

Abychom dosáhli co nejvyšší účinnosti je potřeba kompresi pracovní látky nastavit tak, aby vysokotlaký kompresor zpracovával větší tlakový spád. Potom na nízkotlaký kompresor připadá spád menší. To má za následek menší zahřátí pracovní látky v nízkotlakém kompresoru a tudíž se potom odevzdá méně tepla z oběhu mezichladiči. Toto odvedené teplo by se jinak muselo dodat do oběhu zvýšeným příívodem paliva do spalovací komory. [1]

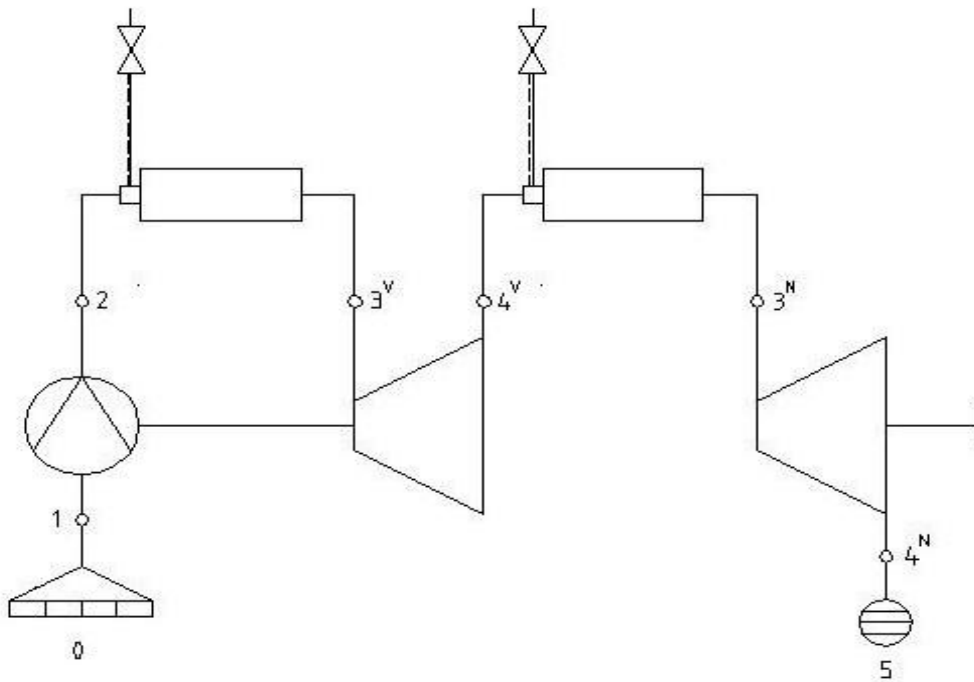


Obr. 6 T-s diagram oběhu s dělenou kompresí

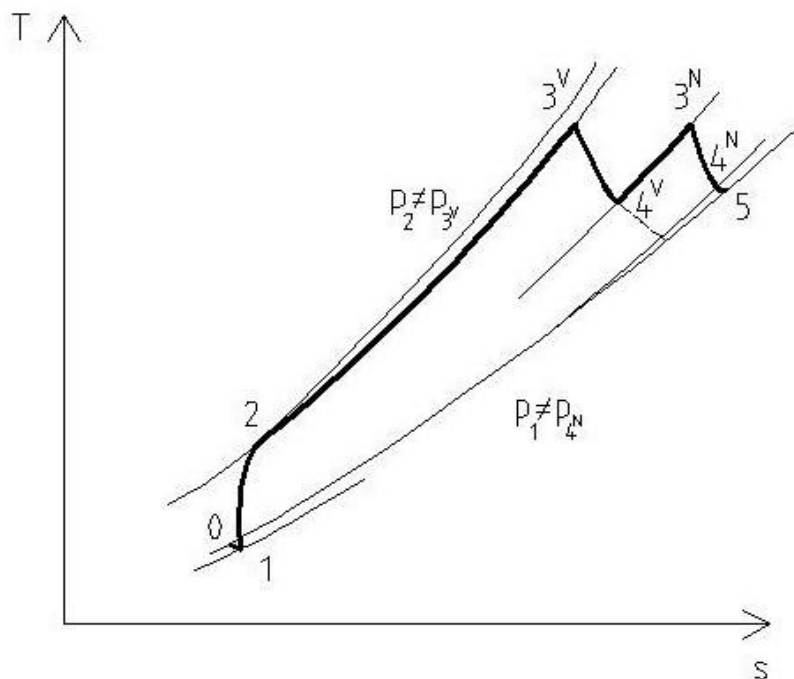
Je-li ovšem v oběhu zařazena i regenerace tepla potom snižujeme tlakový spád na vysokotlakém kompresoru. Nižší teplota na konci komprese vysokotlakého kompresoru zvyšuje stupeň regenerace a tím pádem i účinnost celého oběhu. [1]

### 4.3 Dělená expanze

Dělená expanze je proces, kdy část expanze proběhne na vysokotlakém díle turbíny a další část expanze proběhne na nízkotlakém dílu. Schéma je na Obr. 7 a T-s diagram na Obr. 8. Mezi oběma turbínami se nachází přídavná spalovací komora. Toto rozdělení nám umožní přiblížení se izotermické expanzi. V ideálním případě pro nekonečně velké množství rozdělení expanze s přívodem tepla bychom dosáhli izotermického děje a tím pádem



Obr. 7 Zjednodušené schéma cyklu s dělenou expanzí



Obr. 8 T-s diagram oběhu s dělenou expanzí

nejefektivnějšího přívodu tepla při nejvyšší teplotě v oběhu. V praxi se používá pouze dvoustupňová expanze.

Dvoustupňová expanze probíhá ve dvou turbínách a to turbíně vysokotlaké a nízkotlaké. V oběhu se taktéž nacházejí dvě spalovací komory – vysokotlaká a nízkotlaká. Spalinám se po expanzi ve vysokotlaké turbíně přivádí teplo v nízkotlaké spalovací komoře, přičemž teplota před nízkotlakou turbínou je přibližně stejná jako teplota před turbínou vysokotlakou. Důsledkem rozdělení expanze na dva pochody je zvýšení expanzní práce.

## 5 SPALOVÁNÍ [1]

Základním pilířem k termodynamické analýze pracovního cyklu jsou hlubší znalosti o vlhkém vzduchu, spalin a spalování. Spalovací turbína obecně nasává jako pracovní látku vlhký vzduch o měrné vlhkosti  $x$  [kg/kg<sub>s.v.</sub>]. Vlhký vzduch můžeme ve výpočtech rozdělit na vzduch suchý a vodní páru, která je obsažená ve vlhkém vzduchu.

$$1 + x = 1 + x \quad (5)$$

Při podělení rovnice členem  $1 + x$  nám vznikne tento tvar rovnice:

$$1 = \frac{1}{1 + x} + \frac{x}{1 + x} \quad (6)$$

Tato rovnice nám říká, že v jednom kilogramu vlhkého vzduchu je obsaženo  $\frac{1}{1+x}$  kilogramu suchého vzduchu a  $\frac{x}{1+x}$  kilogramu vodní páry.

Ve spalovací komoře dochází k hoření  $f$  kg paliva.  $f$  je palivový poměr a je definován jako hmotnost paliva vstupující do spalovací komory ku hmotnosti 1 kg vlhkého nasávaného vzduchu. Palivový poměr  $f$  je tedy vztažen na 1 kg nasávaného vlhkého vzduchu. Hořením  $f$  kg paliva vzniknou zplodiny, které se smísí s vlhkým vzduchem za vzniku spalin. Zplodiny jsou obecně produkty spalování. Ve výpočtu můžeme spaliny rozdělit na zplodiny a vlhký vzduch.

$$1 + f = 1 + f \quad (7)$$

Podělením obou stran rovnice výrazem  $1 + f$  dostaneme tvar:

$$1 = \frac{1}{1 + f} + \frac{f}{1 + f} \quad (8)$$

1 kg spalin obsahuje  $\frac{1}{1+f}$  kg vlhkého vzduchu a  $\frac{f}{1+f}$  kg zplodin. Použitím rovnice (6) dostaneme:

$$1 = \frac{1}{(1 + x)(1 + f)} + \frac{x}{(1 + x)(1 + f)} + \frac{f}{1 + f} \quad (9)$$

Tímto jsme rozdělili 1 kg spalin na  $\frac{1}{(1+x)(1+f)}$  kg suchého vzduchu,  $\frac{x}{(1+x)(1+f)}$  kg vodní páry a  $\frac{f}{1+f}$  kg zplodin.

Vycházíme z chemických rovnic hoření hlavních spalitelných prvků v palivu. Těmito prvky jsou  $H_2$ , C a spalitelná S. Do procesu spalování ovšem ještě vstupuje vlhký vzduch, který obsahuje hlavně dusík  $N_2$  a kyslík  $O_2$ . Při spalování dochází k oxidaci hlavních spalitelných prvků za vzniku zplodin  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$ . Přičemž voda se nachází i ve vlhkém vzduchu. Dále při spalování za vysokých teplot dochází k reakci  $N_2$  s  $O_2$  obecně za vzniku  $NO_x$ . Při nižších teplotách je  $N_2$  inertní. Jestliže vyjádříme zplodiny, spotřebovaný  $O_2$  a inertní  $N_2$  v poměrných množstvích, vznikne rovnice:

$$X_{H_2O} + X_{CO_2} + X_{SO_2} + X_{N_2} - X_{O_2} = 1 \quad (10)$$

Poměrné množství určíme z hmotnostních bilancí rovnic spalování. Dále je třeba podotknout, že v dobře navržených a správně provozovaných spalovacích komorách se obecně vyskytuje nízký poměr složek spalin vznikajících nedokonalým spalováním. Důvodem je spalování s vysokým přebytkem vzduchu.

Spojíme-li rovnice (9) a (10) vznikne pro naše výpočty rovnice:

$$1 = \frac{1}{(1+x)(1+f)} + \frac{x}{(1+x)(1+f)} + \frac{f}{1+f} \cdot (X_{H_2O} + X_{CO_2} + X_{SO_2} + X_{N_2} - X_{O_2}) \quad [\text{Kousal}] \quad (11)$$

Pro celkovou entalpii spalin platí, že je to součet entalpií jednotlivých složek násobený jejich hmotnostním zlomkem. Matematicky lze tedy celkovou entalpii spalin vyjádřit takto:

$$i_{sp} = \frac{1}{(1+x)(1+f)} i_{s.v.} + \frac{x}{(1+x)(1+f)} i_{H_2O} + \frac{f}{1+f} \cdot (X_{H_2O} i_{H_2O} + X_{CO_2} i_{CO_2} + X_{SO_2} i_{SO_2} + X_{N_2} i_{N_2} - X_{O_2} i_{O_2}) \quad [\text{Kousal}] \quad (12)$$

Entalpie spalin je funkce teploty T, palivového poměru f a měrné vlhkosti x.

$$i_{sp} = f(T, f, x) \quad (13)$$

Podobný vztah lze odvodit i pro měrnou tepelnou kapacitu spalin.

$$c_{p,sp} = f(T, f, x) \quad (14)$$

Obecně je měrná tepelná kapacita ještě i funkcí tlaku. Nicméně v praktických výpočtech lze s dobrou přesností vliv tlaku plynu na měrnou tepelnou kapacitu zanedbat.

## 5.1 Funkční podprogram Spaliny

Termodynamický výpočet pracovního cyklu reálného plynu spočívá ve třech základních úkonech. Prvním z nich je výpočet entalpie spalin v závislosti na teplotě. Druhým úkonem je výpočet změny entalpie v závislosti na relativní tlakové funkci  $p_r$ . Relativní tlaková funkce je poměr tlaků na izoentropě. Poměr relativních tlakových funkcí je u izoentropického děje

roven tlakovému poměru. Izoentropický děj je vázán s dějem skutečným izoentropickou účinností. Poslední základní úkon spočívá ve výpočtu palivového poměru  $f$ . Složitější termodynamické výpočty jsou složeny z kombinací, těchto jednotlivých úkonů popřípadě úkonů k nim inverzním. [1]

Pro účely výpočtů entalpií, měrné tepelné kapacity a relativních tlakových funkcí v závislosti na teplotě, palivovém poměru a měrné vlhkosti, byl ve společnosti EKOL vyvinut funkční podprogram Spaliny. Tento podprogram používá k výpočtu stavu spalin Rivkinovy koeficienty a polynomy, které jsou uvedeny v Rivkinových tabulkách [2] a dále používá i vztahy pro výpočet  $i_{sp}$  a  $c_{p,sp}$ , které jsou uvedeny výše. Podprogram je značně složitý a není náplní této diplomové práce dopodrobna popisovat funkci jednotlivých aproximačních polynomů při výpočtu termodynamických veličin spalin. Podprogram bude použit pro termodynamický výpočet pracovních bodů v cyklu dvouhřídelové spalovací turbíny. Bez tohoto programu bychom museli pracně odečítat veličiny s normovaných tabulek a dále je složitě přepočítávat. Navíc tyto tabulky byly vytvořeny pro standardní normované podmínky a pro daný typ paliva. Odklon od těchto podmínek a typu paliva by se velmi těžce řešil aproximací, která je v mnoha případech iterační a pro výpočet bez výpočetní techniky velmi těžce řešitelná nebo řešitelná s velkou nepřesností.

Podprogram spaliny se vyvolává v prostředí HT Basic funkcí FNSpaliny( $T, f, x, y$ ). Přičemž  $T$  je teplota v uvažovaném místě spalovacího cyklu,  $f$  je palivový poměr (pro výpočet pouze s vlhkým vzduchem položíme  $f = 0$ ),  $x$  je měrná vlhkost a  $y$  je mód podprogramu.

- Mód 1 – v případě, že  $y = 1$  potom podprogram vrací hodnotu entalpie pro dané podmínky.
- Mód 2 – je-li  $y = 2$  poté vrací hodnotu relativní tlakové funkce
- Mód 3 – je-li  $y = 3$  tak program vrací hodnotu entalpie složek po spálení  $i_\lambda$  (složky po spálení jsou známy). V našem případě budeme uvažovat složky po spálení  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$  a  $\text{H}_2\text{O}$ . Jejich poměrné obsahy jsou  $X_{\text{CO}_2}$ ,  $X_{\text{N}_2}$ ,  $X_{\text{O}_2}$  a  $X_{\text{H}_2\text{O}}$ . V takovém případě bude:

$$i_\lambda = X_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + X_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + X_{\text{O}_2} \cdot i_{\text{O}_2} + X_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} \quad (15)$$

Dále se v hlavním řetězci bude vyskytovat funkce Inverze FNInverze( $z, f, x, y$ ), která vrací hodnoty teplot v závislosti na módu  $y$ , přičemž  $z$  je buď entalpie, relativní tlaková funkce nebo entalpie složek po spálení. Záleží na zvoleném módu  $y$ , který je stejný jak v podprogramu Spaliny.

Zdrojový kód podprogramu Spaliny je firemním tajemstvím společnosti EKOL. Pro tuto práci bude podprogram použit, nicméně nebude zde uveden jeho zdrojový kód.

## 6 CHARAKTERISTIKA SPALOVACÍ TURBÍNY

Nejjednodušší spalovací turbína se skládá z kompresoru, spalovací komory a turbíny. Kompresor i turbína mají svou vlastní charakteristiku. Tyto charakteristiky jsou na sebe vázané, jelikož mezi kompresorem a turbínou existuje mechanická vazba. Snahou provozovatelů je spalovací turbínu provozovat v návrhovém bodě, který je pro provoz optimálně navrhnout. Při odklonu od návrhového bodu dochází k přerozdělení práce v jednotlivých částech turbíny a mění se hlavně výkon a účinnost. Přerozdělení poměrů na spalovací turbíně je dáno vzájemnými funkčními vazbami mezi jednotlivými jejími částmi. Při každé změně parametrů má turbína snahu dosáhnout ustáleného rovnovážného chodu. V rovnovážném ustáleném stavu lze na základě funkčních závislostí stanovit nový nenávrhový pracovní bod a dopočítat jednotlivé pracovní body celého oběhu a určit termodynamické veličiny v celém cyklu [1].

Abychom postihly v této práci i nenávrhové stavy, se kterými náš program nebude počítat, je nutné se zmínit o charakteristice kompresoru a turbíny.

### 6.1 Charakteristika kompresoru

K popisu chování kompresoru slouží univerzální a redukovaná charakteristika. (Někdy se můžeme setkat i s charakteristikou pro konstantní teplotu a tlak. Taková charakteristika je ovšem platná pouze pro jediný stav vzduchu na sání). Univerzální charakteristika popisuje chod kompresoru bez vlivu parametrů na sání (tlaku  $p_0$  a teplotě  $t_0$ ). Univerzální charakteristika vychází z podobnosti lopatkových strojů a má široké uplatnění při srovnávání různých kompresorů. Univerzální charakteristika má dva parametry. První je průtokový parametr

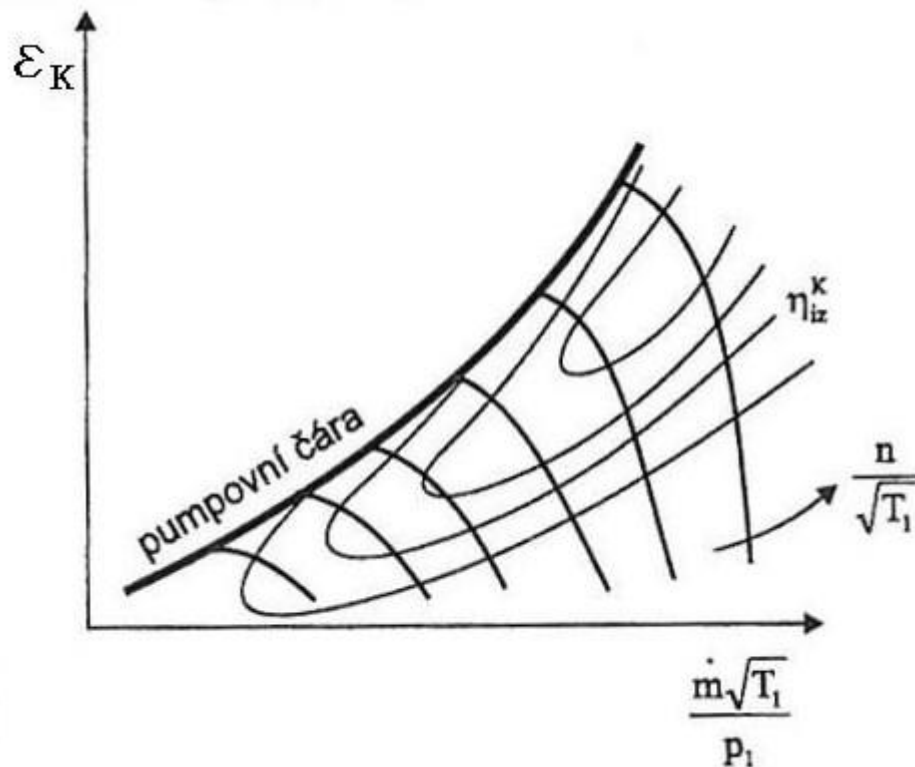
$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1} \quad (16)$$

Druhým je otáčkový parametr

$$\frac{n}{\sqrt{T_1}} \quad (17)$$

Univerzální charakteristika kompresoru je potom závislost těchto dvou parametrů na kompresním poměru  $\varepsilon_K$  a izoentropické účinnosti komprese  $\eta_{K,iz}$ . Příklad univerzální charakteristiky je na Obr. 9. V kompresoru dochází ke složitému proudění proti směru tlakového spádu a to má za následek vytvoření oblasti nestability. Oblast nestability je znázorněna pumpovní čarou (znázorněna tučně). Pumpovní čára je tvořena body, ve kterých dochází k nestabilitě a kompresor se dostává do pompážního režimu. Pompážní režim vyvolává silné vibrace a celé soustrojí havaruje. Příliš blízké přiblížení chodu kompresoru k pompážní čáře je nepřijatelné.





Obr. 9 Příklad univerzální charakteristiky axiálního kompresoru. Upraveno z [3]

Z univerzální charakteristiky nelze moc dobře vyčíst hodnoty průtoku a otáček. Z toho důvodu se zavádí redukové hodnoty a tudíž reduková charakteristika. Redukovaná charakteristika nám již dává názornější představu o otáčkách a průtoku. Redukované hodnoty jsou vztaženy k standardním podmínkám na vstupu do kompresoru. Těmito podmínkami zpravidla bývá tlak  $p_s = 101\,325$  Pa a teplota  $T_s = 15^\circ\text{C}$  (288,15 K). Redukovaný průtok se určí z rovnice (18), redukové otáčky potom z (19)

$$\dot{m}_r = \dot{m} \sqrt{\frac{T_0}{T_s} \cdot \frac{p_s}{p_0}} \quad (18)$$

$$n_r = n \sqrt{\frac{T_s}{T_1}} \quad (19)$$

## 6.2 Charakteristika turbíny

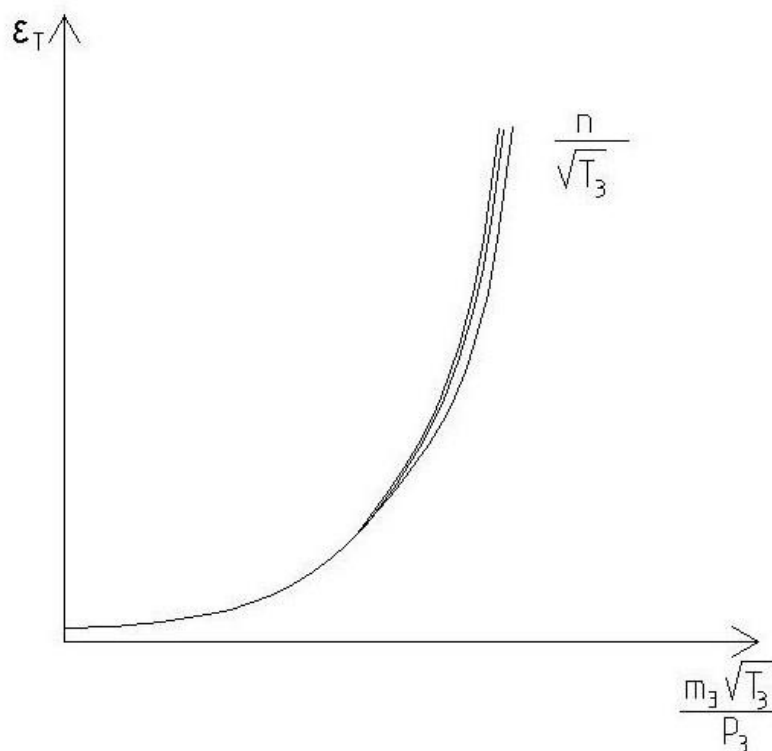
Stejně jako u kompresoru lze turbíny popsat jak univerzální tak redukovanou charakteristikou. V případě univerzální charakteristiky turbíny máme opět dva parametry. Tím prvním je průtokový parametr

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{p_3} \quad (20)$$

a druhý je otáčkový parametr.

$$\frac{n}{\sqrt{T_3}} \quad (21)$$

Charakteristika turbíny je značně odlišná od charakteristiky kompresoru. Turbína nemá nestabilní oblast a je omezena maximálním průtokem, kdy dochází k aerodynamickému zahlcení. Závislost průtoku na otáčkách je minimální a u víceúhřídelových turbín se zpravidla zanedbává. Příklad univerzální charakteristiky je na Obr. 10. [1]



Obr. 10 univerzální charakteristika turbíny

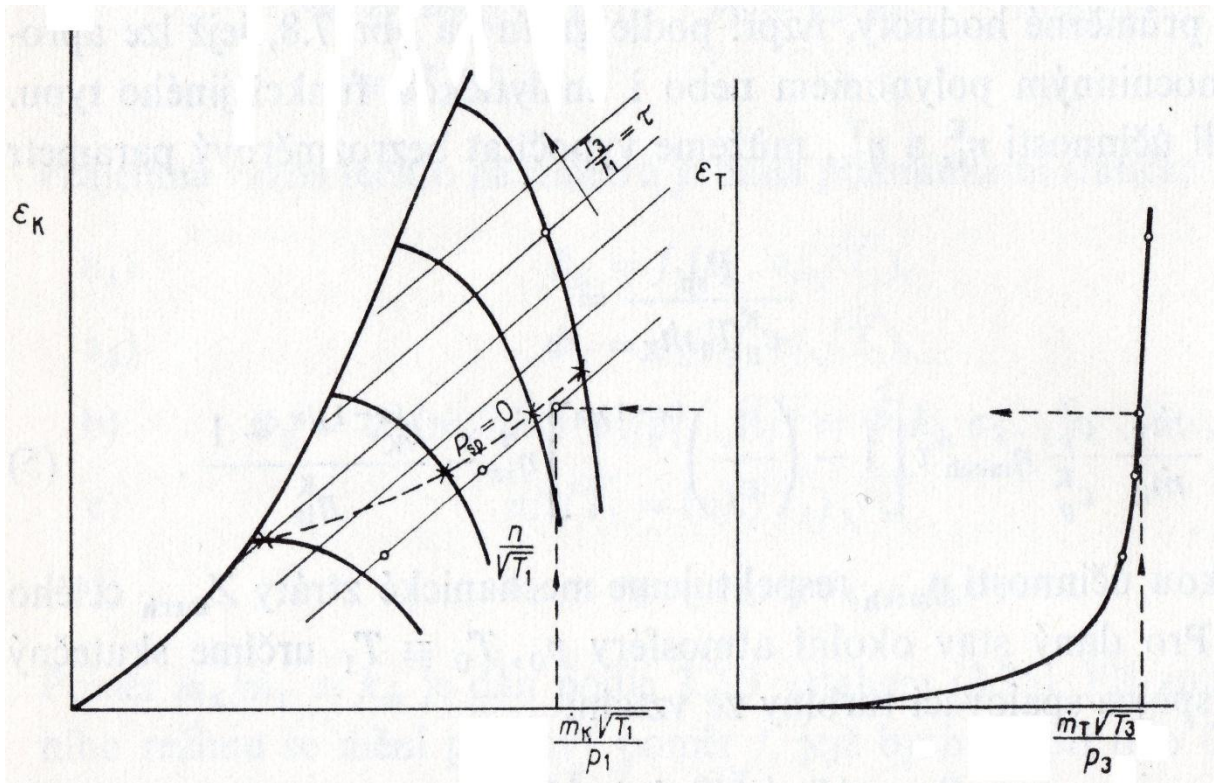
Univerzální charakteristika nám ani u turbíny nedává dost dobrou představu o poměrných otáčkách a průtokem. Tudíž i tady se zavádí redukované hodnoty a redukováná charakteristika.

### 6.3 Rovnovážný režim mezi kompresorem a turbínou

Pro rovnovážný chod dvouhřídelové spalovací turbíny musí platit výkonová rovnováha mezi generační turbínou a axiálním kompresorem. Axiální kompresor i axiální turbína mají svou průtokovou charakteristiku. Obě tyto charakteristiky jsou vázány stejným průtokem a stejnými otáčkami (v ideálním případě).

