

# TERMODYNAMIKA TEPELNÝCH TURBÍN

---

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

- 13.3 ..... Expanze v tepelné turbíně
  - 13.3 ..... Adiabatická expanze
  - 13.5 ..... Polytropická expanze
  - 13.6 ..... Termodynamický návrh stupně tepelné turbíny
  - 13.7 ..... Provedení chlazení lopatek a metody ke zvýšení jejich teplotní odolnosti  
*Materiál lopatek – Chlazení lopatek*
  - 13.9 ..... Provedení axiálních stupňů s prizmatickými lopatkami
  - 13.15 ..... Provedení radiálních stupňů s prizmatickými lopatkami
  - 13.15 ..... Úloha 1: Výpočet expanze páry v parní turbíně  
Úloha 2: Výpočet přetlakového stupně
  - 13.16 ..... Odkazy
  - 13.18 ..... Přílohy
-

**Autor:** ŠKORPÍK, Jiří, ORCID: 0000-0002-3034-1696

**Datum vydání:** Březen 2024

**Název:** Termodynamika tepelných turbín

**Název on-line zdroje:** Transformační technologie (transformacni-technolgie.cz;  
turbomachinery.education; fluid-dynamics.education;  
engineering-sciences.education; stirling-engine.education)

**ISSN:** 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2006-2024  
Všechna práva vyhrazena.

---

## Expanze v tepelné turbíně

Charakteristickým rysem expanze plynu v turbíně je plynulost transformace vnitřní, tlakové, kinetické a případně potenciální energie na práci. Přitom se mění hustota i teplota a návrh stupně i energetická bilance vyžaduje speciální znalosti z konstrukce  $h$ - $s$  i  $T$ - $s$  diagramu.

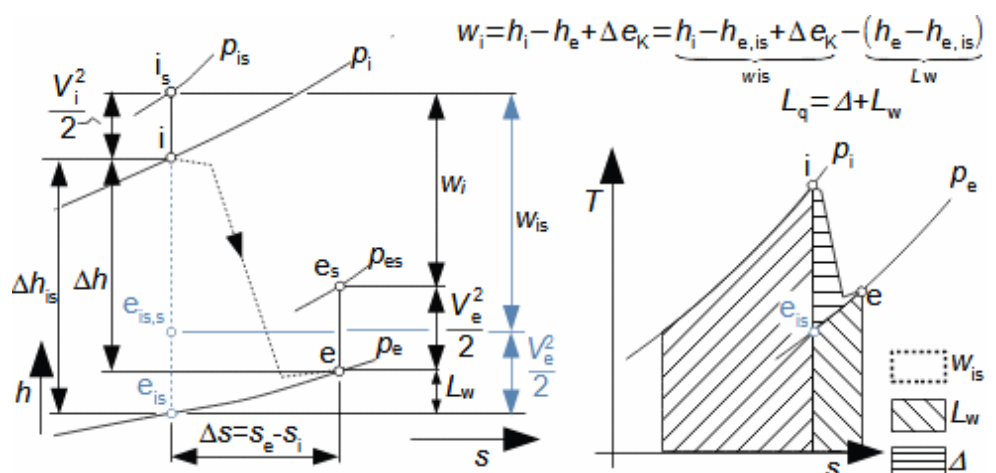
Obvykle je expanze spojená s vysokou teplotou, alespoň na vstupu to klade další speciální požadavky, tentokrát na materiály lopatek a jejich chlazení.

## Adiabatická expanze

Při adiabatické expanzi je ideálním porovnávacím dějem<sup>1</sup>, který slouží k identifikaci ztrát, izoentropická expanze. Při ideální expanzi se obvykle očekává stejná výstupní rychlost jako při reálné expanzi. To znamená, že reálný stroj musí mít o něco větší průtočné průřezy než stroj ideální, protože ztrátové teplo měrný objem pracovního plynu zvětšuje.

Výpočtový model adiabatické expanze se používá v případech, při kterých se neočekává významný vliv sdílení tepla s okolím turbíny, i když je teplota expandujícího plynu vyšší než teplota okolí, ale jsou také dobře tepelně izolovány a expanze je příliš rychlá, než aby došlo k významnému vlivu sdílení tepla s okolím na expanzi.

Charakteristickým rysem expanze v tepelné turbíně je také tzv. znovu využitelné teplo  $\Delta$ . Jedná se o část vnitřní tepelné energie vzniklé disipací energie  $L_q$ , která v další části turbíny byla transformována na vnitřní práci<sup>1</sup>. Na Obrázku 1 je příklad expanze v turbíně nebo jejím stupni v  $h$ - $s$  a  $T$ - $s$  diagramu. Zatímco v  $h$ - $s$  diagramu lze odlišit pouze ztráty jako celek, tak v  $T$ - $s$  diagramu lze odlišit jednotlivé typy ztrát.

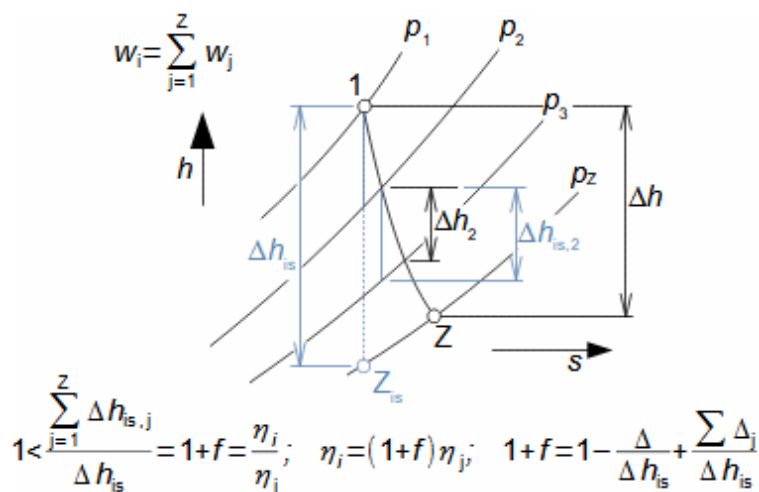


1: Vnitřní práce tepelné turbíny při adiabatické expanzi v  $h$ - $s$  a  $T$ - $s$  diagramu

$h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie;  $L_q$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] disipované množství energie, respektive úhrn různých druhů energií transformovaných na vnitřní energii plynu v průběhu expanzi;  $L_w$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní ztráty na vnitřní práci expanze;  $s$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] entropie;  $T$  [K] absolutní teplota;  $w_{is}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce při izoentropické expanzi (adiabatická expanze beze ztrát);  $\Delta$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] teplo znovu využitě (část  $L_q$ , které bylo v jiné části turbíny transformováno na práci);  $\Delta e_k$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] rozdíl kinetické energie mezi vstupem a výstupem (obvykle nevýznamně velký rozdíl). Index  $_{is}$  označuje stavy při izoentropické kompresi, index  $_s$  celkový stav.  $T$ - $s$  diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 3.

