

## PROVEDENÍ PARNÍCH TURBÍN

---

- 15.3 ..... Rozdělení parních turbín podle jejich zapojení  
• Kondenzační turbíny • Protitlakové turbíny • Turbíny s odběrem páry
- 15.7 ..... Základní schémata vícetělesových turbín
- 15.9 ..... Základní schémata lodních parních turbín
- 15.10 ..... Způsoby regulace výkonu parních turbín  
• Regulace klouzavými parametry páry • Regulace škrcením • Skupinová regulace • Regulace obtokem páry
- 15.13 ..... Pracovní režimy parních turbín  
• Najížděcí diagram • Spotřební charakteristika parní turbíny • Odstavení
- 15.18 ..... Konstrukční uspořádání parních turbín  
• Rotory • Termodynamika parní turbíny • Skříně parních turbín • Výstupní hrdla  
• Unifikace • Teplotní roztažnost • Vybavení parních turbín
- 15.25 ..... Zástavbová specifika parní turbíny
- 15.26 ..... Integrace parní turbíny do technologického celku  
• Zapojení parní turbíny • Teplárny • Jaderné elektrárny • Paroplynový oběh  
• Schémata zařízení
- 15.32 ..... Zvyšování tepelné účinnosti parního oběhu  
• Carnotizace parního oběhu • Přihřívání páry • Regenerace tepla
- 15.37 ..... Alternativní pracovní látky v parních obězích  
• ORC oběh • CO<sub>2</sub> oběh • Dvousložkové páry
- 15.40 ..... Úloha 1: Výpočet redukčně-chladicí stanice a protitlakové turbíny stejných parametrů  
Úloha 2: Výpočet změny hmotnostního toku v turbíně  
Úloha 3: Výpočet parametrů navrženého technologického celku  
Úloha 4: Výpočet tepelné účinnosti parního oběhu s regenerací tepla
- 15.43 ..... Odkazy
- 15.45 - 15.59 ..... Přílohy
-

**autor:** ŠKORPÍK, Jiří – [LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik)

**datum vydání:** Duben 2025

**název:** Provedení parních turbín

**web:** *turbomachinery.education*

**provenience:** Brno (Česká republika)

**email:** [skorpik.jiri@email.cz](mailto:skorpik.jiri@email.cz)

Copyright©Jiří Škorpík, 2025  
Všechna práva vyhrazena.

---

## Rozdělení parních turbín podle jejich zapojení

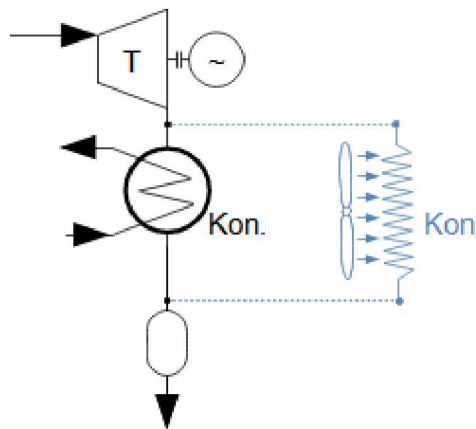
Podle zapojení parní turbíny v technologickém celku se hovoří o kondenzační turbíně, protitlakové, turbíně s odběrem páry apod.

### Kondenzační turbíny

Mokrá kondenzace

Suchá kondenzace

Za kondenzační turbínu je považována turbína, za kterou následuje kondenzátor, Obrázek 1. Používá se jak princip mokré, tak princip suché kondenzace. V mokrém kondenzátoru je pára ochlazována v prostoru vyplněném potrubím s chladicí vodou – chladicí voda využívaná k vytápění nebo je ochlazována odparem v chladicích věžích, nebo chlazená v klasických vzduchových chladičích. V suchém kondenzátoru pára kondenzuje v potrubí, které je z vnějšku ochlazováno proudem vzduchu.



**1:** Zapojení kondenzační turbíny

T parní turbína; Kon. kondenzátor (černě je tzv. mokrý kondenzátor; modře je případ tzv. suchého kondenzátoru).

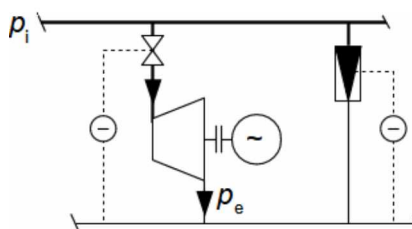
Potlačená kondenzace  
(Potlačené vakuum)

Teploty kondenzace (v případě vody) se pohybují již od 15 °C (podle teploty okolí), tomu odpovídá tlak za turbínou přibližně 0,002 MPa, proto se někdy říká, že pára expanduje do vakua. V případě, že se teplota kondenzace významně zvýší, např. z důvodů využití kondenzačního tepla pro vytápění (zvýšení teploty kondenzace na 80 až 90 °C) nebo jiné účely, říkáme, že turbína pracuje v režimu s potlačenou kondenzací – někdy se používá výraz s potlačeným vakuem. Sezónní režim provozu parní turbíny s potlačenou kondenzací je běžný u turbín v teplárnách. Zvýšením tlaku kondenzace samozřejmě klesne tepelná účinnost parního oběhu, která kompenzována finančním příjmem z prodaného tepla.

Kondenzátor se nachází obvykle co nejbližší turbíně kvůli hrozící vysoké tlakové ztrátě – může se ale nacházet i na vzdálenějším místě od turbíny, např. vzduchové kondenzátory, které jsou často umístovány až na střechu strojovery.

**Protitlakové turbíny**

V případě protitlakových turbín není na výstupu kondenzátor, ale parovod, případně kondenzátor s tlakem kondenzace obvykle vyšším než 0,1 MPa, viz Obrázek 2.



**2: Zapojení protitlakové turbíny**

$p_i$  [Pa] vstupní tlak;  $p_e$  [Pa] výstupní tlak. Parní turbína je zálohována redukční stanicí (může být doplněna chlazením páry) pro případy zvýšení odběru páry nad limity turbíny nebo pro případy poruchy turbíny. Více o zapojení malých protitlakových turbín například v [Kříž, 2005].

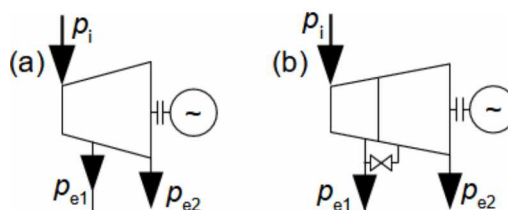
Tlak páry ve výstupním parovodu záleží na dalším využití páry, a může být i vyšší jak 1 MPa. Tato pára se využívá například pro technologické účely nebo vytápění.

**Turbíny s odběrem páry**

Turbína s odběrem páry je turbína, ze které je část páry odebírána za jiným než posledním stupněm turbíny. Po délce turbíny může být takových odběrů několik.

Neregulovaný odběr  
Regulovaný odběr

Pára z odběru může být odebírána dvěma základními způsoby neregulovaně, a regulovaně . V případě neregulovaného odběru je tlak páry v odběru dán tlakem ve spotřebiči páry na konci odběru (Obrázek 3a). V případě regulovaného odběru je v turbíně vytvořena přepážka, tak aby veškerá pára proudila do odběru, za přepážku proudí část páry z odběru přes regulační ventil, kterým se reguluje množství páry pokračující v expanzi (podle požadavku na tlak páry od spotřebiče) v turbíně za přepážkou (Obrázek 3b). Oba uvedené typy odběrů páry se mohou na jedné turbíně kombinovat, Obrázek 4, protože oba typy mají jiné využití.



**3: Způsoby odběrů páry z parní turbíny**

(a) turbína s neregulovaným odběrem; (b) turbína s regulovaným odběrem.

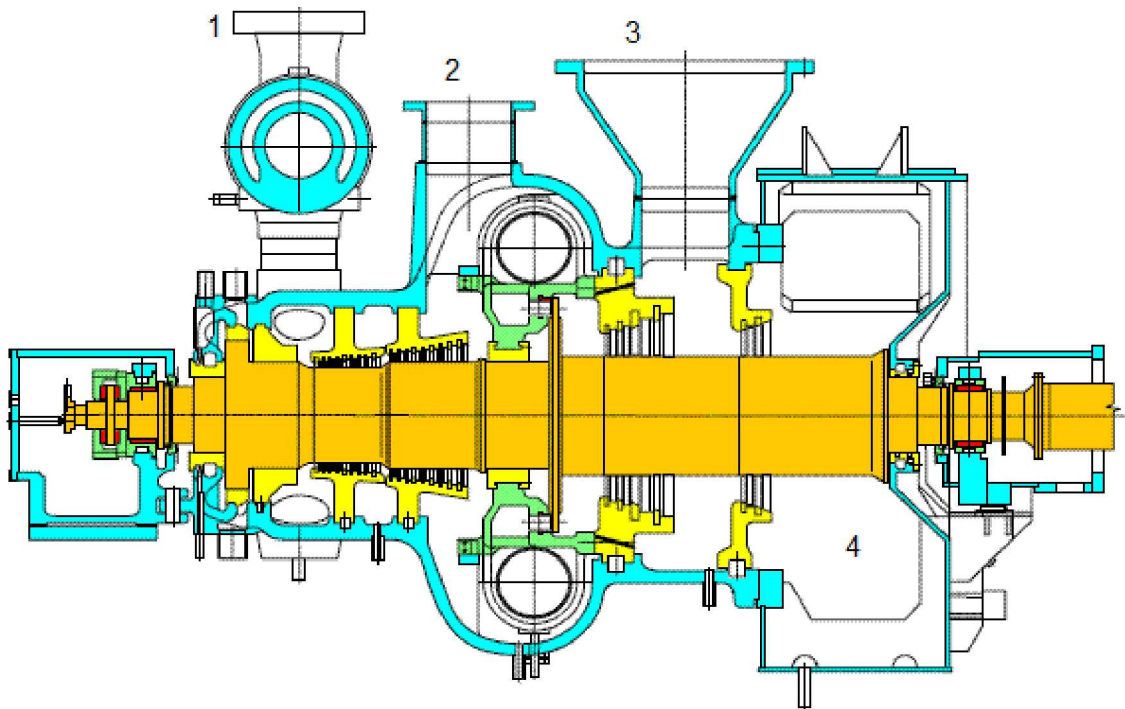
Neregulovaný odběr

Neregulované odběry se používají především za účelem regenerace tepla (viz níže), což je proces zvyšující tepelnou účinnost oběhu, který spočívá v odebrání části páry z turbíny, která pak při kondenzaci ve výměníku předehřívá napájecí vodu zdroje páry. U vícetělesových turbín může být odběr realizován i mezi tělesy. Neregulovaný odběr lze použít i pro pokrytí celoroční základní spotřeby tepla v teplárenském provozu.

Regulovaný odběr

Dvoutlaková turbína

Turbíny s regulovaným odběrem se dimenzují na maximální odběr páry. To znamená, že část turbíny za odběrem je konstruována na průtok nižší než část turbíny před odběrem. V případě, že spotřebič páry připojený na odběru bude odstaven (sezónní provoz, servisní odstávka), klesne výkon turbíny (přibližně o 50 až 60 % jmenovitého výkonu turbosoustrojí). Obecně ale návrh jmenovitého hmotnostního toku páry za regulovaným odběrem je věcí optimalizace budoucího provozu turbíny a dodávají se i turbíny, které jsou konstruovány na stejný maximální průtok před i za odběrem, takové turbíny jsou ale dražší. Regulační ventil nelze zcela zavřít, aby přes něj proudilo určité množství páry, která odvádí teplo vzniklé při ventilační ztrátě nízkotlaké části turbíny – ta se otáčí, když vysokotlaká část turbíny práci koná.



**4:** Parní turbína s regulovaným a neregulovaným odběrem páry, typ G40

1 vstupní ventilová komora (vstup páry do turbíny); 2 regulovaný odběr (ventil není zobrazen); 3 neregulovaný odběr – pro výtopenské účely; 4 boční hrdlo ke kondenzátoru. V tomto případě regulovaný odběr může sloužit i jako druhý vstup páry do turbíny – proto označení dvoutlaková parní turbína. Výkon 24 MW, otáčky turbíny 6000 min<sup>-1</sup>. Turbína nemá na vstupu regulační ventil – regulace výkonu je prováděna regulací tlaku páry v kotli. Výrobce PBS (CZ).

Regulovaný odběr

Regulované odběry se používají, například k zásobování parovodu párou o tlaku vyšším, než je na konci turbíny. Kombinací neregulovaného a regulovaného odběru získáme tedy turbínu schopnou zásobovat regenerační výměníky i spotřebiče páry (neregulovaný odběr může pokrývat základní celoroční odběr páry – takže není nutný regulovaný odběr).

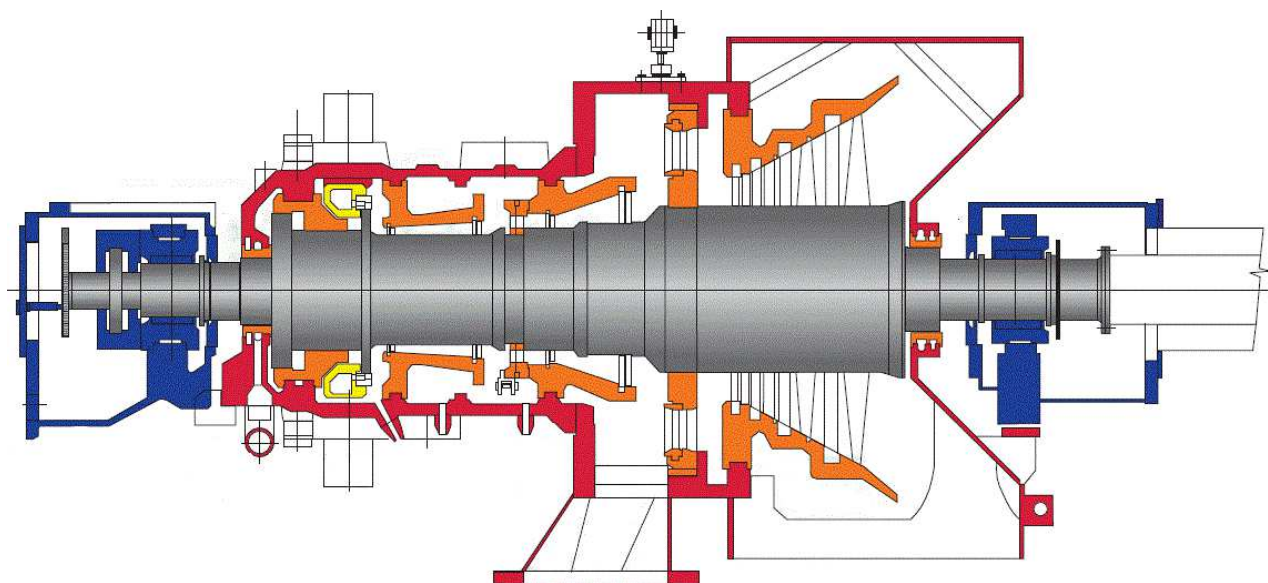
Regulační mezistěna

Při regulovaném odběru je vyvedení veškeré páry z turbíny a pak přivedení části této páry přes regulační ventil zpět do turbíny doprovázeno výraznou tlakovou ztrátou a tedy i snížením vnitřní účinnosti turbíny. Pro zlepšení účinnosti byla vyvinuta regulační mezistěna (Obrázek 5), která nahrazuje v prvním stupni za odběrem statorovou řadu lopatek.



**5: Princip regulační mezistěny**

Posouvání přední části mezistěny dochází k změně průtočného průřezu mezistěny. Příklad provedení viz Obrázek 6.



**6: Parní turbína se dvěma regulovanými odběry pomocí mezistěny**

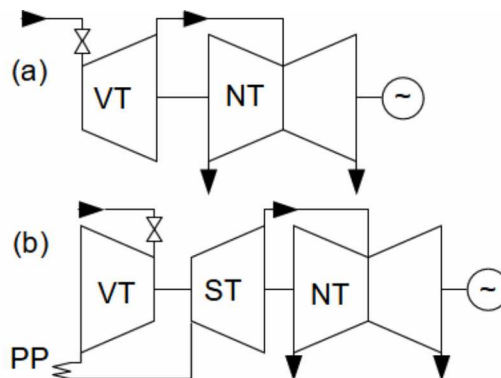
Jmenovitý výkon turbíny je 25 MW, jmenovitý stupní tlak a teplota jsou 9,4 MPa a 550 °C, tlak na výstupu do kondenzátoru 9 kPa, tlak v prvním odběru je 1,4 MPa, ve druhém 0,15 MPa. Výrobce Siemens energy, Brno [Anon., 2017, s. 79].

Výroba, návrh a optimalizace parametrů turbíny (optimalizace lopatkových částí za odběrem pro široký rozsah průtoků a tlaků) s regulovanými odběry je velmi náročná a nákladná, z těchto důvodů se nevyskytují parní turbíny s více jak dvěma regulovanými odběry [Anon., 2017, s. 33].