V případě turbíny s přijatelnou přesností můžeme zanedbat závislost na otáčkách. Rovnovážného chodu dosáhneme dle Obr. 11 tak, že nejprve zvolíme průtokový parametr turbíny  $\frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3}$ , kterému přiřadíme expanzní poměr. Expanznímu poměru lze potom přiřadit kompresní poměr. V dalším kroku lze z průtokového parametru turbíny vypočítat průtokový

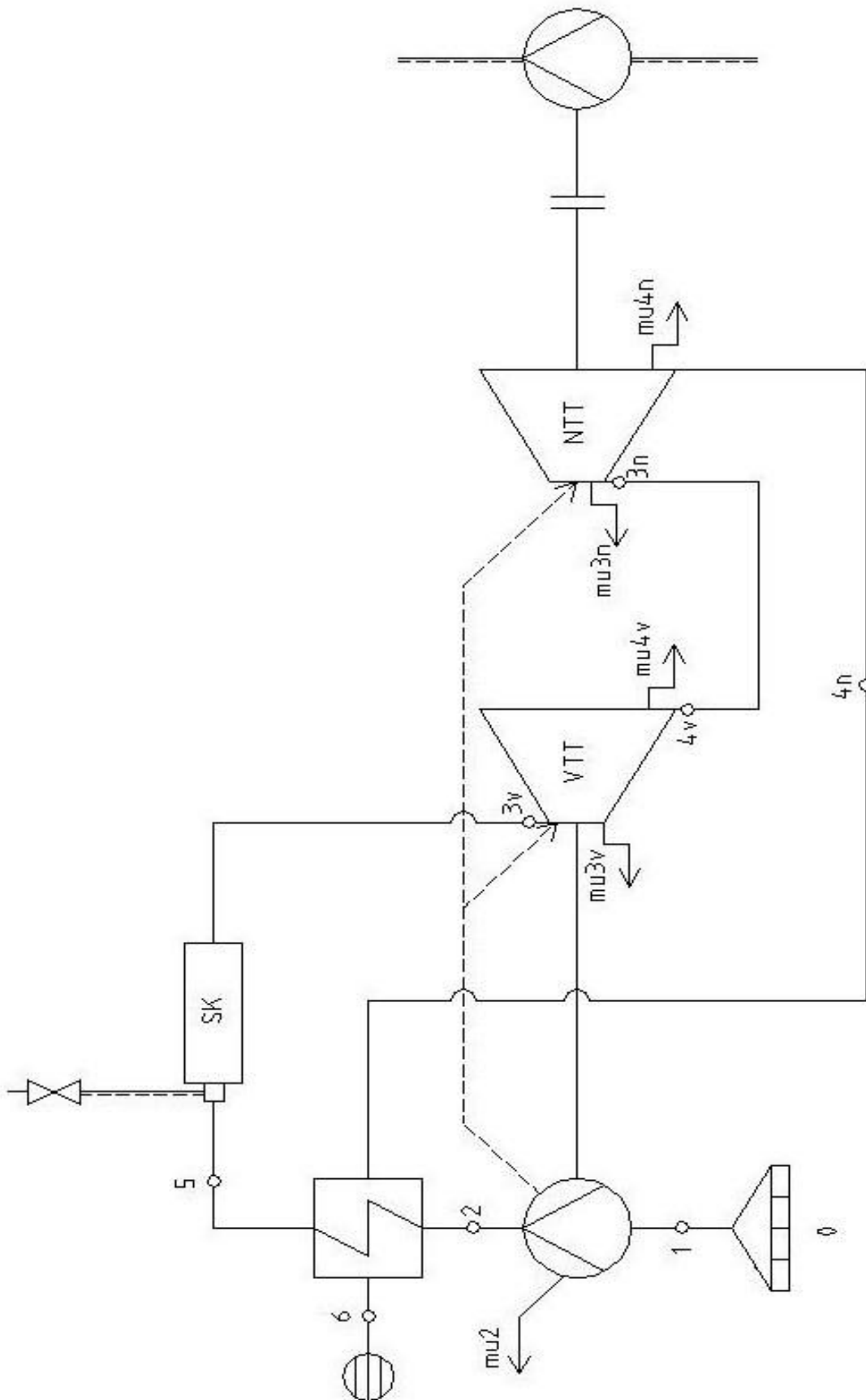
parametr kompresoru  $\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1}$  pro zvolený teplotní poměr. Tímto krokem jsme určili pracovní bod, který je vyneseno v charakteristice kompresoru i charakteristice turbíny. V grafu jsou dále vyneseny další teplotní poměry. Se zvyšujícím se teplotním poměrem se pracovní bod přibližuje k pumpovní hranici kompresoru.[1]



Obr. 11 Rovnovážný chod turbíny a kompresoru. Upraveno z [1]

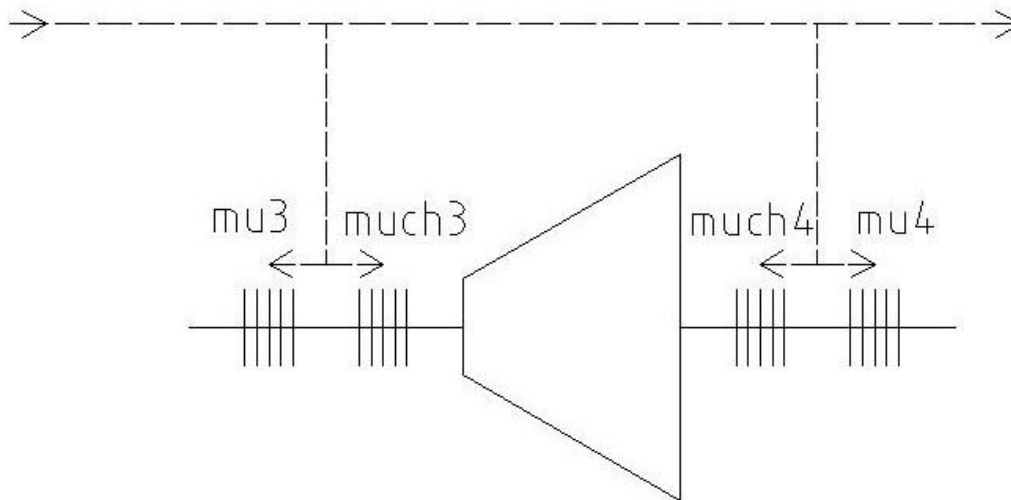
## 7 SÉRIOVÉ USPOŘÁDÁNÍ

Sériové uspořádání dvouhřídelové turbíny je na Obr. 12. Spalovací turbína nasává vlhký vzduch z okolní atmosféry o stavu 0. Přes filtr a tlumič hluku se pracovní látka dostane do bodu 1. Následně dochází ke stlačení vzduchu v kompresoru a pracovní látka se dostává do pracovního bodu 2, který se nachází těsně za kompresorem. Za tímto bodem dochází k odběru stlačeného vzduchu pro zahlcení turbínových a kompresorových ucpávek a chlazení lopatek turbín. Pracovní látka následně proudí přes regenerační výměník, ve kterém se částečně využívá odpadní teplo. Mezi regeneračním výměníkem a spalovací komorou SK se nachází pracovní bod 5. Do spalovací komory je přiváděno  $f$  kg paliva a dochází k hoření. Vzniklé spaliny opouštějí spalovací komoru a dostávají se do bodu  $3_v$ . Bod  $3_v$  se nachází těsně před vysokotlakou turbínou VTT. Ve směru toku spalin následuje pracovní bod  $3_{lv}$ , který se nachází na první řadě statorových lopatek. V tomto bodě dochází k ochlazování lopatek vlivem stlačeného chladicího vzduchu odváděného z kompresoru. Dalším pracovním bodem je bod  $4_{lv}$ , který se nachází na posledním lopatkovém stupni vysokotlaké turbíny. Tento bod je zároveň konečným bodem expanze spalin. Následuje bod  $4_v$  v němž dochází k míšení spalin s ochlazovacím stlačeným vzduchem z kompresoru. Částečně vyexpandované spaliny opouštějí v bodě  $4_v$  vysokotlakou turbínu a v bodě  $3_n$  vstupují do turbíny nízkotlaké NTT. V následujícím bodě  $3_{lv}$ , který se nachází na první lopatkové řadě, dochází k míšení spalin se stlačeným chladicím vzduchem z kompresoru. Na poslední lopatkové řadě nízkotlaké turbíny se nachází pracovní bod  $4_{ln}$ . U výstupu spalin z nízkotlaké turbíny se nachází bod  $4_n$ , ve kterém se do proudu vyexpandovaných spalin mísí chladicí vzduch z kompresoru. Spaliny v cyklu dále proudí z výstupu turbíny do regeneračního výměníku. Mezi regeneračním výměníkem a výfukem spalin do okolní atmosféry se nachází poslední bod cyklu 6.



Obr. 12 Sériové zapojení dvouhřídelové spalovací turbíny

Na Obr. 13 je znázorněn detail distribuce ucpávkového ( $m_u$ ) a chladicího ( $m_{ch}$ ) vzduchu do turbínových ucpávek. Chladicí vzduch prostupuje ucpávkami a pomáhá chránit první řadu turbínových lopatek proti nadměrnému tepelnému zatížení.



Obr. 13 Detail toku ucpávkového a chladicího vzduchu

### 7.1 Program - sériové zapojení

Program pro výpočet termodynamických vlastností jednotlivých bodů v pracovním cyklu se sestavoval v HT Basicu, který má firma EKOL k dispozici a v němž počítá značnou část výpočtů. Z toho důvodu i v této diplomové práci bude použit stejný program.

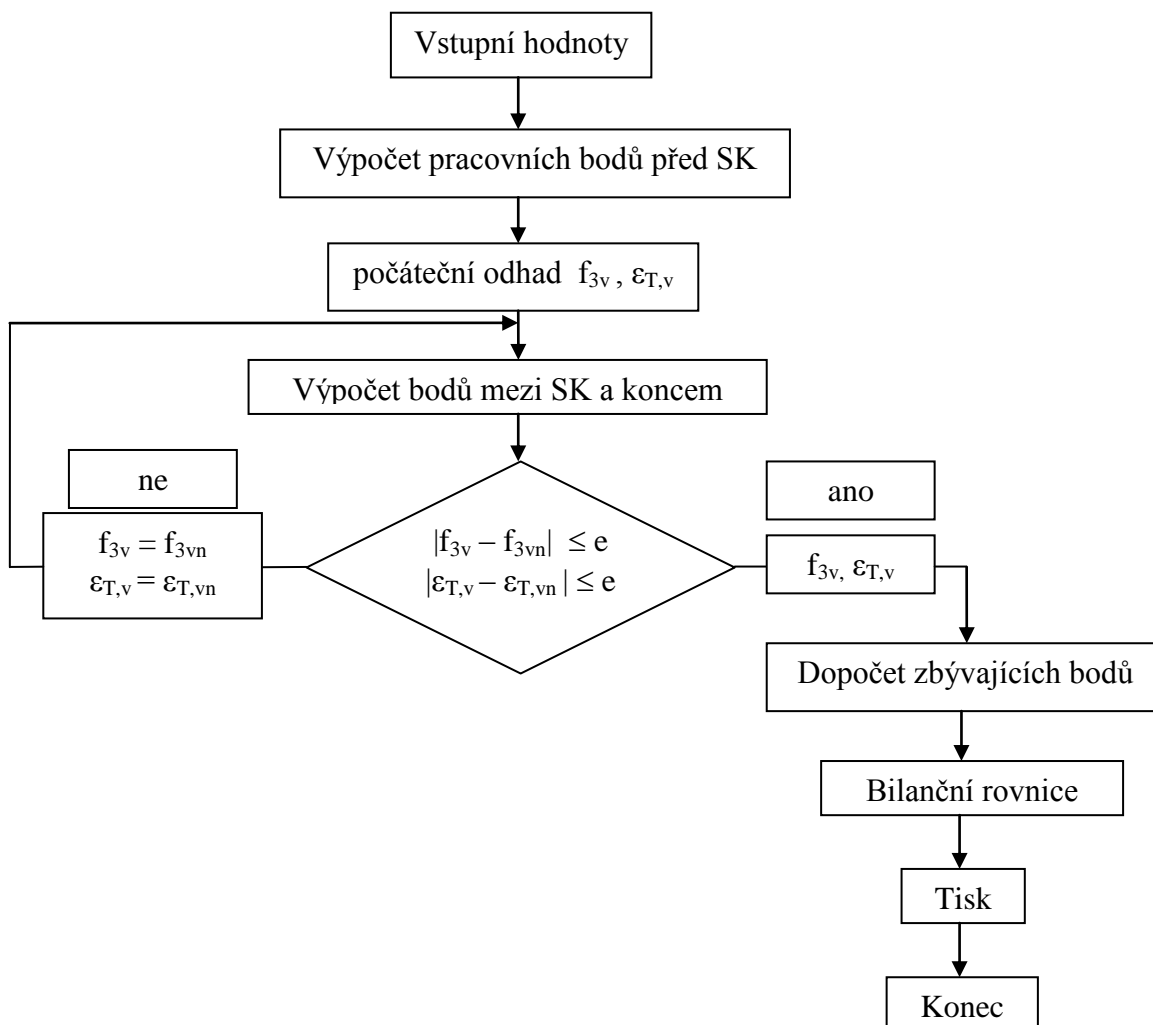
Začátek programu je stejný jak pro sériové, tak i paralelní řazení turbín a spočívá v tom, že se z paměti počítače načtou veškeré pomocné koeficienty, se kterými se bude dále počítat. Tyto koeficienty tvoří z největší míry výpočtový základ pro podprogram Spaliny. V závislosti na typu paliva musíme určit poměrná množství vzniklých zplodin. Pro tyto účely má firma EKOL zpracován další program, který na základě chemického složení paliva, množství nasátého vzduchu, vlastnostech spalovací komory a dalších vlastnostech cyklu dokáže s velkou přesností tyto poměrná množství zplodin stanovit. V našem případě budeme uvažovat pouze poměrná množství vodní páry  $X_{H_2O}$ , oxidu uhličitého  $X_{CO_2}$ , dusíku  $X_{N_2}$  a kyslíku  $X_{O_2}$ .

V sériovém řazení turbín potřebujeme pro výpočet znát všechny tyto vstupní veličiny:

- Stav nasávaného vzduchu na vstupu do vzduchového filtru - teplota  $T_0$ , tlak na vstupu  $p_0$  a relativní vlhkost  $\varphi_0$  nasávaného vzduchu
- Kompresní poměr  $\varepsilon_K$
- Izoentropická účinnost komprese  $\eta_{K,iz}$
- Poměrné tlakové ztráty v jednotlivých úsecích oběhu:
  - tlaková ztráta na filtru  $\zeta_{01}$
  - tlaková ztráta regeneračního výměníku na straně vlhkého vzduchu  $\zeta_{25}$
  - tlaková ztráta spalovací komory  $\zeta_{53v}$
  - tlaková ztráta mezi vysokotlakou a nízkotlakou turbínou  $\zeta_{4v3n}$ ,
  - tlaková ztráta regeneračního výměníku na straně spalin  $\zeta_{4n6}$  a
  - tlaková ztráta na výfuku z oběhu  $\zeta_{60}$ .

- Teplota  $T_{3v}$  těsně před první lopatkovou řadou.
- Účinnost izoentropické expanze ve vysokotlaké  $\eta_{Tv,iz}$  a nízkotlaké turbíně  $\eta_{Tn,iz}$ .
- Poměrné ucpávkové ztráty.
  - Ztráta kompresoru  $m_{u2}$ .
  - Ztráta na vstupu spalín do turbíny a na výstupu. V případě turbíny vysokotlaké  $m_{u3v}$  a  $m_{u4v}$ .
  - Nízkotlaká  $m_{u3n}$  a  $m_{u4n}$ .
- Poměrné ztráty chladícím vzduchem. Poměrná ztráta chladícím vzduchem na straně vstupu spalín do turbíny a na straně výstupu. V případě turbíny vysokotlaké  $m_{ch3v}$  a  $m_{ch4v}$ . V případě nízkotlaké  $m_{ch3n}$  a  $m_{ch4n}$ .
- Stupeň regenerace  $\eta_{reg}$ .
- Teplota paliva  $T_p$ .
- Výhřevnost paliva  $Q_i^r$ .
- Účinnost spalovací komory  $\eta_{sk}$ .
- Mechanická účinnost vysokotlaké  $\eta_{Tm,v}$  a nízkotlaké turbíny  $\eta_{Tm,n}$ .
- Měrná tepelná kapacita paliva  $c_{pp}$ . Tuto měrnou tepelnou kapacitu paliva budeme brát jako konstantu. Bude jí potřeba pouze pro výpočet citelného teplo paliva vneseného do oběhu. Jelikož pro tento výpočet uvažujeme jen minimální změnu teplot mezi palivem a okolím, tak si toto zjednodušení můžeme s velkou přesností dovolit.
- Poměrná množství vzniklých produktů hoření a kyslíku. V našem případě budeme uvažovat pouze poměrná množství vodní páry  $X_{H_2O}$ , oxidu uhličitého  $X_{CO_2}$ , dusíku  $X_{N_2}$  a kyslíku  $X_{O_2}$ .

## Schéma výpočtu programu pro sériové zapojení



Obr. 14 Schéma výpočtu sériového zapojení turbín

7.1.1 Postup výpočtu

V této části bude představen náhled do programu a popsání nejdůležitějších částí výpočtu. Celý zdrojový kód hlavní části programu bude uveden v příloze.

V prvním kroku vypočítáme měrnou vlhkost nasávaného vlhkého vzduchu. K tomu potřebujeme znát atmosférický tlak, který je funkcí teploty  $p_{atm} = f(T_0)$ .

$$x_{atm} = 0,621895 \frac{\varphi_0 \cdot p_{atm}}{p_0 - \varphi_0 \cdot p_{atm}} \quad (22)$$

Potom určíme z poměrných tlakových ztrát tlaky v bodech 1, 2, 5, 3v, 6, 4n, 4ln. Určíme celkový tlakový spád na turbínách

$$\varepsilon_T = \frac{p_{3v}}{p_{4n}} \quad (23)$$



V další části výpočtu určíme teplotu a entalpii v bodě  $T_2$ . Postup je takový, že s pomocí podprogramu *Spaliny* při známé teplotě a měrné vlhkosti určíme entalpii v bodě 0. Entalpie v bodech cyklu, kde proudí vlhký vzduch, budeme označovat indexem – h.

$$i_{h0} = FNSpaliny(T_0, 0, x_{atm}, 1) \quad (24)$$

Entalpie v bodě 0 bude stejná jako entalpie v bodě 1 (je zde sice mírná tlaková ztráta filtru na sání, ale změna entalpie je zanedbatelná). Tím pádem bude teplota  $T_1$  rovna teplotě  $T_0$ .

Vypočteme tlakovou funkci v bodě 1.

$$p_{r1} = FNSpaliny(T_1, 0, x_{atm}, 2) \quad (25)$$

Určíme tlakovou funkci pro izoentropickou kompresi v bodě  $2_{iz}$  a to z tlakového poměru kompresoru a tlakové funkce v bodě 1.

$$p_{r2,iz} = p_{r1} \cdot \varepsilon_K \quad (26)$$

Dle podprogramu ze známé tlakové funkce pro izoentropickou kompresi vypočteme entalpii v bodě  $2_{iz}$ .

$$i_{h2iz} = FNInverze(p_{r2,iz}, 0, x_{atm}, 2) \quad (27)$$

Z definice izoentropické účinnosti kompresoru určíme entalpii v bodě 2, ze které inverzně vypočteme teplotu  $T_2$  za pomoci podprogramu.

$$i_{h2} = \frac{i_{h2,iz} - i_{h1}}{\eta_{K,iz}} + i_{h1} \quad (28)$$

$$T_2 = FNInverze(i_2, 0, x_{atm}, 1) \quad (29)$$

Dále je ve výpočtu prvních tří bodů cyklu potřeba určit hmotnostní průtoky vlhkého vzduchu. Hmotnostní průtoky budou poměrná čísla vztažena na 1kg nasávaného vlhkého vzduchu. Potom hmotnostní tok body 0,1 a 2 bude:

$$m_0 = 1, \quad m_1 = 1, \quad m_2 = 1 \quad (30)$$

Pro zjednodušení uvažujme, že tlakový vzduch, který bude sloužit k zahlcení ucpávek a k chlazení turbín bude rozveden pouze na jedné tlakové úrovni a místo jeho odběru bude těsně za kompresorem (za bodem 2). Hmotnostní tok odvedeného tlakového ucpávkového a chladičího vzduchu bude:

$$m_{uch} = m_{u2} + m_{u3v} + m_{u4v} + m_{u3n} + m_{u4n} + m_{ch3v} + m_{ch4v} + m_{ch3n} + m_{ch4n} \quad (31)$$

Hmotnostní tok v bodě 5 potom bude:

$$m_5 = 1 - m_{uch} \quad (32)$$

Předtím než vstoupíme do iterační části výpočtu, je třeba určit entalpii složek po spálení pro teplotu  $T_{3v}$  za spalovací turbínou a pro referenční teplotu  $25^\circ\text{C}$ . Tyto výpočty nám budou sloužit k určení nového palivového poměru, který bude zároveň hrát důležitou roli v podmínce pro ukončení iterační části výpočtu.

Určíme měrné citelné teplo paliva a potom vypočteme celkové měrné teplo dodané do spalovací komory. K výpočtu celkového tepla dodaného do spalovací komory

$$q_{cit} = c_{pp} \cdot (T_p - T_0) \quad (33)$$

$$q = Q_i^r + q_{cit} - (i_{\lambda 3} - i_{\lambda 25}) \quad (34)$$

### Iterace

Nyní, když už máme v našem cyklu určeny kompletně body 0, 1 a 2, přistoupíme k iteračnímu procesu. Iterační cyklus nám slouží k výpočtu palivového poměru a tlakového poměru na jednotlivých turbínách. (Bude nám stačit znát tlakový poměr pouze na jedné z turbín. Tlakový poměr na druhé turbíně již jednoduše dopočítáme). Tyto veličiny jsou ve výpočtu zadány implicitně a není tudíž možné je určit jednoduchým přímým výpočtem. Chtěný palivový poměr  $f_{3v}$  je totiž nezbytné znát pro výpočet jakéhokoli bodu v cyklu, který se nachází po spalovací komoře. Palivový poměr je proměnnou, na které závisí určení entalpií a tlakových funkcí v jednotlivých bodech cyklu za spalovací komorou. Iterační část výpočtu se bude tak dlouho opakovat až výpočet palivového a tlakového poměru nesplní iterační podmínku. Tato podmínka bude stanovena přijatelným rozdílem v hodnotách palivového a tlakového poměru ve dvou po sobě jdoucích iteračních cyklech. Po splnění iterační podmínky bude výpočet pokračovat dál s nově vypočteným palivovým a tlakovým poměrem. Celý iterační proces musí být konvergentní.

Abychom mohli úspěšně celou iteraci provést, je nutné vhodně zvolit počáteční hodnoty palivového a tlakového poměru. V našem případě budeme volit počáteční hodnotu palivového poměru ve spalovací komoře a tlakový poměr vysokotlaké turbíny. Palivový poměr ve spalovací komoře bude shodný s palivovým poměrem  $f_{3v}$  v bodě 3<sub>v</sub>, který se nachází těsně před lopatkami spalovací turbíny. Tato shoda je možná, jelikož neuvažujeme žádné přísávání vzduchu mezi spalovací komorou a lopatkami turbíny, které by mohlo palivový poměr v bodě 3<sub>v</sub> ovlivnit. Počáteční hodnoty pro iterační cyklus se volí na základě zkušeností a praxe.

Volba počátečních hodnot  $f_{3v}$  a  $\varepsilon_{T,v}$

Začněme řešit iterační smyčku výpočtem entalpií, měrných hmotnostních toků a palivových poměrů v jednotlivých bodech. Nutno podotknout, že se palivový poměr bude v jednotlivých bodech měnit vlivem přívodu chladicího a ucpávkového vzduchu. Bod 3<sub>v</sub>:

$$i_{3v} = FNSpaliny(T_{3v}, f, x_{atm}, 1) \quad (35)$$

$$m_{3v} = (1 + f_{3v}) \cdot m_5 \quad (36)$$

Hmotnostní tok v bodě 3<sub>lv</sub> je součtem hmotnostního toku  $m_{3v}$  a toku chladicího vzduchu  $m_{ch3v}$

$$m_{3lv} = m_{3v} + m_{ch3v} \quad (37)$$

Hmotnostní tok mezi body  $3_{lv}$  a  $4_{lv}$  je stejný. Rovnost hmotnostních toků bude i mezi body  $4_v$  a  $3_n$  a mezi body  $4_n$  a  $6$ .

Výpočet hmotnostních toků v bodech  $4_v$ ,  $3_{ln}$ , a  $4_n$  ( $m_{4v}$ ,  $m_{3ln}$  a  $m_{4n}$ ) je triviálním přičtením hmotnostního toku chladícího vzduchu k danému hmotnostnímu toku před zmiňovanými body.

Dalším krokem je jednoduchý výpočet palivových poměrů  $f_{3lv}$ ,  $f_{4v}$ ,  $f_{3ln}$ ,  $f_{4n}$  jako funkcí palivového poměru  $f_{3v}$ .

V následujícím bloku výpočtů určíme entalpii v bodě  $4_{lv}$ . Mohli bychom rovnou určit i teplotu, nicméně se stále nacházíme v iteračním cyklu, který se bude několikrát opakovat a jakýkoli další výpočet uvnitř cyklu by nadbytečně zatěžoval paměť výpočetní techniky. V rámci ušetření výpočetního času budou v iterační části výpočtu vypočteny pouze hodnoty nejnnutněji potřebných veličin. Pokud to bude možné, tak zbývající hodnoty veličin se budou dopočítávat až mimo iteraci.

Začneme výpočtem entalpie v bodě  $3_{lv}$ , kterou jednoduše určíme ze součtu součinů entalpií a hmotnostních toků přicházejících do bodu  $3_{lv}$ .

$$i_{3lv} = \frac{m_{3v} \cdot i_{3v} + m_{ch3v} \cdot i_{h2}}{m_{3lv}} \quad (38)$$

Dále bude potřeba znát teplotu na lopatkách vysokotlaké turbíny  $T_{3lv}$ , abychom mohli určit tlakovou funkci  $pr_{3lv}$ . Z tlakové funkce  $pr_{3lv}$  a tlakového poměru na vysokotlaké turbíně určíme izoentropickou tlakovou funkci v bodě  $pr_{4lv,iz}$ .

$$T_{3lv} = FNInverze(i_{3lv}, f_{3lv}, x_{atm}, 1) \quad (39)$$

$$pr_{3lv} = FNSpaliny(T_{3lv}, f_{3lv}, x_{atm}, 2) \quad (40)$$

$$pr_{4lv,iz} = \frac{pr_{3lv}}{\varepsilon_{T,v}} \quad (41)$$

Entalpii v bodě  $4_{lv,iz}$  po izoentropické expanzi určíme inverzní funkcí na základě známých hodnot  $pr_{4lv,iz}$ ,  $f_{3lv}$  a  $x_{atm}$ . Entalpii děje reálného  $i_{4lv}$  následně vypočteme z izoentropické účinnosti expanze ve vysokotlaké turbíně.

$$i_{4lv,iz} = FNInverze(pr_{4lv,iz}, f_{4lv}, x_{atm}, 2) \quad (42)$$

$$i_{4lv} = i_{3lv} - \eta_{T,v,iz}(i_{3lv} - i_{4lv,iz}) \quad (43)$$

Nyní již jednoduše určíme entalpii v bodě  $4_v$ .

$$i_{4v} = \frac{m_{4lv} \cdot i_{4lv} + m_{ch4v} \cdot i_{h2}}{m_{4v}} \quad (44)$$

Přístupme teď k výpočtům jednotlivých bodů na nízkotlaké turbíně. Uvažujme, že hodnota entalpie  $i_{4v}$  v bodě  $4_v$  je stejná jako hodnota entalpie  $i_{3n}$  v bodě  $3_n$ . Dále je nutné určit tlakový poměr na nízkotlaké turbíně.

$$\varepsilon_{T,n} = \frac{\varepsilon_T \cdot \xi_{4v3n}}{\varepsilon_{T,v}} \quad (45)$$

Potom jednoduše určíme entalpii  $i_{3ln}$  v bodě 3<sub>ln</sub>

$$i_{3ln} = \frac{m_{3n} \cdot i_{3n} + m_{ch3n} \cdot i_{h2}}{m_{3ln}} \quad (46)$$

Teplotu  $T_{3ln}$  určíme pomocí inverze podprogramu spaliny.

$$T_{3ln} = FNInverze(i_{3ln}, f_{3ln}, x_{atm}, 1) \quad (47)$$

Postupujeme dále výpočtem entalpie  $i_{4ln}$  způsobem, který byl již ve výpočtu dvakrát aplikován. Tedy určíme tlakovou funkci  $p_{r3ln}$ , dále izentropickou tlakovou funkci  $p_{r4ln,iz}$  a potom entalpii  $i_{4ln,iz}$ . V dalším kroku pomocí izentropické účinnosti expanze dopočítáme entalpii v bodě 4<sub>ln</sub>.