Vícestupňová expanze  
Účinnost stupně  
Účinnost skupiny  
stupňů  
Součinitel zpětného  
využití ztrát

Znovu využitě teplo  $\Delta$  přímo zvyšuje účinnost vícestupňové expanze proti jednostupňové expanzi, protože část tepla ze ztrátových procesů v předchozím stupni se využije při expanzi v následujícím stupni. To znamená, že vnitřní účinnost stupňové části vícestupňových turbín  $\eta_i$  je větší, než je střední vnitřní účinnost jednotlivých stupňů  $\eta_j$ , viz Obrázek 2. Poměr vnitřní účinnosti mezi prvním a posledním stupněm  $\eta_i$  a průměrné hodnoty vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů  $\eta_j$  se nazývá součinitel zpětného využití ztrát  $1+f$ .



2: Vícestupňová adiabatická expanze v turbíně

$Z$  [-] počet stupňů;  $1+f$  [1] součinitel zpětného využití ztrát (tzv. reheat factor, 1,02 až 1,04 podle [Kadmožka, 1991]);  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost expanze mezi bod 1-Z. Index  $_j$  označuje  $j$ -tý stupeň. Rovnice jsou odvozeny pro předpoklad, že všechny stupně zpracovávají stejný entalpický spád a expanze je adiabatická. Pro přehlednost není v obrázku zakreslena kinetická energie absolutní rychlosti.

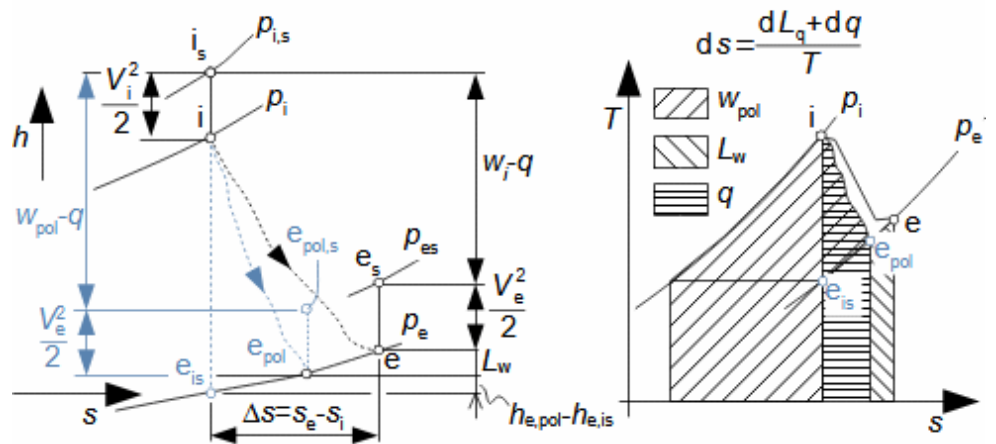
Rovnice jsou odvozeny v Příloze 4.

### Polytropická expanze

Ideální porovnávací děj  
 Polytropická vratná expanze  
 Sdílení tepla  
 Radiální stupně  
 Chlazení

Model polytropické expanze se používá v takových případech kdy je expanze ovlivněna takovým sdílením tepla s okolím, že už lze očekávat její výrazný vliv na vnitřní práci. To nastává například u jednostupňových radiálních turbín s velkou plochou disku, při chlazení teplotně exponovaných částí turbíny apod. Při polytropické expanzi bývá porovnávacím dějem obvykle vratná polytropická expanze. Polytropickou expanzi lze popsat Rovnicemi 3. Tyto rovnice lze odvodit z obecné rovnice prvního zákona termodynamiky.

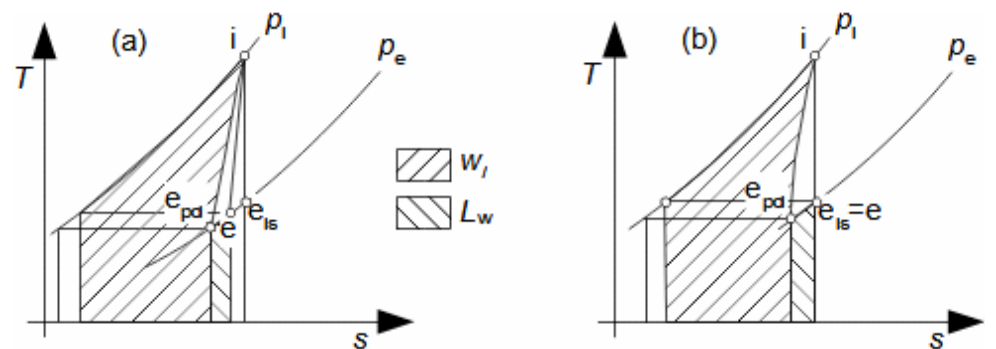
$$w_{pol} = h_{i,s} - h_{e, pol,s} + q; \quad w_i = (h_i - h_e) + q + \Delta e_{K,i}; \quad L_w = w_{pol} - w_i = h_e - h_{e, pol}$$



3: Vnitřní práce turbíny pro případ  $q > 0$

$e_{pol}$  stav plynu na výstupu ze stroje při vratné polytropické expanzi.  $w_{pol}$  [J·kg<sup>-1</sup>] vnitřní práce při vratné polytropické expanzi (expanze beze ztrát) při stejném rozložení (sdílené teplo  $q$  musí mít na entropii a teplotu stejný dopad jako u reálného děje) sdíleného tepla  $q$ . Index  $pol$  označuje vratnou polytropickou expanzi. Na obrázku je případ  $q > 0$  (přívod tepla).  $T$ - $s$  diagram je sestrojen při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Postup konstrukce  $T$ - $s$  diagramu je popsán v Příloze 5.