### Základní schémata vícetělesových turbín

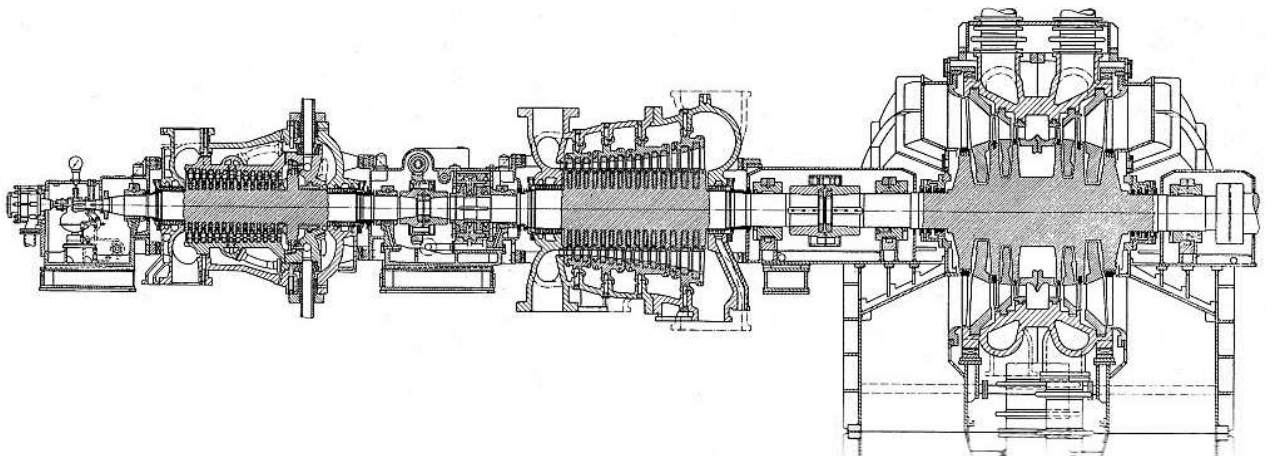
Zapojení do série

Vícetělesové parní turbíny jsou složeny z více parních turbín se společným propojením proudu páry i společně propojenými rotory, viz Obrázek 7 a Obrázek 8. S tím, že vstup páry ze zdroje páry je v prvním tělese a v další tělesech už expanduje pára částečně vyexpandovaná v předchozích tělesech.



#### 7: Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín

VT vysokotlaký díl turbíny; NT nízkotlaký díl turbíny; ST středotlaký díl turbíny; PP-přihřívání páry mimo turbínu (další metoda zvyšování tepelné účinnosti parního oběhu). (a) uspořádání používané pro výkony 30 až 100 MW; (b) kolem 500 MW.

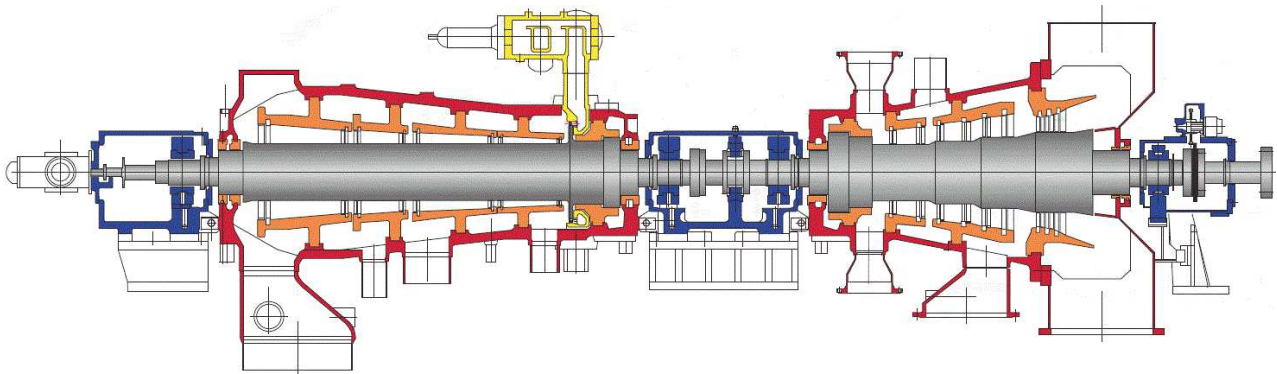


#### 8: Příklad třítělesové parní turbíny o výkonu 150 MW

Výrobce MAN. Obrázek z [MILLER et al. 1972, s. 190].

Dvouproudé těleso

Na Obrázku 7 si také povšimněte NT tělesa, které má vstup páry uprostřed a výstupy páry na ložiskových koncích (tzv. dvouproudé těleso). Toto řešení snižuje výslednou sílu na axiální ložisko tělesa. Tento účel splní i zapojení dvou jednoproudých těles v navzájem opačném směru (na Obrázku 8 jsou takto zapojená první a druhé těleso) – při tomto typu zapojení dvě tělesa obsahují tři ložiska, přitom uprostřed je společné axiální ložisko, viz Obrázek 9.

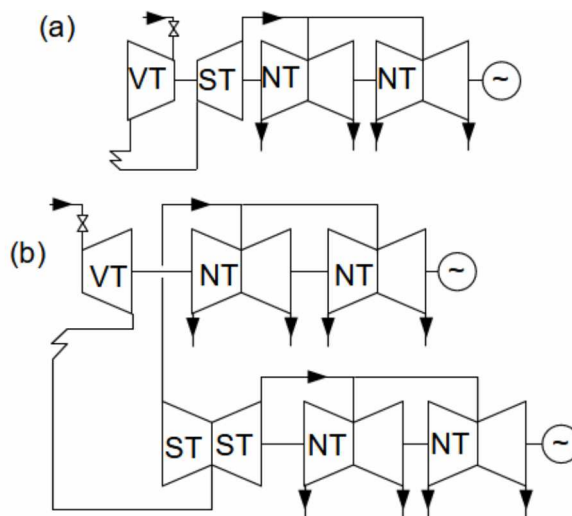


**9: Příklad dvoutělesové parní turbíny zapojené protiproudě**

Tělesa obsahují několi neregulovaných odběrů. Jmenovitý výkon turbíny je 84 MW. Vyrobil Siemens energy, Brno [Anon., 2017, s. 70] pro finského výrobce papíru United Paper Mills.

Paralelní zapojení

Při expanzi páry v turbíně dochází k nárůstu jeho objemu a tedy i zvyšování průtočného průřezu turbíny. Při velkých průtocích může vycházet průtočný průřez příliš velký (velký průměr turbíny), než aby protékal jen jedním tělesem, potom se použije opět místo jednoho tělesa turbíny více těles mezi sebou paralelně propojených (Obrázek 10).

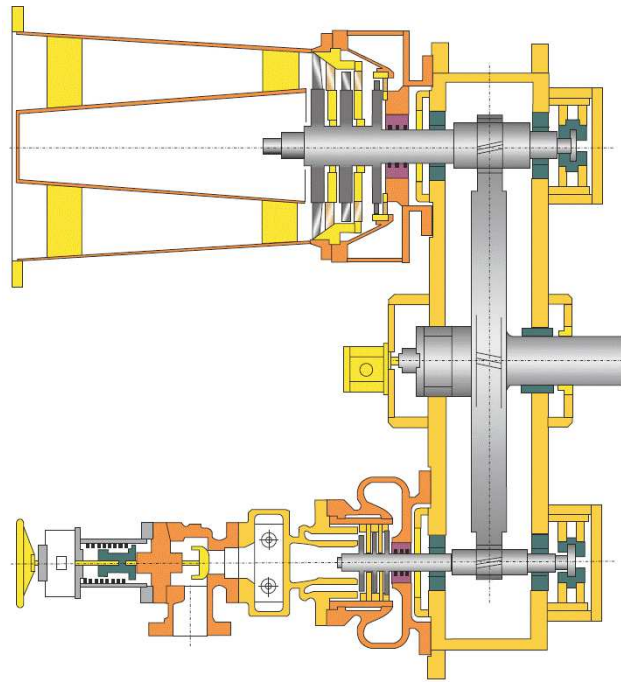


**10: Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín s paralelními proudy**

(a) třítělesová parní turbína s paralelním zapojení dvou nízkotlakých těles; (b) příklad dvouhřídelové turbíny (používají se v jaderných elektrárnách o výkonech 1 200 až 1 800 MW – neplatí vždy, například v současnosti nejvýkonnější vyráběné parní turbína o výkonu až 1 800 MW typu Arabelle od společnosti GE Vernova je stále jednohřídelová.

Dvouhřídelové zapojení

Dvouhřídelové uspořádní turbíny z Obrázku 10 sice vyžadují dva generátory, ale je možné je konstruovat pro různé otáčky (optimální pro daný zpracovaný spád a střední průměry lopatek). U menších výkonů lze dosáhnout různých otáček jednotlivých těles jejich propojení přes převodovku, viz Obrázek 11.



**11:** Příklad dvoutělesové a dvouhřídelové parní turbíny

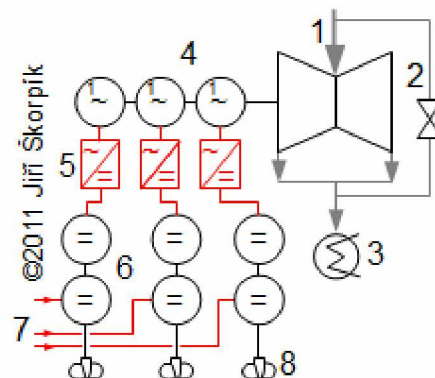
Výrobce Siemens energy, Brno [Anon., 2017, s. 84].

### Základní schémata lodních parních turbín

Byla to právě instalace parní turbíny v rychlolodi Turbinia, která odstartovala zájem o parní turbíny. Potřebná pára pro hnací turbínu se vyrábí v parních kotlích na pevná nebo kapalná paliva nebo kotlích na odpadní teplo (spaliny z velkých spalovacích motorů nebo spalovacích turbín), u velkých vojenských plavidel nebo ledoborců se k výrobě páry používají tlakovodní jaderné reaktory konstrukčně uspořádané pro lodní aplikace.

Ledoborec

Turbíny mohou přímo pohánět lodní šroub nebo pohánět el. generátor a teprve vyrobená elektřina se používá k pohonu lodních šroubů – tento nepřímý systém se používá především u jednotek s vysokými požadavky na regulaci otáček nebo dokonce změny smyslu otáčení lodního šroubu, například u ledoborců jak je ukázáno na Obrázku 12.

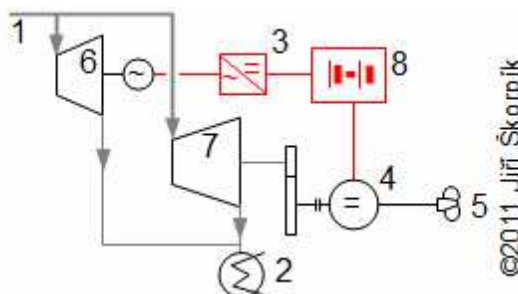


**12:** Schéma zapojení parní turbíny na jaderném ledoborci Jamal

1-přívod páry z parogenerátoru; 2-bypass parní turbíny pro případ náhlého zastavení pohonu lodních šroubů; 3-kondenzátor; 4-3xfázový generátor střídavého proudu; 5-usměrňovač; 6-stejnosměrný motor; 7-přívod el. od druhého turbosoustrojí; 8-lodní šroub. V podpalubí jsou dva jaderné reaktory OK-900, každý o výkonu 171 MW<sub>p</sub>, které vyrábí páru pro dvě turbosoustrojí o celkovém výkonu 55,3 MW. Vyrobená elektřina se také využívá k pokrytí spotřeby lodě a k pohonu čerpadel pro přesun vodního balastu. Délka ledoborce Jamal je 150 m, šířka 30 m, výška 55 m, výtlač: 23 455 t, maximální rychlost 22 uzlů (44 km·h<sup>-1</sup>).

Letadlová loď

Jaderný pohon podstatně zvyšuje akční rádius jednotek, který je v případě letadlových lodí až 350 000 km. Výkony parních turbín závisí na funkci a velikosti plavidla, přičemž v současnosti jedny s nejnávykonnější jsou na letadlových lodí třídy Nimitz, kde jsou 4 turbíny každá o výkonu 209 MW viz [Obrázek 13](#). Nejnávykonnější lodní parní turbíny jsou instalovány na nové třídě amerických letadlových lodí třídy Gerald R. Ford, které mají podobné zapojení jako třída Nimitz, ale s výrazně větším poměrem výroby elektřiny pro palubní systémy.



**13:** Schéma zapojení parní turbíny na letadlové lodi třídy Nimitz

1-přívod páry z parogenerátoru; 2-kondenzátor; 3-usměrňovač; 4-stejnosměrný motor; 5-lodní šroub; 6-turbosoustrojí s el. generátorem; 7-parní turbína pro pohon lodního šroubu; 8-akumulace el. energie v bateriích. Zdroj [Anon., 2024].

### Způsoby regulace výkonu parních turbín

Výkon parních turbín se reguluje především změnou množství páry vstupující do turbíny, změnou tlaku a případně i teploty. Technicky vzato jsou turbíny konstruovány na jednu ze čtyř možností nebo jejich kombinací: Regulace klouzavými parametry páry; Regulace škrcením; Skupinová regulace; Regulace obtokem páry. Výběr regulace parní turbíny ovlivňuje i výslednou spotřební charakteristiku parní turbíny.

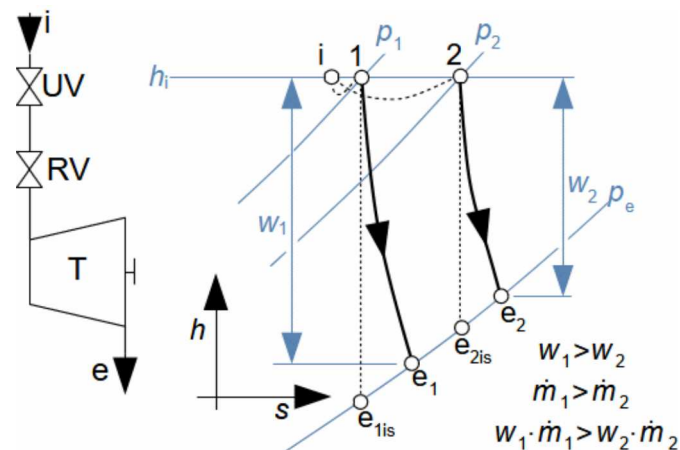
Regulace klouzavými parametry páry

Změnu tlaku páry a její vyrobené množství lze regulovat pomocí výkonu zdroje páry, pak parní turbína je regulována prostřednictvím tohoto zdroje. Takový způsob se nazývá regulace klouzavými parametry páry [Krbek, 1990, s. 130] – konstruovaná na maximální výkon kotle, přičemž výkon je regulován změnou tlaku v kotli (pomocí napájecího čerpadla kotle). S parametry páry se samozřejmě mění i tepelná účinnost oběhu.

**Regulace škrcením**

Vnitřní účinnost

Základním způsobem regulace průtoku parní turbínou je regulace pomocí škrcení páry na vstupu v regulačních ventilech. Při regulaci škrcením vstupuje pára do turbíny jedním nebo více paralelními ale současně pracujícími regulačními ventily (více o konstrukci regulačního ventilu parních turbín např. [Škopek, 2007, s. 85]), viz Obrázek 14. Jestliže je regulační ventil plně otevřen, je tlak páry na vstupu do turbíny roven tlaku velice blízko před regulačním ventilem a i průtok páry turbínou je maximální, stav-1. Jestliže se regulační ventil „přivře“, dojde ke škrcení – izoentalpické expanzi páry ještě před vstupem do turbíny a tlak se sníží na tlak  $p_2$ . Vzhledem k tomu, že tlak na konci turbíny  $p_e$  je stále stejný klesne i měrná vnitřní práce turbíny (proto je tento typ regulace nevhodný, snížením měrné práce turbíny dojde i ke snížení vnitřní účinnosti turbíny).



**14:** Princip regulace výkonu parních turbín škrcením

1-označení stavu s plně otevřeným regulačním ventilem; 2-označení stavu s částečně otevřeným regulačním ventilem. UV-uzavírací ventil; RV-regulační ventil;  $h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie páry;  $s$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] entropie;  $w$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce turbíny;  $\dot{m}$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] hmotnostní průtok páry turbínou. Přivřením ventilu dojde ke snížení průtoku a současně k poklesu tlaku za ventilem o jeho tlakovou ztrátu.

Tento typ regulace parních turbín se používá u turbín malých výkonů (například i u turbín pohánějících turbokompresory; hydrodynamická čerpadla – snadno se regulují výkon/otáčky apod.) a turbín, které jsou určeny pro pokrytí základní spotřeby elektřiny (např. jaderná elektrárna, která pracuje přibližně stále na max. výkon.). K regulaci škrcením se používají podle situace jednosedlové ventily, dvousedlové ventily nebo ventily s difuzorem.



Z principu skupinové regulace je zřejmé, že regulační stupeň musí být rovnotlakový, nebo Curstisův, jinak by došlo, vlivem vysokého tlaku  $p_1$ , k přetékání páry za otevřenou skupinou lopatkových kanálů do oblastí uzavřených skupin lopatkových kanálů neboli k vysoké ztrátě parciálním ostříkem. Navíc rovnotlakové rotorové lopatky takového stupně mohou být umístěny na disku s větším průměrem než následující lopatková část (Obrázek 6), a tak v jednom stupni zpracuje regulační stupeň výrazně větší entalpický spád, což snižuje celkový počet stupňů turbíny.