Následuje určení entalpie a teploty v bodě 4<sub>n</sub>.

$$i_{4n} = \frac{m_{4ln} \cdot i_{4ln} + m_{ch4n} \cdot i_{h2}}{m_{4n}} \quad (48)$$

$$T_{4n} = FNInverze(i_{4n}, f_{4n}, x_{atm}, 1) \quad (49)$$

Přistupme nyní k výpočtu entalpie  $i_5$  v bodě 5. Pro výpočet entalpie použijeme definiční vztah pro výpočet stupně regenerace

$$\eta_{reg} = \frac{i_{h5} - i_{h2}}{i_{h4n} - i_{h2}} \quad (50)$$

Stupeň regenerace je definován pro vzduch. Tudíž ve výpočtu uvažujeme z definice stupně regenerace pouze složku entalpie vlhkého vzduchu. V našem případě ji označíme  $i_{h4n}$ . Určíme ji pomocí podprogramu spaliny, známe-li teplotu  $T_{4n}$  na výstupu z nízkotlaké turbíny, měrnou atmosférickou vlhkost a palivový poměr  $f$ , který je pro vlhký vzduch roven 0.

$$i_{h4n} = FNSpaliny(T_{4n}, 0, x_{atm}, 1) \quad (51)$$

Následuje výpočet nových hodnot palivového poměru  $f_{3vn}$  a tlakového poměru vysokotlaké turbíny  $\varepsilon_{T,vn}$ . Rovnice pro jejich výpočet nazýváme modifikačními rovnicemi. Jejich účelem je zajistit konvergenci celého iteračního výpočtu. Tyto rovnice se sestavují na základě zkušeností a znalosti iteračního výpočtu. Jako modifikační rovnici pro výpočet nového palivového poměru použijeme výpočet palivového poměru ve spalovací komoře dle [1]. Předtím však bude potřeba určit entalpii vlhkého vzduchu v bodě 3. Označme ji  $i_{3h}$ .

$$i_{h3} = FNSpaliny(T_{3lv}, 0, x_{atm}, 1) \quad (52)$$

Potom již rovnice pro výpočet nového palivového poměru dle [1]:

$$f_{3vn} = \frac{i_{h3} - i_{h5}}{q} \quad (53)$$

Modifikační rovnice pro výpočet nového palivového poměru vysokotlakové turbíny bude vycházet z výkonové rovnováhy mezi generační turbínou a kompresorem. V našem případě bude mít tento tvar.

$$\varepsilon_{T,vn} = \varepsilon_{T,v} \cdot \frac{(i_{h2} - i_{h1}) \cdot m_2}{m_{3lv} \cdot (i_{3lv} - i_{4lv}) \cdot \eta_{Tm,v}} \quad (54)$$

Dále se stanoví podmínka pro ukončení iteračního procesu. Volme podmínku tak, že rozdíl v absolutních hodnotách palivového poměru  $f_{3v}$  a nového palivového poměru  $f_{3vn}$  bude menší nebo roven  $10^{-6}$  a zároveň absolutní hodnota rozdílu tlakového poměru vysokotlaké turbíny  $\varepsilon_{T,v}$  a nového tlakového poměru vysokotlaké turbíny  $\varepsilon_{T,vn}$  bude menší nebo rovna  $10^{-4}$ .

$$ABS(f_{3v} - f_{3vn}) \leq 10^{-6} \text{ AND } (ABS(\varepsilon_{T,v} - \varepsilon_{T,vn}) \leq 10^{-4}) \quad (55)$$

Po splnění iterační podmínky iterace končí a přechází se na další část výpočtu, jímž je dopočet zbývajících veličin. V případě nesplnění podmínky se proloží:

$$f_{3v} = f_{3vn}, \quad \varepsilon_{T,v} = \varepsilon_{T,vn} \quad (56)$$

A celá iterace probíhá od začátku.

### Dopočet zbývajících hodnot

Nacházíme se již mimo iterační smyčku. Dopočítáme zbývající neznámé našeho cyklu. První z nich je teplota  $T_{4lv}$  na lopatkách vysokotlaké turbíny. Dále teploty  $T_{4v}$ ,  $T_{4ln}$ ,  $T_5$  a  $T_6$  určíme podobným způsobem, přičemž před výpočtem teploty  $T_6$  musíme nejprve určit entalpii  $i_6$ . Teplotu v bodě  $T_{3n}$  budeme uvažovat stejnou jako v bodě  $T_{4v}$ .

Dále vypočteme tlaky  $p_{4lv}$ ,  $p_{4v}$ ,  $p_{3n}$  a  $p_{3ln}$ . Tlak v bodech  $4_v$  a  $4_{lv}$  bude stejný, podobně tlaky  $p_{3ln}$  a  $p_{3n}$  se budou rovnat.

### Měrný výkon a termická účinnost

Spojkový výkon  $P_{sp}$  určíme z průtoku nízkotlakou turbínou  $m_{3ln}$ , rozdílu entalpií na této turbíně a z mechanické účinnosti turbíny.

$$P_{sp} = m_{3ln} \cdot (i_{3ln} - i_{4ln}) \cdot \eta_{T,mn} \quad (57)$$

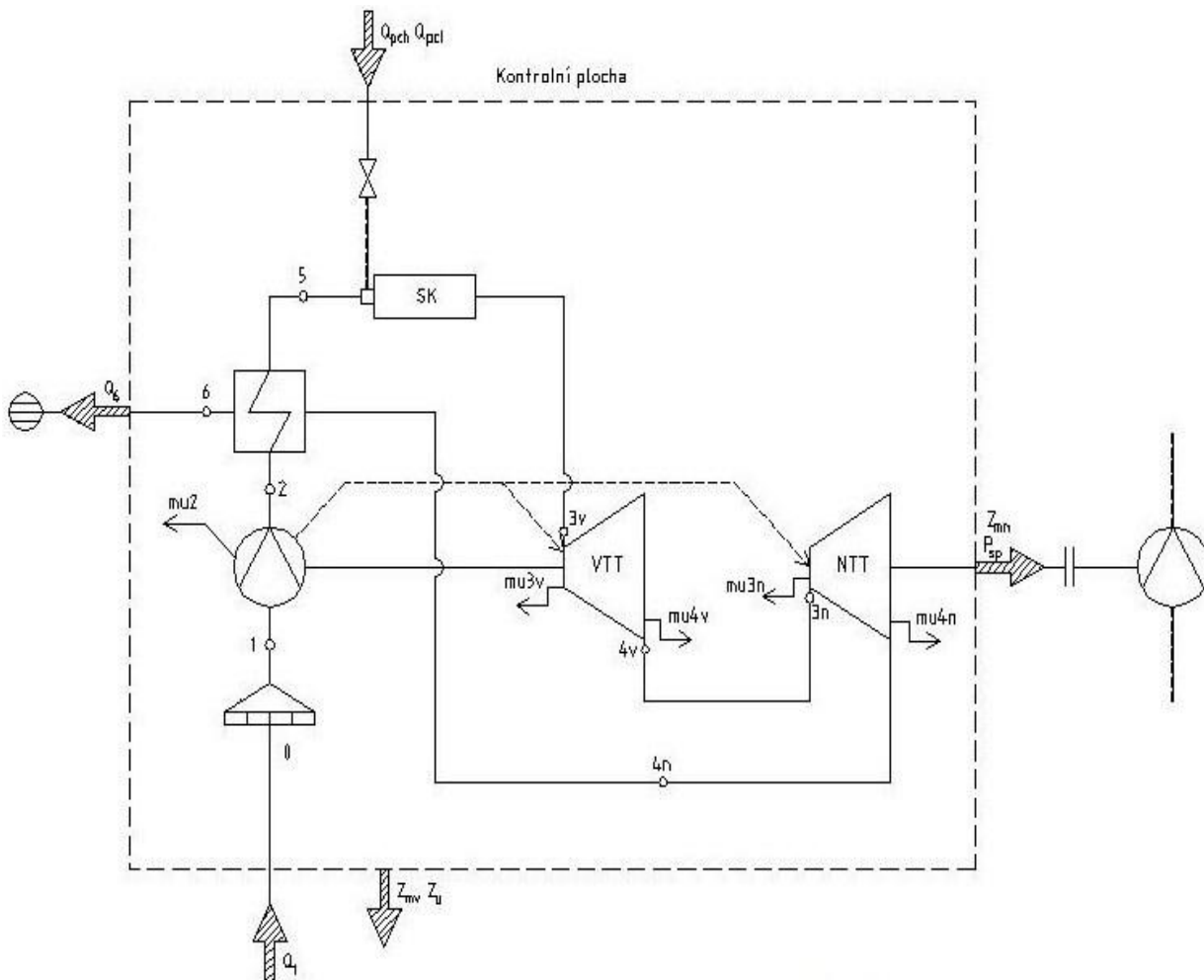
Celkovou termickou účinnost spalovací turbíny můžeme získat podělením výkonu, který ze spalovací turbíny získáme ku výkonu, který do spalovací turbíny musíme dodat.

$$\eta_t = \frac{P_{sp} \cdot \eta_{sk}}{m_5 \cdot f_{3v} \cdot (Q_i^r + c_{pp} \cdot (T_p - T_0))} \quad (58)$$

V dalším kroku vypočteme odpadní teplo. K tomu potřebujeme znát entalpii spalin při teplotě  $T_0$  na vstupu. Označme ji  $i_{sp0}$  ať ji odlišíme od entalpie vlhkého vzduchu  $i_0$  na vstupu do sání kompresoru.

### Tepelná bilance

Nyní přistupme k poslední části výpočtu, jímž je tepelná bilance. Schéma tepelné bilance spolu s vyznačenými tepelnými toky, které protínají kontrolní plochu, je na Obr. 15. Referenční teplotou pro bilanční výpočet budeme uvažovat  $25^\circ\text{C}$ . Entalpii při  $25^\circ\text{C}$  vypočteme pro vlhký vzduch na sání (bod 0,  $f = 0$ ), označme ji  $i_{h25}$  a pro spalininy opouštějící pracovní cyklus s palivovým poměrem  $f_6$ , označme ji  $i_{25}$ .



Obr. 15 Schéma tepelné bilance sériového zapojení

Potom určíme teplo  $Q_1$ , což bude teplo, které je potřeba vlhkému vzduchu na sání dodat, aby dosáhlo referenční teploty  $25^\circ\text{C}$ .

$$Q_1 = (i_0 - i_{h25}) \quad (59)$$

Dále je potřeba určit teplo vzniklé hořením paliva:

$$Q_{ch} = f_{3v} \cdot m_5 \cdot Q_i^r \quad (60)$$

Teplo dodávané v palivu:

$$Q_{cit} = f_{3v} \cdot m_5 \cdot c_{pp} \cdot (T_p - 25) \quad (61)$$

Ztráty ucpávkovým vzduchem:

$$Z_u = (m_{u2} + m_{u3v} + m_{u4v} + m_{u3n} + m_{u4n}) \cdot (i_{h2} - i_{h25}) \quad (62)$$

Mechanické ztráty na vysokotlaké a nízkotlaké turbíně:

$$Z_{mv} = (1 - \eta_{T,mv}) \cdot m_{3lv} \cdot (i_{3lv} - i_{4lv}) \quad (63)$$

$$Z_{mn} = (1 - \eta_{T,mn}) \cdot m_{3ln} \cdot (i_{3ln} - i_{4ln}) \quad (64)$$

Následuje výpočet tepla  $Q_6$ . Teplo  $Q_6$  je teplo, které je odvedeno ve spalínách opouštějících cyklus při ochlazení na referenční teplotu 25°C.

$$Q_6 = m_6 \cdot (i_6 - i_{25}) \quad (65)$$

Nyní již zbývá určit celkové přivedené a odvedené teplo z oběhu a výpočet je kompletní.

$$Q_{in} = Q_1 + Q_{ch} + Q_{cit} \quad (66)$$

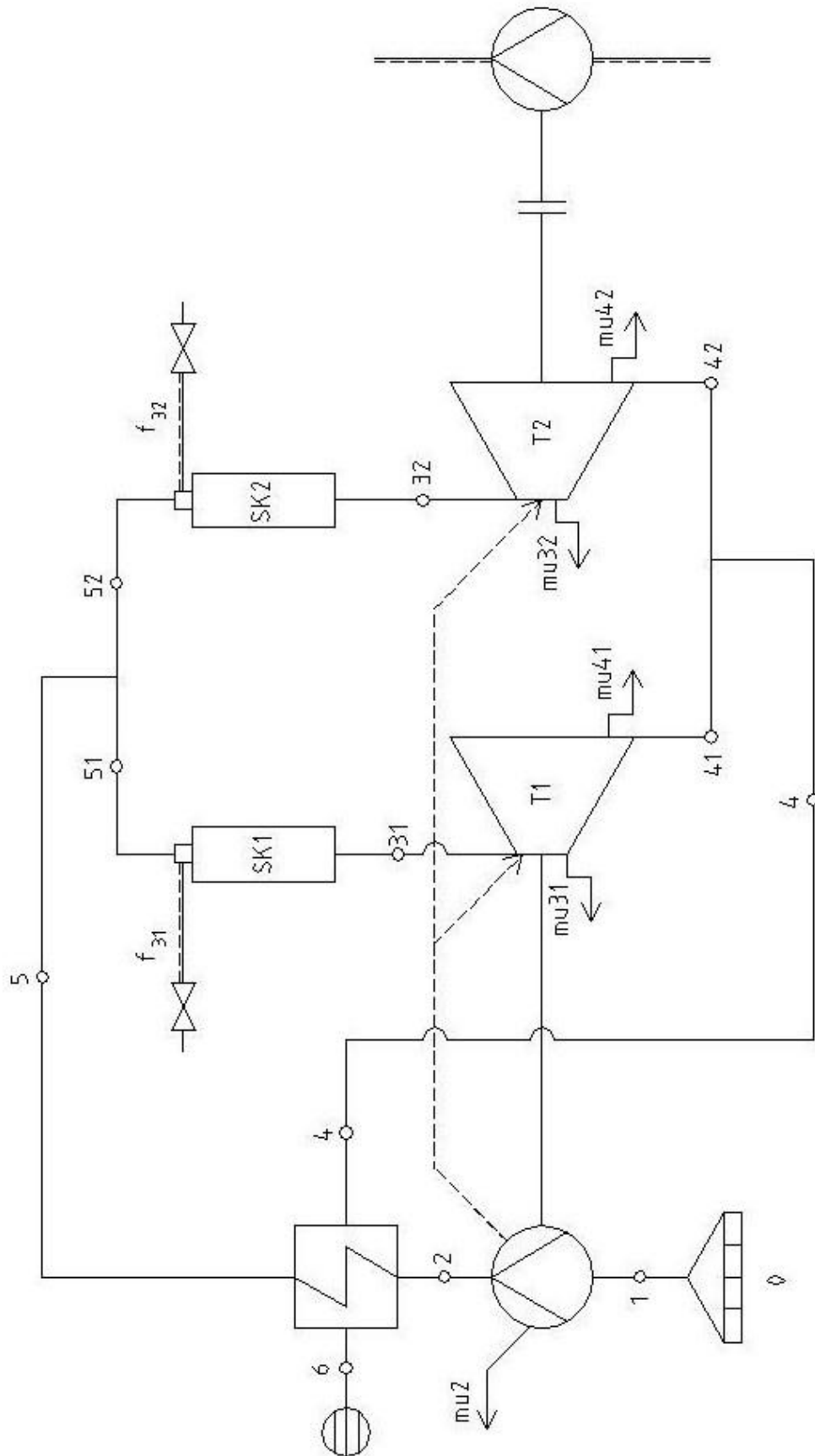
$$Q_{out} = P_{sp} + Q_6 + Z_u + Z_{mv} + Z_{mn} \quad (67)$$

## 8 PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Na Obr. 16 se nachází schéma paralelního zapojení dvouhřídelové turbíny. Schéma paralelního uspořádání je až do bodu 5 stejné jak uspořádání sériové. Proto tyto body již v této kapitole nebudeme popisovat.

V okruhu budeme uvažovat zapojení druhé spalovací komory. Tím pádem se zkomprimovaný vzduch z bodu 5 rozdělí na dva proudy 51 a 52, vstupující do spalovacích komor SK1 a SK2. Do spalovací komory SK1 přivádíme  $f_{31}$  kg paliva a do spalovací komory SK2 se přivádí  $f_{32}$  kg paliva. Z obou spalovacích komor vystupují horké spaliny, které expandují na vysokotlakých turbínách T1 a T2. Po expanzi spalin v turbíně následuje jejich výfuk do potrubí 41 resp. 42. Obě tyto potrubí se spojují v bodě 4. Dále spaliny proudí přes regenerační výměník, kde se využije část jejich energie na ohřev stlačeného vzduchu z kompresoru. Za regeneračním výměníkem se nachází poslední bod cyklu 6, za kterým je již výfuk do atmosféry.





Obr. 16 Schéma paralelního zapojení dvouhřídelové spalovací turbíny

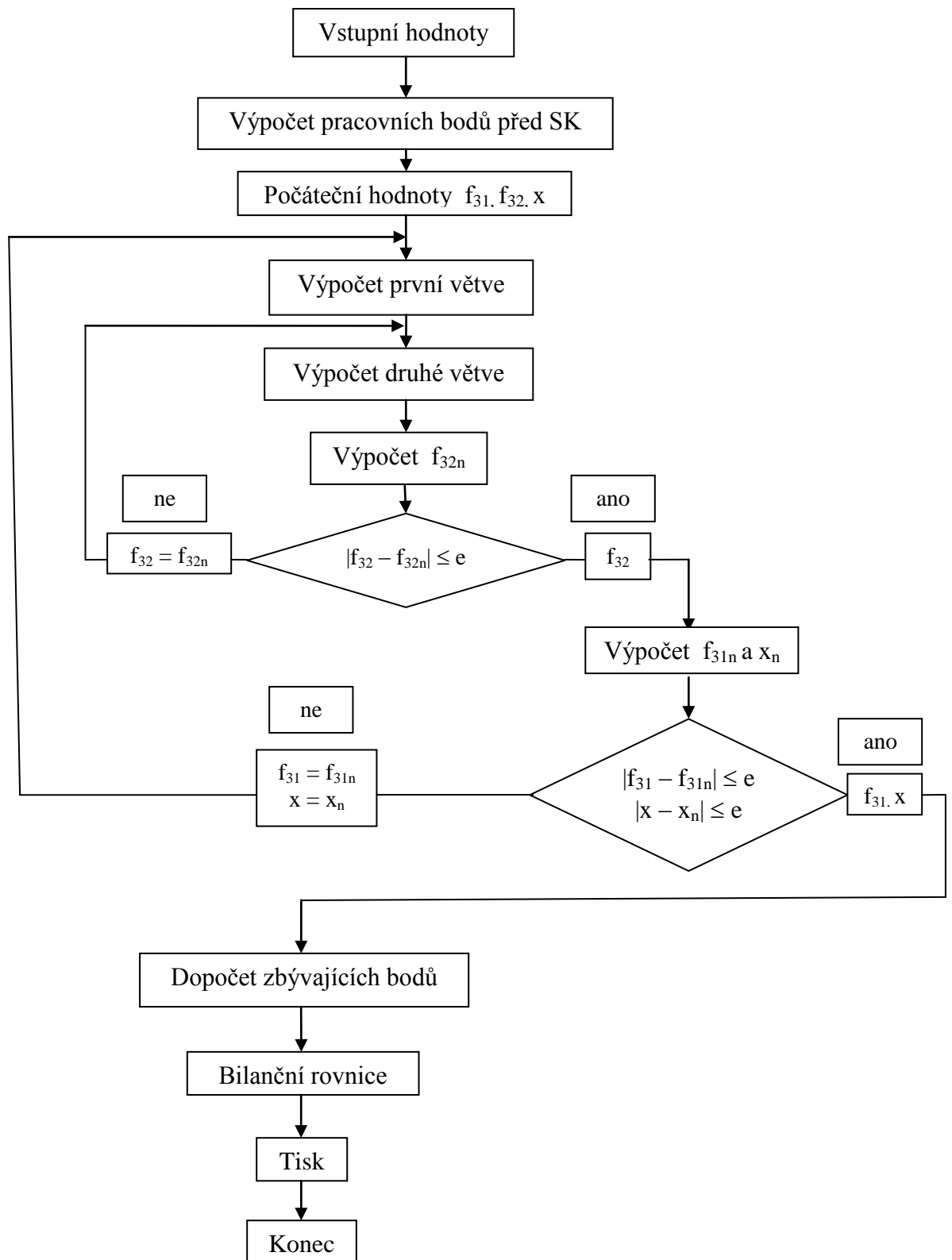
## 8.1 Program – paralelní uspořádání

U paralelního uspořádání bude potřeba znát pro výpočet podobné vstupní veličiny jako u uspořádání sériového. Jelikož je paralelní uspořádání o něco složitější, bude vstupních veličin více.

### 8.1.1 Vstupní hodnoty

- Stav na sání do kompresoru -  $T_0$ ,  $p_0$ ,  $\varphi_0$
- Kompresní poměr  $\varepsilon_K$
- Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{K,iz}$
- Poměrné tlakové ztráty:
  - Ztráta na sání  $\zeta_{01}$
  - Ztráta na straně vzduchu v regeneračním výměníku  $\zeta_{25}$
  - Ztráta spalovací komory SK1  $\zeta_{5131}$
  - Ztráta spalovací komory SK2  $\zeta_{5232}$
  - Ztráta regeneračního výměníku na straně spalin  $\zeta_{46}$
  - Ztráta na výstupu z cyklu  $\zeta_{60}$
  - Ztráta dělicího elementu v bodě 5 mezi hlavním tokem a první větví  $\zeta_{551}$
  - Ztráta dělicího elementu v bodě 5 mezi hlavním tokem a druhou větví  $\zeta_{552}$
  - Ztráta dělicího elementu v bodě 4 mezi hlavním tokem a první větví  $\zeta_{441}$
  - Ztráta dělicího elementu v bodě 4 mezi hlavním tokem a druhou větví  $\zeta_{442}$
- Teplota těsně před první lopatkovou řadou turbíny T1  $t_{31v}$
- Teplota těsně před první lopatkovou řadou turbíny T2  $t_{32v}$
- Izoentropická účinnost expanze v turbíně T1  $\eta_{T1,iz}$ ,
- Izoentropická účinnost expanze v turbíně T2  $\eta_{T2,iz}$
- Poměrné ucpávkové ztráty.
  - Ztráta kompresoru  $m_{u2}$ .
  - Ztráta na straně vstupu spalin do turbíny a na straně výstupu. V případě turbíny T1  $m_{u31}$  a  $m_{u41}$ . V případě turbíny T2  $m_{u32}$  a  $m_{u42}$ .
- Poměrné ztráty chladícím vzduchem
  - Na vstupu a výstupu turbíny T1 -  $m_{ch31}$ ,  $m_{ch41}$
  - Na vstupu a výstupu turbíny T2 -  $m_{ch32}$ ,  $m_{ch42}$
- Stupeň regenerace  $\eta_{reg}$ .
- Teplota paliva  $T_p$ .
- Výhřevnost paliva  $Q_i^r$ .
- Účinnost spalovací komory SK1  $\eta_{sk1}$
- Účinnost spalovací komory SK2  $\eta_{sk2}$
- Mechanická účinnost turbíny T1  $\eta_{T1,m}$
- Mechanická účinnost turbíny T2  $\eta_{T2,m}$
- Měrná tepelná kapacita paliva  $c_{pp}$ .
- Poměrná množství vzniklých produktů hoření a kyslíku. V našem případě budeme uvažovat pouze poměrná množství vodní páry  $X_{H_2O}$ , oxidu uhličitého  $X_{CO_2}$ , dusíku  $X_{N_2}$  a kyslíku  $X_{O_2}$ .

Schéma výpočtu pro paralelní uspořádání



Obr. 17 Schéma postupu výpočtu pro paralelní řazení turbín

### 8.1.2 Postup výpočtu

V této kapitole bude představen náhled do hlavní části programu a popis nejdůležitějších částí výpočtu. Celý zdrojový kód hlavní části programu bude uveden v příloze.

V první řadě vypočítáme tlaky ve všech bodech schématu. Oproti sériovému uspořádání lze tlak ve všech bodech určit hned na začátku výpočtu pouze ze znalosti tlaku na vstupu a výstupu a z poměrných tlakových ztrát jednotlivých komponent.

Výpočtem tlaku máme k dispozici tlakové spády na obou turbínách.

$$\varepsilon_{T1} = \frac{p_{31}}{p_{41}} \quad (68)$$

$$\varepsilon_{T2} = \frac{p_{32}}{p_{42}} \quad (69)$$

Pokračujeme ve výpočtu bodem 2. Použijeme opět postupu, kdy pomocí podprogramu určíme postupně entalpii v bodě 0 a 1 a poté přes dopočet tlakové funkce  $p_{r1}$ ,  $p_{r2,iz}$  a za pomoci účinnosti izoentropické komprese dospějeme k entalpii a tudíž i k teplotě v bodě 2.

Hmotnostní toky nasávaného vzduchu jsou až do bodu 2 konstantní a stejné jako na sání.

$$m_0 = 1, \quad m_1 = 1, \quad m_2 = 1 \quad (70)$$

Odběr ucpávkového a chladícího vzduchu uvažujeme stejně jako v sériovém zapojení těsně za kompresorem, tedy těsně za bodem 2. Celkové odebírané množství vzduchu bude:

$$m_{uch} = m_{u2} + m_{u31} + m_{u41} + m_{u32} + m_{u42} + m_{ch31} + m_{ch41} + m_{ch32} + m_{ch42} \quad (71)$$

Dále přistupme k pomocnému výpočtu tepla  $Q_1$  a  $Q_2$  dodávaného do oběhu ve spalovacích komorách SK1 a SK2. Tento pomocný výpočet využítujeme při výpočtu nových palivových poměrů a bude nám zároveň sloužit pro ukončení iteračního cyklu.

$$i_{h31} = FNSpaliny(T_{31}, 0, x_{atm}, 1) \quad (72)$$

$$i_{\lambda31} = FNSpaliny(T_{31}, 0, x_{atm}, 3) \quad (73)$$

$$i_{\lambda25} = FNSpaliny(25, 0, x_{atm}, 3) \quad (74)$$

$$Q_{ci1} = c_{pp} \cdot (T_p - T_0) \quad (75)$$

$$Q_1 = Q_i^r + Q_{ci1} - (i_{\lambda31} - i_{\lambda25}) \quad (76)$$

$$i_{h32} = FNSpaliny(T_{31}, 0, x_{atm}, 1) \quad (77)$$

$$i_{\lambda32} = FNSpaliny(T_{32}, 0, x_{atm}, 3) \quad (78)$$

$$Q_{ci2} = c_{pp} \cdot (T_p - T_0) \quad (79)$$

$$Q_2 = Q_i^r + Q_{ci2} - (i_{\lambda32} - i_{\lambda25}) \quad (80)$$

**Iterace**

Opouštíme určení bodů cyklu před spalovací komorou a přecházíme do iterační smyčky. Na počátku iterace musíme vhodně zvolit počáteční hodnoty obou palivových poměrů  $f_{31}$ ,  $f_{32}$  a taktéž i dělicího poměru  $x$ .