Chlazená expanze  
 Na Obrázku 4 uvedeny příklady pro chlazenou expanzi ( $q < 0$ ).



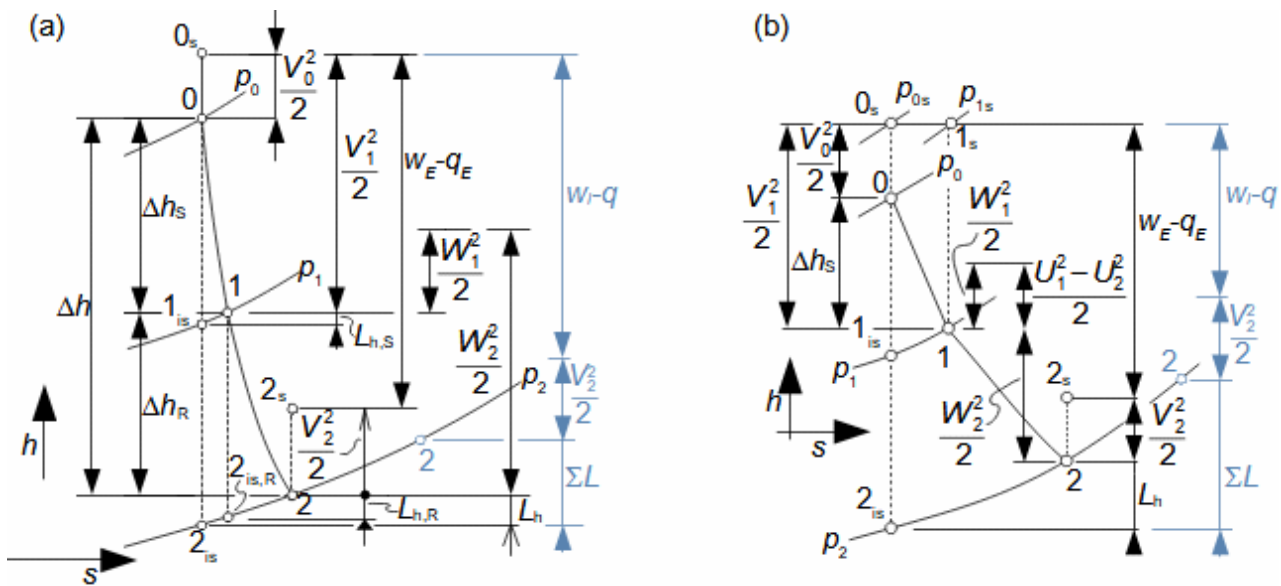
4: Vnitřní práce turbíny s chlazenou expanzí  $q < 0$

(a) případ, kdy  $t_{e,is} > t_e$ ; (b) případ, kdy  $t_{e,is} = t_e$  (zdánlivě izoentropická expanze).  $T$ - $s$  diagram je sestrojen při nevýznamném vlivu rozdílu kinetických energií.

### Termodynamický návrh stupně tepelné turbíny

Axiální stupeň  
Radiální stupeň  
Eulerova práce  
Sdílení tepla

Na Obrázku 5 je  $h$ - $s$  diagram axiálního stupně tepelné turbíny na vyšetřovaném poloměru (Obrázku 5(a)) a radiálního stupně tepelné turbíny (Obrázku 5(b)). Na každém vyšetřovaném poloměru může být vliv sdíleného tepla  $q_E$  na Eulerovu práci různý, ale pokud je sdílení tepla pouze u pat či špic lopatek, tak v jádru proudu bude nejmenší. Modře je vyznačena energetická bilance celého stupně.



5:  $h$ - $s$  diagram expanze axiálního stupně tepelné turbíny

(a) axiální stupeň; (b) radiální stupeň.  $L_h$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] profilové ztráty;  $q_E$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] sdílené teplo s okolím v okolí vyšetřované proudnice.

Axiální stupeň turbíny  
Kružkový stupeň

Axiální nebo kuželové stupně tepelných turbín obsahují zkroucené lopatky, ale existuje i nemálo případů s prizmatickými lopatkami, které jsou popsány níže ve vlastní kapitole.  $h$ - $s$  diagram pro radiální stupeň lze využít i při konstrukci kuželového stupně<sup>5</sup> tepelné turbíny, ve kterém kvůli zvyšujícímu se měrnému objemu roste poloměr stupně, respektive délka lopatek.

Radiální stupeň turbíny  
Stupeň reakce

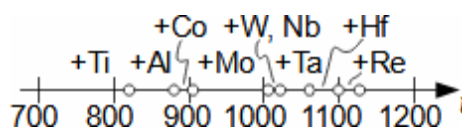
Radiální stupně se musí navrhovat alespoň s minimálním stupněm reakce<sup>2</sup> a to i rovnotlakové. Například u turbín (centripetální stupeň) by při nulovém stupni reakce došlo vlivem odstředivých sil, ke zpomalování relativní rychlosti, což je dobře patrné z  $h$ - $s$  diagramu na Obrázku 5(b). Minimální stupeň reakce centripetální turbín lze stanovit dosazením podmínky  $W_1=W_2$ .

## Provedení chlazení lopatek a metody ke zvýšení jejich teplotní odolnosti

Vysoká teplota pracovního plynu umožňuje dosáhnout i vysoké tepelné účinnosti oběhu, ve kterém turbína pracuje. Nicméně to klade vysoké nároky na materiál lopatek a jejich povrchovou úpravu. Další možností je chlazení lopatek.

Materiál lopatek  
Pevnost  
Koroze  
Teplotní odolnost  
Ocel  
Příměsi

Při vysokých teplotách se snižuje pevnost oceli a její modul pružnosti a zvyšuje citlivost na korozi – vliv teploty na tyto parametry materiálu se označuje jako teplotní odolnost. Pevnost oceli při vysoké teplotě lze zajistit různými příměsi v materiálu lopatek jak ukazuje Obrázek 6, na kterém jsou zobrazeny potřebné příměsi v oceli podle požadované provozní teploty lopatky. Složení slitin ocelí pro hřídele a lopatky tepelných turbín pro vysoké teploty jsou uvedeny v [Beneš et al., 1974, s. 194], [Koutský, 2005, s. 61], [Škopek, 2007, Příloha 20].



6: Potřebné příměsi materiálu lopatek podle provozní teploty  $t$  [°C] provozní teplota lopatek. Data pro graf z [Anon., 2014].