#### Regulace obtokem páry

U parních turbín s požadavkem na občasné přetížení výkonu turbíny se může použít regulace obtokem páry. U takového způsobu regulace je několik posledních stupňů turbíny navrženo na vyšší než jmenovitý průtok a v případě potřeby zvýšení výkonu se druhým vstupem do turbíny s vlastním regulačním ventilem umístěným před těmito předimenzovanými stupni vpustí další pára. Více např. v [Krbek, 1990, s. 130].

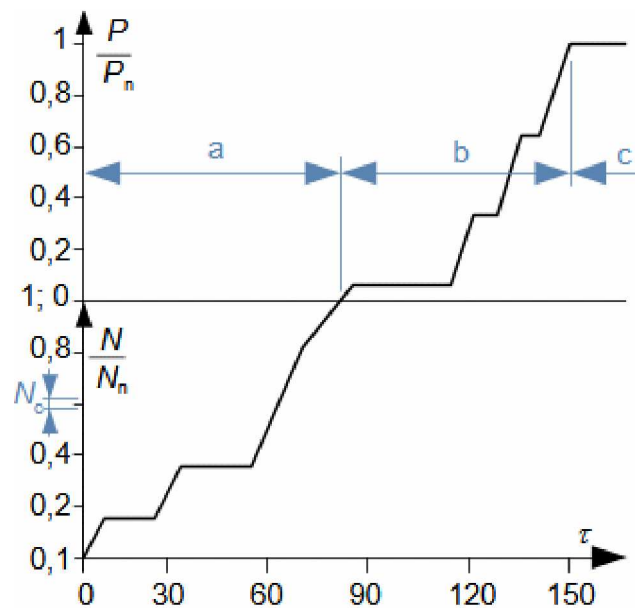
### Pracovní režimy parních turbín

Parní turbíny mají tři pracovní režimy a to strat podle najížděcího diagramu, normální provoz podle spotřební charakteristiky a Odstavení.

#### Najížděcí diagram

##### Start

Start parní turbíny zahrnuje dobu od příkazu ke spuštění parní turbíny po dosažení požadovaného výkonu. Startování je složeno ze dvou podrežimů a to spouštění a zatěžování, jejich návaznost je přesně specifikována v tzv. najížděcím diagramu dodaný výrobcem, viz Obrázek 16. Při startu ze studeného stavu (turbína má teplotu okolí) je nutno ji prohřát puštěním malého množství páry při zapnutí odvodnění a odvodu páry z turbíny (například do kondenzátoru). Při nízkých průtocích je parní turbína protáčena protáčecím zařízením pro rovnoměrné a rychlé prohřátí parní turbíny (jinak v důsledku teplotní roztažnosti materiálu turbíny může docházet k deformacím a poškození turbíny). Pokud je turbína vybavena hydrostatickým ložiskem je při spouštění aktivní. Po dosažení dostatečného průtoku páry, kdy je turbína schopna překonávat ztráty v mechanismech, se protáčecí zařízení vypíná. Množství páry do turbíny se pozvolna zvyšuje při rovnoměrném prohřívání turbíny. Tímto způsobem se zvyšují otáčky až na jmenovité otáčky, kdy dojde k připojení generátoru k síti (asynchronní generátor) nebo k přifázování k síti (synchronní generátor).



**16:** Příklad najížděcího diagramu parní turbíny

a spouštění; b zatěžování; c normální provoz.  $\tau$  [min] doba od začátku spouštění;  $P$ ,  $P_n$  [W] výkon turbosoustrojí a jmenovitý výkon turbosoustrojí;  $N$ ,  $N_n$  [ $s^{-1}$ ] otáčky turbosoustrojí a jmenovité otáčky turbosoustrojí;  $N_c$  [ $s^{-1}$ ] kritické otáčky soustrojí (mohou být i v jiné oblasti – záleží na konstrukci rotoru). Znárodněný diagram se nazývá najížděcí diagram. Doby odpovídají parní turbíně o výkonu kolem 30 MW, viz zdroj [Krbek, 1990, s. 160] nebo [Leyzerovich, 2008, s. 271].

#### Zatěžování

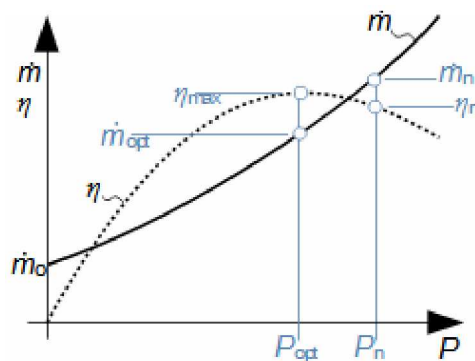
Po připojení/přifázování generátoru k síti probíhá zatěžování turbíny při zvyšování teploty, tlaku a průtoku páry nedochází ke zvyšování otáček, pouze vnitřního výkonu. Pozvolně se zvyšují parametry páry a zatížení turbíny, přičemž stále probíhá prohřívání turbíny a zvyšování vnitřního výkonu až na požadovaný stav.

Start a potom i odstavení turbíny zatěžuje některé konstrukční uzly turbíny, proto je nutné už před jejím návrhem znát předpokládanou frekvenci startů a tomu konstrukci uzpůsobit (životnost ucpávek, ložisek apod. versus jejich cena). U velkých elektrárenských turbín je frekvence startů malá (řádově 1x za rok jaderné elektrárny, 1-10x za rok uhelné elektrárny, ve speciálních případech každý den), v případě lodních turbín to je 10 až 100x za rok a turbíny pro solární elektrárny startují každý den [Kuchtová and Kořista, 2009].

Rychlost startu lze ovlivnit konstrukcí. Požadavek na rychlý start parní turbíny se objevují například u lodních a solárních aplikací, v prvním případě je požadavek na rychlou akceleraci lodě, v druhém případě se jedná o rychlý ranní nárůst solárních zisků solárních kolektorů. Pro rychlý start musí být turbína konstrukčně upravená tak, aby umožňovala rychlé výkyvy teplot (např. speciální barelová konstrukce) a odlehčený rotor [Kuchtová and Kořista, 2009], lze snížit i počet stupňů, zvětšením vřelí (především v ucpávkách) – tím se může snížit vnitřní účinnost turbíny, ale za to se prodlouží doba chodu při slunečním svitu.

### Spotřební charakteristika parní turbíny

Po ukončení startu přechází soustrojí do režimu provoz. Jedná se o režim, kdy soustrojí produkuje využitelný výkon v jeho provozním rozsahu podle její spotřební charakteristiky, což je závislost spotřeby páry na výkonu turbíny, viz Obrázek 17. Spotřební charakteristiku turbíny lze sestavit na základě měření jejího zkušebního provozu a nebo CFD výpočtem virtuálního modelu turbíny. Existují i tzv. zjednodušené lineární charakteristiky [Kadrnožka, 1987], [Ambrož et al., 1956], které lze sestavit i bez znalosti přesné konstrukce turbíny.



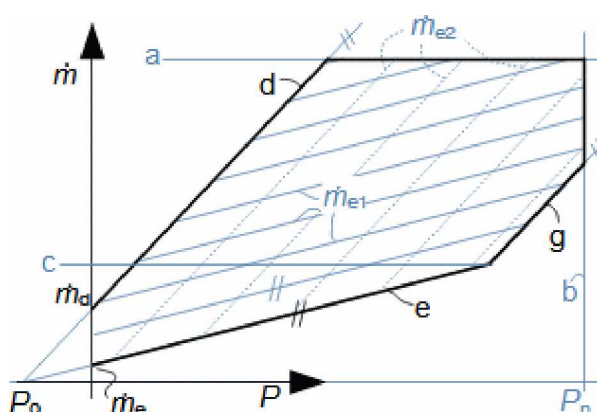
**17:** Spotřební charakteristika parní turbíny

$\eta$  [1] účinnost parní turbíny na spojce;  $m$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] spotřeba páry;  $m_0$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] spotřeba páry při chodu naprázdno;  $t_i$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] teplota páry na vstupu do turbíny. Index  $_n$  označuje jmenovitý provoz, index  $_{opt}$  optimální výkon. Pro konstantní teplotu páry na vstupu do turbíny ( $t_i = \text{konst.}$ ).

### Lineární charakteristika

Takové charakteristiky se používají pro rychlé výpočty, například při prvotních návrzích technologických celků, kdy ještě přesná geometrie turbíny není známa. Dalším příkladem využití těchto jednoduchých rovnic jsou případy, kdy projektantovi zařízení napojených na turbínu charakteristiky turbíny nejsou k dispozici (například u starších turbín, z obchodních důvodů – turbínu dodávala konkurenční společnost apod.).

V případě, jestliže má turbína skupinovou regulaci, pak vzniklé přímky mohou být lomené v bodech, kde se začne otvírat nový ventil apod. Lienární závislost lze dobře použita tam, kde jsou vypočítané parametry turbíny v několika hraničních bodech. Na Obrázku 18 je zjednodušená lineární charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem zapojená podle Obrázku 169b. V tomto případě jsou parametry turbíny jasně omezeny přímkou-a, která vyznačuje maximální možný průtok turbínou, respektive regulačním ventilem; přímkou-b, která vyznačuje maximální možný výkon turbíny, respektive generátoru; přímkou-c, která označuje maximální možný průtok nízkotlakým dílem turbíny; bod- $m_d$ , který odpovídá minimálnímu průtoku přes hlavní regulační ventil (při zavřeném regulovaném odběru, kdy výkon roste podle přímkou-d), kdy se turbína sama protáčí; bod- $m_e$ , který odpovídá minimálnímu průtoku přes hlavní regulační ventil (při plně otevřeném regulovaném odběru, kdy výkon roste podle přímkou-e), kdy se turbína sama protáčí. Sklony přímek-d a e lze určit ze Stodolova pravidla, viz níže.



**18:** Zjednodušená charakteristika parní turbíny s regulovaným odběrem

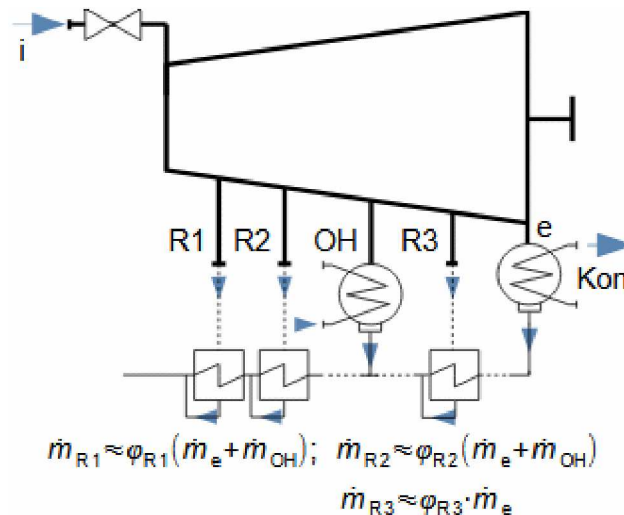
$m$  [kg·s<sup>-1</sup>] průtok regulačním/i ventilem na vstupu do turbíny;  $m_{e1}$  [kg·s<sup>-1</sup>] isoplety hmotnostního toku odběrem páry;  $m_{e2}$  [kg·s<sup>-1</sup>] isoplety hmotnostního toku na výstupu z turbíny.

Stodolovo pravidlo

Pomocí Stodolova pravidla lze vypočítat změnu průtoku, když se změní parametry páry, oproti parametrům páry, pro které je znám i průtok (například oproti jmenovitým parametrům páry). Stodolovo pravidlo vychází z rovnic pro skupinu stupňů odvozené z teorie trysek, tyto rovnice jsou uvedeny v článku Proudění plynů a par tryskami [Škorpík, 2023]. Použitelnost této metody je v rozsahu cca mezi 30 až 100% průtokem turbínou [Kadrnožka, 2003, s. 171], [Kousal, 1980]. Charakteristiky sestavené pomocí Stodolova pravidla jsou velmi blízké přímkám případně parabolám.

Nerugulovaný odběr  
Hmotnostní tok

V případě neregulovaných odběrů se hmotnostní tok po délce turbíny mění a proto musí projektant změnu průtoku řešit pro jednotlivé stupňové části zvlášť, respektive prvním krokem je co nejvhodnější rozdělení lopatkové části turbíny do skupin, ve kterých se průtok nemění, viz Úloha 2. Průtoky neregulovanými odběry parní turbíny se přibližně mění v poměru k jakému se změnil průtok napájecí vody nepocházející z neregulovaných odběrů pro regeneraci tepla napájecí vody, viz Vzorec 19.



### 19: Průtok páry neregulovanými odběry pro regenerační ohřev napájecí vody

*i*-vstup páry do turbíny; *e* výstup páry z turbíny; R1..R3-neregulované odběry pro regeneraci tepla; kon kondenzátor; OH-ohřívák vody pro vytápění (neregulovaný odběr);  $\varphi_{1..3}$  [1] poměrný průtok odběrem pro regenerační ohřev napájecí vody. Podle [Ambrož et al., 1956, s. 319] jsou tyto poměrné průtoky velmi málo citlivé na změnu parametrů vstupní páry (potvrzeno měřením i teoretickou úvahou o vlastnostech povrchových výměníků) a proto lze použít poměrné hodnoty jmenovitého stavu pro široký rozsah provozních režimů.

Odstavení (zastavení)  
Protáčekací zařízení

Odstavení parní turbíny může být dvojitý a to řádné odstavení a havarijní odstavení. Při řádném odstavení se postupně zavírá regulační ventil až na nulový výkon soustrojí, kdy dojde k odpojení soustrojí od sítě. Dalším zavíráním regulačního ventilu se snižují otáčky turbíny až do úplného zastavení otáčení. Se zastavením přívodu páry začne turbína chladnout a v důsledku teplotní roztažnosti materiálu turbíny se začne i deformovat. Přičemž horní části turbíny chladnou o něco pomaleji, takže je nutné občas pootočit rotorem (podle pokynů výrobce) pomocí protáčekacího zařízení, aby s rotor neprohnul směrem na horu. Při protáčení je aktivní hydrostatický mazací systém ložisek.

**Havarijní odstavení**

Při havarijním odstavení soustrojí se uzavře náhle havarijní ventil turbíny a pára před turbínou je nouzově odvedena mimo soustrojí. Rotor soustrojí se setrvačností dále otáčí dokud se postupně nezastaví. V této fázi je olejové čerpadlo poháněno mechanicky přes hřídel. Jestliže příčinou havárie technologického celku není havárie soustrojí (havárie na pokles tlaku oleje, vibrace, náhlý pokles výkonu, havárie na generátoru například jeho přehřátím, destrukce turbíny apod.) a je zdroj elektřiny pro olejová čerpadla a protáčecí zařízení, pak následuje řízené chladnutí turbíny jako při řádném odstavení. Jestliže příčinou havárie je soustrojí, pak je další postup na obsluze turbosoustrojí. Po havarijním odstavení se musí turbína zkontrolovat vizuálně i diagnosticky a při následném spuštění pečlivě sledovat.

Po odstavení se musí uzavřít i odběry z turbíny přesněji jakýkoliv odběr, včetně odvodnění přes které by mohlo dojít ke zpětnému proudění páry z kondenzátoru do turbíny. Zpětné proudění může způsobit nenávrhové zatížení axiálních ložisek – hrozí vydření ložisek při vyšší síle nebo při změně směru výslednice sil apod.

---

**Konstrukční uspořádání parních turbín**

---

Celkový návrh moderní parní turbíny samozřejmě nezvládne pouze jeden člověk, je k tomu zapotřebí široká základna konstruktérů pracujících ve výrobním závodě s tradicí – návrh vychází z unifikací postupným skládáním parní turbíny ze základních strojních komponent, přičemž postup vznikl soustavnou prací na vývoji parních turbín. Literatura o návrhu parních turbín má v České republice tradici, například [Ambrož, 1955], [Kadrnožka, 2004], [Fiedler, 2004], [Michele, 1985], [Škopek, 2007].

---

**Rotory**

Rotory mimo drážek pro připevnění lopatek obsahují také disk pro uchycení axiálního ložiska, plochy pro radiální ložiska, spojkový disk a plochy upravené pro dotykové nebo bezdotykové ucpávky. Návrh rotoru se provádí podle požadavků na jeho tuhost a pevnost. Pro zvýšení pevnosti a odstranění pnutí při kování se odvrstvá střed rotoru, což také zamezuje šíření trhlin od nečistot ve výkovku [Anon., 2017].

---

Havarijní otáčky

Pevnost rotorů se počítá na tzv. havarijní otáčky, což jsou otáčky stroje při přetočení stroje od okamžiku havarijního výpadku zatížení rotoru po úplné zavření přívodu pracovní tekutiny. Tyto havarijní otáčky bývají přibližně o 10 % až 30 % vyšší než maximální provozní podle typu stroje, rychlosti zavírání havarijního ventilu a momentu setrvačnosti rotorové soustavy a místních normem platných pro konkrétní typ stroje [Vrbka, 2015], [Tomášek, 1966, s. 236].