První větví uvedenou záložkou I1 bude protékat množství vlhkého vzduchu  $m_{51}$  a u druhé větve to bude hmotnostní tok  $m_{52}$ . Soustředíme se nejprve na první větev a pak ve výpočtu přejdeme na větev druhou.

$$I1 \quad m_{51} = x \cdot m_5 \quad (81)$$

$$m_{52} = (1 - x) \cdot m_5 \quad (82)$$

Postupujeme iterační smyčkou tak, že nejprve určíme patřičné hmotnostní toky a palivové poměry v první větvi, čili body 31, 31<sub>l</sub>, 41<sub>l</sub> a 41.

$$m_{31} = (1 + f_{31}) \cdot m_{51} \quad (83)$$

$$m_{31l} = m_{31} + m_{ch31} \quad (84)$$

$$m_{41l} = m_{31l} \quad (85)$$

$$m_{41} = m_{41l} + m_{ch41} \quad (86)$$

$$f_{31l} = f_{31} \cdot \frac{m_{51}}{m_{51} + m_{ch31}} \quad (87)$$

$$f_{41l} = f_{31l} \quad (88)$$

$$f_{41} = f_{31} \cdot \frac{m_{51}}{m_{51} + m_{ch31} + m_{ch41}} \quad (89)$$

V další části určíme teplotu a entalpii v bodě 41l, použijeme k tomu postup, který byl již výše zmíněn. Jedná se o výpočet, kdy nejprve vypočteme entalpii  $i_{31}$  a potom se dostaneme přes tlakovou funkci až k entalpii bodu 41.

Výpočtem jsme se dostali k záložce I2, ve které vstupujeme do druhé větve výpočtu. Výpočet druhé větve je analogický k výpočtu větve první.

$$I2 \quad m_{32} = (1 + f_{32}) \cdot m_{52} \quad (90)$$

$$i_{h4} = FN_{Spaliny}(T_4, 0, x_{atm}, 1) \quad (91)$$

$$i_{h5} = i_{h2} + \eta_{reg}(i_{h4} - i_{h2}) \quad (92)$$

Pro výpočet nového palivového poměru  $f_{32n}$  použijeme stejně jako v případě sériového zapojení vzorec pro výpočet tepla odevzdaného palivem ve spalovací komoře dle [1]

$$f_{32n} = \frac{(i_{h32} - i_{h5})}{Q_2} \quad (93)$$

Formulujeme tuto iterační podmínku:

$$IF ABS(f_{32} - f_{32n}) \leq 10^{-6} THEN GOTO Z1 \quad (94)$$

$$f_{32} = f_{32n} \quad (95)$$

$$GOTO I2 \quad (96)$$

Je-li podmínka splněna, výpočet pokračuje záložkou Z1. Není-li podmínka splněna, poté se nově vypočtený palivový poměr stává počáteční hodnotou iterace a iterační výpočet se opakuje do té doby až je podmínka splněna.

Obdobný je výpočet nového palivového poměru  $f_{31n}$ .

$$Z1 \quad f_{31n} = \frac{(i_{h31} - i_{h5})}{Q_1} \quad (97)$$

Nový dělicí poměr určíme z výkonové rovnováhy generační turbíny a jejího kompresoru. Tento výpočet je zároveň modifikační rovnicí.

$$x_n = x \cdot \frac{(i_{h2} - i_{h1}) \cdot m_2}{m_{31l} \cdot (i_{31l} - i_{41l}) \cdot \eta_{T1m}} \quad (98)$$

Dále následuje rozhodovací struktura. Je-li rozdíl mezi palivovým poměrem  $f_{31}$  a novým palivovým poměrem  $f_{31n}$  a zároveň rozdíl mezi dělicím poměrem  $x$  a novým dělicím poměrem  $x_n$  v přijatelných mezích, potom se výpočet přesouvá do záložky Z2, kde se pokračuje v dopočtu zbývajících bodů cyklu. Není-li iterační podmínka splněna potom se nové hodnoty palivového a dělicího poměru vezmou jako nové počáteční hodnoty iterace a iterační výpočet běží znovu od záložky IT1. Iterace se opět opakuje tak dlouho, dokud není splněna iterační podmínka.

$$IF ABS(f_{31} - f_{31n}) \leq 10^{-6} AND ABS(x - x_n) \leq 10^{-6} THEN GOTO Z2 \quad (99)$$

$$f_{32} = f_{32n} \quad (100)$$

$$GOTO I1 \quad (101)$$

### Dopočet zbývajících hodnot

V této části vypočítáme hodnoty veličin, které ještě chybí k úspěšnému zkompletování celého oběhu spalovací turbíny. Výpočet zbývajících veličin bodů 4, 5 a 6

$$Z2 \quad T_5 = FNInverze(i_5, 0, x_{atm}, 1) \quad (102)$$

### Měrný výkon a termická účinnost

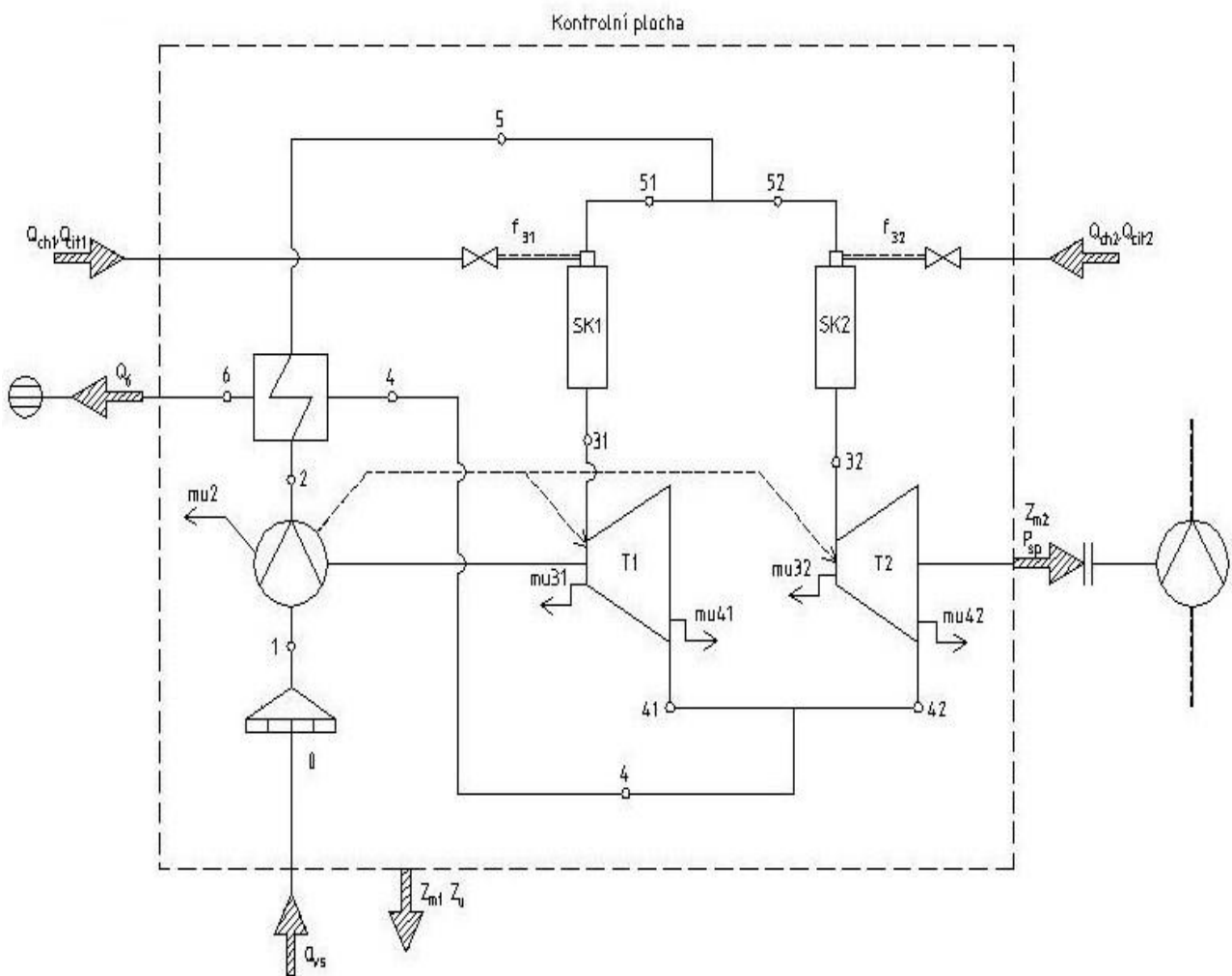
Spojkový výkon

$$P_{sp} = m_{32l} \cdot (i_{32l} - i_{42l}) \cdot \eta_{T2,m} \quad (103)$$

Termická účinnost

$$\eta_t = \frac{P_{sp}}{\frac{m_{51} \cdot f_{31} \cdot (Q_{i1}^r + Q_{cit,1})}{\eta_{sk1}} + \frac{m_{52} \cdot f_{32} \cdot (Q_{i2}^r + Q_{cit,2})}{\eta_{sk2}}} \quad (104)$$

Tepelná bilance se bude provádět stejným způsobem, jako tomu bylo u sériového uspořádání. Schéma tepelných toků vstupujících a vystupujících z kontrolní plochy je znázorněno na Obr. 18. Všechny tepelné toky tudíž budeme vztahovat k referenční teplotě 25°C. Rozdíl v tepelné bilanci u paralelního uspořádání spočívá pouze v tom, že jsou k dispozici dvě spalovací komory a tudíž v bilanci jsou zastoupeny dva tepelné toky pocházející z výhřevnosti paliva a dva toky pocházející z citelného tepla paliva.



Obr. 18 Schéma tepelné bilance pro paralelní uspořádání

$$Q_{ch1} = f_{31} \cdot m_{51} \cdot Q_{i1}^r \quad (105)$$

$$Q_{cit1} = f_{31} \cdot m_{51} \cdot c_{pp1} \cdot (T_{p1} - 25) \quad (106)$$

$$Q_{ch2} = f_{32} \cdot m_{52} \cdot Q_{i2}^r \quad (107)$$

$$Q_{cit2} = f_{32} \cdot m_{52} \cdot c_{pp2} \cdot (T_{p2} - 25) \quad (108)$$

Pro úplnou tepelnou bilanci ještě určíme ztráty ucpávkovým vzduchem, ztráty mechanické na obou hřídelích a komínovou ztrátu vztahenou na referenční teplotu.

$$Z_u = (m_{u2} + m_{u31} + m_{u41} + m_{u32} + m_{u42}) \cdot (i_2 - i_{h25}) \quad (109)$$

$$Z_{m1} = (1 - \eta_{T1}) \cdot m_{31} \cdot (i_{31l} - i_{41l}) \quad (110)$$

$$Z_{m2} = (1 - \eta_{T2}) \cdot m_{32} \cdot (i_{32l} - i_{42l}) \quad (111)$$

$$Q_6 = m_6 \cdot (i_6 - i_{25}) \quad (112)$$

V posledním kroku dáme dohromady tepelné toky, které do soustavy vstupují a tepelné toky, které ze soustavy vystupují.

$$Q_{in} = Q_1 + Q_{ch1} + Q_{cit1} + Q_{ch2} + Q_{cit2} \quad (113)$$

$$Q_{out} = P_{sp} + Q_6 + Z_u + Z_{m1} + Z_{m2} \quad (114)$$



## 9 VÝSTUP Z PROGRAMŮ

### 9.1 Sériové uspořádání

Zkoumejme, jaký budou mít vliv různé parametry oběhu na měrný výkon a termickou účinnost spalovací turbíny. Tyto jednotlivé závislosti budou pro přehlednost v grafické podobě. Veškeré hodnoty vycházejí z vypočtených hodnot programu pro sériové uspořádání.

#### 9.1.1 Závislost na kompresním poměru

Zaměříme se nejdříve na kompresní poměr, který by měl termickou účinnost a měrný výkon výrazně ovlivňovat. Volme teplotu těsně před lopatkami VTT turbíny tak, abychom postupně dosáhli teplotního poměru 3; 3,5; 4 a 4,5. Jednotlivé křivky v grafu budou odpovídat jednotlivým teplotním poměrům.

Nebude-li řečeno jinak, uvažujme tyto vstupní parametry, které označíme P1:

Teplota na sání	$T_0 = 15^\circ\text{C}$
Tlak na sání	$p_0 = 101,3 \text{ kPa}$
Teplota paliva	$T_p = 15^\circ\text{C}$
Vlhkost nasávaného vzduchu	$\varphi_0 = 60 \%$
Izoentropická účinnost expanze VTT turbíny	$\eta_{T_v,iz} = 0,855$
Izoentropická účinnost expanze NTT turbíny	$\eta_{T_n,iz} = 0,845$
Mechanická účinnost VTT turbíny	$\eta_{T_m,v} = 0,975$
Mechanická účinnost NTT turbíny	$\eta_{T_m,n} = 0,985$
Izoentropická účinnost komprese	$\eta_{K,iz} = 0,875$
Účinnost spalovací komory	$\eta_{SK} = 0,995$
Měrná tepelná kapacita paliva	$c_{pp} = 2,23 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Výhřevnost paliva	$Q_i^r = 49336 \text{ kJ/kg}$

Poměrné tlakové ztráty v jednotlivých úsecích oběhu:

– na filtru	$\zeta_{01} = 0,995$
– reg. výměníku na straně v.vz.	$\zeta_{25} = 0,980$
– spalovací komory	$\zeta_{53v} = 0,980$
– mezi VTT a NTT turbínou	$\zeta_{4v3n} = 0,995$
– reg. výměníku na straně spalin	$\zeta_{4n6} = 0,980$
– na výfuku z oběhu	$\zeta_{60} = 0,985$

Poměrné ucpávkové ztráty:

– Kompresor	$m_{u2} = 0,0050$
– Vstup VTT	$m_{u3v} = 0,0050$
– Výstup VTT	$m_{u4v} = 0,0030$
– Vstup NTT	$m_{u3n} = 0,0015$
– Výstup NTT	$m_{u4n} = 0,0035$

Poměrná množství vzniklých produktů hoření a kyslíku:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = 2,196$$

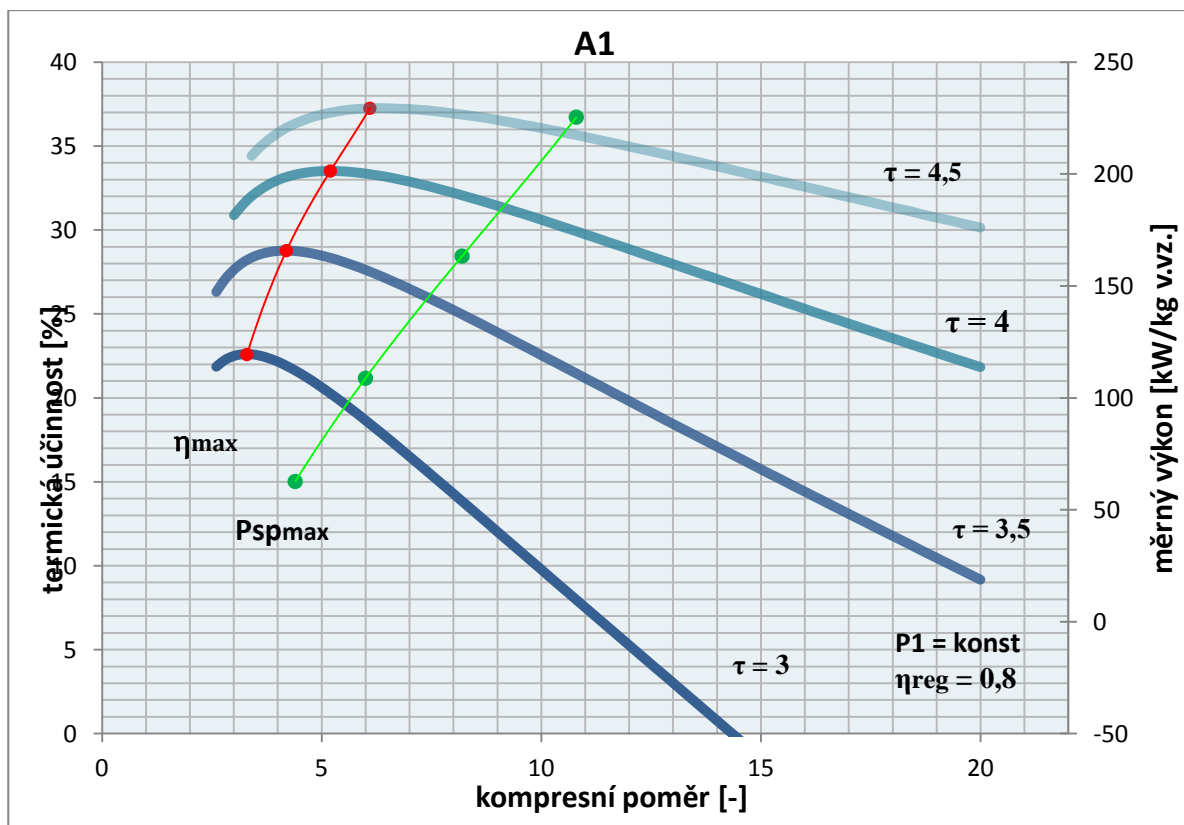
$$X_{\text{CO}_2} = 2,701$$

$$X_{N_2} = 0,013$$

$$X_{O_2} = 3,910$$

Pro palivový poměr  $\tau = 3$  a vstupní teplotě na sání  $15^\circ\text{C} = 288\text{K}$  bude teplota  $T_{3v}$  těsně před turbínou  $3 \cdot 288\text{K} = 864\text{K} = 591^\circ\text{C}$ .

$\tau = 3$	$\rightarrow T_{3v} = 864\text{K}$	$= 591^\circ\text{C}$
$\tau = 3,5$	$\rightarrow T_{3v} = 1008\text{K}$	$= 735^\circ\text{C}$
$\tau = 4$	$\rightarrow T_{3v} = 1152\text{K}$	$= 879^\circ\text{C}$
$\tau = 4,5$	$\rightarrow T_{3v} = 1296\text{K}$	$= 1023^\circ\text{C}$

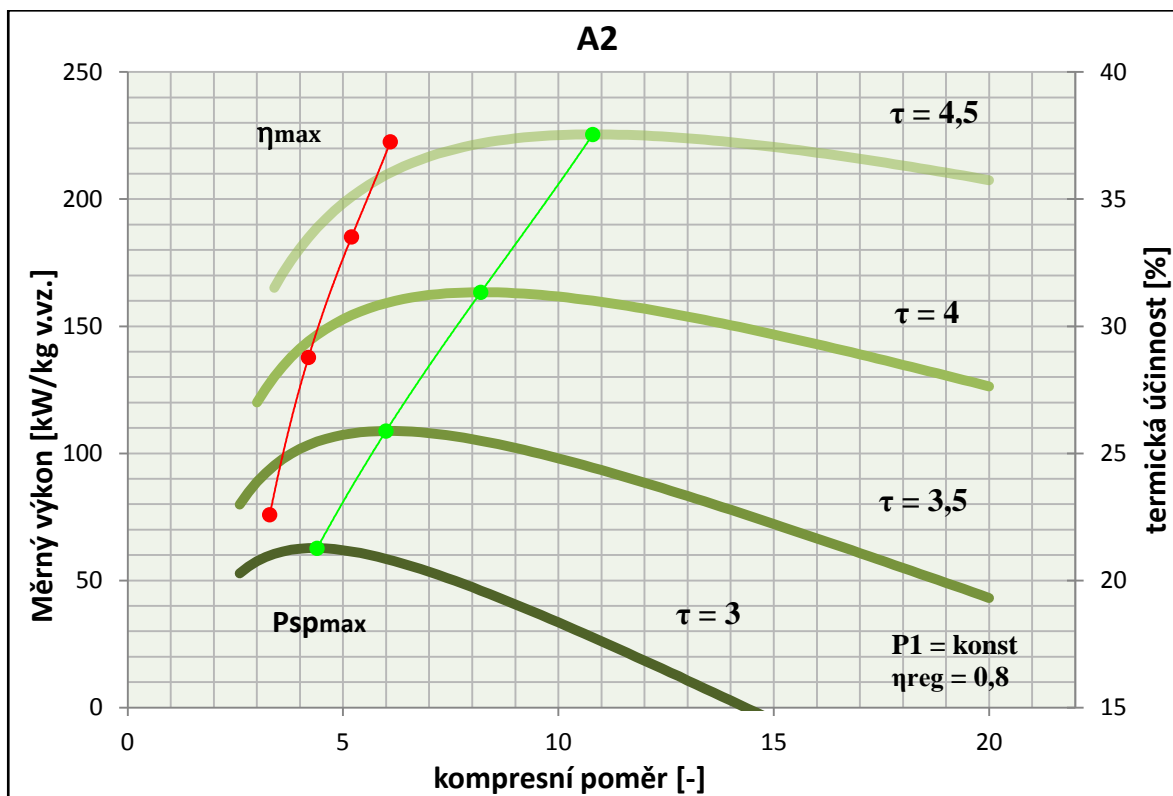


Z grafu A1 lze vypočítat, že s rostoucím teplotním poměrem dosahujeme vyšší termické účinnosti cyklu. Dále je patrné, že s rostoucím kompresním poměrem se při nižších tlakových poměrech dosáhne opět vyšší termické účinnosti. Termická účinnost dosáhne v jistém bodě svého maxima a potom s rostoucím kompresním poměrem klesá. Čím vyšší je teplotní poměr, tím je vyšší i termická účinnost a křivka je plošší. Tento stav je dán tím, že v tomto případě uvažujeme v oběhu regeneraci o stupni regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Všimněme si, že při kompresním poměru  $\varepsilon_K = 6$  a teplotnímu poměru  $\tau = 4,5$  dosahujeme maximální termické účinnosti.

V grafu jsou zvýrazněny body, kde dosahuje termická účinnost maxima pro jednotlivé teplotní poměry. Tyto body jsou proloženy polynomem 2. stupně zvýrazněným červenou barvou. Pro názornost je do grafu na vedlejší osu ještě vynesena spojnice maxim měrných výkonů pro jednotlivé teplotní poměry (zelená barva). Z tohoto uspořádání lze dojít k závěru, že pro stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$  je kompresní poměr pro maximální výkon vyšší než

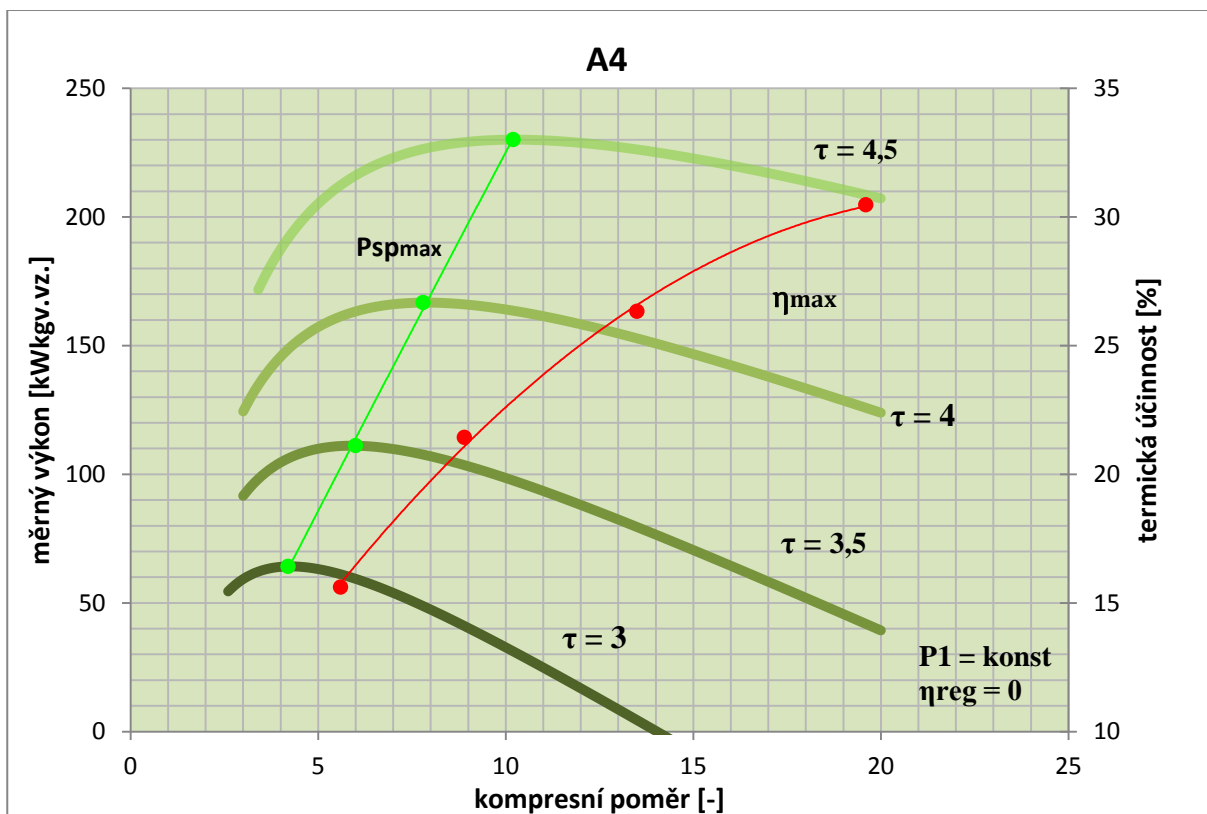
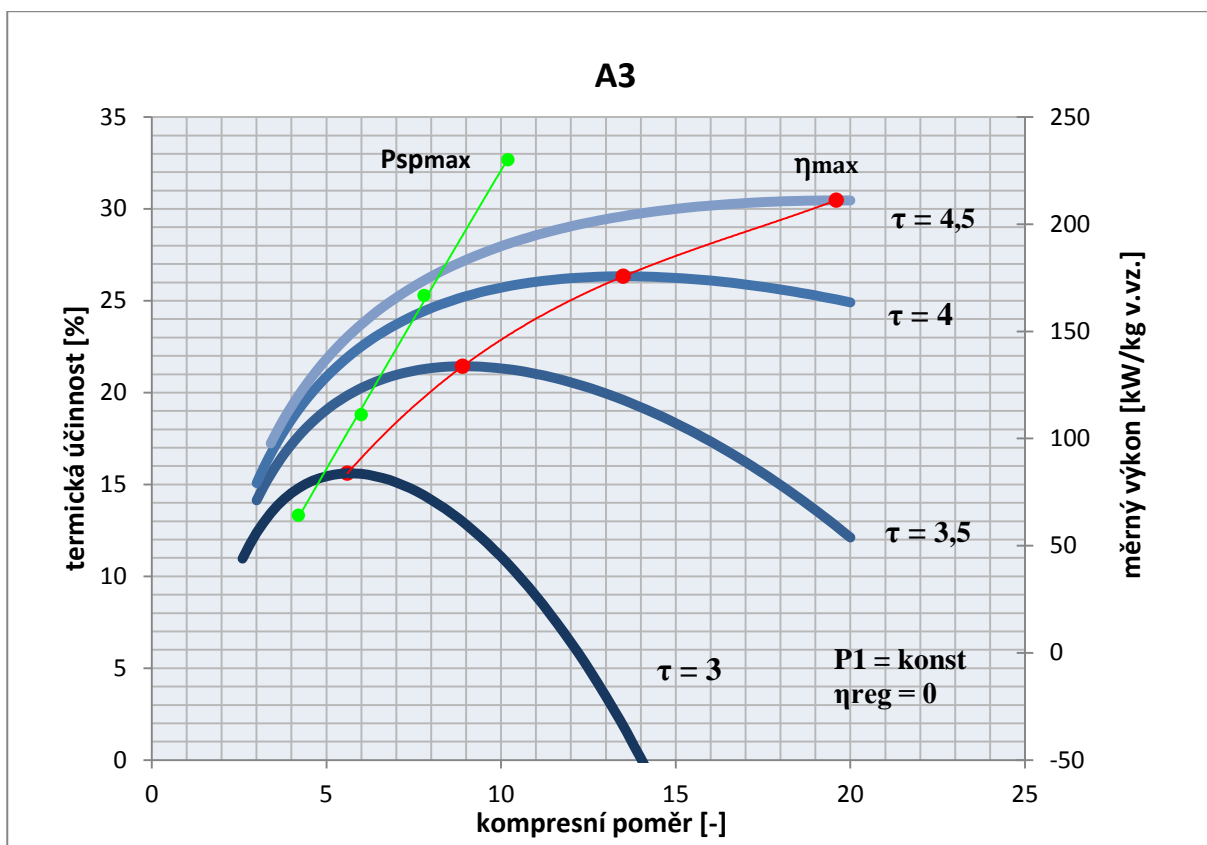
kompresní poměr pro maximální termickou účinnost. Optimální volba kompresního poměru by tedy měla být mezi těmito maximy  $\varepsilon_{K-\eta \max} < \varepsilon_K < \varepsilon_{K-P_{sp} \max}$ .