Teplotní odolnost  
Otěr  
Závěs  
Napětí  
Titan

Použití příměsi má zlepšit především teplotní odolnost, ale obvykle se tím zhorší jiné vlastnosti oceli, například odolnost proti otěru, kterou lze kompenzovat nanesením otěruvzdorného povrchu apod. Na Obrázku 7 je lopatka parní turbíny ze slitiny oceli a titanu. Pro snížení napětí od odstředivé síly u závěsu lopatky se snižuje hustota materiálu lopatky pomocí titanu, a tím se snižuje i napětí. Nevýhodou je snížení odolnosti povrchu proti otěru, proto se na takové lopatky navařuje pomocí laseru vrstva z tvrdšího kovu (na obrázku bez návarku) [Míšek, 2014].



7: Lopatka parní turbíny ze slitiny oceli a titanu

Lopatka posledního stupně parní turbíny o délce 1375 mm společnosti Doosan Škoda Power (Česká republika).

Leštění  
Koroze  
Okujení

Povrchovou úpravou, jako je leštění, lze zase zvýšit odolnost proti korozi. Zvláště při vysokých teplotách za přítomnosti kyslíku hrozí zvýšená tvorba okujení (tvorba tvrdých oxidů – rez).

Chlazení lopatek  
Spalovací turbíny  
Závěsy lopatek  
Chladicí kanály  
Chlazení mezní vrstvy

U prvních stupňů tepelných turbín, zejména pak u spalovacích turbín, vysoká jakost materiálu lopatek a úprava jejich povrchu nestačí k zaručení pevnosti i při vysokých teplotách pracovního plynu a je nutné lopatky aktivně chladit. Aktivním chlazením je myšleno chlazení například závěsů lopatek, chlazení celé lopatky protkané chladicími kanálky (Obrázek 8) nebo chlazení filmem studeného plynu, který je drobnými otvory na přetlakové případně sací straně vháněn do mezní vrstvy kolem lopatky apod. Jako chladicí médium se používá vzduch (spalovací turbíny) nebo v případě parních turbín voda [Miller et al., 1972, s. 931]. Některé zajímavé koncepty chlazení lopatek z ranných dob vývoje spalovacích turbín, které se ovšem neosvědčily jsou uvedeny v [Dokoupil, 2015, s. 221].

Chlazení vzduchem  
Korozivzdorná vrstva  
Spalovací turbíny  
Tepelná vodivost  
Keramické nástřiky

V případě chlazení vzduchem musí být povrchy ošetřeny korozivzdornou vrstvou, protože horký vzduch je obvykle výrazně korozivnější než studený. V případě spalovacích turbín je vzduch pro chlazení odebírán v její kompresorové části v místě, kde je tlak o něco vyšší než v okolí chlazené lopatky, kde otvory chladicí vzduchu proudí do proudu expandujících spalin. Efektivitu chlazení zvyšuje vnější povrchová vrstva lopatek s nízkou hodnotou teplotní vodivosti, například keramické nástřiky apod.



**8:** Lopatky spalovací turbíny řady MS5002 od GE s chladicími kanály  
Řez lopatkami spalovací turbíny řady MS5002 od GE s chladicími kanály. Obrázek z [Anon., 2011].



Pro zvýšení vysokoteplotní odolnosti lopatek se také používají kompozitní materiály s keramickou maticí (CMC ceramic matrix composite) založené na iontových vazbách, které se vyrábí jako monokrystal. Tento materiál má také relativně nízkou hustotu, což snižuje napětí v lopatce od odstředivých sil [Hocko, 2012, s. 55].

CMC  
Monokrystal  
Hustota

### Provedení axiálních stupňů s prizmatickými lopatkami

1D návrh  
Stupeň reakce  
Zkroucené lopatky

Použití axiálního stupně s prizmatickými lopatkami, tedy 1D návrh<sup>1</sup> lopatek na středním poloměru, je oprávněné u stupňů, kde projev prostorového charakteru proudění není velký, respektive délka lopatek vzhledem k průměru rotoru je malý [Kadrnožka, 2004, s. 153]. Tyto typy stupňů se navrhují, buď jako přetlakové se stupněm reakce 0,5, nebo rovnotlakové se stupněm reakce blízkým 0. Turbíny s prizmatickými stupni mají nižší účinnost, na druhou stranu jsou levnější a s širšími charakteristikami než turbíny se zkroucenými lopatkami<sup>3</sup>. Nicméně z vlastností rovnotlakového a přetlakového prizmatického stupně lze predikovat změny vlastností dlouhých zkroucených lopatek po jejich výšce, viz výpočet stupně tepelné turbíny se zkroucenými lopatkami<sup>5</sup>.

Parní turbíny

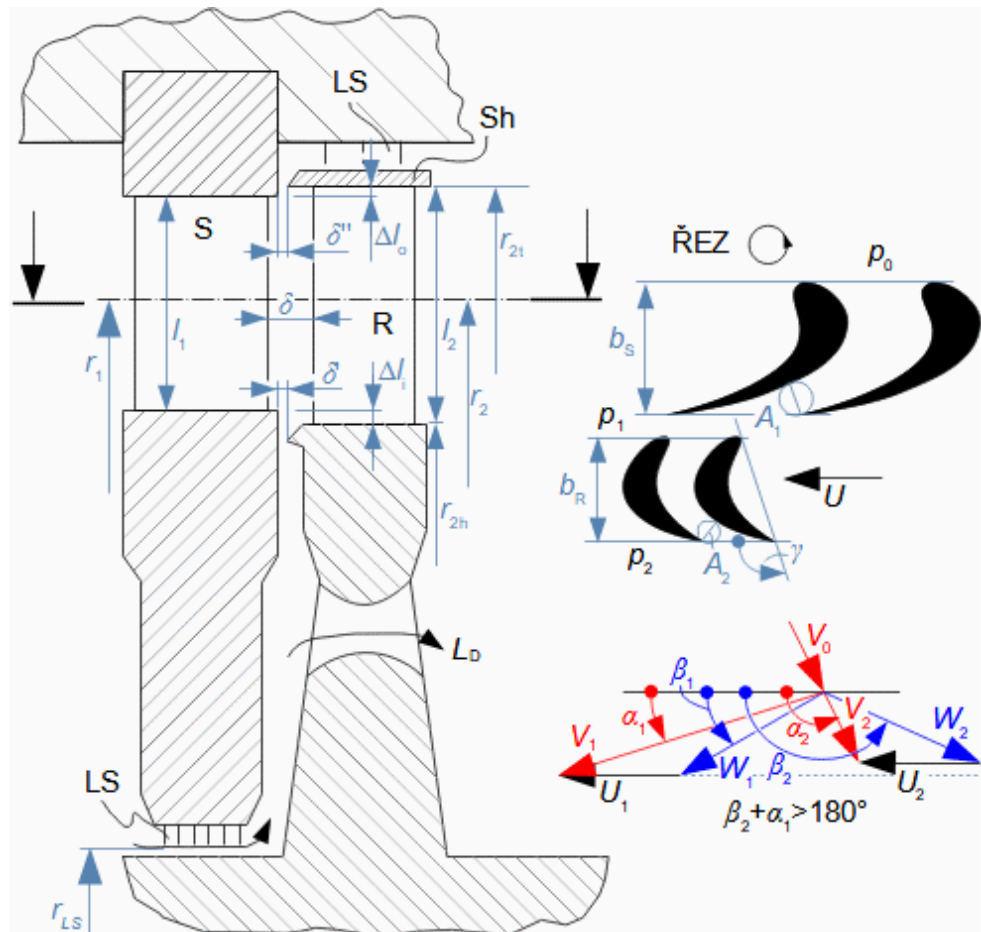
Konstrukční jednoduchost a relativně jednoduchý a přehledný termodynamický návrh stupně s prizmatickými lopatkami se používá především při návrzích parních turbín malých výkonů tzv. na zakázku tj. kusových. V takových případech by byl podrobný návrh i výroba turbíny se zkroucenými lopatkami časově a finančně mnohem náročnější.