Bubnové rotory  
Axiální síla

U vícestupňových parních turbíny se používají dvě základní koncepce rotorů a to bubnový rotor a diskový rotor. Pro bubnové rotory (například Obrázek 6) je typické použití lopatek s vyšším stupněm reakce u jejich pat. Velké plochy mezi začátkem a koncem bubnového rotoru vyvozují také velké axiální síly. Tyto síly vznikají, protože na straně vyššího tlaku (vstup do turbíny) je i větší síla na čelní plochu bubnového rotoru, a na výstupu páry malý tlak – malá síla na čelní plochu rotoru, odtud plyne vysoké zatížení axiálních ložisek. ke snížení tlaku plochy rotoru se umísťují ucpávky na vysokotlaké části turbíny na co největším poloměru, což je patrné na Obrázku 6 – ucpávky hned za regulačním stupněm.

Diskové rotory

Konstrukční výhoda diskové koncepce (například Obrázek 8) je v malém průměru hřídele a tedy i malé obvodové rychlosti (to je důležité při konstrukci ložisek) a plochy v místě ucpávek hřídele. Nevýhodou je nutnost velmi malého stupeň reakce u paty lopatky jinak by na disky působila velká axiální síla od přetlaku mezi přední a zadní stranou disků. Diskové rotory mnohem nižší vlastní frekvence než bubnové rotory.

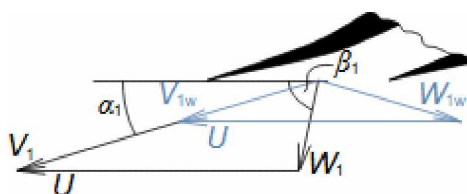
O výběru typu rotoru rozhoduje technologická základna výrobce, ale jsou i výrobci, kteří dokáží vyrobí oba typy rotorů a to dokonce i jejich kombinace. Kombinovat bubnový a diskový typ rotoru se vyplatí například v případech, kdy poslední stupně mají výrazně větší průměr než stupně první.

**Termodynamika  
parní turbíny**  
Stupeň turbíny

Pro termodynamický výpočet parní turbíny (výpočet vnitřních ztrát a návrh tvaru lopatek..) lze využít poznatky z dalších článků tohoto sborníku. V jednom vícestupňovém stroji je možné kombinovat prakticky všechny typy stupňů (dokonce i axiální s radiálními [Kubiš, 2012]), pokud to přináší nějakou výhodu či je to cesta ke splnění nějakých požadavků. Například na začátku lopatkové části turbíny, kde vychází lopatky krátké, použít stupně navrhované bez přihlídnutí k prostorovému charakteru proudění, tedy přímé a na další části turbíny už zkroucené lopatky. Lze také měnit poloměry lopatkování tak, aby při stejných otáčkách pro všechny stupně se měnila optimální obvodová rychlost pro jednotlivé stupně.

Ztráta vlhkostí páry

Speciální ztrátou parních turbín, která se u jiných typů turbín nevyskytuje, je ztráta spojená s výskytem kapalné frakce v expandujícím plynu. Jestliže stupněm turbíny proudí pára na mezi sytosti dochází při expanzi k poklesu tlaku pod tuto mez a v páře se začínají objevovat kapičky. Tyto kapičky mají mnohonásobně větší hustotu a menší rychlost (zpomalují se nárazy na plochy stroje a následným roztržštěním do všech směrů) než okolní pára [Kadrnožka, 2004, s. 105], a právě odtud plyne negativní vliv kapek na práci stupně. Kapičky v páře jednak vyvíjejí třecí teplo při tření o rychlejší plyn a profily lopatek, jednak ulpívající kapalina na profilech zvyšuje tloušťku profilů a ztrátu víření za odtokovou hranou. Navíc tyto kapky dopadají na lopatky pod velmi nevhodným úhlem a brání pohybu oběžného kola, což je i energetická ztráta.



**20:** Ztráty vlhkostí páry

Rychlostní trojúhelník pro vodní kapku na výstupu ze statoru (modře a index w).

Ztráta vlhkostí páry  
Eroze lopatek

Přítomnost kapek v páře způsobuje i erozi lopatek při dopadu kapek na lopatky a snižuje životnost lopatek. Pro přibližný výpočet snížení životnosti lopatek existují i empirické vztahy [Kadrnožka, 2004, s. 207]. Obsah kapek v páře lze snížit různými vestavbami využívající odstředivé zrychlení, které způsobuje průnik kapek skrz plynné okolí do radiálního směru. Základní typy vestaveb pro snížení množství kapek v páře jsou uvedeny například v [Kadrnožka, 2004, s. 208].

Ztráta vlhkostí páry

Vznik kapalné frakce má jisté zpoždění (nevznikne ihned při poklesu tlaku pod tlak sytosti). Toho lze využít při konstrukci profilu [Hoznedl, 2022], který by měl vytvořit v jeho okolí takový rychlostní profil, aby kapky vznikly co nejpozději, respektive co nejbliž k odtokové hraně. Sice se tím mohou zvýšit profilové ztráty, ale nárůst účinnosti vlivem snížení ztráty vlhkostí můžeme být vyšší.

**Skříně parních turbín**

Horizontální dělicí rovina

Nosiče lopatek

Skříně parních turbín jsou děleny v horizontální rovině, jen zcela výjimečně ve vertikální rovině. V případě horizontální dělicí roviny jsou vrchní a spodní skříň vzájemně spojeny šroubovým spojem, přičemž dosedací plochy jsou obrobeny tak přesně, aby nemuselo být použito těsnění. Statorové lopatky nejsou obvykle zasouvány do drážek ve skříních, ale do tzv. nosičů (dobře jsou patrný na Obrázku 4) a ty jsou teprve pomocí nákrůžků a per připevněny k jednotlivým skříním, viz Obrázek 9. Tento způsob jednak snižuje hmotnost obrobků a jednak umožňuje snadnější unifikaci skříní.

Vertikální dělicí rovina

Skříně s vertikální dělicí rovinou se používají u jednostupňových turbín (Obrázek 11) a turbín pracujících s toxickou párou, a proto je třeba lépe těsnit [Anon., 2017, s. 23], vertikální dělení umožňuje i rychlejší prohřátí – start turbíny – nevýhodou je obtížná montáž.

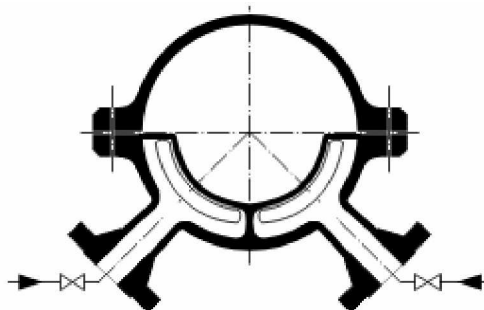
Dvouplášťové skříně

Parní turbíny pro vysoké tlaky páry bývají dvouplášťové (skříň s nosičem lopatek je uzavřena ve větší skříně), aby došlo k odlehčení vnější pláště a snížení hmotností skříní pro manipulaci. Dvouplášťové skříně bývají s vertikální dělicí rovinou s víkem na nízkotlaké části.

Regulační ventily

Parciální ostřík

Konstrukce skříně je výrazně ovlivněna i navrženým vstupem páry do turbíny, respektive konstrukcí regulačních ventilů. Ventily mohou být součástí skříně (Obrázek 15, s. 9) nebo umístěny mimo skříň turbíny (Obrázek 21). Umístění ventilů mimo skříň přináší výhodu v tom, že skříň je lehčí, symetrická, takže se při změně teplot tolik nedeformuje a její prohřívání a chladnutí je rychlejší, než když jsou ventily a jejich komory součástí turbíny (viz uložení čtyř ventilů mimo turbínu v případě parní turbíny v JE Temelín).



**21:** Příklad skladby skříně parní turbíny se dvěma skupinami trysek a ventily umístěnými mimo turbínu

Konkrétně tento obrázek ukazuje turbínu, u které je velmi lehká demontáž vrchní skříně (víka), protože vstupy páry jsou přes spodní skříň. Ovšem je to za cenu parciálního ostříku – pára vstupuje maximálně jen na polovinu obvodu oběžné řady regulačního stupně.

---

**Výstupní hrdla**

Parní turbíny se vyrábí s různými variantami výstupních hrdel, ale většinou se jedná o boční typ (kondenzátor je pod turbínou nebo vedle ní), nebo axiální typ (kondenzátor je pod turbínou nebo vedle ní).

**Axiální hrdla**

Axiální typ (například Obrázek 11) umožňuje současnou montáž turbíny a kondenzátoru – to snižuje náklady a čas na místě montáže, na druhou stranu roste potřebná plocha strojovny a turbína může být jen jednoproudá.

**Boční hrdla**

Při použití bočních hrdel je kondenzátor pod parní turbínou (Obrázek 23), takže se snižuje plocha strojovny, ale rostou rozměry turbínové stolice, při použití dvou Proudů lze pomocí bočních hrdel oba proudy svést do jednoho kondenzátoru, viz Obrázek 8.

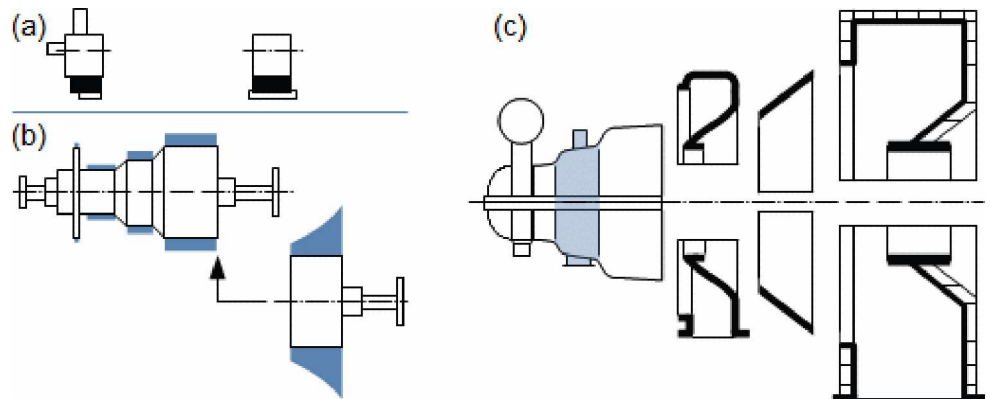
Hrdla jsou buď součástí dolní a horní skříně, nebo se vyrábí zvlášť (odlitky i svarky) také mají horizontální dělicí rovinu – díly hrdla se ke skříním přišroubují na vertikální rovině nebo přivaří.

---

**Unifikace**

Rozdělení parní turbíny na stavebnicové prvky (modulů) celkem přirozeně kopíruje rozdělení návrhových prací na turbíně viz Obrázek 22. Od rozdělení turbíny na jednotlivé moduly je už jen krok k unifikaci jednotlivých prvků, kdy velikost jednotlivých prvků je odstupňovaná po určitém rozsahu výkonů. Unifikace je patrná především na regulačních ventilech, částech skříně, ložiskových stojanech a ložiscích, které jsou dimenzované pro určitý průměr hřídelů a otáček. V lopatkové části je snížen výběr možných profilů a dokonce jsou navrženy optimální geometrie lopatek celých skupin stupňů, přičemž jednotlivé lopatky se případně pro nižší než požadované průtoky od špic zkracují – stejně tak se změní průměr nosičů lopatek, takto je možno mít připravené konstrukce a výpočty skříní pro, relativně malý počet průměrů. Unifikace se týká samozřejmě i olejového hospodářství, převodovek, diagnostiky, řídicího systému, základů turbíny, šroubových spojů apod.

---



## 22: Příklad základních stavebnicových prvků parní turbíny

(a) ložiskové stojany – přední obsahuje i axiální ložisko, protáček zařízení a olejové čerpadlo – pokud soustrojí obsahuje převodovku jsou tato dvě zařízení na převodové skříni; (b) odstupňovaný rotor (délka podle zpracovaného spádu) s regulačním stupněm – v případě kondenzace obsahuje několik stupňů typických pro kondenzaci do vakua; (c) skříň přední průtočné části s regulačními orgány a předními sadou ucpávek – střední část bez odběrů a s odběry – kondenzační část – hrdlová část (pro případ protitlaku odlévaná, pro případ kondenzátoru svařovaná) obsahuje zadní ucpávkový systém, ke skříni se vážou i nosiče lopatek. Příklad modulového systému společnosti Siemens Gas and Power, s.r.o., o.z. Industrial Turbomachinery je uveden v [Anon., 2017].

Vibrace

Při výběru různých konfigurací rotujících prvků je nutné důkladně hlídat vibrace a jejich vliv, což je na unifikaci asi největší záludnost (například velikost ložiskového čepu nevybírat pouze podle obvodových rychlostí, ale také podle tuhosti rotoru, délky lopatek atd.).

Stavebnicová koncepce a unifikace umožňuje paralelní práci na turbíně (návrh a současnou výrobu dílů, které zcela jistě budou součástí soustrojí) a rychlejší samotný návrh. Unifikovaná turbína není sice často navržena optimálně pro konkrétní pracovní bod, ale to je vyváжено cenou, rychlostí dodávky a i montáží, navíc na unifikovaných prvcích probíhá soustavné zlepšování, kterého by šlo u jiné u koncepce "každá turbína prototyp" jen ztěžji dosáhnout – na u unifikovaných částí lze provádět detailní pevnostní výpočty, optimalizovat výrobní a montážní postupy, vyrábět přípravky, snadněji odhalovat nedostatky či příčiny nehod atd. Rozsah unifikace jednotlivého výrobce je na druhou stranu omezujícím faktorem při nabídkách, tj. čím menší je variabilita unifikace, tím menší trh je příslušný výrobce schopen pokrýt svými produkty – to souvisí s tím, že s vysokou mírou unifikace ztrácí schopnost vyrábět atypy (nemá na to konstruktéry, výrobní stroje i zaměstnance schopné obrábět přesně i atypické tvary či rozměry) – zde zůstává prostor pro malé regionální výrobce parních turbín bez unifikovaných řad.

**Teplotní roztažnost**

Pevný bodu

Teplotní pnutí

---

Rotor je uložen v ložiskových stojanech, které jsou spojeny s víkem (horním, nebo dolním). Ložiskové stojany jsou obvykle oba uloženy posuvně kvůli teplotní roztažnosti rotoru a skříně [Michele, 1985] – skříně je z toho důvodu velmi dobře tepelně izolována, aby se prohřívala na stejnou teplotu jako rotor, a tím dosáhla stejného proudložen/zkrácení jako rotor. Síla působící na axiální ložisko je opačná než síly od páry působící na víka turbíny, takže se navzájem vyruší a výsledná síla způsobující posuv ložiskového stojanu je pouze od teplotních roztažností.

Pevný body parní turbíny (turbína se protahuje v obou směrech od tohoto bodu), záleží na konstrukci a typu spojky mezi tělesy (jestliže spojka umožňuje axiální posuvy, pak může mít každé těleso svůj vlastní pevný bod) [Michele, 1985, s. 192].

Celá skříně se v důsledku velkých rozdílů teplot deformuje i v jiných směrech [Banaszkiewicz, 2014], záleží na konstrukci. Při výpočtu teplotních deformací je nutné znát rozložení teploty v daném směru, viz úloha na toto téma v článku Meze použití materiálu. Rozložení teploty rotoru ve směru jeho osy přibližně odpovídá teplotě páry na dané souřadnici. V oblasti ložiskové pánve se pohybuje kolem 60 °C jako je teplota oleje. Na koncích rotorů záleží na teplotě okolí a napojených technologií.

**Vybavení parních turbín**

---

Mimo uvedená zařízení a napojení je turbosoustrojí vybaveno protáčecím zařízením, vibrodiagnostikou (měření vibrací za účelem zjištění stavu stroje – měří se kmitání rotorových lopatek pomocí čidel ve statorové skříně naproti špicím lopatek v případě lopatek s bandážemi je čidlo umístěno z boku lopatkové řady), měřením dilatací, respektive posunutí skříně a ložiskového stojanu a dalšími, především elektrickými zařízeními pro monitorování chodu turbosoustrojí. V bezprostředním okolí turbíny je také umístěno olejové hospodářství k zajištění chodu mazací soustavy. Dále, vybavení a mechanismy k ovládání ventilů.

Otáčky

U menších parní turbín cca do 30 MW se používají i převodovky, což dovoluje zvýšit otáčky turbíny na 5 000 až 15 000 min<sup>-1</sup>. Vyšší otáčky totiž umožňují zvýšit vnitřní účinnost menších turbín a také zmenšují jejich velikost zvýšením optimální změny entalpie v turbínovém stupni.

---

### Zástavbová specifika parní turbíny

Strojovna

Pracovní parametry, konstrukce a schéma zapojení parní turbíny se liší nejčastěji podle typu zdroje páry. Turbosoustrojí a jeho kondenzační příslušenství se obvykle umísťuje ve společné strojovně. V jedné strojovně bloku může být více turbosoustrojí, které se dříve řadily vedle sebe (viz Obrázek 23), v současnosti spíše za sebe – v případě nehody při rotaci nehrozí, že utržené části poškodí sousední turbosoustrojí.