V dalším grafu A2 se zaměříme na měrný výkon. Počáteční hodnoty pro tento výpočet jsou shodné s hodnotami výpočtu předcházejícího.



I tady pozorujeme nárůst měrného výkonu se zvyšujícím se teplotním poměrem. S rostoucím kompresním poměrem nejprve měrný výkon roste, potom dosáhne svého maxima a pak klesá. Opět platí, že se zvyšujícím se teplotním poměrem jsou křivky plošší. V grafu A2 jsou zvýrazněny body s maximálním měrným výkonem pro jednotlivé teplotní poměry. Tyto body jsou následně proloženy polynomem 2. stupně. Opět pro názornost je do grafu vnesena i spojnice maxim termické účinností. Pro volbu optimálního kompresního poměru platí stejný závěr jako v případě grafu A1.

Zaměříme se nyní na stupeň regenerace. Volme stupeň regenerace roven 0 a pozorujme výsledky tohoto výpočtu v grafické podobě (graf A3 a A4). Ostatní počáteční hodnoty volme stejné jako v předchozích případech.

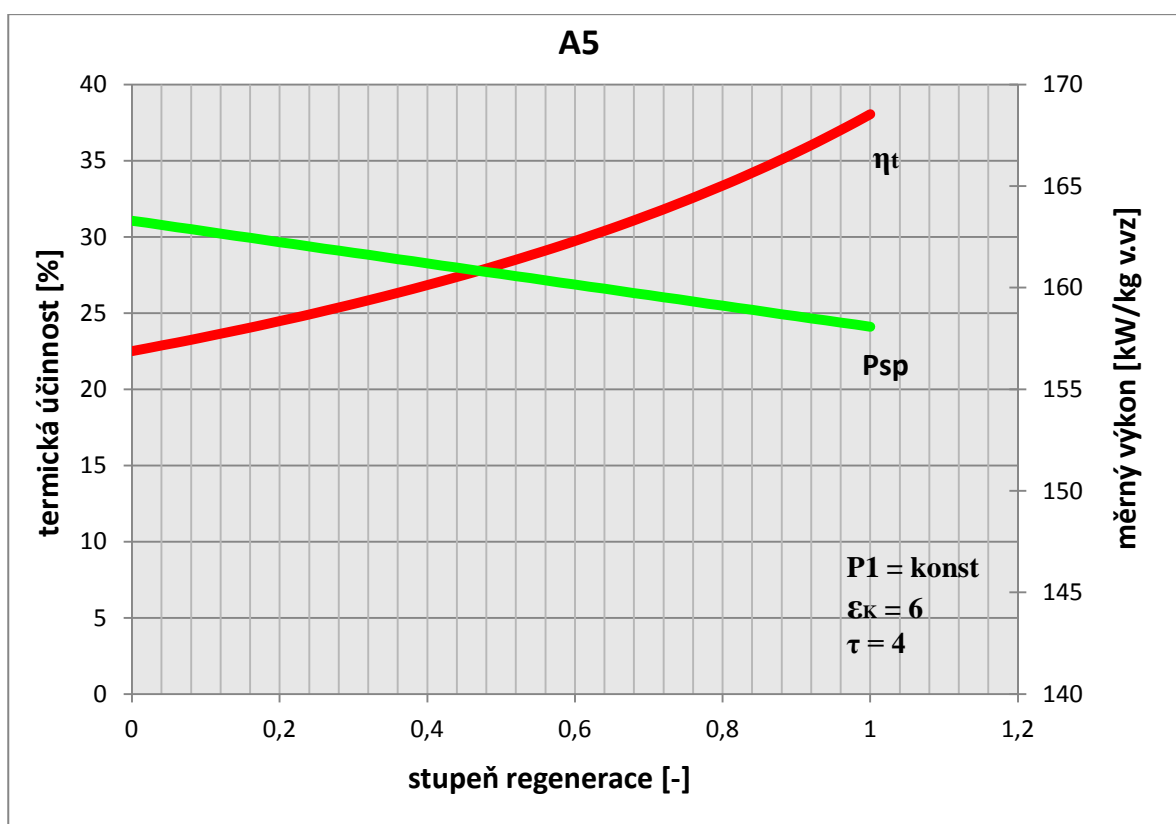


Z grafů zjistíme, že máme stejný trend růstu termické účinnosti a měrného výkonu. S rostoucím teplotním a kompresním poměrem opět platí, že obě křivky zprvu rostou, potom

dosáhnou maxima a pak klesají. V případě bez uvažování regenerace v cyklu si všimněme, že kompresní poměr pro maximální termickou účinnost je větší než kompresní poměr pro maximální měrný výkon.  $\varepsilon_{K-\eta_{\max}} > \varepsilon_K > \varepsilon_{K-P_{\text{sp}} \max}$ . Tento závěr je opačný oproti cyklu s regenerací  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ .

### 9.1.2 Závislost na stupni regenerace

Pro další graf A5 volme tentokrát konstantní teplotní poměr  $\tau = 4$  a konstantní kompresní poměr  $\varepsilon_K = 6$  a sledujme závislost termické účinnosti a měrného výkonu turbíny na stupni regenerace. Tyto hodnoty volíme z důvodu dosažení nejvyšší termické účinnosti a výkonu v předchozích případech. Ostatní parametry ponechme stejné.

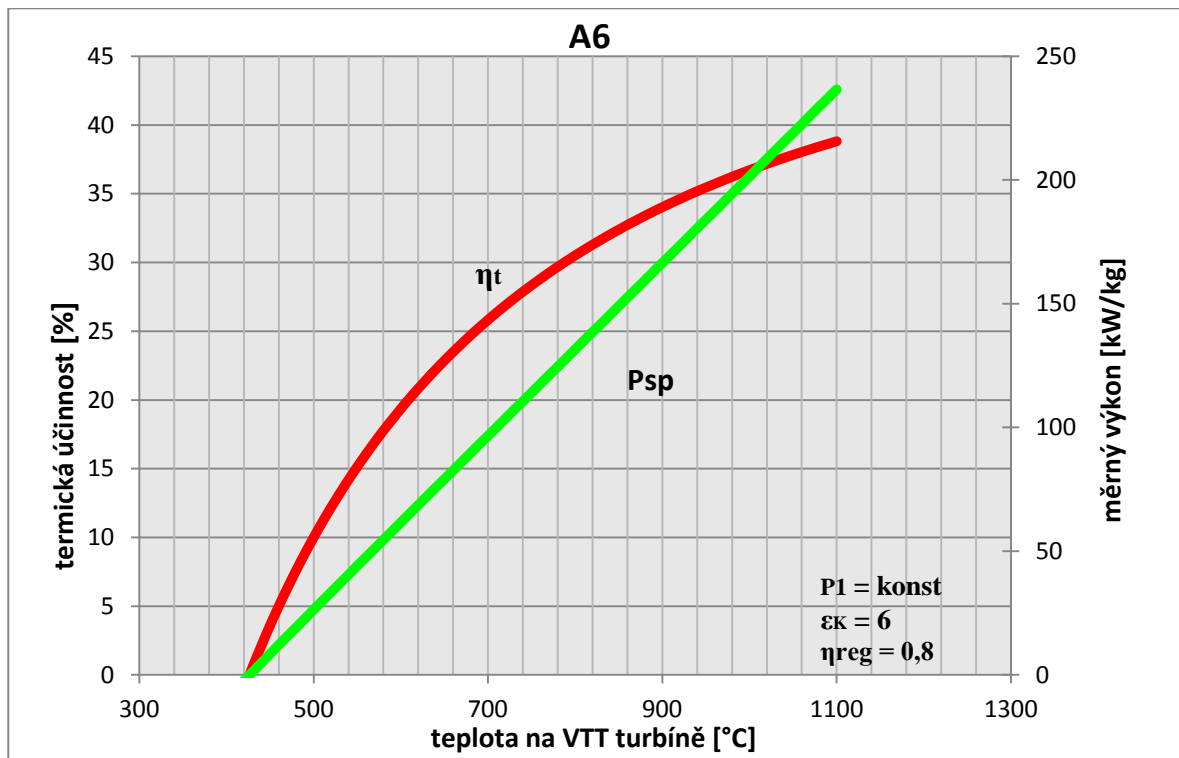


Z grafu je jednoznačně patrné, že se zvyšujícím se stupněm regenerace podstatně roste termická účinnost spalovací turbíny. Oproti tomu však měrný výkon mírně klesá. Měrný výkon klesá, protože v oběhu uvažujeme tlakovou ztrátu regeneračního výměníku. V ideálním případě bez uvažování tlakových ztrát by měrný výkon zůstal konstantní pro celý rozsah stupně regenerace.

Pro výběr optimálního pracovního bodu musíme tyto závěry zohlednit. V praxi se většinou volí stupeň regenerace okolo  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Vyšší stupeň regenerace je obtížněji realizovatelný a hlavně po finanční stránce se takto navržený výměník přestává ekonomicky vyplácet. Na druhou stranu čím nižší stupeň regenerace tím nižší nárůst v termické účinnosti oproti cyklu bez regenerace.

### 9.1.3 Závislost na teplotě $T_{3v}$

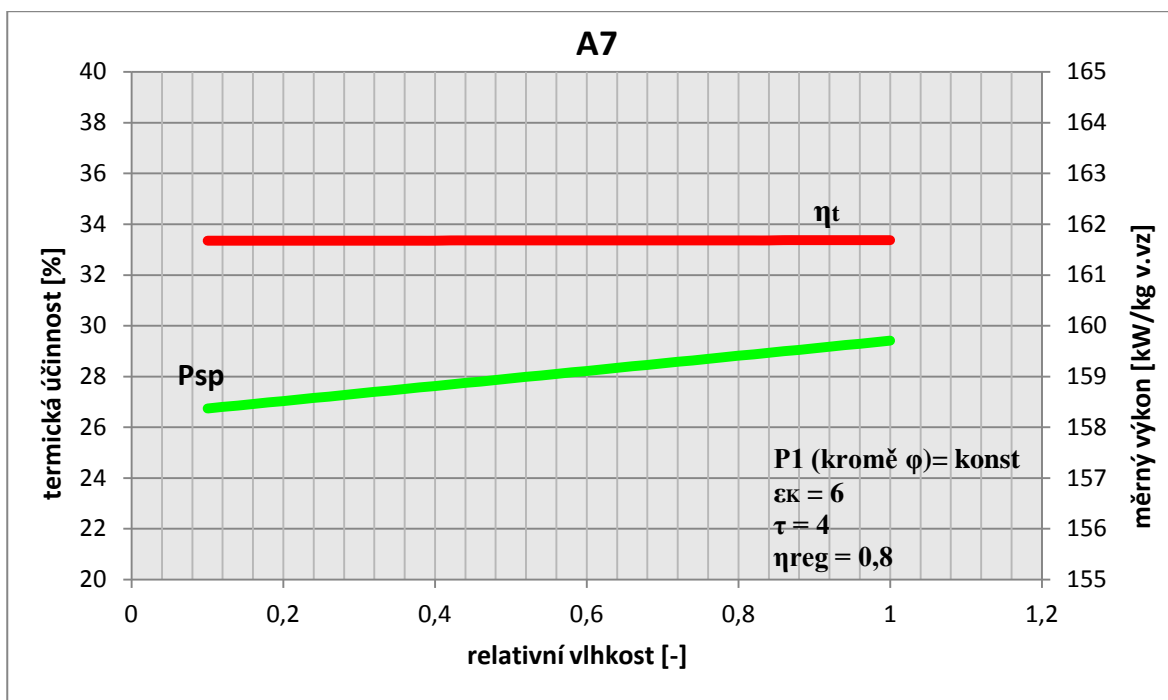
Dosud jsme uvažovali teplotu těsně před VT turbínou  $T_{3v}$  konstantní odpovídající jednotlivým teplotním poměrům. Podívejme se nyní na případ, kdy budeme teplotu před turbínou měnit a budeme sledovat změny termické účinnosti a měrného výkonu. Danou závislost se nachází v grafu A6.



Z tohoto grafu je názorný lineární růst měrného výkonu se zvyšující se teplotou  $T_{3v}$ . Termická účinnost také roste. Z počátku pro nižší teploty je nárůst dynamičtější a poté s rostoucí teplotou sklon nárůstu termické účinnosti klesá.

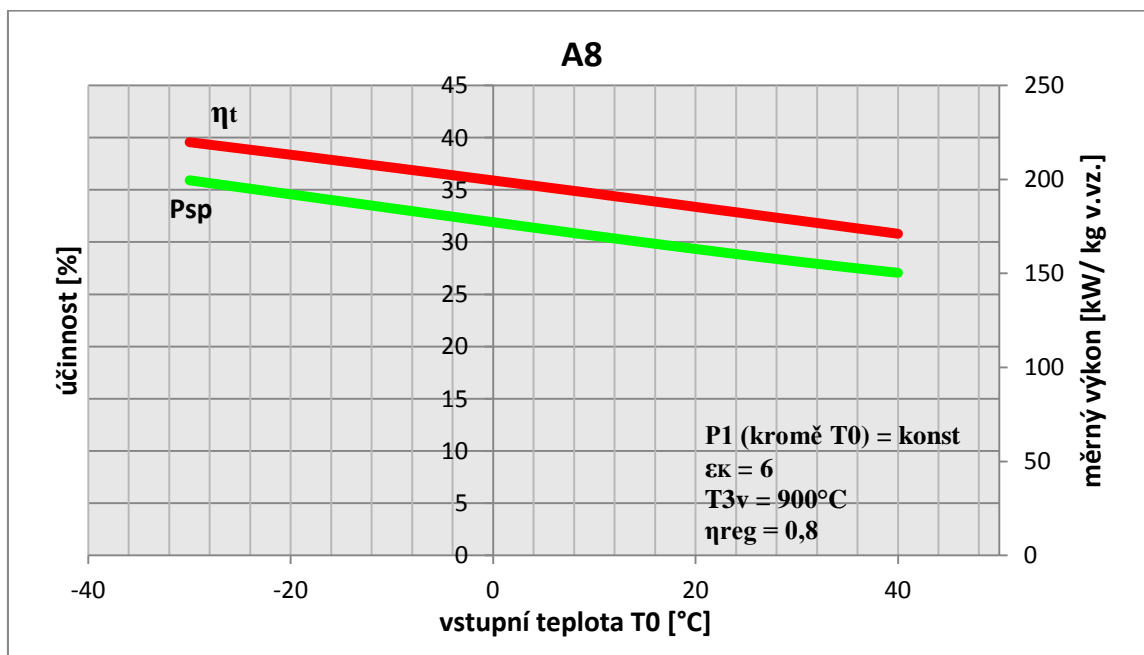
### 9.1.4 Závislost na stavu nasávaného vzduchu

Otestujme nyní, jaký vliv bude mít změna stavu vlhkého vzduchu na sání. Nejprve uvažujme závislost relativní vlhkosti na termické účinnosti a měrném výkonu. Uvažujme stupeň regenerace  $\eta_{reg} = 0,8$ , teplotní poměr  $\tau = 4$  a kompresní poměr  $\varepsilon_K = 6$ . Ostatní parametry ponechme stejné jako v předešlých případech.

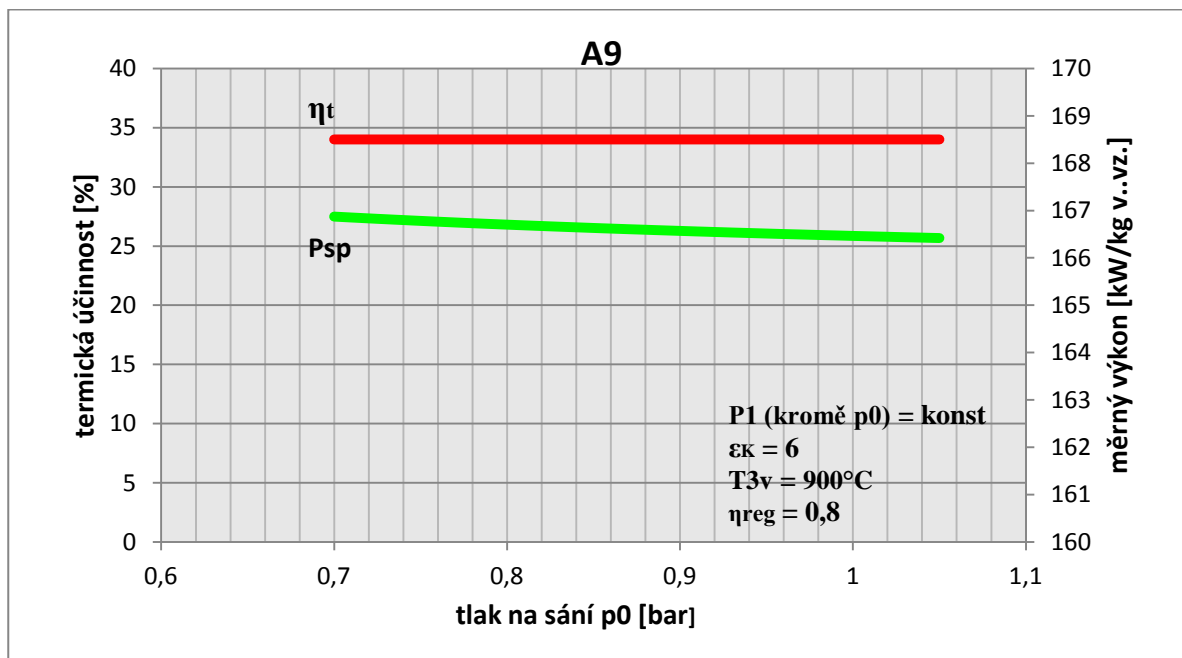


Při pohledu na graf A7 můžeme konstatovat, že relativní vlhkost nemá prakticky vliv na termickou účinnost a je zde pouze minimální růst měrného výkonu.

Z grafu A8, kde jsme se zaměřili na vliv teploty na sání lze dojít k závěru, že teplota na sání v běžných atmosférických podmínkách (teploty od  $-30$  do  $40^\circ\text{C}$ ) znatelně ovlivňuje jak účinnost, tak na měrný výkon. Měrný výkon i účinnost klesá s rostoucí teplotou nasávaného vzduchu. Je to dáno tím, že s rostoucí teplotou na vstupu a konstantní teplotou  $T_{3v}$  na VT turbíně klesá teplotní poměr  $\tau$ .



Nakonec v této části zhodnotíme vliv tlaku na sání do kompresoru v atmosférických podmínkách. Graf A9 reprezentuje vliv tlaku na vstupu na celkovou účinnost a měrný výkon spalovací turbíny.



Dle grafu A9 lze konstatovat, že termická účinnost a měrný výkon se vlivem změny tlaku na sání prakticky nemění. Termická účinnost je konstantní a měrný výkon velmi mírně klesá. Celý blok věnující se vlivu vstupních parametrů vlhkého vzduchu na vstupu do kompresoru lze shrnout a vyvodit z něj tento závěr. Relativní vlhkost a tlak vlhkého vzduchu na vstupu mají v atmosférických podmínkách naprosto minimální vliv na termickou účinnost a měrný výkon spalovací turbíny. Na druhou stranu teplota nasávaného vzduchu značně ovlivňuje jak termickou účinnost, tak i měrný výkon celého soustrojí. Z tohoto pohledu je výhodnější provozovat spalovací turbínu v chladnějších klimatických podmínkách.

### 9.1.5 Volba vstupních hodnot

Z grafů závislostí dospějeme k tomu, že pro sériově řazené turbíny dosáhneme nejvyšší termické účinnosti, potažmo nejvyššího měrného výkonu při nejvyšším teplotním poměru. Vysokého teplotního poměru můžeme dosáhnout zvyšováním teploty  $T_{3v}$  na VT turbíně popřípadě snižováním teploty na sání. Teplota na vstupu do turbíny je limitována používaným materiálem. Teplotu na vstupu do oběhu většinou nemůžeme ovlivnit, protože je daná klimatickými podmínkami dané lokality, kde se spalovací turbína nachází. Optimální teplotní poměr v našem myšleném případě volme 4. Při teplotě na sání 15 °C to bude teplota na turbíně 879 °C, což má výhodu v použití spolehlivých ověřených materiálů. V případě přepravy zemního plynu hraje hlavní roli spolehlivost zařízení a dlouhá životnost, tudíž není snahou dosáhnout mezních parametrů s nízkým koeficientem bezpečnosti, jak je tomu u spalovacích turbín pro letecké motory. Další parametr pro optimální provoz je stupeň regenerace, který budeme volit  $\eta_{reg} = 0,8$ . Vyšší stupeň regenerace zvětšuje plochu výměníku a zařízení prodražuje. Při nižším stupni regenerace je termická účinnost nižší. Máme-li stupeň regenerace  $\eta_{reg} = 0,8$ , potom volme kompresní poměr  $\epsilon_K = 6$ , což koresponduje s grafem A1. Co se týče vstupního stavu vzduchu na sání, tak to je závislé na klimatických podmínkách, se



kterými toho moc nenaděláme. Volme tedy teplotu  $T_0 = 15^\circ\text{C}$ , tlak 101,3 kPa a vlhkost 60%. Zbývající parametry pro výpočet volme P1. Pro tyto vstupní hodnoty provedeme výpočet, kde uvidíme vypočtené hodnoty žádaných veličin pro charakteristické body cyklu.

\*\*\*\*\*

VIPOCET OBEHU SERIOVE RAZENE DVOUHRIDELOVE SPALOVACI TURBINY S  
REGENERACI

DATUM VIPOCTU : 21 May 2013 , 11:59:20  
POCITAL : Minar

PARAMETRY VIPOCTU :

Etak = .8750	Mu2 = .0050		Zeta01 = .9950
Etatv = .8550	Mu3v = .0050	Mch3v = .0200	Zeta25 = .9800
Etatn = .8450	Mu4v = .0030	Mch4v = .0030	Zeta53 = .9800
Etar = .8000	Mu3n = .0015	Mch3n = .0150	Zeta4v3n = .9950
Etamv = .9750	Mu4n = .0035	Mch4n = .0010	Zeta46 = .9800
Etamn = .9850			Zeta60 = .9850
Etask = .9950	Fi0 = .6000		

KOMPRESNI POMER : 6.0000  
TEPLOTA ZA SPALOVACI KOMOROU : 879.00°C

TERMODYNAMICKE PARAMETRY V CHARAKTERISTICKYCH BODECH OBEHU :

	0	1	2	5	3V	3LV
T [°C]	15.00	15.00	232.40	463.74	879.00	866.77
p [bar]	1.0130	1.0079	6.0476	5.9267	5.8081	5.8081
i [kJ/kg]	289.80	289.80	511.48	757.17	1255.05	1239.76
f [-]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	.010201	.009989
m [-]	1.000000	1.000000	1.000000	.943000	.952619	.972619

	4LV	4V	3N	3LN
T [°C]	669.67	668.42	668.42	662.26
p [bar]	2.3084	2.3084	2.2969	2.2969
i [kJ/kg]	1005.99	1004.47	1004.47	997.01
f [-]	.009989	.009958	.009958	.009806
m [-]	.972619	.975619	.975619	.990619

	4LN	4N	6	0
T [°C]	520.04	519.76	307.70	15.00
p [bar]	1.0494	1.0494	1.0284	1.0130
i [kJ/kg]	833.94	833.62	599.97	293.77
f [-]	.009806	.009796	.009796	.009796
m [-]	.990619	.991619	.991619	.991619

SPOJKOVY VYKON Psp : 159.11 kW\*s/kg  
 TERMICKA UCINNOST : .3336  
 ODPADNI TEPLA Q6-0 : 303.63 kW\*s/kg  
 MNOZSTVI PALIVA : .0102 kg/kg

TEPELNA BILANCE PRI VZTAZNE TEPLOTE 25 °C A PRI NASAVANEM PRUTOKU 1  
kg/s

	+Q	-Q
Q1	-10.089	159.111 Psp
Qpch	474.577	293.459 Q6
Qpci	-.215	3.809 Zu
		5.684 Zmv
		2.423 Zmn
SUMA	464.274	464.485

\*\*\*\*\*

## 9.2 Paralelní uspořádání

I u paralelního upořádání bude snahou zjistit, jak různé parametry oběhu ovlivňují hlavně výkon a termickou účinnost spalovací turbíny. Výstupem bude grafické zobrazení jednotlivých závislostí. Veškeré hodnoty pocházejí z programu pro paralelní uspořádání.

### 9.2.1 Závislost na kompresním poměru

Zaměříme se nejdříve na kompresní poměr, který by měl termickou účinnost a měrný výkon výrazně ovlivňovat i u paralelního uspořádání. Volme teplotu těsně před lopatkami turbíny T1 tak, abychom postupně dosáhli teplotního poměru 3,5; 4; 4,5.