Rovnotlakový stupeň  
Stupeň reakce  
Profilové ztráty

Na Obrázku 9 je typické provedení rovnotlakového se stupněm reakce cca 0,03 až 0,05 [Kadrnožka, 2004, s. 91]. Stupeň reakce by měl být takový, aby přinesl snížení profilových ztrát<sup>4</sup>, ale současně zůstaly zachovány výhody rovnotlakové koncepce stupně<sup>2</sup>.

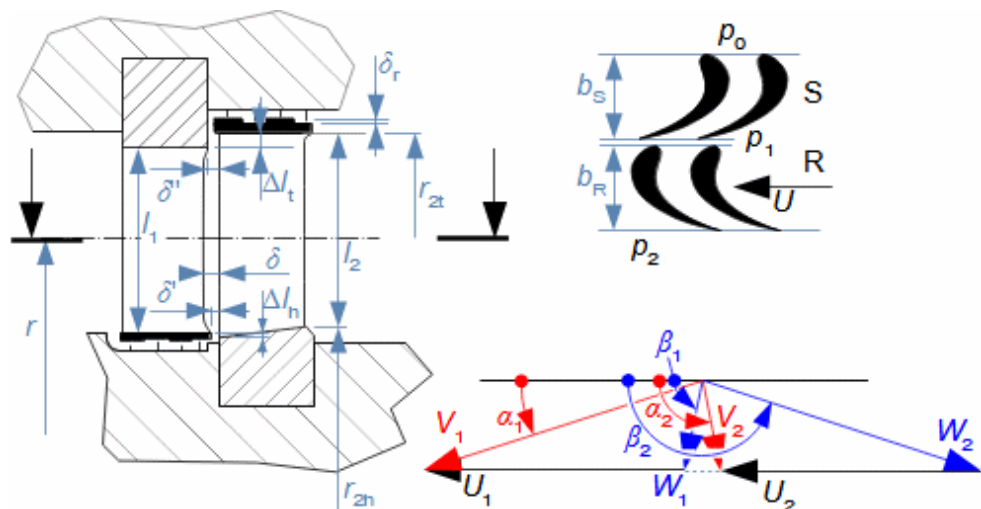
Přetlakový stupeň  
Stupeň reakce  
Rychlostní trojúhelník  
Symetrické lopatky  
Meridiánová rychlost

Na Obrázku 10 je válcový řez přetlakovým a jeho rychlostní trojúhelník<sup>1</sup> pro stupeň reakce  $R=0,5$ . Při takové reakci jsou nejnižší profilové ztráty, protože rychlosti  $V_1$  a  $W_2$  jsou stejné nebo velmi podobné. Odtud plyne i symetrický tvar rychlostního trojúhelníku pro statorovou a rotorovou řadu lopatek a tedy je možné použít symetrickou geometrii a tvar lopatek pro statorovou i rotorovou řadu lopatek, což je výrobně výhodné. Při dodržení symetrie rychlostních trojúhelníků většinou nelze dodržet podmínku  $V_{20}=0$ , viz Úloha 2. Zvětšení délky lopatek na výstupu je dáno požadavkem zachování meridiánové rychlosti<sup>1</sup> při poklesu hustoty při expanzi.



9: Válcový řez rovnotlakového axiálního stupně s malým stupněm reakce a jeho rychlostní trojúhelník

Sh-bandáž (shroud); LS-labyrintová ucpávka (labyrinth seal).  $A$  [ $\text{m}^2$ ] průtočná plocha lopatkového kanálu;  $b$  [ $\text{m}$ ] šířka lopatkové mříže;  $l$  [ $\text{m}$ ] délka lopatek a radiálních mezer;  $L_D$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] odvod pracovní tekutiny z mezery mezi disky (jedná se o ztrátu);  $r$  [ $\text{m}$ ] poloměry lopatek (index  $_t$  označuje špičky lopatek, index  $_h$  označuje paty lopatek);  $U$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] obvodová rychlost;  $V$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] absolutní rychlost;  $W$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] relativní rychlost proudění;  $\alpha$  [ $^\circ$ ] úhel absolutní rychlosti;  $\beta$  [ $^\circ$ ] úhel relativní rychlosti;  $\gamma$  [ $^\circ$ ] úhel nastavení profilu v lopatkové mříži;  $\delta$  [ $\text{m}$ ] velikosti axiálních mezer.