**23:** Uspořádání turbosoustrojí 4x200 MW ve strojovně elektrárny Dětmarovice

Obrázek z [ČEZ, a.s., 2011. Majitel a provozovatel elektráren. Adresa: Praha 4, Duhová 2/1444, PSČ 140 53, Česká republika, <http://www.cez.cz>.]

Betonový podstavec

Velmi malé turbíny cca do 1 MW se nepokládají přímo na podlahu strojovny, ale na betonový podstavec výšky od 40 do 60 cm pro snadnější přístup obsluhy a údržby k takto malým strojům.

Betonová stolice

Velké turbíny se pokládají na betonovou stolicí, tak aby se mohlo pod turbínu umístit kondenzátory, odběry, a odvodnění, případně další provozní zařízení.

Integrační plošina

Parní turbíny se do celkové velikosti cca 10 až 12 m umísťují na integrační plošinu tvořenou ocelovým rámem obsahující i olejové hospodářství a další příslušenství včetně elektrorozvaděčů a rozhraní pro řídicí systém (omezujícím limitem jsou přepravní rozměry, dopravní omezení a manipulační možnosti – jeřáb). V případě menších výkonů cca do 50 MW se na rám vejde i generátor a u menších výkonů (cca 10 MW) se vejde na rám i kondenzátor (Obrázek 24). Turbíny na integrační plošině výrazně zkracují montáž u zákazníka a šetří náklady na kvalifikovanou práci zejména v zahraničí. Na druhou stranu mohou zhoršit požární bezpečnost v oblasti turbosoustrojí pokud rám obsahuje olejovou nádrž.



**24: Turbosoustrojí s parní turbínou a základním příslušenstvím na integrační plošině**

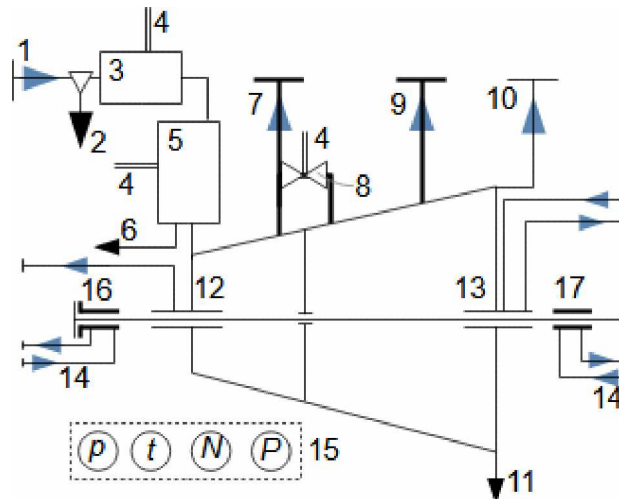
Označení tohoto turbínového kompletu je *SST 100*. Parametry: výkon až  $8,5 \text{ MW}$ ; vstupní tlak páry až  $6,5 \text{ MPa}$ ; teplota vstupní páry až  $480 \text{ }^\circ\text{C}$ ; rozměr  $8 \times 3,7 \text{ m}$  při výšce  $3,4 \text{ m}$ . Výrobce: Siemens AG.

### **Integrace parní turbíny do technologického celku**

Parní turbína může fungovat pouze v rámci nějakého širšího technologického celku s výrobou páry – díky tomu může být použito v podstatě jakékoliv palivo, ale za cenu vyšších počátečních investic i velkého zastavěného prostoru než je tomu u spalovacích turbín nebo spalovacích motorů. Parní turbíny se používají v tepelných elektrárnách, teplárnách, pro pohon lodí a pracovních strojů velkých příkonů. To jakým způsobem je parní turbína zapojena ve výsledku rozhoduje o účinnosti transformace energie v páře na práci. V současné době se budují technologické celky s parními turbínami v rámci tepláren, jaderných elektráren a paroplynových bloků. Okrajově jsou použity v solárních elektrárnách nebo geotermálních elektrárnách, kde je zdrojem páry někdy přímo geotermální vrt.

#### **Zapojení parní turbíny**

Zapojení parní turbíny v technologickém celku závisí na typu tohoto celku, obvykle obsahuje parní turbína připojovací uzly, které jsou zobrazeny na Obrázku 25 – obrázek neobsahuje okolní smyčky, které jsou v provozu při najíždění případně odstavení turbíny, obvyklá schémata těchto smyček naleznete například v [Kadrnožka, 1984].



### 25: Příklad zapojení parní turbíny s odběry páry

1-přívod páry k turbíně; 2-odvodnění vstupního parovodu; 3-uzavírací/havarijní ventil; 4-ovládání ventilů (nejčastěji mechanicko-hydraulické); 5-regulační ventil/y; 6-odvodnění komor regulačních ventilů; 7-potrubí regulovaného odběru páry; 8-regulační ventil odběru páry; 9-potrubí neregulovaného odběru páry; 10-výstup páry do kondenzátoru; 11-odvodnění stupňové části turbíny (po délce turbíny jich může být několik); 12-vysokotlaké labyrintové ucpávky; 13-nízkotlaké labyrintové ucpávky s přívodem zahlcovací páry; 14-mazací soustava ložisek; 15-sledované veličiny turbosoustrojí; 16-přední ložiskový stojan; 17-zadní ložiskový stojan.  $p$  [Pa] tlak páry;  $t$  [°C] teplota páry;  $N$  [s<sup>-1</sup>] otáčky;  $P$  [W] výkon turbosoustrojí.

#### Zapojení ucpávek

Přes ucpávky může unikat z parní turbíny relativně velké množství páry (do 2 % u malých turbín včetně spotřeby zahlcovací páry a do 1 % u velkých turbín) – záleží i na opotřebení ucpávky. Samozřejmostí je únik páry přes ucpávky nějak využít: Páru z ucpávek lze odvést do tzv. ucpávkových kondenzátorů, kde se využívá teplo z kondenzace k ohřevu napájecí vody kotle. Ve vysokotlakých ucpávkách se tlak snižuje postupně ze vstupního tlaku, takže ve vhodných tlakových úrovních ucpávky je možné tuto páru odvést do odběrů, ale je nutné zohlednit vyšší teplotu ucpávkové páry, která může významně zvýšit teplotu páry v odběru po promíchání – ještě nebezpečnější může být pro blízký spotřebič nepromíchaný proud ucpávkové páry o vysoké teplotě a odběrové páry. Více o zapojení ucpávek např. [Krbek, 1990, s. 152].

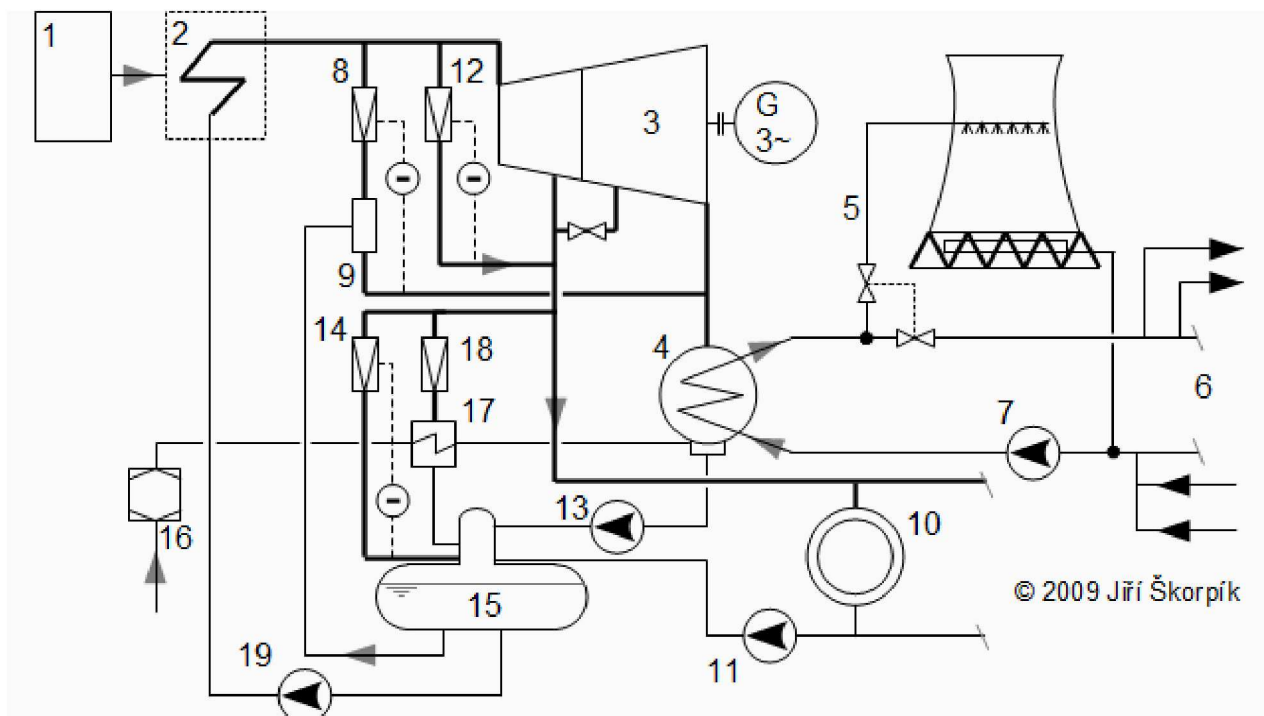
Hlavní kontrolované veličiny u parní turbíny jsou tlaky a teploty páry na vstupu a výstupu z turbíny a odběrů; tlak a teplota mazacího oleje; otáčky, výkonové parametry generátoru (napětí, proud); polohy regulačních ventilů; poloha hlavní uzavírací/havarijní armatury (otevřeno-zavřeno). Rozmístění měřících míst podle typu bloku, kterého je soustrojí součástí je uvedeno např. v [Ibler et al., 2002, s. 513, 515, 519].

**Teplárny**

Redukčně-chladicí  
stanice

Regulovaný odběr

Hlavním účelem teplárny bývá dodávka páry nebo teplé vody buď pro technologické účely (zásobování blízkého průmyslového podniku) nebo vytápění (zásobování sídlišť a městské infrastruktury). Podřízení se požadavku na dávku tepla či páry znamená nejen použití turbín s odběrem, protlakých turbín, ale také vybavit blok i redukční stanicí zapojenou v bypassu turbíny (havárie turbosoustrojí nezpůsobí výpadek dodávky tepla), viz Obrázek 26.



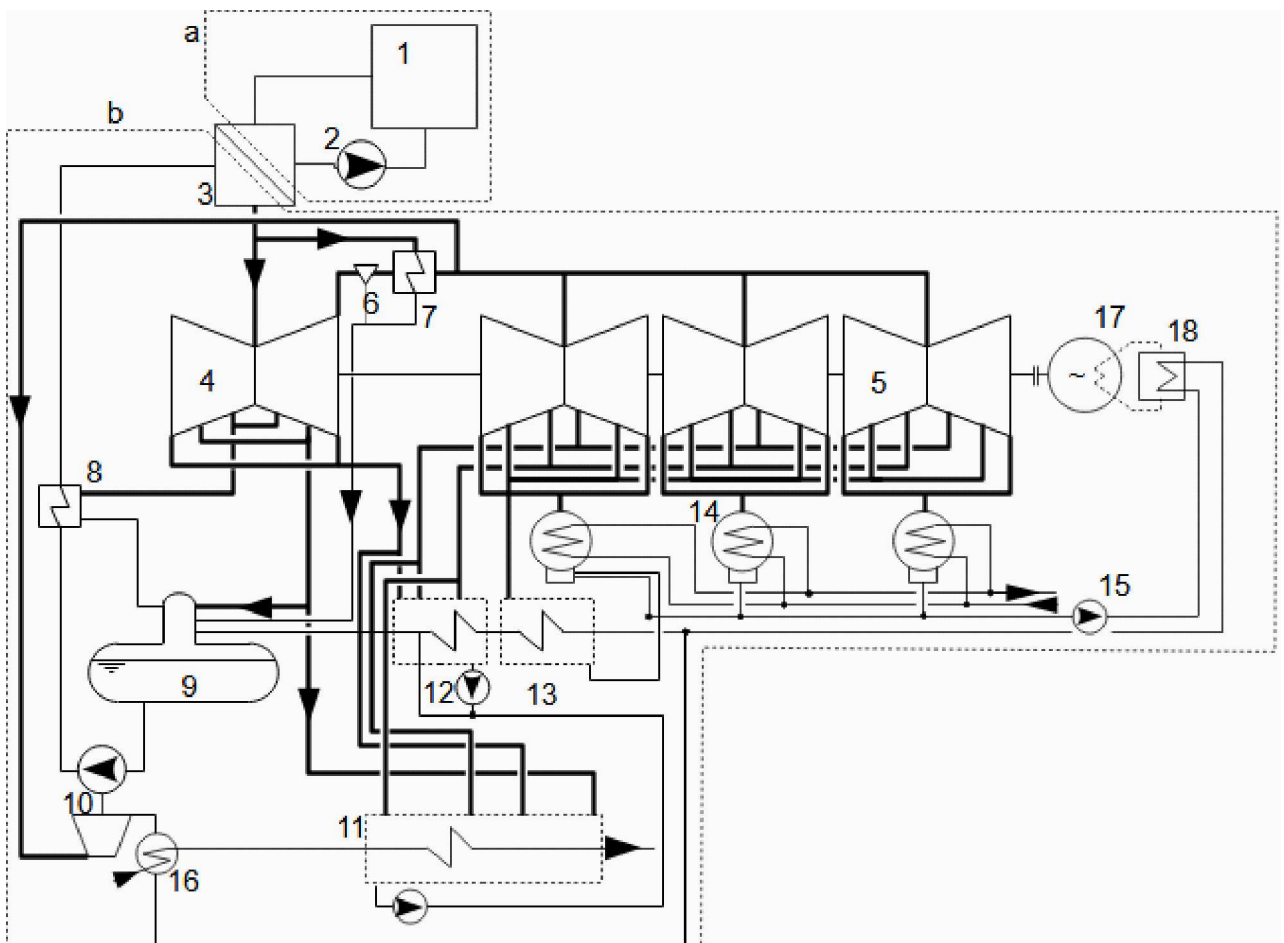
**26:** Schéma zařízení teplárny s parní turbínou s regulovaným odběrem páry pro technologické účely

1-sklad paliva; 2-parní kotel; 3-kondenzační turbína s jedním regulovaným odběrem; 4-kondenzátor; 5-paralelní chladicí okruh v tomto případě s chladicí věží; 6-odběr a vratka topné vody (CZT); 7-cirkulační čerpadlo chladicího okruhu; 8-redukční stanice pro obtok páry do kondenzátoru; 9-chladicí stanice; 10-spotřebiče páry; 11-čerpadlo vratného kondenzátu; 12-redukční stanice pro obtok páry; 13-kondenzátní čerpadlo; 14-redukční stanice prohřívání napájecí nádrže a termického odplynění; 15-napájecí nádrž s termickým odplyněním; 16-chemická úprava vody; 17-ohřívák doplňující vody; 18-redukční stanice páry pro ohřev doplňující vody; 19-napájecí čerpadlo. Schéma zapojení používané u teplárenských parních turbín s výkony ~10 až 70 MWe.

Pro teplárny je typické (především při dodávce páry pro technologické účely), že se značná část topného média nevrací zpět (tzv. vratný kondenzát) do teplárny z důvodů znečištění, proto je teplárna vybavena relativně výkonnou jednotkou pro úpravu vody, kterou se tyto ztráty vody v okruhu nahrazují Obrázek 26(16). Teplárny jsou provozovány i v době, kdy není odběr tepla, proto bývá vybavena i chladícím okruhem, kde se nevyužitě teplo maří. Tento okruh má smysl provozovat pouze tehdy, je-li to ekonomicky a ekologicky přijatelné.

**Jaderné elektrárny**

Charakteristickým rysem bloku jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem je velmi vysoký průtok páry při teplotě nižší, než je kritická teplota. To vede na paralelní uspořádání nízkotlakých těles a separaci vlhkosti páry v separátoru vlhkosti instalovaný před přehřívák páry mezi tělesy Obrázek 27(7). Důvodem instalace separátoru je extrémně vysoká vlhkost páry na výstupu z vysokotlakého tělesa turbíny (expanze začíná na syté páře) a vodní kapičky snižují efektivitu přehřevu páry a může poškodit průtočné části nízkotlakých těles. Turbíny pracující v bloku s tímto typem reaktoru jsou sice omezeny maximální teplotou páry (tedy měrnou změnou entalpie páry při expanzi), ale mohou v současnosti dosahovat výkonů až 1500 MW.