Nebude-li řečeno jinak, uvažujme tyto vstupní parametry, které označíme P2:

Teplota na sání	$T_0 = 15^\circ\text{C}$
Tlak na sání	$p_0 = 101,3 \text{ kPa}$
Vlhkost nasávaného vzduchu	$\varphi_0 = 60 \%$
Izoentropická účinnost expanze turbíny T1	$\eta_{T_v,iz} = 0,855$
Izoentropická účinnost expanze turbíny T2	$\eta_{T_n,iz} = 0,845$
Mechanická účinnost turbíny T1	$\eta_{T_m,v} = 0,975$
Mechanická účinnost turbíny T2	$\eta_{T_m,n} = 0,985$
Izoentropická účinnost komprese	$\eta_{K,iz} = 0,875$
Účinnost spalovací komory SK1	$\eta_{SK1} = 0,995$
Účinnost spalovací komory SK2	$\eta_{SK2} = 0,993$
Teplota paliva	$T_p = 15^\circ\text{C}$
Měrná tepelná kapacita paliva	$c_{pp} = 2,23 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Výhřevnost paliva	$Q_i^r = 49336 \text{ kJ/kg}$

Poměrné tlakové ztráty v jednotlivých úsecích oběhu:

– na filtru	$\zeta_{01} = 0,995$
– reg. výměníku na straně v.vz.	$\zeta_{25} = 0,980$
– dělicí člen a první větev	$\zeta_{551} = 0,995$
– dělicí člen a druhá větev	$\zeta_{552} = 0,995$
– spalovací komory SK1	$\zeta_{5131} = 0,980$
– spalovací komory SK2	$\zeta_{5132} = 0,980$
– spojovací člen a první větev	$\zeta_{441} = 0,980$
– spojovací člen a druhá větev	$\zeta_{442} = 0,980$
– reg. výměníku na straně spalin	$\zeta_{46} = 0,980$
– na výfuku z oběhu	$\zeta_{60} = 0,985$

Poměrné ucpávkové ztráty:

– kompresor	$m_{u2} = 0,0050$
– vstup T1	$m_{u3v} = 0,0050$
– výstup T1	$m_{u4v} = 0,0030$
– vstup T2	$m_{u3n} = 0,0015$
– výstup T2	$m_{u4n} = 0,0035$

Poměrná množství vzniklých produktů hoření a kyslíku:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = 2,196$$

$$X_{\text{CO}_2} = 2,701$$

$$X_{\text{N}_2} = 0,013$$

$$X_{\text{O}_2} = 3,910$$

Uvažujme v této kapitole palivový poměr  $\tau$  jako poměr teploty na turbíně T1 [K] ku teplotě T<sub>0</sub> [K] na sání.

$$\tau = \frac{T_{31}}{T_0} \quad (115)$$

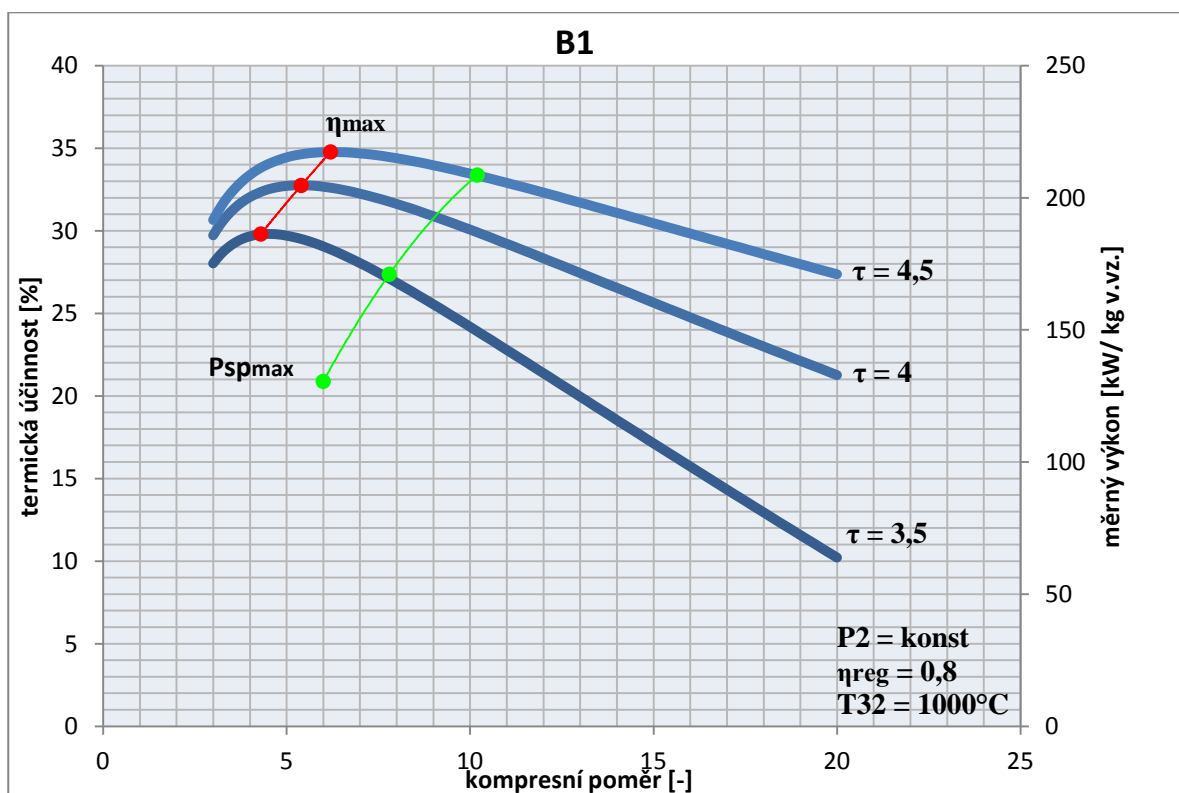
Pro palivový poměr  $\tau = 3,5$  a vstupní teplotu na sání  $15^\circ\text{C} = 288\text{K}$  bude teplota T<sub>31</sub> těsně před turbínou  $3,5 \cdot 288\text{K} = 1008\text{K} = 735^\circ\text{C}$ .

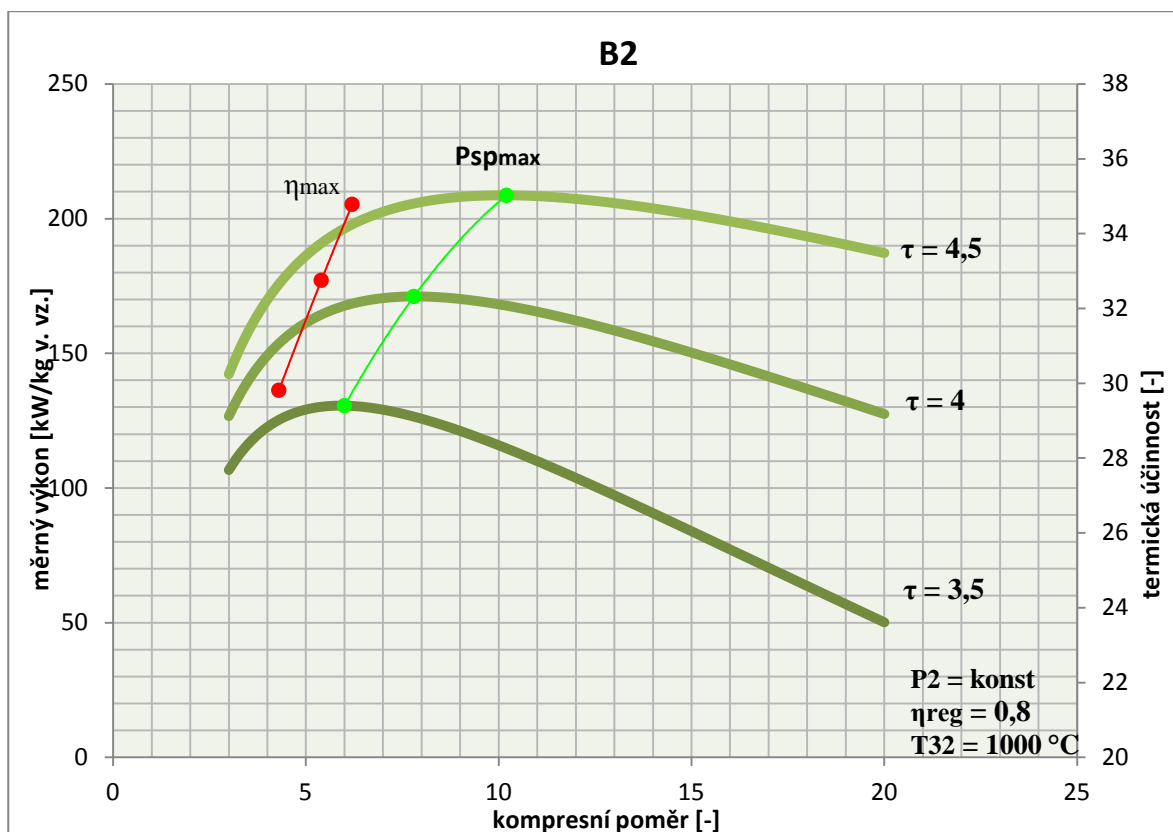
$$\tau = 3,5 \quad \rightarrow \quad T_{31} = 1008\text{K} \quad = 735^\circ\text{C}$$

$$\tau = 4 \quad \rightarrow \quad T_{31} = 1152\text{K} \quad = 879^\circ\text{C}$$

$$\tau = 4,5 \quad \rightarrow \quad T_{31} = 1296\text{K} \quad = 1023^\circ\text{C}$$

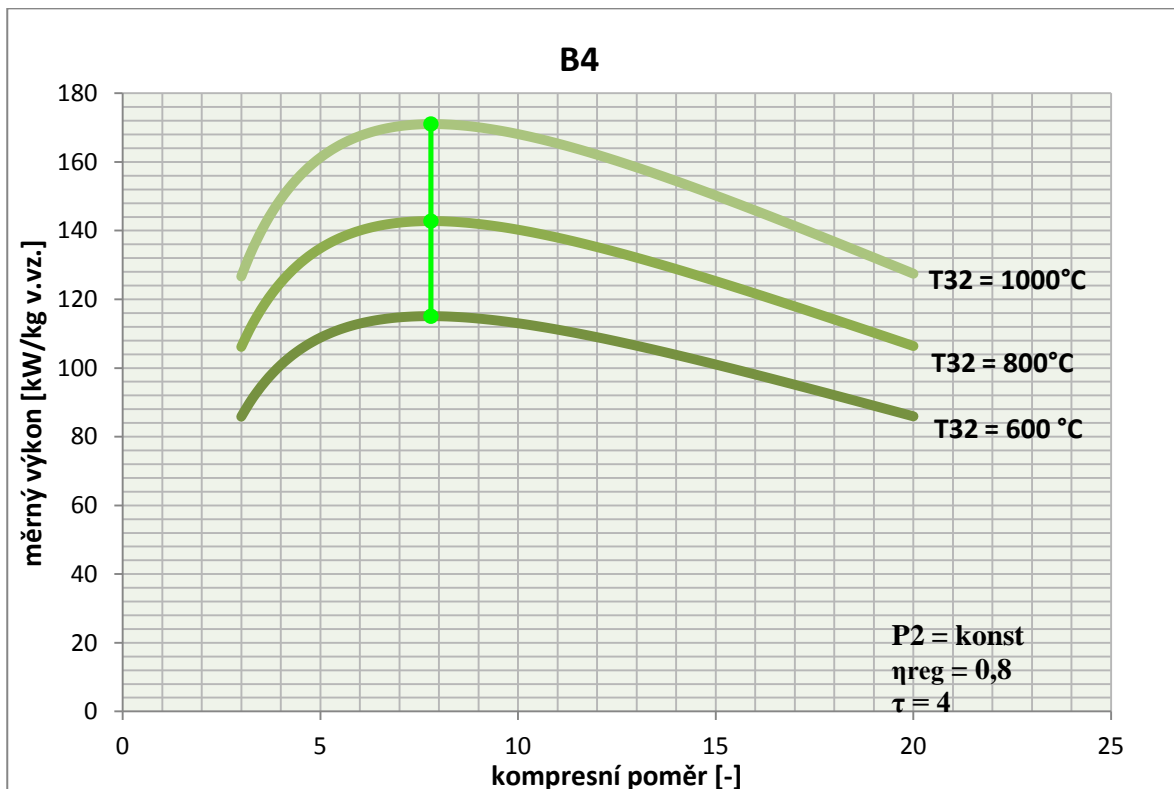
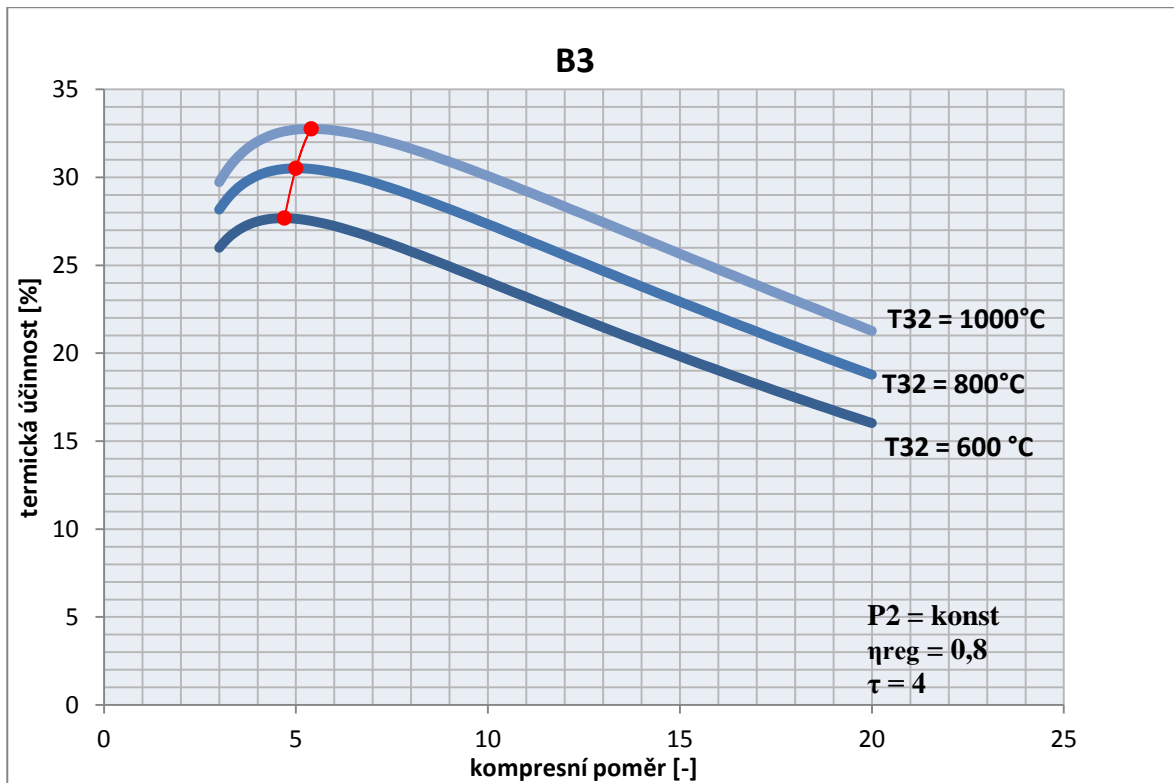
V paralelním uspořádání se nám situace komplikuje o zvolení teploty T<sub>32</sub> těsně před lopatkami turbíny T2. Tuto teplotu budeme volit 600, 800 a 1000 °C. Teplota T<sub>32</sub> bude tedy dalším parametrem závislosti termické účinnosti a měrného výkonu na kompresním poměru. Vytvořme graf B1 a B2 pro situaci, kdy bude teplota T<sub>32</sub> = 1000°C. Pro teploty 600 a 800°C jsou sestrojeny grafy B1 600, B2 600 a B1 800, B2 800 v příloze. Pro sestrojení grafů uvažujme stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ .





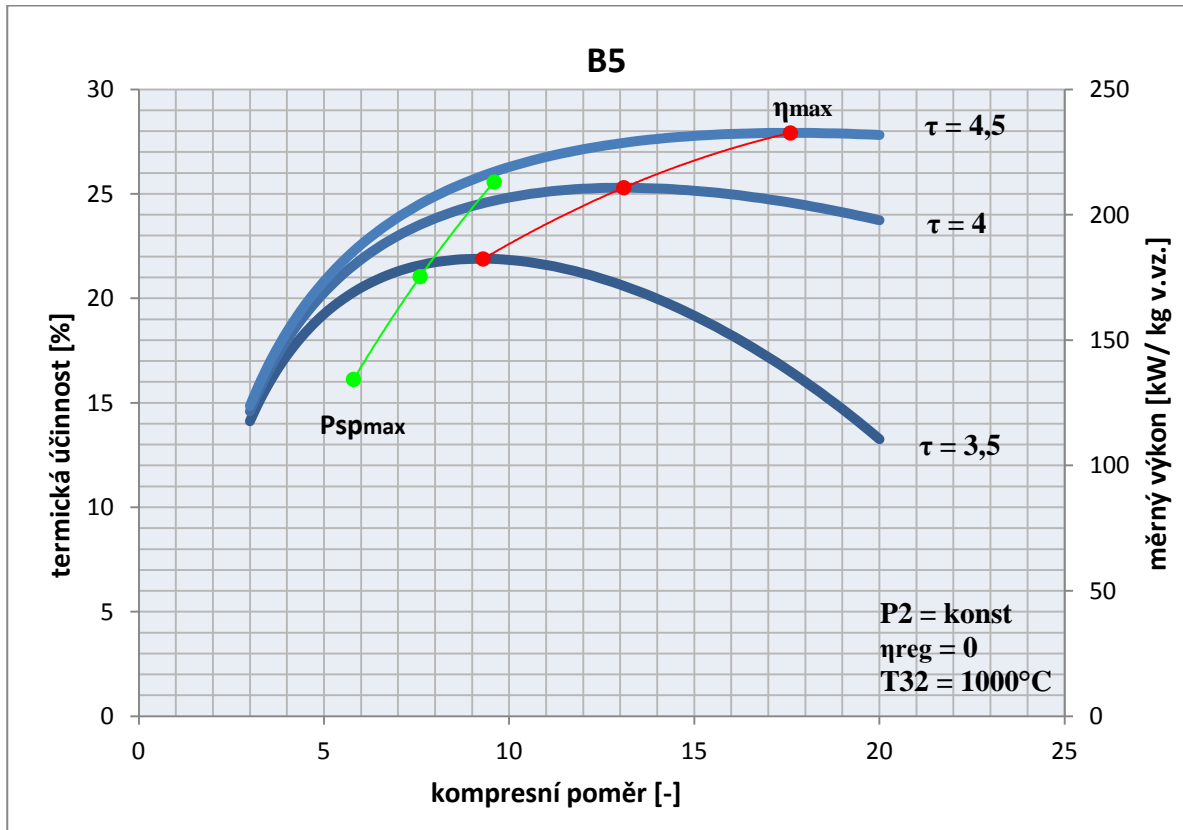
V grafech jsou zvýrazněny červenou barvou maxima účinností a zelenou maxima měrných výkonů. Tyto body maxim jsou proloženy polynomem druhého stupně. Z grafů vidíme stejný trend jako u sériového uspořádání. S rostoucím teplotním poměrem se zvyšuje jak termická účinnost, tak měrný výkon. Zároveň docílujeme toho, že křivky účinnosti a výkonu jsou plošší, při vyšším teplotním poměru. Křivky termické účinnosti a měrného výkonu zpočátku rostou, potom dosahují maxima a dále se zvyšujícím se kompresním poměrem klesají. Shodu se sériovým uspořádáním umocňuje i fakt, že v paralelním zapojení je kompresní poměr pro maximální účinnost nižší než kompresní poměr pro maximální měrný výkon. Závěr tedy pro tento případ, kdy jsme uvažovali stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$  je takový, že volba optimálního kompresního poměru by se měla nacházet mezi kompresním poměrem odpovídajícím maximální účinnosti a kompresním poměrem pro maximální měrný výkon  $\varepsilon_{K \eta \text{ max}} < \varepsilon_K < \varepsilon_{K P_{\text{sp max}}}$ .

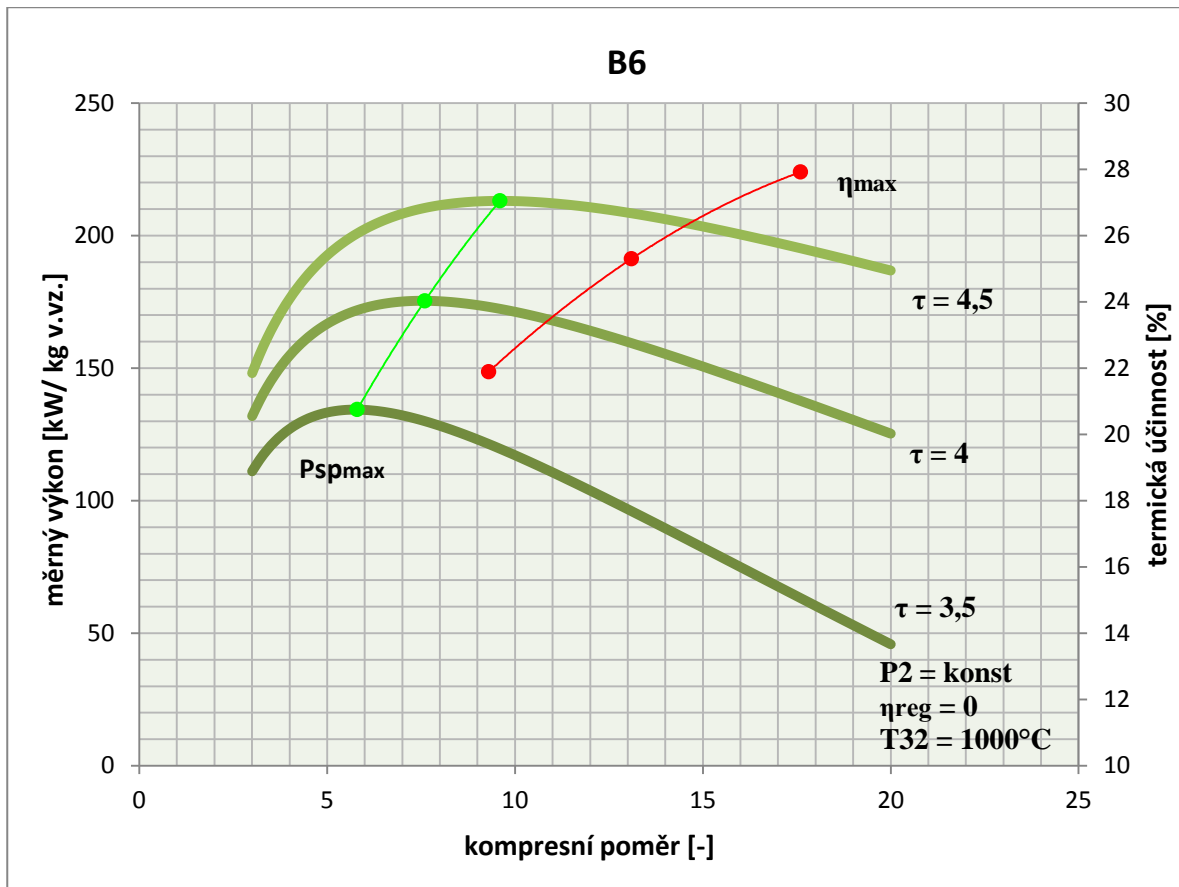
Podívejme se, jak budou vypadat grafy stejné závislosti termické účinnosti a měrného výkonu na kompresním poměru, ponecháme-li konstantní teplotní poměr  $\tau = 4$  a budeme uvažovat teplotu těsně před turbínou T2 postupně 600, 800 a 1000°C. Opět máme stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Tato závislost je znázorněna na grafech B3 a B4.



Z grafu B3 pozorujeme takřka identické křivky termické účinnosti avšak maximum se pro zvyšující se teplotu  $T_{32}$  těsně před turbínou T2 posunuje směrem k vyšším kompresním poměrům. Zatímco v případě měrného výkonu (graf B4) s rostoucí teplotou  $T_{32}$  se maximum drží na stejném kompresním poměru.

V paralelním uspořádání jsme zatím uvažovali stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Sestrojíme graf, pro účinnost a měrný výkon v případě bez regenerace. Pro tuto závislost volme kompresní poměr  $\varepsilon_K = 6$ , teplotní poměr 3,5 až 4,5 a teplotu  $T_{32} = 1000^\circ\text{C}$  (graf B5 a B6).

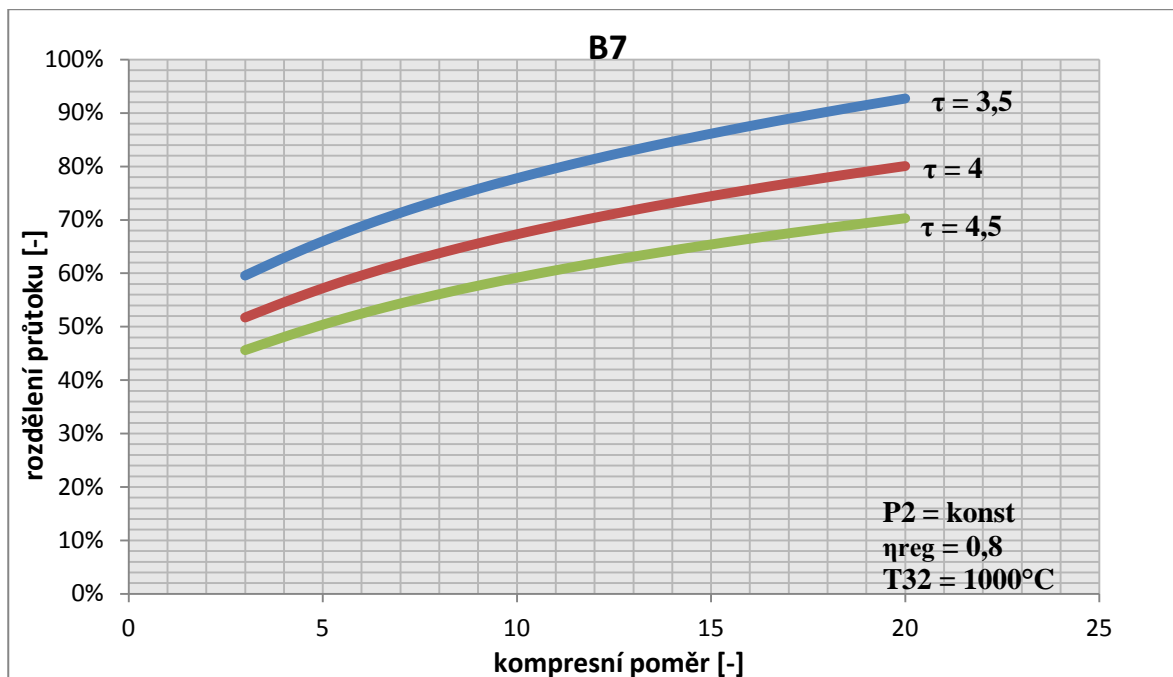




Všimněme si opět shody se sériově řazenými turbínami. I tady totiž platí stejný závěr. Při uspořádání cyklu bez regenerace je kompresní poměr pro maximální účinnost vyšší než kompresní poměr maximálního měrného výkonu. Volbu optimálního kompresního poměru volíme tedy mezi těmito krajními body.  $\epsilon_{K-\eta_{max}} > \epsilon_K > \epsilon_{K-P_{sp_{max}}}$ .

Sestavme graf B7, na kterém budeme demonstrovat závislost kompresního poměru na dělicím poměru. Volme v tomto případě konstantní teplotu  $T_{32} = 1000^\circ C$  a měnící se teplotní poměr  $\tau$  od 3,5 do 4,5.