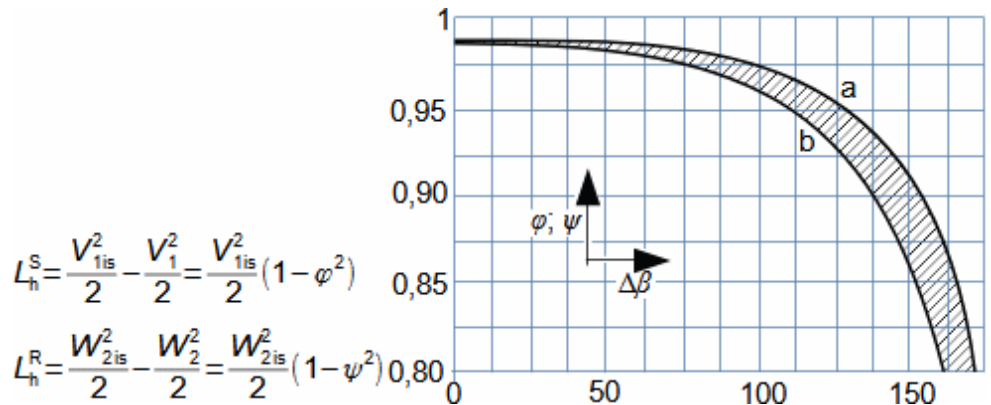


10: Válcový řez přetlakovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník

Na obrázcích nejsou prokresleny závěsy. Rychlostní trojúhelník odpovídá situaci na poloměru  $r$ .

Profilové ztráty  
 Profilová mříž  
 Výstupní rychlost  
 Trysky  
 Rychlostní součinitel

Typické pro parní turbíny s prizmatickými lopatkami je také zjednodušená predikce velikosti profilových ztrát pomocí teorie trysek místo použití aerodynamických dat profilových mříží<sup>4</sup>. Tato predikce spočívá v přirovnání lopatkového kanálu k trysce, i když zakřivené, pak lze predikovat změnu výstupní rychlosti z kanálu a tedy profilovou ztrátu pomocí rychlostního součinitele (viz článek Proudění plynů a par tryskami [Škorpík, 2023]), tak jak je zobrazeno na Obrázku 11.



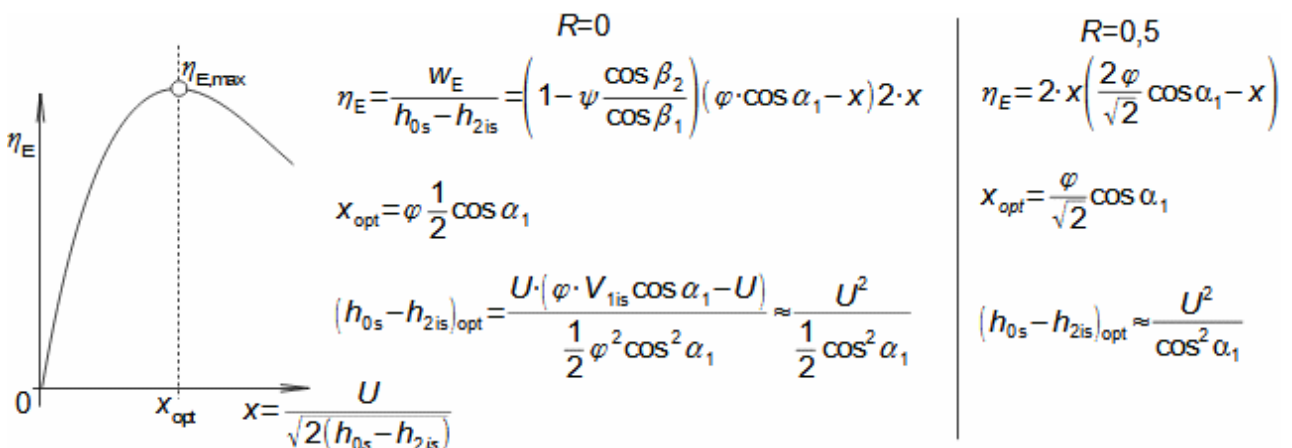
**11:** Hodnoty rychlostních součinitelů lopatkových mříží parních turbín a-přetlaková mříž (stupeň reakce 0,5); b-rovnotlaková mříž.  $\Delta\beta$  [°] zakřivení proudu v mříži;  $\varphi$  [1] rychlostní součinitel ve statorovém kanále;  $\psi$  [1] rychlostní součinitel v rotorovém kanále. Indexy: R rotor; S stator. Zdroj dat [Krbek, 1990, s. 82]. Index <sub>1</sub> označuje parametry před rotorovou řadou lopatek, index <sub>2</sub> označuje parametry za rotorovou řadou lopatek, index <sub>s</sub> označuje statorovou řadu lopatek, index <sub>R</sub> označuje rotorovou řadu lopatek.

Hustota prof. mříže  
 Zweifelův součinitel

Takové zjednodušení lze provést i pro profilové mříže s velmi prohnutou střední čarou profilu, přičemž hustotu profilových mříží lze stanovit pomocí Zweifelova součinitele<sup>3</sup>.

Provozní veličiny  
 Eulerova účinnost  
 Rychlostní poměr

Pomocí predikce hodnot profilových ztrát, lze zjistit optimální provozní veličiny rovnotlakového a přetlakového stupně, viz Rovnice 12 i provést kompletní termodynamický návrh takového stupně, viz Úloha 435. Přičemž průběh Eulerovy účinnosti<sup>2</sup>  $\eta_E$  v měřítku je uveden v [Kadrnožka, 2004, s. 178].



**12:** Přibližné optimální parametry rovnotlakového axiálního stupně teple turbíny

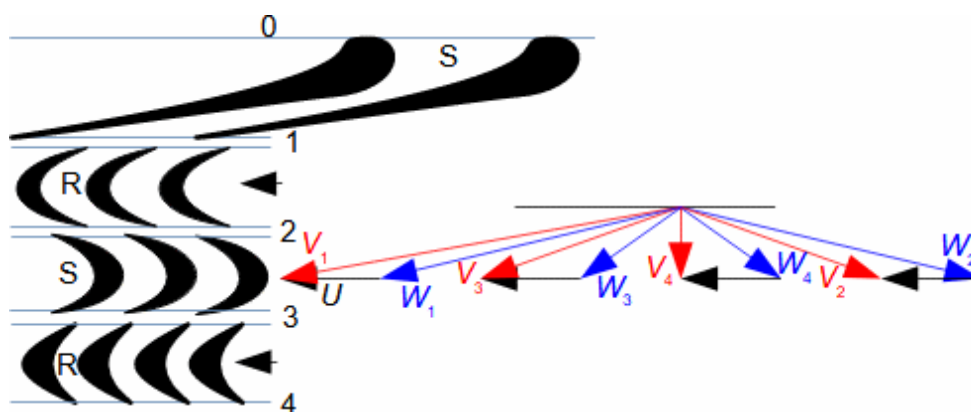
$\Delta h_{is}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] rozdíl entalpií při izoentropické expanzi;  $x$  [1] rychlostní poměr;  $\eta_E$  [1] účinnost Eulerovy práce na vyšetřovaném poloměru (obvodová účinnost);  $R$  [1] stupeň reakce. Index  $_{opt}$  značí optimální hodnotu dané veličiny při  $\eta_{E,max}$ . Rovnice jsou odvozeny pro čistě rovnolakový stupeň  $R=0$ , kde  $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ . Třetí rovnice optimální velikosti entalpického spádu je pro  $V_{20}=0$ ,  $\varphi \approx 1$ . Odvození rovnic je uvedeno v Příloze 6.