**27:** Schéma zařízení jaderného bloku s reaktorem VVER o výkonu 1000 MW

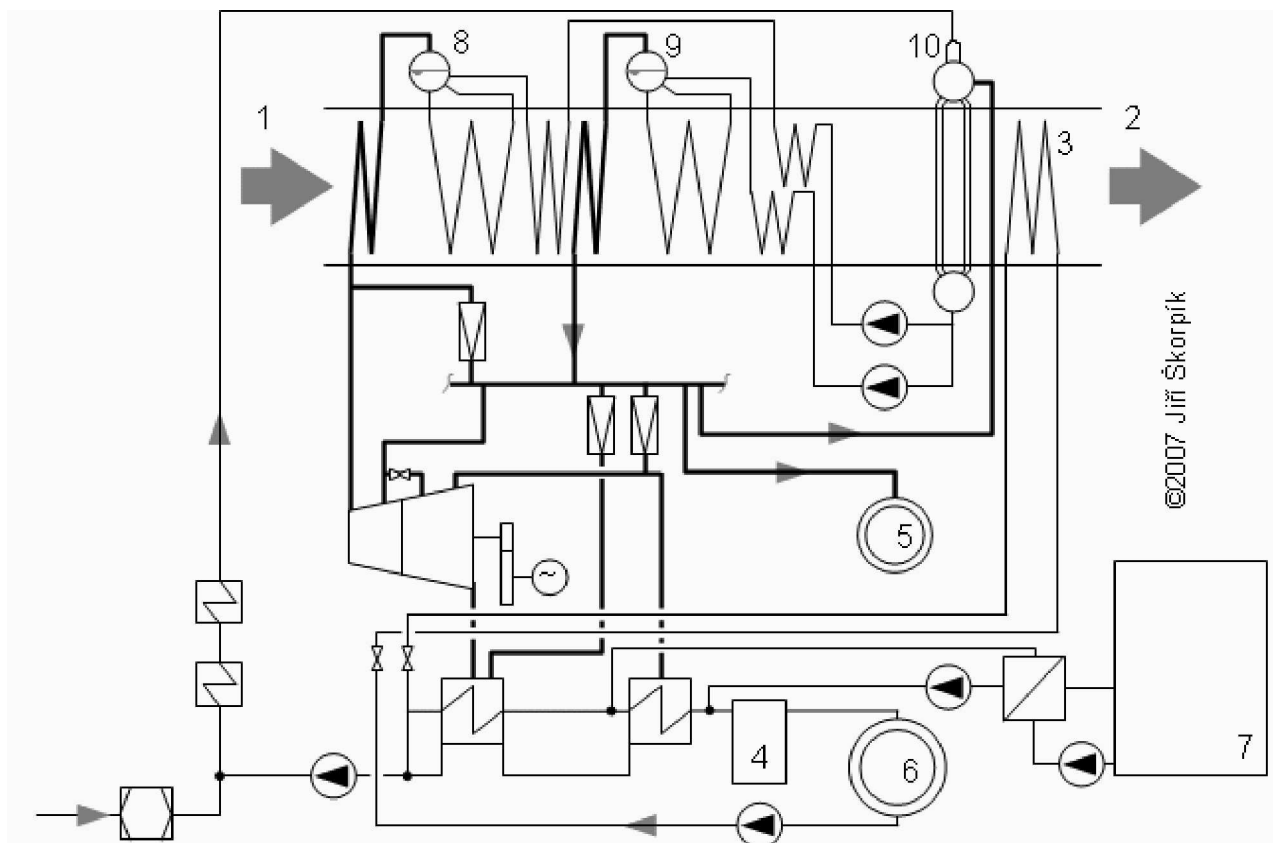
a-primární okruh; b-sekundární okruh. 1-reaktor; 2-cirkulační čerpadlo; 3-parogenerátor; 4-vysokotlaký díl turbíny; 5-3x nízkotlaký díl turbíny; 6-separátor vlhkosti; 7-přehřívání páry – přehřívák; 8-vysokotlaký ohřívák; 9-napájecí nádrž s odplyňovačem; 10-napájecí čerpadlo parogenerátoru; 11-soustava ohříváků topné vody; 12, 13-soustava nízkotlakých ohříváků s kaskádovým přečerpáváním kondenzátu; 14-3x kondenzátor; 15-kondenzátní čerpadlo; 16-kondenzátor turbonapáječky a první stupeň ohřátí topné vody; 17-systém chlazení generátoru a budiče (generátor je chlazen vodíkem); 18-odvod tepla ze systému chlazení generátoru a budiče.

**Paroplynový oběh**

Dvoutlaková turbína

Spalovací turbína

V případě, že zdroj tepla pro parní kotel je nezávislý na výkonu parní turbíny (paroplynové bloky, bloky na odpadní teplo, sluneční elektrárny...), pak je výhodné v tomto kotli vyrábět páru ve dvou tlacích – teoretické zdůvodnění je v článku Provedení plynových turbín. Na Obrázku 28 je zapojení dvoutlakové turbíny a dvoutlakového kotle v paroplynového bloku teplárny Červený mlýn v Brně. Elektrický výkon teplárny je 94 MW, z toho 70 MW připadá na spalovací turbínu, tepelný výkon je 140 MW. Parní část: 100 t·h<sup>-1</sup>, 6,84 MPa, 500 °C, 0,92 MPa. Tepelný výkon je přenášen v horké vodě (125 MW) a v páře (15 MW), účinnost vztažená na výrobu elektrické energie 47,5 %, celková účinnost 89 %. Spalinovod mezi výfukem spalovací turbíny a parním kotlem je vybaven dalším komínem, aby bylo možné spalovací turbínu provozovat nezávisle na parní části (při odstávce parní části nebo při požadavku el. sítě na rychlé spuštění).



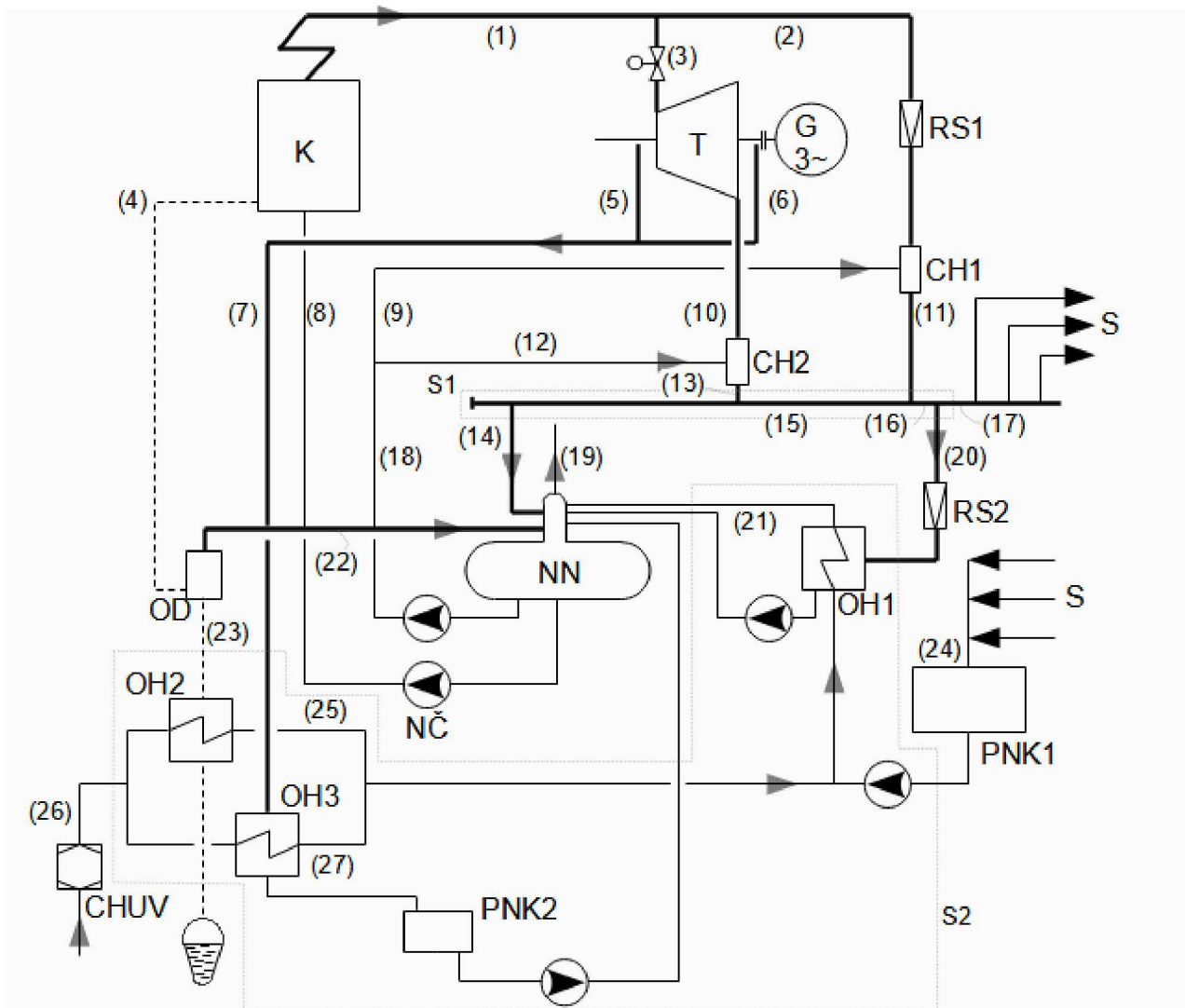
**28:** Schéma zařízení parní části paroplynové teplárny Červený mlýn

1-vstup horkých spalin z plynové turbíny do parního kotle; 2-výstup spalin z kotle do komína; 3-spalinový ohřívák horké vody; 4-horkovodní kotel (na ZP); 5-parní spotřebič (0,9 MPa, 200 °C); 6-horkovodní spotřebič (130/70 °C); 7-beztlakový akumulátor tepla (5 600 m<sup>3</sup>); 8-parní buben vysokotlaké páry; 9-parní buben nízkotlaké páry; 10-směšování pára/kondenzátní voda a předehřev napájecí vody kotle.

### Schémata zařízení

Technologický celek, ve kterém parní turbína pracuje, se vyznačuje rozsáhlou potrubní sítí s mnoha uzly a značným počtem zařízení, ve kterých dochází ke změně stavových veličin pracovní látky, viz [Obrázek 29](#). Při výpočtu také rozsáhlé sítě se vychází z rovnic hmotnostní a energetické bilance jednotlivých zařízení, což jsou lineární rovnice (za potrubní větve zde považují úsek potrubí, ve kterém protéká stejné množství pracovní látky – její stav se ale může měnit při průchodu, například výměníkem, ale stále je to jedna větev). Rozsáhlou soustavu lineárních rovnic lze řešit pracně analyticky, ale častěji numericky, například pomocí Gausovy eliminační metody nebo maticového počtu. Samozřejmě k jednoznačnému řešení rovnic je nutné sestavit stejný počet rovnic, jako je neznámých, přičemž počet neznámých lze snížit výpočtem průtoků větvemi, u kterých je to triviální, jak ukazuje [Úloha 3](#). Jedná se především o zařízení a uzly, ve kterých je průtok dán nějakým požadavkem zadání apod. Neznámé v některých větvích lze eliminovat také tak, že se udělá bilance dvou a více zařízení či uzlů jako celku, respektive podcelku, a tak není nutné pro hlavní výpočet znát toky uvnitř tohoto podcelku (známe jeho chování navenek), takže pracujeme i s několika soustavami rovnic. Typickým příkladem podcelku jsou kolektory, ve kterých se nemění entalpie. U rozsáhlých soustav lineárních rovnic je problém konvergence, kterou lze určit až je soustava vytvořena, nicméně pokud se bude každá neznámá vyskytovat alespoň ve dvou rovnicích, přesněji v nějaké rovnici hmotnostní bilance a i energetické bilance, pak je vysoká pravděpodobnost, že soustava jednoznačné řešení mít bude.

Výsledky výpočtů se obvykle zapisují přímo do schématu, pak lze přehledně sledovat hmotnostní i energetické toky v technologii včetně sledování stavu pracovní látky za jednotlivými zařízeními.



**29:** Příklad značení jednotlivých větví technologického celku

RS redukční stanice; NČ-napájecí čerpadlo; CH-chladicí stanice; T-parní turbína; G-elektrický generátor; K-parní kotel; NN-napájecí nádrž s termickým odplyněním; OH-ohřívák; OD-odkal kotle; CHUV-chemická úpravna vody; PNK-pomocná nádrž kondenzátu; S-spotřebiče páry; (19)-odvod brýdových par z odplynění.

### Zvyšování tepelné účinnosti parního oběhu

K dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti parního oběhu vede několik cest. Tyto cesty vychází z tzv. Carnotizace, ze které lze vyčíst, že zvýšení účinnosti parního oběhu je možné nejen optimalizací parametrů páry, ale i tzv. přehříváním páry a regenerací tepla.

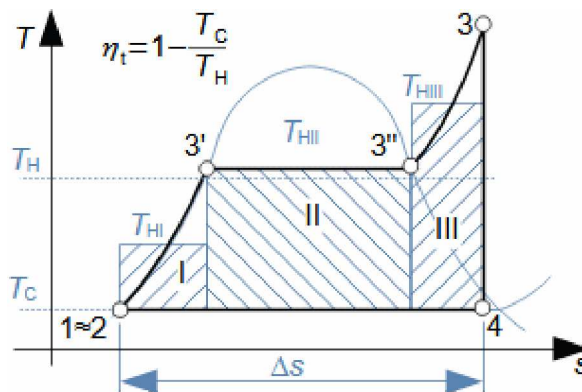
**Carnotizace parního oběhu**

Tepelná účinnost oběhu

Střední teplota přívodu tepla do oběhu

Střední teplota odvodu tepla z oběhu

Carnotizace parního oběhu spočívá ve stanovení střední teploty přívodu a odvodu tepla oběhu, viz Obrázek 30. Z teorie carnotizace (viz článek Tepelné oběhy a jejich realizace [Škorpič, 2020]) vyplývá, že tepelnou účinnost oběhu  $\eta_t$  lze vyjádřit pomocí poměru těchto dvou teplot. Přičemž ke zvýšení tepelné účinnosti vedou taková opatření, která zvyšují střední teplotu přívodu tepla do oběhu a nebo snižují střední teplotu odvodu tepla z oběhu. Stejně tak je zvykem navíc rozdělovat parní oběh na tři dílčí oběhy, přičemž opět platí, že ke zvýšení tepelné účinnosti dojde vždy, když se zvýší tepelná účinnost jednoho z těchto dílčích oběhu a naopak.



**30:** Rozdělení ideálního parního oběhu (R-C oběh) na 3 dílčí oběhy za účelem Carnotizace

$T$  [K] absolutní teplota;  $T_H$  [K] střední teplota přívodu tepla do oběhu;  $T_C$  [K] střední teplota odvodu tepla z oběhu;  $\eta_t$  [1] tepelná účinnost oběhu nebo dílčí části oběhu.

Teplota páry  
Přehřívák

Střední teploty přívodu a odvodu oběhu ovlivňují parametry páry. Například zvýšením teploty páry  $T_3$  se zvýší i teplota  $T_H$ , respektive teplota  $T_{HIII}$ . Zvyšování teploty páry na vstupu do turbíny se samozřejmě zvyšují i nároky na materiál přehříváku páry v kotli nebo jiném generátoru páry a na materiál první stupně lopatkování v turbíně. Dalším omezením zvyšování teploty  $T_3$  je požadavek, aby konec expanze páry v bodě-4 nebyl v přehřáté páře, což by totiž zvyšovalo teplotu  $T_C$ .

Teplota páry

Teplota vodní páry na vstupu do parní turbíny se obvykle pohybuje kolem 535 °C (starší typy parních turbín, fosilní blok), 565 °C (moderní fosilní blok) a u bloků se superkritickými parametry páry může dosahovat až 650 °C [Ibler et al., 2002, s. 274] – teploty jsou dány použitým materiálem vstupních částí parních turbín a prvních stupňů lopatek.

Tlak páry  
Mokrý pára

Zvýšením tlaku  $p_2$  se zvýší teplota  $T_H$  i teploty  $T_H$  všech dílčích oběhů. Ovšem je nutné počítat s menším měrným objemem páry na vstupu do turbíny a s problémem vyšší vlhkosti páry na konci expanze v bodě-4 než při tlaku nižším.

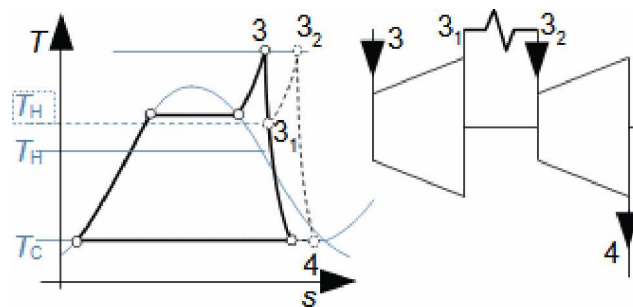
Teplota kondenzace

Střední teplota odvodu tepla z oběhu  $T_C$  je v podstatě teplotou kondenzace páry za turbínou  $t_4$ . Prostor pro snižování této teploty je v podstatě závislý na teplotě chladicí látky v kondenzátoru, jejího hmotnostního toku, velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru a teplotní vodivosti materiálu teplosměnných ploch – čím vyšší hodnotu mají poslední čtyři zmíněné veličiny, tím bude teplota kondenzace nižší, což plyne z rovnic rekuperačních tepelných výměníků.