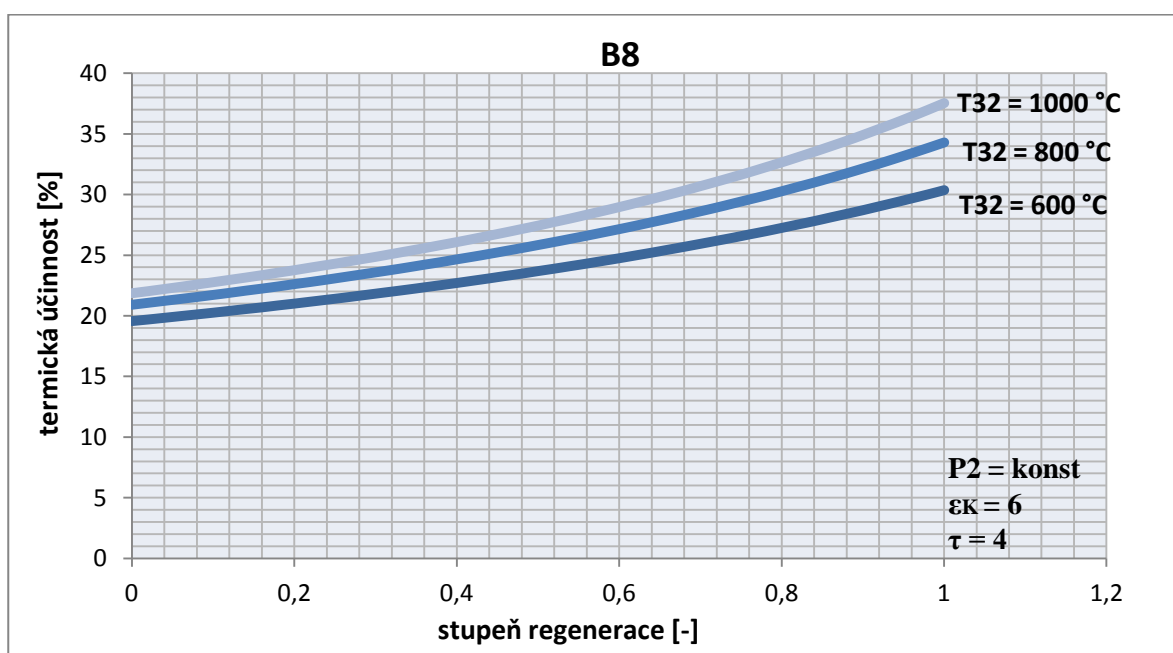


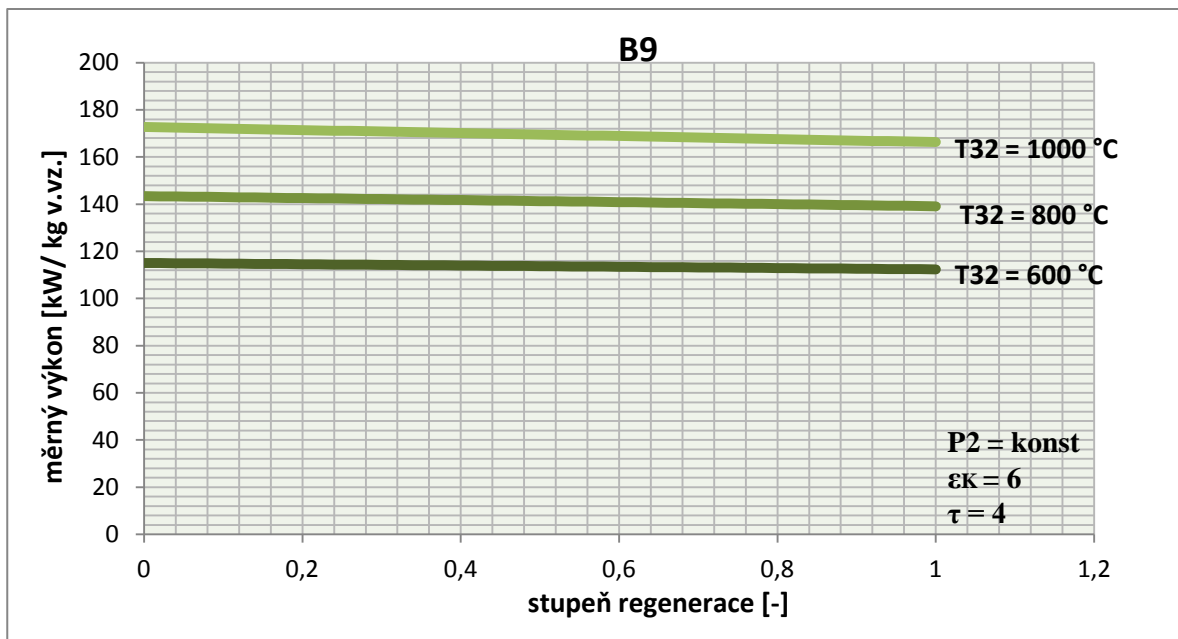


Graf B7 poukazuje na to, že s rostoucím teplotním poměrem klesá poměrné množství vzduchu odebíraného generační turbínou T1. Tím pádem při vyšším teplotním poměru připadá větší množství komprimovaného vzduchu na výkonovou turbínu T2.

### 9.2.2 Závislost na stupni regenerace

Pro pozorování vlivu stupně regenerace na termickou účinnost celého cyklu a měrného výkonu turbosoustrojí sestrojíme grafy B8 a B9. Grafy sestrojíme pro  $\tau = 4$  a tři různé teploty  $T_{32} - 600, 800$  a  $1000^\circ\text{C}$ .

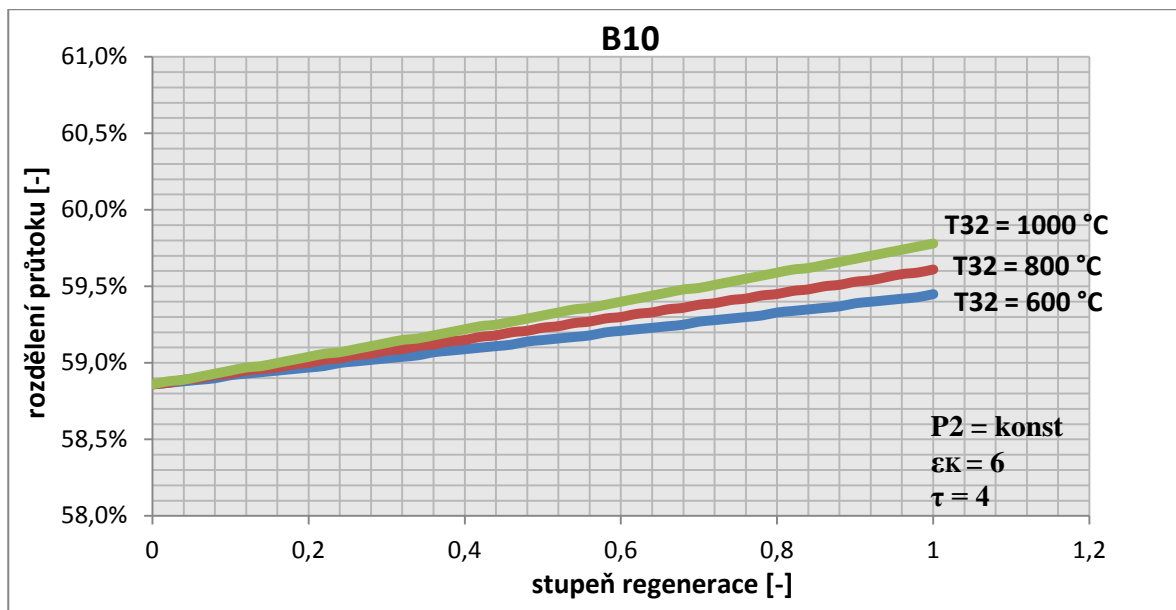




Z těchto dvou grafů konstatujeme, že s rostoucím stupněm regenerace roste termická účinnost a měrný výkon naopak mírně klesá. Pokles měrného výkonu je opět dán tím, že v oběhu uvažujeme poměrnou tlakovou ztrátu regeneračního výměníku. V ideálním případě, bez uvažování tlakových ztrát, by měrný výkon neměnil v závislosti na stupni regenerace.

Vyšší teplota udržovaná na turbíně T2 posunuje křivku k vyšším hodnotám termické účinnosti a měrného výkonu. Optimum stupně regenerace je zhruba  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Vyšší stupeň regenerace přináší velké zvětšení plochy výměníku a to sebou nese i podstatné zvýšení investičních nákladů.

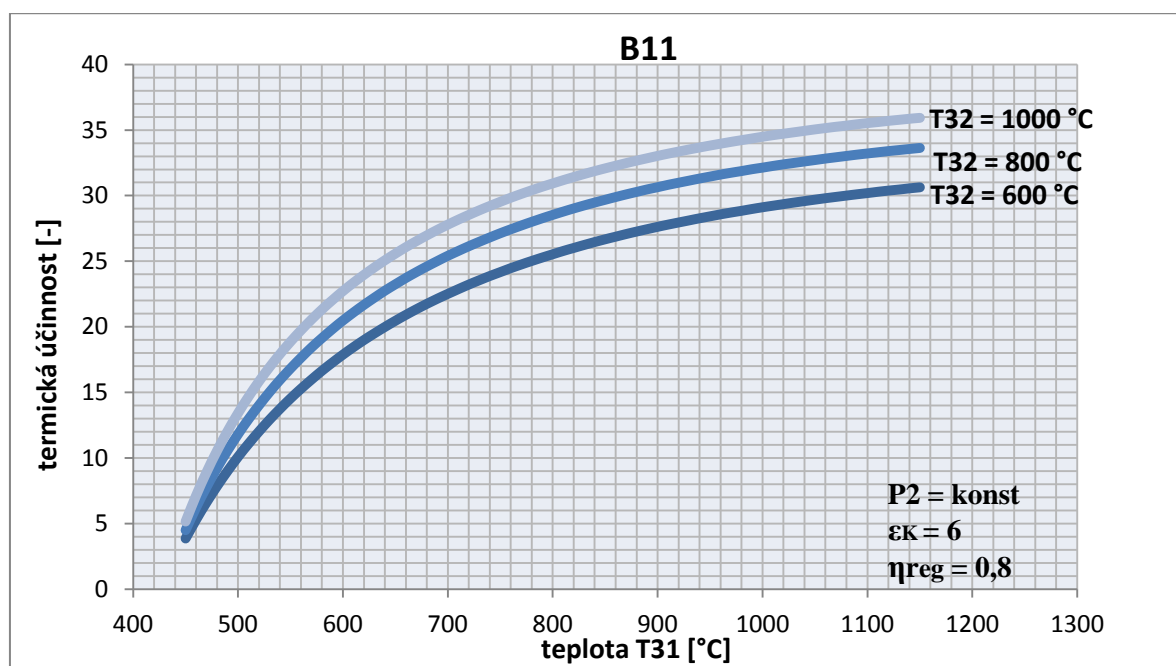
Sestavme ještě graf B10, ve kterém se podíváme, jak se mění dělicí poměr  $x$  v závislosti na kompresním poměru. Dělicí poměr nám říká, jakou část hmotnostního toku odebírá turbína T1 z toku  $m_5$ . Zbytek hmotnostního toku  $m_{52}$  proudí na turbínu T2. K sestavení grafu volme teplotní poměr  $\tau = 4$ , stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$  a teploty  $T_{32}$  postupně 600, 800 a 1000°C



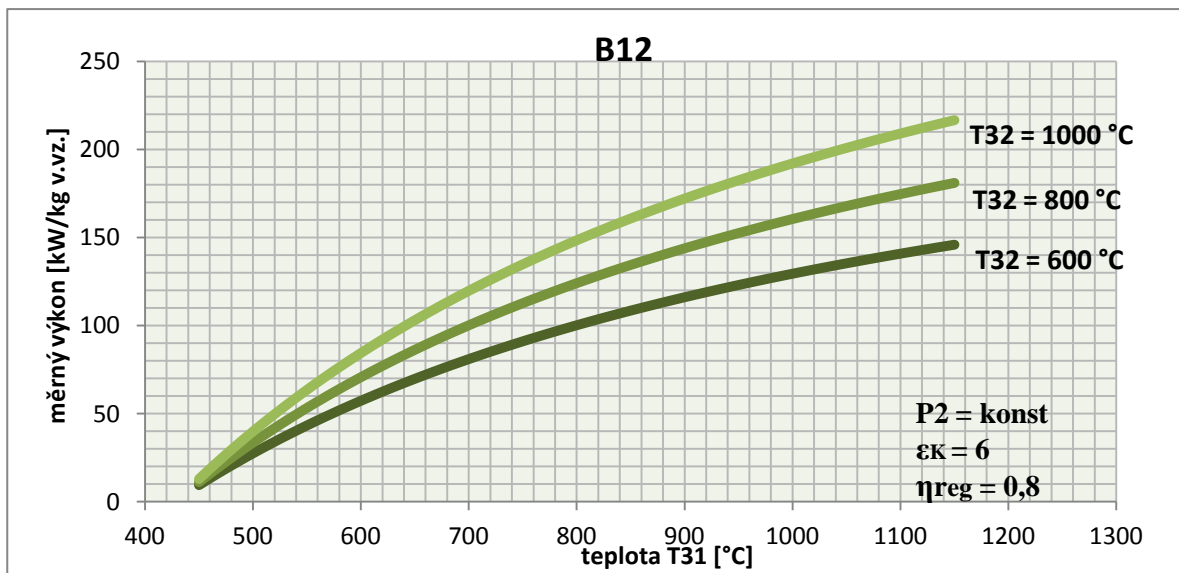
Z grafu B10 vyčteme, že s rostoucím stupněm regenerace narůstá rozdělení hmotnostního toku, který si odebírá turbína T1 na to, aby optimálně pracovala a pokryla příkon kompresoru. Zjišťujeme, že poměrné množství vzduchu odebíraného turbínou T1 nezávisí tolik na teplotě  $T_{32}$  těsně před turbínou T2. Teplota  $T_{32}$  tedy ztlačně neovlivňuje rozdělení komprimovaného vzduchu v bodě 5.

### 9.2.3 Závislost na teplotě $T_{31}$

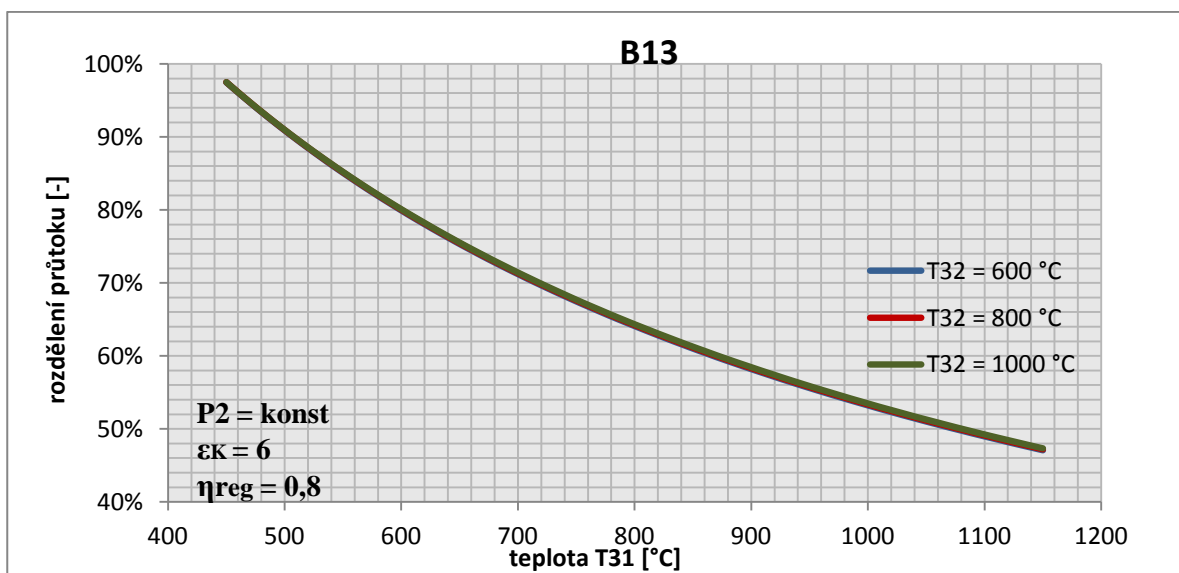
Pokusme se teď zjistit, jak se bude chovat měrný výkon a termická účinnost dle toho, jakou budeme mít teplotu těsně před turbínou T1. Pro sérii těchto grafů volme stupeň regenerace opět  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$  a kompresní poměr  $\epsilon_K = 6$ . Sestavme grafy B11, B12 a B13 pro tři různé závislosti a tři různé teploty na turbíně T2. Těmito teplotami budou 600, 800 a 1000°C.



Z grafu B11 vyplývá skutečnost, že účinnost celého cyklu roste s rostoucí teplotou na turbíně T1. Růst účinnosti je nejvyšší při nižších teplotách. U vyšších teplot účinnost sice taktéž narůstá, nicméně nárůst již není tak vysoký. Vyšší teplota na turbíně T2 rovněž příznivě ovlivňuje celkovou účinnost.



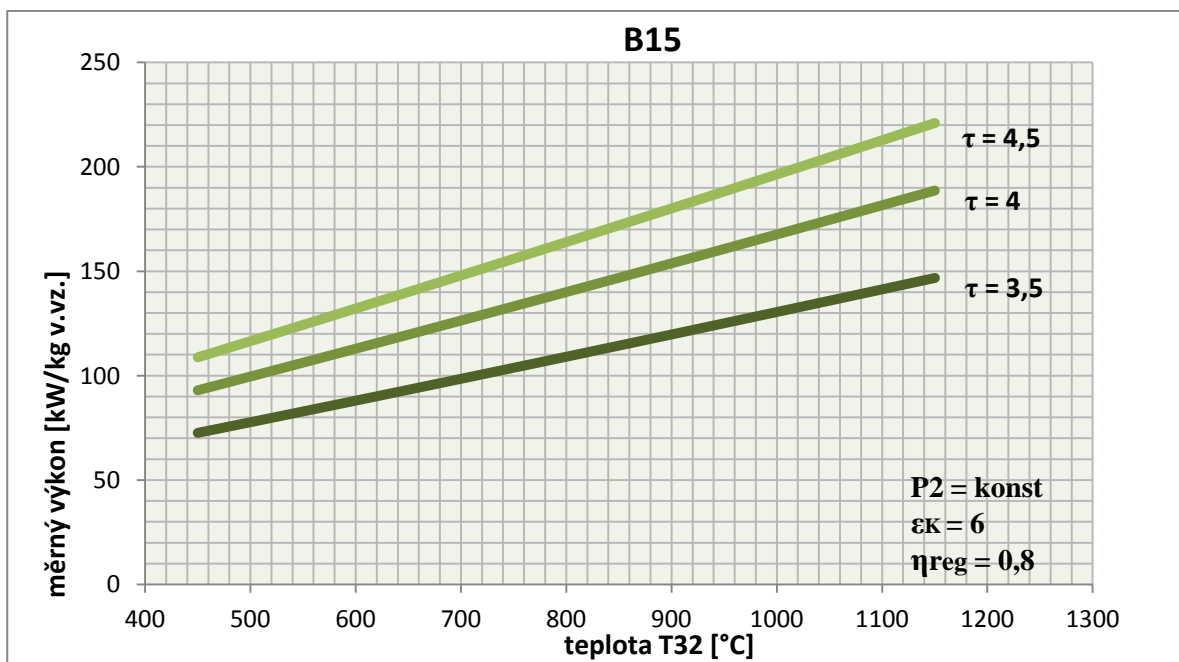
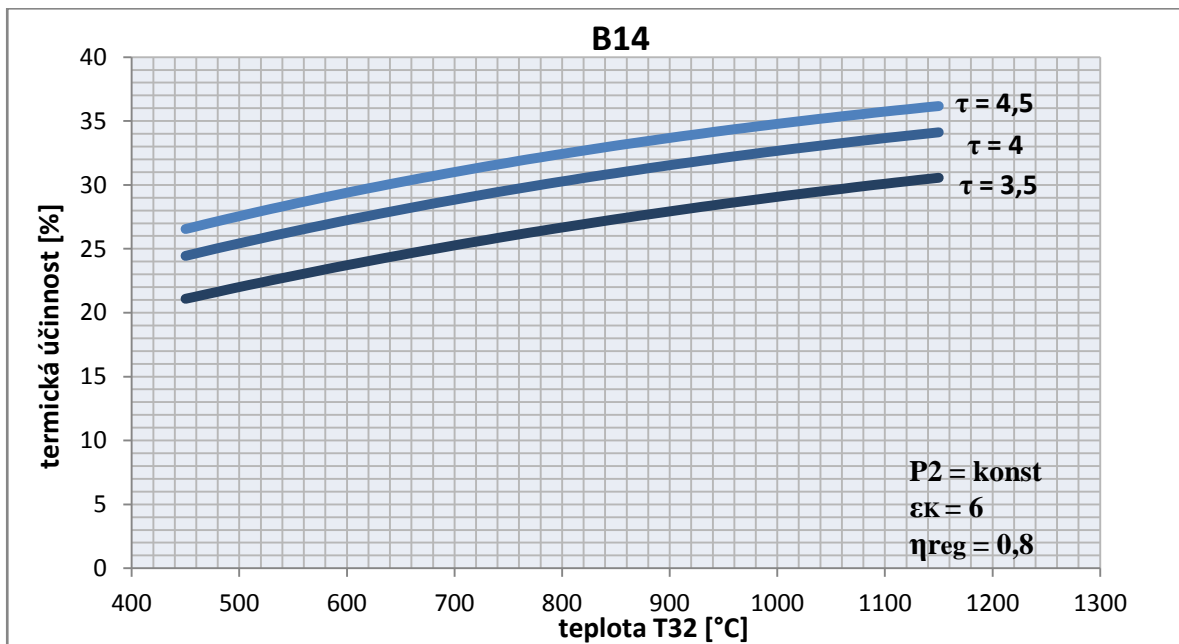
Dle grafu B12 měrný výkon roste s teplotou T31. Rovněž vyšší teplota na turbíně T2 přispívá k dalšímu navýšení měrného výkonu.



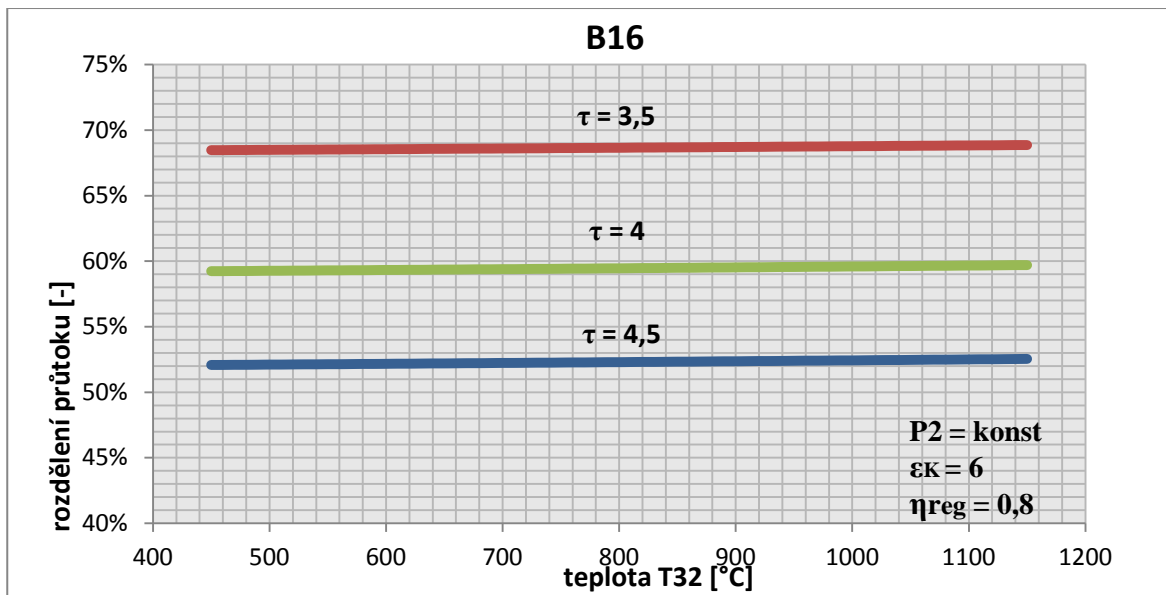
Rozdělení měrného hmotnostního toku, odebíraného turbínou T1 klesá se zvyšující se teplotou na turbíně T1. I v tomto případě jsme si potvrdili, že rozdělení hmotnostního toku v bodě 5 znatelně neovlivňuje teplota na turbíně T2.

### 9.2.4 Závislost na teplotě $T_{32}$

Zkoumejme další závislosti termické účinnosti a měrného výkonu tentokrát při proměnné teplotě  $T_{32}$ . Přičemž teplota na turbíně T1 bude taková, aby odpovídala teplotním poměrům 3,5; 4 a 4,5. Sestrojíme grafy B14, B15 a B16, kde budeme sledovat termickou účinnost, měrný výkon a nakonec rozdělení toku komprimovaného vzduchu.



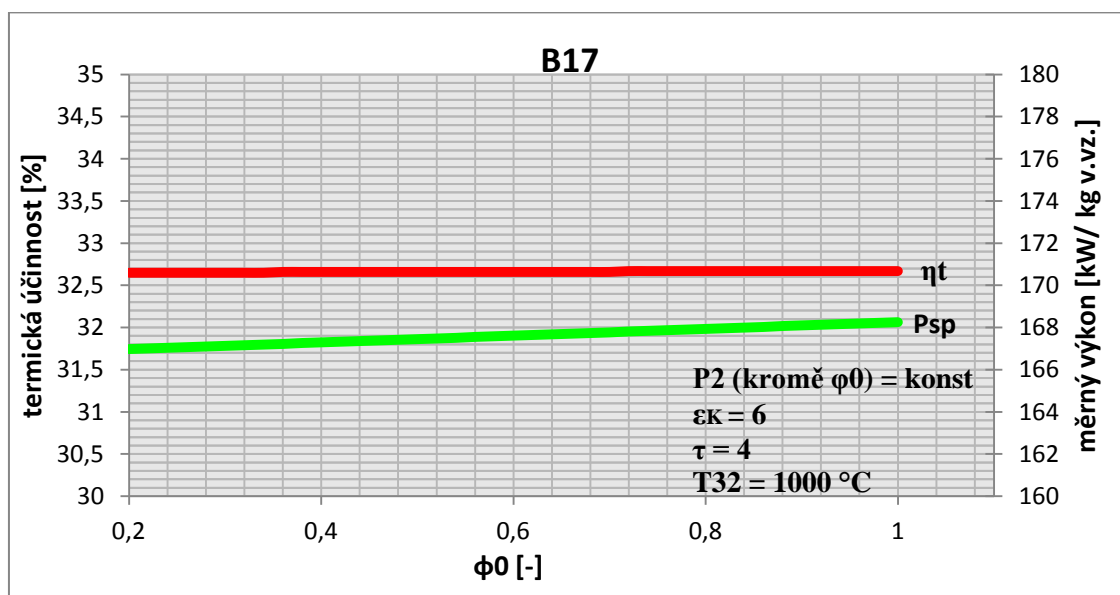
Rostoucí teplota  $T_{32}$  a rostoucí tlakový poměr mají předpokládaný efekt, totiž roste-li teplotní poměr a teplota  $T_{32}$  potom roste i termická účinnost i měrný výkon. Snahou je tedy volit co nejvyšší teplotu  $T_{32}$  a taktéž teplotní poměr  $\tau$ .