Součinitel průtoku

Protože profilová ztráta snižuje i průtok pracovní tekutiny v lopatkovém kanálu, tak součinitel průtoku  $\mu$  (definice v článku Proudění plynů a par tryskami [Škorpík, 2023]) bude menší než 1. I hodnoty  $\mu$  lze predikovat z předchozích měření na podobných lopatkových mřížích, například v [Kadrnožka, 2004, s. 110] jsou uvedeny hodnoty součinitele průtoku pro různé případy proudění v lopatkových mřížích.

Curtisův stupeň  
Entalpický spád  
Profilové ztráty

Speciálním případem rovnolakového stupně je Curtisův stupeň, který se používá jako vhodnější varianta jednostupňových tepelných turbín s vysokým entalpickým spádem, který vede na velmi vysoké rychlosti (často až na nadzvukové), ale také i profilové ztráty. V tomto případě se disponibilní energie také transformuje na kinetickou energii ve statorové řadě lopatek, ale potom proudí více jak jednou řadou lopatek rotorových, mezi kterými je vložena další rovnolaková statorová lopatková řada, která pouze mění směr proudění, viz Obrázek 13. Podle toho kolik takový stupeň obsahuje rotorových řad se nazývá Curtisův dvouvěncový, třívěncový stupeň atd. Curtisův jednověncový stupeň je klasický axiální rovnolakový stupeň.



**13:** Válcový řez Curtisovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník  
Rychlostní trojúhelník Curtiseva stupně na tomto obrázku je pro případ ideálního proudění bez profilových ztrát.

Curtisův stupeň  
Optimální parametry

Optimální parametry Curtiseva stupně plynou z Rovnic 14, které jsou odvozeny pro dvouvěncový Curtisův stupeň, pro třívěncový Curtisův stupeň jsou rovnice odvozeny v [Kadrnožka, 2004, s. 189].

$$\eta_E = 2 \cdot x \left( (1 + \varphi + \varphi^2 + \varphi^3) \varphi \cdot \cos \alpha_1 - x (2 + 3 \cdot \varphi + 2 \cdot \varphi^2 + \varphi^3) \right); \quad x = \frac{U}{h_{0s} - h_{4is}}$$

$$x_{opt} = \frac{(1 + \varphi + \varphi^2 + \varphi^3) \varphi \cdot \cos \alpha_1}{2(2 + 3 \cdot \varphi + 2 \cdot \varphi^2 + \varphi^3)}; \quad (h_{0s} - h_{2is})_{opt} \approx 8 \cdot U^2$$

#### 14: Přibližné optimální parametry Curtisova dvouvěncového stupně

Optimální parametry Curtisova dvouvěncového stupně jsou odvozeny za předpokladu stejných součinitelů rychlosti  $\varphi$  pro všechny lopatkové řady  $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 \dots$ . Dále se předpokládá, že lopatkové kanály jsou čistě rovnotlakové. Poslední čtvrtá rovnice byla odvozena pro  $\varphi \approx 1$ ,  $\cos \alpha_1 \approx 1$  a  $V_{40} = 0$ . Odvození rovnic optimálních parametrů Curtisova stupně je v Příloze 7.

Curtisův stupeň  
Eulerova účinnost  
Profilové ztráty

Curtisův dvouvěncový stupeň dokáže zpracovat větší rozdíl entalpií ve stupni než rovnotlakový nebo přetlakový stupeň, ale za cenu horší Eulerovy účinnosti, protože rychlosti, a tedy i profilové ztráty, jsou velmi vysoké (expanze probíhá jen v první statorové řadě). Pro zvýšení Eulerovy účinnosti na středním poloměru Curtisova stupně se konstruují jednotlivé lopatkové řady s mírným přetlakem

Přetlakový stupeň  
Rovnotlakový stupeň  
Curtisův stupeň

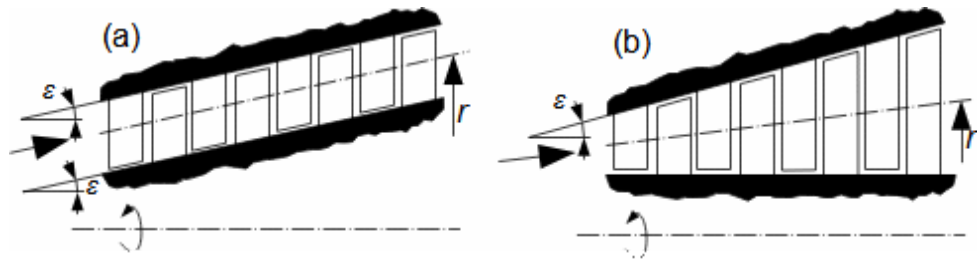
Přetlakové stupně mají oproti rovnotlakému stupni vyšší vnitřní účinnosti ve větším rozsahu průtoku, ale mají vyšší ztráty v ložiscích a pro zpracování stejného entalpického spádu potřebují obvykle více stupňů. Axiální přetlakový stupeň tepelné turbíny je při  $\varphi \approx 1$ ,  $\cos \alpha_1 \approx 1$  a stejné Eulerovy rychlosti schopen optimálně zpracovat přibližně poloviční entalpický spád než axiální rovnotlaký stupeň, viz porovnání Rovnic 12, respektive poměr optimálních entalpických spádů v axiálním přetlakovém stupni ku axiálním rovnotlakém stupni ku dvouvěncovém Curtisovu stupni je přibližně 1:2:8. Přetlakové stupně jsou vhodnější pro větší změny průtoků oproti jmenovitému než stupně rovnotlakové, kterým strměji klesá Eulerova účinnost při změnách průtoku.