Přihřívání páry

Přihřívák

Přihřívání páry spočívá ve vyvedení páry z parní turbíny již při tlaku  $p_{3,1}$  z pohledu Obrázku 31 (přibližně 1/3 až 1/5 tlaku  $p_3$ ) a zpět do parogenerátoru či kotle do výměníku zvaného přihřívák. V přihříváku může teplota páry dosáhnout opět teploty páry  $T_3$  – limitem teploty přehřátí je posunutí konce expanze páry-4 do vyšší entropie a velikosti teplosměnné plochy přihříváku. Takto se sice sníží účinnost třetího dílčího oběhu, respektive hodnota teploty  $T_{\text{HIII}}$  (počáteční teplota přihřívání nižší než výparná teplota  $T_2$ ), ale střední teplota přívodu tepla do oběhu  $T_H$  a výkon se při správném přihřívacím tlaku zvýší.



**31: Přihříváním páry**

vlevo  $T$ - $s$  diagram parního oběhu s přihříváním páry; vlevo schéma zapojení dvoutělesové parní turbíny s přihříváním páry.

Přihřívák

U tepelných elektráren se přihřátí obvykle provádí teplem ze spalín přivedením výstupní páry z vysokotlakého dílu turbíny zpět do kotle, respektive přihříváku a odtud zpět do dalšího tělesa turbíny. V jaderných elektrárnách s reaktory VVER se přihřívání provádí parou odebranou před vysokotlakým dílem turbíny, pomocí které se v přihříváku zvýší teplota páry před vstupem do nízkotlakých dílů turbíny.

Za nevýhodu tohoto postupu lze považovat komplikovanější rozvody páry i konstrukci a regulaci kotle (větší průměry potrubí přihríváku). Další nevýhodou je, že tato metoda vede často na použití vícetělesové turbíny, protože při přihrívání se zvyšuje i měrný objem páry a pára by v případě jednotělesového provedení musela být v určité části turbíny odebrána v neregulovaném odběru a opět přivedena zpět po přihrátí do druhé části turbíny oddělené přepážkou, ale lopatky by musely být větší – větší průtočná plocha kvůli nárůstu měrného objemu, proto je konstrukčně obtížné vyrobit jednotělesovou parní turbínu s přihríváním. Problém je i rozdíl teplot před a po přihrátí v jednom tělese. Nicméně jednotělesovou parní turbíny s přihríváním se také používají.

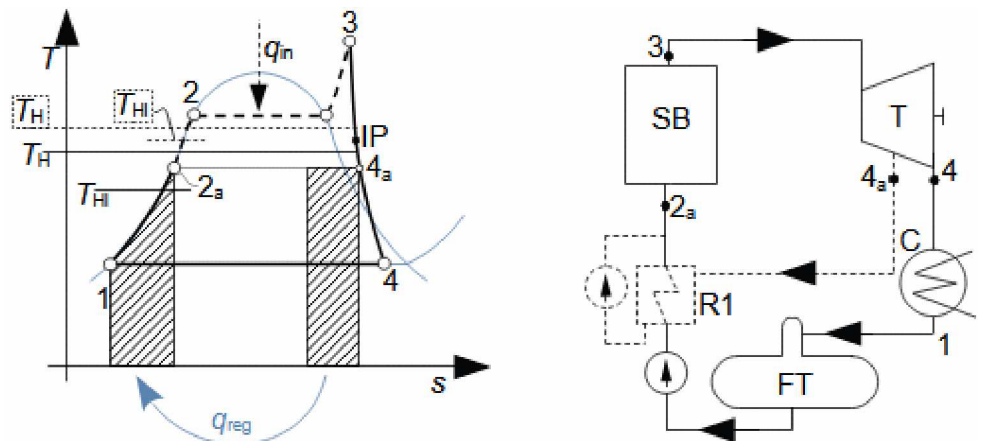
### Regenerace tepla

Odběr páry

Přehřev

Napájecí voda

Zvýšit střední teplotu přívodu tepla do parního oběhu  $T_H$  je možné i tak, že se odvede část tepla z úseku 3-4 (viz Obrázek 32) a tímto teplem se ohřeje (přehřeje) napájecí voda. Odebráním tepla z úseku 3-4 je realizováno přímo odběrem částečně vyexpandované páry z turbíny. Teplo je předáno napájecí vodě v regeneračním ohříváku napájecí vody během kondenzace odběrové páry.



**32:** Zvýšení teploty  $T_T$  regeneračním ohřevem napájecí vody

R1-regenerační výměník; IP-indiferentní bod; SB-parní kotel (steam boiler); FT-napájecí nádrž (feed water tank); C-kondenzátor.  $q_{in}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] dodané teplo do parního oběhu;  $q_{reg}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] regenerované teplo parního oběhu.

Odběr páry

Indiferentní bod

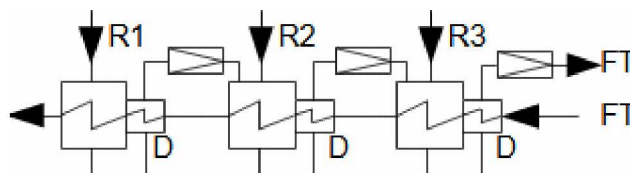
Odebráním části páry v průběhu expanze se sníží práce páry v turbíně a účinnost třetí části oběhu-III, ale na druhou stranu odvedené teplo přehřívá napájecí vodu, a tím, zvyšuje teplotu přívodu tepla do první části oběhu-I. K tomu aby se tedy zvýšila tepelná účinnost oběhu je nutné hmotnostní tok odebírané páry správně napočítat a provést. Stav páry v místě odběru v turbíně, při kterém už nedojde ke kladné změně tepelné účinnosti se nazývá indiferentní bod.

Vysokotlaká regenerace  
Nízkotlaká regenerace

Obvykle obsahuje turbína několik neregulovaných odběrů pro regeneraci a každý s vlastním regeneračním ohřívákem (vícestupňová regenerace). Odběr z vysokotlakých částí turbíny pro regeneraci se nazývá vysokotlaká regenerace, odběry v nízkotlakých částí turbíny nízkotlaká regenerace.

Kaskádování  
kondenzátu  
Dochlazovač

V případě Obrázku 32 se kondenzát z regeneračního výměníku vrací do oběhu pomocí vlastního čerpadla, ale to generuje spotřebu elektrické energie, proto, pokud je tlak kondenzátu v regeneračním výměníku vyšší než v napájecí nádrži, se kondenzát odvádí do napájecí nádrže (NN). Je tu ovšem problém s mnohem vyšší entalpií kondenzátu než je entalpie vody v NN – po expanzi kondenzátu do tlaku v NN by došlo jednak k varu a odpaření části kondenzátu a jednak by se zvýšila teplota napájecí vody v NN, takže by se musela zvýšit nátoková výška napájecí čerpadla. Navíc by vyšší teplota napájecí vody snížila možnosti regeneračního ohřevu napájecí vody v případě více regeneračních výměníků. Z těchto důvodů se kondenzát z regeneračních výměníků odvádí kaskádováním (Obrázek 33), při kterém kondenzát postupně protéká tlakově níže umístěnými regeneračními výměníky a tak se snižuje jeho teplota. Kaskádování lze také využít u nízkotlaké regenerace s odvodem kondenzátů z regenerace do sběrací nádrže kondenzátu hlavního kondenzátoru.



**33:** Odvádění kondenzátu z regeneračních výměníků kaskádováním

Jedná se o příklad tří regeneračních výměníků s tlakem odběru vyšším než je tlak v napájecí nádrži. D-dochlazovače, ve kterých se kondenzát podchlazuje, což snižuje ztrátu směřováním a současně po průchodu redukčním ventilem kondenzát nezačne vřít – dochlazovač se nepoužívá vždy.

Vnější zdroj tepla  
Dvoutlaková turbína

Ohřev napájecí vody pomocí páry z odběru turbíny snižuje množství tepla na ohřev napájecí vody z vnějšího zdroje tepla. Proto, pro zvýšení celkové účinnosti bloku, je nutné přizpůsobit regeneraci i zdroj tepla (předehřev vzduchu na vyšší teplotu – což sníží spotřebu paliva v případě že zdroje m tepla jsou spaliny ze spalování paliva; u paroplynových bloků, respektive u zdrojů páry na odpadní teplo je nutné použít dvoutlakovou turbínu jinak regenerace nemá smysl apod). Tato opatření samozřejmě významně zvyšují investici pro pořízení bloku.

Výpočet parního oběhu s více regeneračními ohříváky je proveden v [Krbek et al., 1999, s. 39]. O konstrukci a výpočtu regeneračního ohříváku napájecí vody se lze dozvědět více v [Fraas, 1989, s. 333]. Komplexní problematika přihřívání včetně optimalizace parametrů, zapojení a konstrukce regeneračních ohříváku je v díle Tepelné elektrárny a teplárny od Jaroslava Kadrnožky [Kadrnožka, 1984].

### Alternativní pracovní látky v parních obězích

Voda je na Zemi přirozeně se vyskytující látka, není toxická a je všudypřítomná má ale i další unikátní vlastnosti a společně se vzduchem je i nejčastější pracovní látkou v tepelných obězích. Za jistých okolností je ale výhodnější použití alternativních pracovních látek. Mezi alternativní oběhy k parnímu oběhu patří ORC oběh, CO<sub>2</sub> oběh a tepelné oběhy s roztoky.

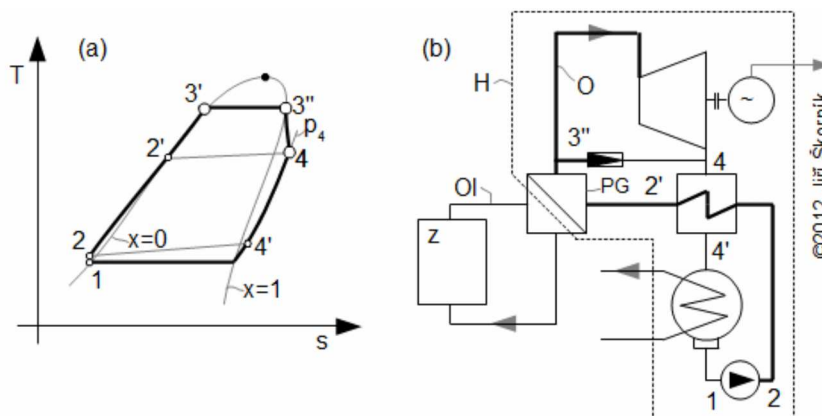
#### ORC oběh

Jednostupňová turbína  
Rovnotlakový stupeň

U parních turbín s výkony nižšími než ~1,5 MWe se výrazně snižuje jejich vnitřní účinnost (roste ztráta parciálním ostříkem a okrajová ztráta a současně klesají možnosti použití carnotizace). Pro tyto výkony se používají jednostupňové parní turbíny a díky velkému měrnému entalpickému spádu s vysokými otáčkami (jednostupňové turbíny s rovnotlakým stupněm). V takovém případě by bylo žádoucí nějakým způsobem zvětšit objemový průtok turbínou. Podle rovnice pro vnitřní výkon lopatkového stroje, kterou lze upravit na tvar  $P_i = \Delta h \cdot m = c_p \Delta t \cdot \rho \cdot V$  (pro adiabatickou expanzi), by alternativní pracovní látka musela mít při stejném vnitřní výkonu nižší měrnou tepelnou kapacitu, hustotu nebo by se při expanzi nesměla tolik změnit jako při expanzi vodní páry. Některou z uvedených podmínek nebo častěji jejich kombinaci vyhovuje několik organických sloučenin, proto se tyto oběhy označují zkratkou ORC (Organic Rankine Cycle).

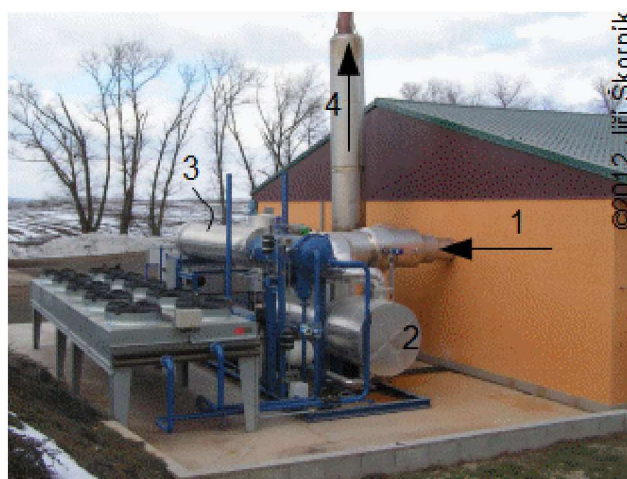
Regenerované teplo  
Kondenzátní teplot  
T-s diagram

Z pohledu termodynamiky se jedná o látky, u kterých entropie syté páry klesá s teplotou, jako na Obrázku 34a. V takovém případě se sníží entalpický spád a zvýší průtok, na druhou stranu roste potřeba regenerace kondenzačního tepla (úsek 4-4'), jinak by byl celý oběh nevhodný (existují i organické látky, u kterých křivka sytosti páry nesměřuje s teplotou k vyšším entropiím, potom se regenerace neprovádí). Elektrická účinnost ORC (pouze sekundární části-H) se pohybuje od 15 do 20 % na svorkách generátoru. Pro běžné entalpické spády ORC postačují jednostupňové axiální turbíny, ale používají se i vícestupňové či radiální.



**34:**  $T$ - $s$  diagram ORC a schéma zařízení pro jeho realizaci  
 $x=0$  křivka sytosti kapaliny;  $x=1$  křivka sytosti páry. H hranice hermeticky uzavřené jednotky; Ol smyčka s horkým olejem; O tepelný oběh s organickou pracovní látkou; PG parogenerátor.

Obvykle se ale jedná o látky velmi hořlavé a obtížně biodegradovatelné představující zátěž pro životní prostředí. Pro snížení rizika havárie a ochrany pracovní látky před vysokými teplotami – hrozí lokální přehřátí ve spalinovém výměníku (tyto látky jsou obvykle náchylné na rozklad za působení vysokých teplot, ale i tak je nutné v určitých intervalech náplň okruhu měnit či regenerovat) obsahuje blok ORC primární a sekundární okruh (pokud není pracovní látka citlivá na vysokou teplotu a ani hořlavá, pak je možné vložený okruh vyřadit), viz Obrázek 34b. V primárním okruhu cirkuluje kapalina, která je ohřívána zdrojem tepla. Kapalinou v primárním okruhu bývá silikonový olej s vysokou výparnou teplotou cca 300..350 °C (limitující teplota oběhu). Sekundární část bloku je v hermeticky uzavřeném provedení obsahující potřebné výměníky, turbosoustrojí a další zařízení (napájecí čerpadlo..), viz Obrázek 35.



**35:** ORC blok využívající výfukové teplo spalovacího motoru bioplynové stanice

1-vstup spalin; 2-kotel; 3-blok s turbínou, regenerátorem a kondenzátorem; 4-spalinový komín. Umístění: Valovice; výrobce ORC bloku: Fraunhofer-institut für UMSICHT, 2009; El. výkon 100 kW<sub>e</sub>; otáčky turbíny 17 500 min<sup>-1</sup>; pracovní látka: hexamethyldisiloxan [(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>Si]<sub>2</sub>O; teplotní spád v sekundárním oběhu v oběhu 235/170 °C, max. tlak 1,65 MPa, tlak v kondenzátoru 17,5 kPa.

---

**CO<sub>2</sub> oběh**

Schéma zařízení pro realizaci oběhu s CO<sub>2</sub> je stejné jako u parního oběhu. Výhodou CO<sub>2</sub> je jeho nízká kritická teplota a to 31,03 °C, takže jeho použití je směřováno k využití nízkopotenciálního tepla. Nevýhodou je, že kritický tlak je 7,38 MPa, což vede na technické problémy spojené s vysokým tlakem, zejména problém úniku pracovní látky (kterou nelze levně nahradit) přes ucpávky turbosoustrojí.

---

**Dvousložkové páry**

Binární paroplynový oběh

Další alternativní látky jsou roztoky dvou látek, které při odparu produkují svousložkovou páru. Roztoky jsou vyjimečné tím, že výparná teplota roztoku dvou látek není, při daném tlaku, konstantní (v plynném stavu se z roztoků stává směs plynů). Roztoky jsou řešením pro všechny typy odpadních tepel, protože střední teplota odvodu tepla z teplonosného média odpadního tepla byla velmi blízka střední teplotě přívodu tepla do oběhu s roztokem, viz Obrázek 36 (viz také teoretický binární paroplynový oběh).

Kalinův oběh

Jedním z nejpoužívanějších roztoků je kombinace čpavku a vody NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O (amoniak se ve vodě dobře rozpouští). Parní oběh s roztokem NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O se nazývá Kalinův oběh [Mlcak, 1996].