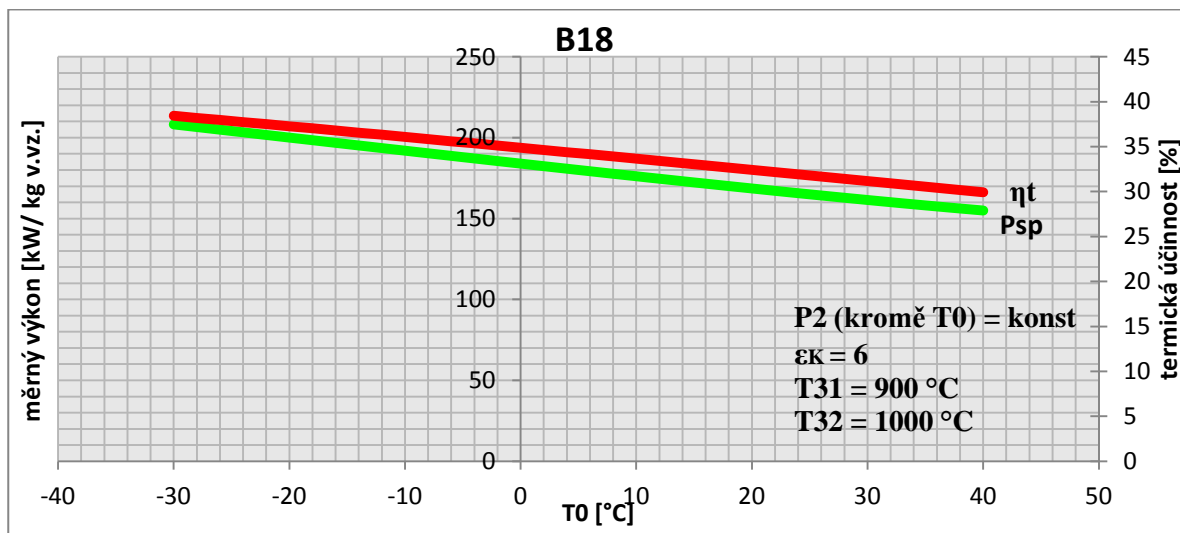
Rozdělení komprimovaného vzduchu na obě turbíny sleduje stále stejný trend. S rostoucím teplotním poměrem klesá rozdělení hmotnostního toku, který potřebuje generační turbína k udržení výkonové rovnováhy s axiálním kompresorem na sání. Zároveň i v tomto případě platí, že rostoucí teplota T32 na výkonové turbíně jen velmi nepatrně mění rozdělení hmotnostního toku vzduchu v bodě 5.

### 9.2.5 Závislost na stavu vzduchu na sání

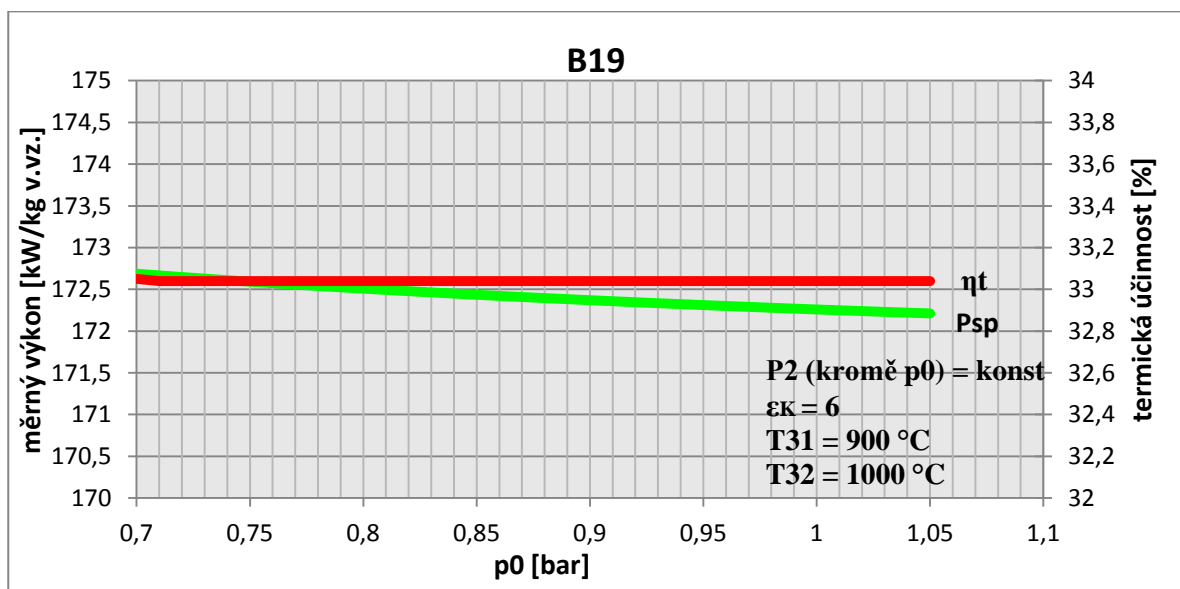
V poslední části grafických závislostí se budeme zabývat tím, jak to bude vypadat, budeme-li měnit parametry nasávaného vzduchu na vstupu do axiálního kompresoru. Konkrétně se zaměříme na to, co se stane s termickou účinností a měrným výkonem, když se bude měnit relativní vlhkost (graf B17), teplota (graf B18) a tlak na sání (graf B19).



Dle grafu B17 zjistíme, že relativní vlhkost na vstupu zanedbatelně ovlivňuje termickou účinnost cyklu. V případě měrného výkonu dochází k mírnému nárůstu se zvyšující se relativní vlhkostí.



Teplota na vstupu do cyklu (graf B18) zdatelně ovlivňuje jak termickou účinnost, tak měrný výkon. S nárůstem teploty obě sledované veličiny klesají. Je to způsobeno tím, že při vyšších teplotách na vstupu a konstantně udržovaných teplotách na obou turbínách budeme mít nižší teplotní poměr. Jak jsme si dokázali, tak nižší teplotní poměr  $\tau$  snižuje termickou účinnost i měrný výkon.



S pomocí grafu B19 snadno zjistíme, že změna tlaku na vstupu v atmosférických podmínkách má zanedbatelný vliv na měrný výkon a ještě zanedbatelnější vliv na termickou účinnost cyklu.

### 9.2.6 Volba vstupních hodnot

I v případě paralelního řazení je z pohledu dosažení nejvyšší možné termické účinnosti a měrného výkonu žádoucí zvedat teplotní poměr. Při standardní teplotě na sání v našich klimatických podmínkách  $T_0 = 15^\circ\text{C}$  můžeme teplotního poměru 4 dosáhnout při  $T_{31} = 879^\circ\text{C}$ . Volme tedy tento teplotní poměr. Dále pro náš výpočet uvažujme stupeň regenerace  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ . Pro tuto regeneraci zvolíme kompresní poměr  $\epsilon_K = 6$  jako rozumný kompromis mezi maximem termické účinnosti a maximem měrného výkonu. Stav vlhkého vzduchu na sání je dán klimatickými podmínkami dané oblasti. Volme  $T_0 = 15^\circ\text{C}$ , tlak 101,3 kPa a relativní vlhkost 60 %. Teplotu na turbíně  $T_2$  volme tak, abychom dosáhli vysoké spolehlivosti a životnosti celého zařízení.  $T_{32} = 900^\circ\text{C}$ . Ostatní parametry volme z P2. Pro tyto podmínky provedeme výpočet, ve kterém vypočteme jednotlivé veličiny pro charakteristické body cyklu.

\*\*\*\*\*  
 VYPOCET OBEHU DVOUHRIDELOVE SPALOVACI TURBINY S REGENERACI

DATUM VYPOCTU : 21 May 2013 , 12:02:46  
 POCITAL : Minar

PARAMETRY VYPOCTU :

Etak = .8750	mu2 = .0050		Zeta01 = .9950
Etat1 = .8550	mu31 = .0050	mch31 = .0200	Zeta25 = .9800
Etat2 = .8450	mu41 = .0030	mch41 = .0030	Zeta551 = .9950
Etar = .8000	mu32 = .0015	mch32 = .0150	Zeta552 = .9950
Etamt1 = .9750	mu42 = .0035	mch42 = .0010	Zeta5131 = .9800
Etamt2 = .9850			Zeta5232 = .9800
Etask1 = .9950			Zeta441 = .9800
Etask2 = .9930	Fi0 = .6		Zeta442 = .9800
			Zeta46 = .9800
			Zeta60 = .9850

KOMPRESNI POMER	:	6.0000
DELICI POMER	:	.5952
TEPLOTA ZA SPALOVACI KOMOROU TURBINY T1	:	879.00°C
TEPLOTA ZA SPALOVACI KOMOROU TURBINY T2	:	900.00°C

TERMODYNAMICKE PARAMETRY V CHARAKTERISTICKYCH BODECH OBEHU :

	0	1	2	5	51	52	31
T [°C]	15.00	15.00	232.40	464.08	464.08	464.08	879.00
p [bar]	1.0130	1.0079	6.0476	5.9267	5.8970	5.8970	5.7791
i [kJ/kg]	289.80	289.80	511.48	757.54	757.54	757.54	1255.02
f [-]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	.010193
m [-]	1.000000	1.000000	1.000000	.943000	.561267	.381733	.566988

	31L	41L	41
T [°C]	858.71	527.43	526.01
p [bar]	5.7791	1.0708	1.0708
i [kJ/kg]	1229.69	842.36	840.67
f [-]	009842	.009842	.009791
m [-]	.586988	.586988	.589988



	32	32L	42L	42	4	6	0
T [°C]	900.00	877.05	545.49	544.75	533.62	322.07	15.00
p [bar]	5.7791	5.7791	1.0708	1.0708	1.0494	1.0284	1.0130
h [kJ/kg]	1281.88	1253.05	863.61	862.73	849.61	615.66	293.86
f [-]	.010749	.010342	.010342	.010316	.010004	.010004	.010004
m [-]	.385836	.400836	.400836	.401836	.991824	.991824	.991824

SPOJKOVY VYKON Psp : 153.76 kW\*s/kg  
 TERMICKA UCINNOST : .3154  
 ODPADNI TEPLA Q6-0 : 319.18 kW\*s/kg  
 MNOZSTVI PALIVA F31 : .0102 kg/kg  
 MNOZSTVI PALIVA F32 : .0107 kg/kg

TEPELNA BILANCE PRI VZTAZNE TEPLOTE 25 °C A PRI NASAVANEM PRUTOKU 1 kg/s

	+Q	-Q
Qvs	-10.089	Psp 153.758
Qch1	282.242	Q6 308.994
Qcit1	-.128	Zu 3.809
Qch2	202.431	Zm1 5.684
Qcit2	-.091	Zm2 2.341
SUMA	474.365	474.586

\*\*\*\*\*

## 10 DISKUZE

### 10.1 Srovnání dvouhřídelového uspořádání

V obou typech uspořádání bylo zjištěno v souladu s teorií, že teplotní poměr, kompresní poměr a regenerační stupeň mají podstatný vliv na termickou účinnost a měrný výkon. Maximu termické účinnosti a maximu měrného výkonu neodpovídá stejný kompresní poměr. Uvažujeme-li případ bez regenerace tepla, tak v obou uspořádáních platí, že kompresní poměr pro maximální měrný výkon je nižší než kompresní poměr odpovídající maximální termické účinnosti. Budeme-li ovšem uvažovat vyšší stupeň regenerace (v našem případě již dříve zdůvodněný  $\eta_{\text{reg}} = 0,8$ ), potom se dle výstupu z programu situace obrátí a maximu termické účinnosti bude odpovídat nižší kompresní poměr než pro maximum měrného výkonu. Z tohoto pohledu je vhodné volit takový kompresní poměr, abychom dosáhli vždy rozumného kompromisu mezi měrným výkonem a termickou účinností.

Při námi konkrétně zvoleném stejném stavu vzduchu na sání do kompresoru, stejném kompresním poměru, teplotním poměru a stejném stupni regenerace nám vyšlo, že sériové uspořádání dosahuje vyšší termické účinnosti (33,4 %) a vyššího měrného výkonu (159 kW/kg) než uspořádání paralelní s termickou účinností 31,5 % a měrným výkonem 154 kW/kg. Je nutné si uvědomit, že paralelní uspořádání má více vstupních hodnot než oběh se sériovým řazením turbín. Například teplota  $T_{32}$  je podstatným parametrem, který významně ovlivňuje termickou účinnost i měrný výkon. Tuto teplotu jsme volili 900 °C. Z tohoto důvodu srovnání pouze na základě termické účinnosti a měrného výkonu obou uspořádání není úplně přesné.

### 10.2 Možnosti regulace turbíny se sériovým uspořádáním

V našem uvažovaném případě bude turbína pracovat na kompresní stanici dálkového plynovodu. Pro tyto případy je nutné, aby hřídel na výkonové turbíně mohla měnit otáčky. Jelikož je plynový kompresor mechanicky spojen s výkonovou turbínou, tak se i na něm mění otáčky. Změna otáček hřídele způsobuje změny v průtoku plynovým kompresorem a tím ovlivňujeme průtok plynu, který plynovodem protéká.

Regulace celého stroje potom vypadá zhruba následovně. Z centrály provozovatele tranzitního plynovodu se pošle signál na změnu hmotnostního toku v plynovodu. Potřebujeme-li přepravit větší množství plynu, potom je nutné, aby se zvýšili otáčky na výkonové turbíně. Pokud je požadavek na snížení hmotnostního toku v potrubí plynovodu, potom snížíme otáčky na výkonové hřídeli. Změna otáček je tedy regulovaná veličina. Její regulaci je zprostředkována pomocí signálu vyslaného na ventil přívodu paliva do spalovací komory. Zvýšíme-li přívod paliva do spalovací komory, potom se zvýší teplota na VTT turbíně. Zvýšená teplota bude mít za následek zvýšení otáček generační hřídele. Generační hřídel je spojená s axiálním kompresorem, který nasává vzduch do celého oběhu. Zvýšením otáček se zvýší i množství nasávaného vzduchu. Větší množství vzduchu a vyšší teplota zvýší výkon generační turbíny. Vysokotlaká turbína ovšem využije jen tu část energie spalin, tak aby pokryla příkon axiálního kompresoru. Teplota spalin opouštějící VTT turbínu při zvýšeném palivovém poměru bude vyšší. Tím pádem budeme mít vyšší teplotu před NTT turbínou. Vyšší teplota způsobí zvýšení otáček výkonové turbíny. Mechanická energie se přenesou na plynový kompresor, který se nachází v tranzitním plynovodu a zvýší jeho otáčky a tím zajistíme zvýšení průtoku plynu plynovodem.

V případě, kdy dispečink plynovodu žádá snížení hmotnostního průtoku potrubím, se palivový ventil přiškrcuje. Přiškrcením se sníží teplota ve spalovací komoře a tím nám poklesne teplota před VTT turbínou. S poklesem teploty je spojen i pokles otáček generační

hřídele. Nižší otáčky nám způsobí zmenšení hmotnostního toku vlhkého vzduchu nasávaného axiálním kompresorem do celého oběhu. Tím poklesne i výkon generační turbíny. Zmenšení přívodu paliva dále způsobí, že VTT turbínu opouštějí spaliny o nižší teplotě. Nižší teplota bude i před vstupem na NTT turbínu. Nižší teplota způsobí pokles otáček kompresoru umístěného v plynovodu a snížení výkonu výkonové části spalovací turbíny. Poklesem otáček plynového kompresoru dosáhneme požadovaného snížení hmotnostního toku zemního plynu v plynovodu.

Tato regulace má zásadní nevýhodu, která spočívá v tom, že jakákoli požadovaná změna otáček na výkonové hřídeli způsobí změnu otáček i na hřídeli výkonové. Problémem je, že turbína a obzvlášť oba kompresory mohou pracovat pouze v úzkém rozmezí otáček. Tento úzký pracovní rozsah je dán problémy s možným dosažením pumpovní čáry u obou kompresorů a taky z mechanických problémů. Mezi mechanické obtíže patří hlavně vibrace lopatek a celého soustrojí při vlastních frekvencích, kdy dochází k rezonanci a potom případ dosažení kritických otáček rotoru.

### 10.3 Možnosti regulace turbíny s paralelním řazením

Toto uspořádání nám nabízí větší variabilitu, jelikož můžeme použít více možných způsobů regulace. Je to dáno tím, že máme k dispozici dvě spalovací komory, u kterých můžeme regulovat průtok paliva a tím řídit teplotu spalín na vstupu do turbíny.

Popišme si případ, kdy budeme regulovat otáčky výkonové turbíny nejjednodušším způsobem a to změnou přívodu paliva do spalovací komory SK2. Změna přívodu paliva bude mít za následek změnu teploty na vstupu do turbíny T2 a tím i změnu otáček výkonové hřídele a s tím spojenou změnu hmotnostního toku zemního plynu nasávaného kompresorem. Regulace tohoto typu ponechává pracovat generační turbínu T1 na konstantních otáčkách. Výhodou je, že lze generační část stroje na tento stav navrhnout a tím ji můžeme provozovat v optimálních podmínkách. Nevýhoda tohoto způsobu regulace spočívá v tom, že pokud bude generační turbína pracovat stále při stejných otáčkách, bude potřebovat celkem stálý přívod komprimovaného vzduchu z bodu 5 do SK1. Tím bude průtok komprimovaného vzduchu předem dán pro výkonovou turbínu. Uvažujeme v bodě 5 přirozené dělení proudu vzduchu bez regulačního ventilu tak, že generační turbína si sama odebere právě tolik vzduchu, kolik bude potřeba k výkonové rovnováze mezi generační turbínou a axiálním kompresorem. Tímto způsobem lze udržovat stálou teplotu na výkonové turbíně T1 a proto můžeme volit optimálně lopatkování. V tomto případě tedy požadovanou změnu v tranzitním plynovodu je zprostředkováno pouze změnou výkonu a otáček výkonové turbíny, která může být optimálněji navržena na větší provozní rozsah otáček.

Změnu hmotnostního toku zemního plynu v plynovodu můžeme regulovat i změnou teploty  $T_{31}$  při konstantní teplotě  $T_{32}$ . Pomocí změny přívodu paliva do spalovací komory SK1 docílíme změny přívodu tepla a tím změny teploty na vstupu do generační turbíny. Z toho důvodu se změní otáčky generačního hřídele, které dále ovlivní hmotnostní tok nasávaného vzduchu axiálním kompresorem. Změna množství nasávaného vzduchu ovlivní rozdělení průtoku v bodě 5. Toto rozdělení nám určuje hmotnostní tok komprimovaného vzduchu do spalovací komory SK2. Změna v hmotnostním toku potom ovlivní výkon výkonové hřídele a tím dochází ke změně otáček radiálního kompresoru a to dále vede k požadované změně hmotnostního toku zemního plynu v plynovodu.

## 11 ZÁVĚR

Spalovací turbína pracuje v Braytonově cyklu. Ideálním termodynamickým cyklem je cyklus Carnotův, který má nejvyšší možnou termickou účinnost. Ericsonův cyklus představuje ideální případ cyklu, kdy se děje adiabatické z Braytonova oběhu nahradí ději izotermickými. V ideálním případě při dokonalé regeneraci dosáhne Ericsonův cyklus termické účinnosti cyklu Carnotova. Obecnou snahu přiblížit reálný cyklus oběhu Carnotovu nazýváme karnotizací cyklu. Pro možnosti zvyšování termické účinnosti oběhu můžeme využít regeneraci tepla, dělenou expanzi s ohřevem a dělenou kompresi s mezichlazením.

Na základě teoretických poznatků pracovních oběhů spalovací turbíny, poznatků o možnostech zvyšování termické účinnosti cyklu, poznatků o spalování a znalosti termodynamických veličin, byl sestaven výpočtový model. Tento výpočtový model nám umožnil sledovat dva nejdůležitější parametry oběhu – termickou účinnost a měrný výkon – při různé volbě vstupních hodnot. Došli jsme k závěru, že nejdůležitějšími veličinami ovlivňujícími zásadně termickou účinnost a měrný výkon je teplotní poměr, kompresní poměr a uvažujeme-li oběh s regenerací, tak i stupeň regenerace. Pro oba typy uspořádání bylo dosaženo vyšších účinností a vyšších měrných výkonů při vyšším teplotním poměru. Volba optimálního kompresního poměru musí být kompromisem mezi volbou kompresního poměru pro maximální termickou účinnost a kompresního poměru pro maximální měrný výkon. Maximu termické účinnosti totiž nepřísluší stejný kompresní poměr jako maximu měrného výkonu. Termickou účinnost cyklu zvyšuje i stupeň regenerace.

Ze vstupních hodnot charakterizujících stav vzduchu na sání do oběhu hraje nejvýznamnější roli teplota vzduchu. S klesající teplotou roste jak termická účinnost, tak měrný výkon. Klesající teplota na vstupu totiž zvyšuje teplotní poměr, uvažujeme-li stálou teplotu na turbíně.

Pro oba typy uspořádání spalovacích turbín byly navrženy vstupní hodnoty se zřetelem na vysokou spolehlivost a životnost strojního zařízení při dosažení co možná nejvyšší termické účinnosti a měrného výkonu. Pro oba typy byla provedena i tepelná bilance, která zahrnuje tepelné toky do oběhu vstupující a tepelné toky z oběhu vystupující.

Ve srovnání obou uspořádání při stejných parametrech vzduchu na sání a při stejném kompresním poměru, teplotním poměru a stejném stupni regenerace nám vyšlo, že dvouhřídelová spalovací turbína sériově uspořádaná dosáhla vyšší termické účinnosti i vyššího měrného výkonu než dvouhřídelová spalovací turbína paralelně řazena. Nicméně je nutno poznamenat, že v paralelním uspořádání hraje významnou roli teplota na turbíně T2. Oba typy uspořádání turbín mají jisté odlišnosti v množství vstupních parametrů a proto jejich srovnání pouze na základě termické účinnosti a měrného výkonu není nejvhodnější.

Z pohledu regulace spalovací turbíny je výhodnější paralelní turbína, jelikož nabízí větší variabilitu. Tato variabilita je dána možností regulovat průtok paliva do spalovací komory SK2 a tím ovlivňovat teplotu  $T_{32}$  před turbínou T2. V paralelním uspořádání je možné regulovat výkonovou turbínu bez změny otáček generační turbíny. V případě sériového uspořádání jakákoli změna otáček výkonové turbíny doprovázena změnou otáček turbíny generační.

Vypočtené výsledky z výpočtového modelu budou použity ve firmě EKOL.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: SNTL
  2. RIVKIN, S.L. *Termodinamyčeskije svojstva gazov*. Energije, 1973.
  3. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno: akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3
-

## PŘEHLED POUŽITÉHO ZNAČENÍ VELIČIN

Značení	Popis	Jednotka
$a_K$	měrná kompresní práce	[J/kg ]
$a_T$	měrná expanzní práce	[J/kg ]
$c_p$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[J/kg·K]
$c_{pp}$	měrná tepelná kapacita paliva při konstantním tlaku	[J/kg·K]
$i$	měrná entalpie	[J/kg ]
$i_\lambda$	entalpie složek po spálení	[kJ/kg]
$f$	palivový poměr	[-.]
$m$	poměrný hmotnostní tok	[-]
$P_{sp}$	měrný výkon na spojce	[kW/kg ]
$p$	tlak	[Pa]
$p_r$	relativní tlaková funkce	[-]
$q$	měrné teplo	[kJ/kg ]
$Q$	teplo	[kJ]
$Q_i^f$	výhřevnost paliva	[kJ/kg·K]
$Q_{ch}$	chemické teplo	[kJ/kg]
$Q_{cit}$	citelné teplo	[kJ/kg]
$Q_{in}$	teplo do oběhu dodané	[kJ/kg]
$Q_{out}$	teplo oběhem odevzdané	[kJ/kg]
$s$	měrná entropie	[J/kg·K]
$T$	teplota	[°C]
$T_p$	teplota paliva	[°C]
$x$	měrná vlhkost	[kg/kg s.v.]
	dělicí poměr	[-]
$X_{H_2O}$	poměrné množství vody ve spalinách	[-]
$X_{CO_2}$	poměrné množství CO <sub>2</sub> ve spalinách	[-]
$X_{N_2}$	poměrné množství N <sub>2</sub> ve spalinách	[-]
$X_{O_2}$	poměrné množství O <sub>2</sub> ve spalinách	[-]
$Z_m$	mechanické ztráty	[kJ/kg]
$Z_u$	ucpávkové ztráty	[kJ/kg]
$\varepsilon$	kompresní poměr	[-]
$\zeta$	poměrná tlaková ztráta	[-]
$\eta$	účinnost	[-]
$\eta_{reg}$	stupeň regenerace	[-]
$\eta_{Tn}$	účinnost nízkotlaké turbíny	[-]
$\eta_{Tv}$	účinnost vysokotlaké turbíny	[-]
$\kappa$	adiabatický exponent	[-]
$\tau$	teplotní poměr	[-]
$\varphi$	relativní vlhkost	[-]

**Indexy**

Značení	Popis
atm	atmosferický
h	vlhký vzduch
ch	chladičí vzduch
iz	izoentropický
K	kompresor
m	mechanický
n	nízkotlaký, nový
sk	spalovací komora
T	turbína
u	ucpávkový vzduch
v	vysokotlaký vlhký
vs	vstupní
vz	vzduch

---

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

<i>OBR. 1 ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA SPALOVACÍ TURBÍNY V JEDNODUCHÉM OTEVŘENÉM OBĚHU; BRAYTONŮV OBĚH V T-S DIAGRAMU [2]</i>	14
<i>OBR. 2 POROVNÁNÍ BRAYTONOVA OBĚHU (1B-4B), ERICSONOVA CYKLU (1E AŽ 4E) A CARNOTOVA CYKLU (1C AŽ 4C) [1]</i>	15
<i>OBR. 3 ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA OBĚHU S REGENERACÍ</i>	17
<i>OBR. 4 T-S DIAGRAM ZJEDNODUŠENÉHO OBĚHU S REGENERACÍ</i>	18
<i>OBR. 5 ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA OBĚHU S DĚLENOU KOMPRESÍ</i>	19
<i>OBR. 6 T-S DIAGRAM OBĚHU S DĚLENOU KOMPRESÍ</i>	20
<i>OBR. 7 ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA CYKLU S DĚLENOU EXPANZÍ</i>	21
<i>OBR. 8 T-S DIAGRAM OBĚHU S DĚLENOU EXPANZÍ</i>	21
<i>OBR. 9 PŘÍKLAD UNIVERZÁLNÍ CHARAKTERISTIKY AXIÁLNÍHO KOMPRESORU. UPRAVENO Z [4]</i>	26
<i>OBR. 10 UNIVERZÁLNÍ CHARAKTERISTIKA TURBÍNY</i>	27
<i>OBR. 11 ROVNOVÁŽNÝ CHOD TURBÍNY A KOMPRESORU. UPRAVENO Z [1]</i>	28
<i>OBR. 12 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ DVOUHŘÍDELOVÉ SPALOVACÍ TURBÍNY</i>	30
<i>OBR. 13 DETAIL TOKU UCPÁVKOVÉHO A CHLADÍCÍHO VZDUCHU</i>	31
<i>OBR. 14 SCHÉMA VÝPOČTU SÉRIOVÉHO ZAPOJENÍ TURBÍN</i>	33
<i>OBR. 15 SCHÉMA TEPELNÉ BILANCE SÉRIOVÉHO ZAPOJENÍ</i>	39
<i>OBR. 16 SCHÉMA PARALELNÍHO ZAPOJENÍ DVOUHŘÍDELOVÉ SPALOVACÍ TURBÍNY</i>	42
<i>OBR. 17 SCHÉMA POSTUPU VÝPOČTU PRO PARALELNÍ ŘAZENÍ TURBÍN</i>	44
<i>OBR. 18 SCHÉMA TEPELNÉ BILANCE PRO PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ</i>	48



## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1	Program pro sériové uspořádání
Příloha 2	Program pro paralelní uspořádání
Příloha 3	Grafy B1 600, B2 600, B1 800 a B2 800