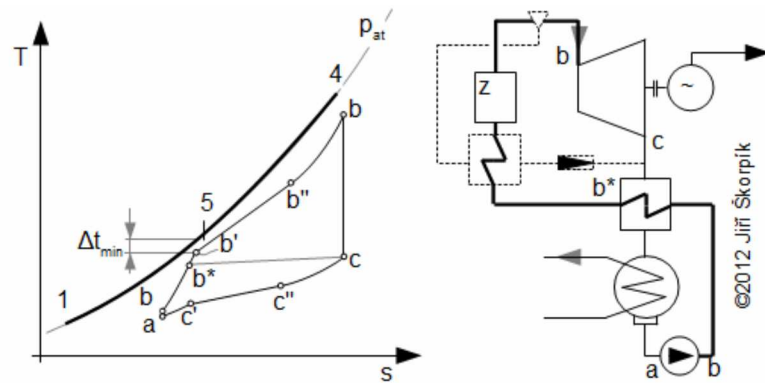
Kalinův oběh

Čpavek

Voda

Přesný tvar  $T$ - $s$  diagramu roztoku NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O (počáteční teplota vypařování a teplota ukončení výparu) závisí na poměru jednotlivých složek roztoku, který musí být optimalizován pro konkrétní aplikaci, respektive maximální teplotu a teplotní spád. Čím větší je obsah amoniaku v roztoku, tím blíže jsou jeho termodynamické vlastnosti vlastnostem amoniaku a dále od vlastností vody a naopak. Základy termodynamiky dvousložkového roztoku jsou uvedeny např. v [Hoch, 1992, s. 26], [Krupka et al., 1961, s. 748] a podrobněji v [Shavit and Gutfinger, 2009]. Entalpie roztoku je součet entalpie jednotlivých složek, tedy stejný postup jako pro výpočet entalpie směsi plynů. Rovnice pro výpočet entalpie amoniaku jsou uvedeny například v [Dvořák and Petrák, 1974] nebo tabelárně [Ražnjević, 1984] nebo diagram  $i$ - $x$ NH<sub>3</sub> (entalpie-podíl amoniaku ve směsi) pro vybrané tlaky v [Shavit and Gutfinger, 2009, s. 512].

---



**36:**  $T$ - $s$  diagram Kalinova oběhu (ideální) a schéma zařízení pro jeho realizaci

Zde jsou zdrojem tepla horké spaliny ze spalovací turbíny. Protože odpařování směsi není izotermický proces může (z technologických důvodů) už ohřev končit pod bodem celkové sytosti  $b''$ . V takovém případě obsahuje směs velké množství kapek a zařízení musí být doplněno separátorem vlhkosti (přerušovaná čára).

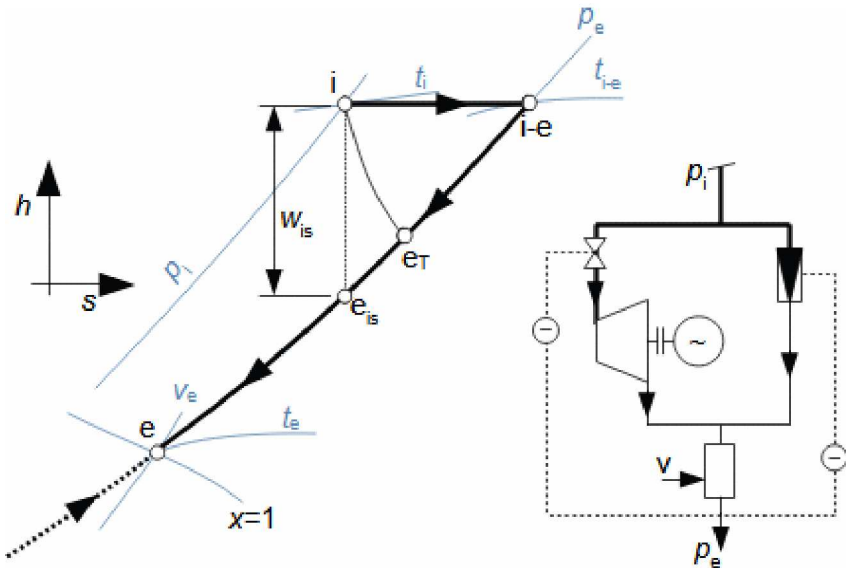
Kalinův oběh by sice dosahoval lepšího vychlazení spalin v paroplynovém oběhu v jednotlakovém uspořádání než klasický parní oběh, ale celé zařízení by bylo technologicky velmi složité a nákladné. Dalším omezením je vliv čpavku na lidský organismus, při vdechování může dojít k poškození plic i smrti. Při velkých výkonech spalovacích turbín by objem amoniaku v parním, respektive Kalinovu oběhu byl mnohatunový, což by mělo velké nároky na bezpečnost. Proto se tyto oběhy používají pouze pro využití nízko-potenciálního odpadního tepla malých výkonů (např. odpadní teplo či geotermální energie [Tůma, 2013]). Tento roztok může mít také teplotu kondenzace hluboko pod  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (díky podílu čpavku) a proto se používá jako absorpční chladicí oběh [Hoch, 1992, s. 28], který využívá stejné směsi (používají se ale i roztoky jiných látek). Ze stejných důvodů se používá Kalinův oběh i u geotermálních elektráren v chladných oblastech s velmi nízkou okolní teplotou a tím oběh může dosáhnout vyšší účinnosti než parní oběh s vodou, u které je teplota kondenzace vysoko nad  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## Úlohy

### Úloha 1:

Závod na výrobu bioethanolu spotřebovává sytou páru o tlaku  $1,1\text{ MPa}$  v množství  $75\text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ . Tato pára je dodávána přes redukčně-chladicí stanici z teplárny. Pára na vstupu do redukčně-chladicí stanice má tlak  $1,6\text{ MPa}$  a teplotu  $295\text{ }^{\circ}\text{C}$ . (a) Vypočítejte množství chladicí vody pro redukčně-chladicí stanici, pokud je teplota chladicí vody  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$  a tlak  $2,8\text{ MPa}$ . (b) Stanovte vnitřní průměr parovodu za redukčně-chladicí stanici, jestliže rychlost páry v potrubí je  $30\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . (c) Z  $h$ - $s$  diagramu vyhodnoťte jakým způsobem by tato redukčně-chladicí stanice mohla být nahrazena parní turbínou. Jaký teoreticky možný výkon by měla taková turbína?

Řešení úlohy je uvedeno v [Příloze 1](#).



$h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie pracovní tekutiny;  $s$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] entropie;  $v$  [ $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrný objem;  $w_{is}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce při izoentropické expanzi;  $x$  [1] suchost páry;  $e_T$  v případě reálné expanze lze očekávat, že teplota páry na konci turbíny bude vyšší;  $v$  - vstup chladicí vody.

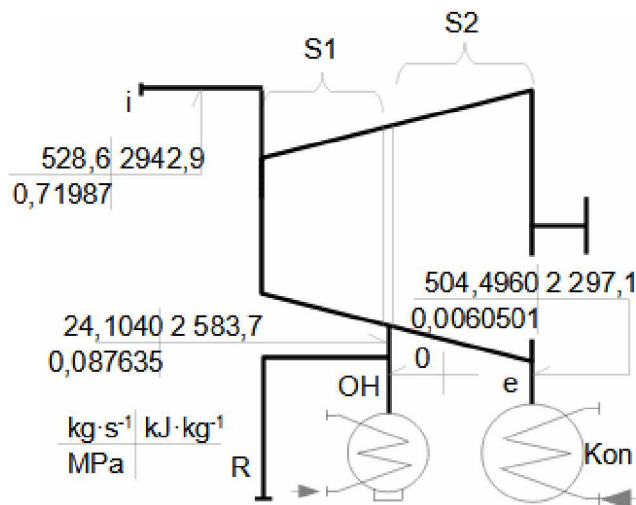
§1 zadání:	$p_e; m; p_i; t_i; t_v; p_v; V$	§4 odečet:	$s_i; s_e$
§2 odečet:	$t_e; h_e; h_i; h_v$	§5 odečet:	$h_{e,is}; t_{e,is}$
výpočet:	$m_v; m_i$	výpočet:	$w_{is}$
§3 odečet:	$v_e$	§6 výpočet:	$m_v; m_i; m_T; P_{is}; m_T; P_{is}$
výpočet:	$A; d$		

Popisek symbolů je v Příloze 1.

### Úloha 2:

K nízkotlakému stupni parní turbíny byl přidán neregulovaný odběr do ohříváku topné vody. Zkonstruuje spotřební charakteristiku turbíny, jestliže tlak kondenzace v novém ohříváku je nastaven na 80 kPa a znáte jmenovité parametry páry. Stačí zkonstruovat charakteristiku pouze pro původní teplotu páry ( $t_i = \text{konst.}$ ). Vypočítejte také průtok ohřívákem pro jednotlivé stavy páry na vstupu do turbíny.

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2.



Rozdělení lopatkové části parní turbíny za účelem tvorby spotřební charakteristiky S1, S2 skupiny stupňů mezi jednotlivými odběry. Údaje ve schématu jsou pro jmenovitý stav.

§1 zadání:	$m_{S1,n}; p_{S1,n}; h_{S1,n}; m_{R,n}; p_{S2,n}; h_{S2,n}; m_{K,n}; p_{K,n}; h_{K,n}; p_{OH}$	výpočet: $h_{S2}$
§2 odvození:	rovnice pro $m_{S1}$ a $m_{S2}$	odečet: $v_{S2}$
§3 výpočet:	$m_{S1}$	výpočet: $m_{S2}$
§4 odečet:	$s_{S1,n}; h_{S2,is}$	§5 odečet: $\mu$
výpočet:	$\eta_{S1,n}$	výpočet: $m_R; m_{OH}$
odečet:	$s_{S1}; h_{S2,is}$	

Popisek symbolů je v Příloze 2.

### Úloha 3:

Teplárna na Obrázku 29 je vybavena soustrojím o výkonu na svorkách generátoru 6 MW při průtoku páry  $17,55 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Na vstupu do turbíny má pára tyto parametry: 3,5 MPa, 435 °C. Teplárna má dodávat technologickou páru o tlaku 0,6 MPa, teplotě 200 °C a maximálním průtoku  $25,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Do teplárny se od spotřebitele vrací 60 % kondenzátu o teplotě 95 °C. Odluh kotle činí cca 5 %. Mechanická účinnost turbíny je 97,8 %, účinnost generátoru je 94,6 %. Tlak v napájecí nádrži je 0,6 MPa (uvnitř je voda na mezi sytosti). Tlak 0,6 MPa bude také v uvolňovači páry z odluhu. Požadovaná teplota vody do napájecí nádrže je 135 °C (voda se ohřívá v ohříváku OH1). Vypočítejte hmotnostní průtok v jednotlivých větvích teplárny (celkem 27 větví). Teplota vody z úpravny vody je 20 °C, maximální dovolená teplota odpadní vody z odluhu je 50 °C. Další parametry určete nebo odhadněte během výpočtu pomocí specializované literatury; zatím neuvažujete ztráty v potrubí a armaturách do okolí. Zadání úlohy je převzato a upraveno z [Krbek et al., 1999, s. 49]. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 3.

§1	Soupis zadaných parametrů
§2	Vytipovat možné podcelky
§3 - §10	Určení měrných entalpií v jednotlivých větvích – větve, u který to nejde zahrnout do nějakého podcelku (vytvoření nových podcelků)
§11 - §23	Sestavení rovnic hmotnostních a energetických bilancí jednotlivých zařízení a případech triviálního řešení, zároveň vypočítat hledaný průtok
§24 - §25	Sestavení rovnic do matice a její řešení

Popisek symbolů je v Příloze 3.

### Úloha 4:

Vypočtete tepelnou účinnost oběhu parní turbíny se zapojením podle Obrázku 32 se vstupními parametry páry do turbíny 3,5 MPa o teplotě 440 °C. Tlak v kondenzátoru je 6,6 kPa. Požadovaná teplota napájecí vody do kotle je 140 °C. Dále vypočtete množství páry, které musí dodávat parní kotel má-li mít turbína výkon 6 MW. Neuvažujte oběh se ztrátami a práci napájecího čerpadla. Jaká by byla tepelná účinnost parního oběhu bez regenerace? Zadání úlohy je převzato z [Krbek, 1990]. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 4.

§1 zadání:	$p_{(1)}; t_{(1)}; p_C; t_{C(3)}; P_i$	§4-6 odvození:	odvození rovnic a sestavení matice
§2 odečet:	$h_{SB(1)}; h_{(1)SB}; h_{C(3)}; s_{SB(1)}; h_{(3)C}$	§7 výpočet:	$m_{(1)}; m_{(2)}; m_{(3)}$
§3 návrh:	$\delta$	§8 výpočet:	$P_{SB}; \eta_t$
výpočet:	$t_{R1(2)}$	§9 porovnání:	$\eta_t$
odečet:	$p_{T(2)}; h_{T(2)}; t_{T(2)}; h_{R1(2)}$		

Popisek symbolů je v Příloze 4.

---

## Odkazy

---

- ŠKORPÍK, Jiří, 2020, Tepelné oběhy a jejich realizace, *transformacni-technologie.cz*, Brno, <https://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Proudění plynů a par tryskami, *fluid-dynamics.education*, Brno, <https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>.
- ANON., 2017, *100 let: historie a současnost vývoje a výroby parních turbín v Brně*, Trilabit, Praha, ISBN: 978-80-902681-3-5.
- ANON., 2024, *Nuclear Propulsion*, Federation of American Scientists, Washington DC, <http://www.fas.org>.
- AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír, 1955, *Parní turbíny I.-theorie a výpočet*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p. Praha.
- AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír, 1956, *Parní turbíny II, konstrukce, regulace a provoz parních turbín*, SNTL, Praha.
- DVOŘÁK, Zdeněk, PETRÁK, Jiří, 1974, *Tepelné vlastnosti čpavku*, Závodní pobočka ČVTS strojní fakulta ČVUT, Praha.
- FIEDLER, Jan, 2004, *Parní turbíny-Návrh a výpočet*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-2777-9.
- FRAAS, Arthur, 1989, *Heat exchanger design*, John Wiley&Sons, Inc., ISBN 0-471-62868-9.
- HOCH, Václav, 1992, *Chladicí technika*, VUT v Brně, Brno, ISBN 80-214-0412-4.
- HOZNEDL, Michal, 2021, Měření proudových parametrů páry v nízkotlakém dílu turbíny 660 MW Ledvice – Výjimečný experiment na turbíně v elektrárně, *All for power*, 2021(4), AF POWER agency a.s., Praha, ISSN 1802-8535.
- IBLER, Zbyněk, KARTÁK, Jan, MERTLOVÁ, Jiřina, IBLER, Zbyněk ml., 2002, *Technický průvodce energetika-1. díl*, BEN-technická literatura, Praha, ISBN 80-7300-026-1.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1984, *Tepelné elektrárny a teplárny*, SNTL, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1987, *Parní turbíny a kondenzace*, VUT v Brně, Brno.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2003, *Lopatkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, Brno, ISBN 80-7204-297-1.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.
- KUCHTOVÁ, Lenka, KOŘISTA, Milan, 2009, Cena a význam základního výzkumu v energetickém strojírenství, *All for power*, 2009(1), AF POWER agency a.s., Praha, ISSN 1802-8535.
- KRBK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.
- KRBK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan, 1999, *Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-1334-4.
- KŘÍŽ, Jaromír, 2005, Využití malých parních zdrojů pro kogeneraci, zásady projektování těchto zdrojů výroby elektřiny, *3T. Teplo, technika, teploty*, 2005(č. 3), Teplárenské sdružení České republiky, Pardubice, ISSN 1210 – 6003.
- KUBIŠ, Stanislav, 2012, Radiální turbinové stupně v parních turbinách, *Kotle a energetická zařízení*, Sborník konference konané 19.3. až 21. 3. 2012, Brno, ISSN 1804-6673.
- LEYZEROVICH, Alexander, 2008, *Steam turbines for modern fossil-fuel power plants*, The Fairmont Press, Inc., Lilburn, ISBN 0-88173-548-5.
- BANASZKIEWICZ, Mariusz, 2014, Steam turbines start-ups, *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, 2014(126), ISSN: 0079-3205.
- MICHELE, František, 1985, *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory : konstrukce*, Vysoké učení technické, Brno.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MLCAK, Henry, 1996, An Introduction to the Kalina Cycle, *Proceedings of the International Joint Power Generation Conference*, 1996(Vol. 30.).
- RAŽNJEVIĆ, Kuzman, 1984, *Termodinamické tabuľky*, Alfa, Bratislava.
- SHAVIT, Arthur, GUTFINGER, Chaim, 2009, *Thermodynamics from concepts to applications*, CRC Press, Taylor&Francis Group, New York, ISBN 978-1-4200-7368-3.
-

- ŠKOPEK, Jan, 2007, *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-7043-256-3.
- TOMÁŠEK, Jaroslav, 1966, *Stroje pro 4. ročník středních průmyslových škol strojnických a pro nástavbové studium*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- TŮMA, Jan, 2013, Island nabízí Evropě elektřinu, *Technický týdeník*, 2013(č. 5), Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- VRBKA, Dušan, 2015, Analýzy vybraných konstrukčních uzlů parních turbín s pomocí programu Ansys, *All for power*, 2015(č. 01), AF POWER agency, a.s., Praha, ISSN 1802-8535.
-