Jednostupňové turbíny  
Vícestupňové parní turbíny  
Pohon turbočerpadel

Rovnotlakové stupně se používají u jednostupňových turbíny tzv. Lavalových turbín i u vícestupňových parních a plynových turbín. Curtisova stupně se používají tam, kde je důraz na vysoký výkon v malém objemu. Dvouvěncový Curtisův stupeň byl hnací turbínou turbočerpadel raketového motoru německé raketové střely V-2 o výkonu 50 kW, stejně tak je nalezneme i v ruských raketových motorech RD 108 pro pohon Sojuzů apod. Přetlakové stupně jsou častější u vícestupňových parních turbín s důrazem na jednoduchost a menší pořizovací nároky.

Šikmoseříznutá lopatka  
Meridiánová rychlost  
Vícestupňová turbína

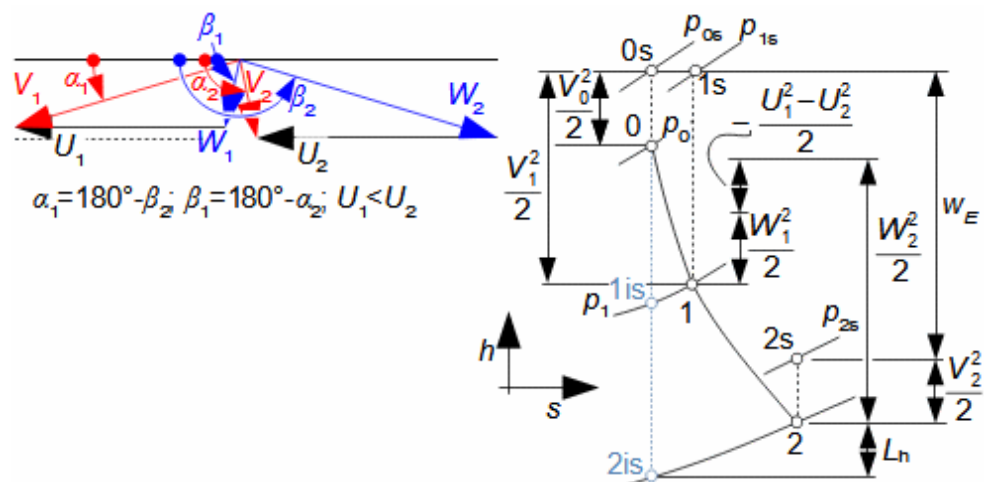
Na Obrázku 15 je způsob kompenzace nárůstu měrného objemu ve vícestupňové tepelné turbíně s prizmatickými lopatkami při expanzi postupným prodlužováním lopatek a případně i jejich šikmým seříznutí. Tímto lze udržovat konstantní hodnotu meridiánové rychlosti. Příklad na Obrázku 15(a) je typický pro malé průmyslové parní turbíny s protitlakem. Výhodou je, že poměr  $l \cdot r^{-1}$  klesá. Příklad na Obrázku 15(b) se od předchozího liší v tom, že se mění délka lopatek.



15: Hlavní způsoby přizpůsobení geometrie stupňů s přímými lopatkami na změnu hustoty pracovního plynu  
 $\varepsilon$  [°] úhel stoupání u špičky a paty lopatek.

Šikmoseříznutá lopatka  
 $h$ - $s$  diagram  
Rychlostní trojúhelník  
Radiální složky rychlostí

Na Obrázku 16 je znázorněno jaký vliv má zvětšení výstupního poloměru stupně v případě prizmatických lopatek přetlakového stupně z Obrázku 15. Jestliže zůstává zachován profil lopatek, tak se mění obvodové rychlosti  $U$  a s ním i ostatní rychlosti, ale úhly zůstávají stejné. Se změnou obvodových rychlostí se změní i rozložení energie ve stupni podle přiloženého  $h$ - $s$  diagramu, na kterém lze jasně vidět, že zvyšování obvodové rychlosti vede na snižování zpracovaného entalpického spádu.

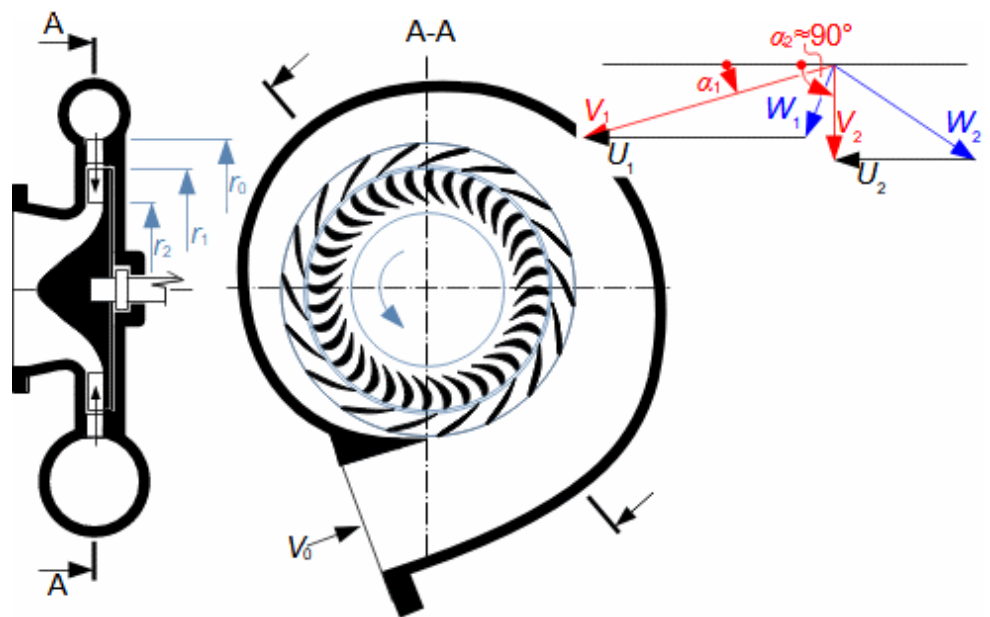


16: Možnosti stupňů s přímými lopatkami a se změnou referenčního poloměru

### Provedení radiálních stupňů s prizmatickými lopatkami

Turboexpandér  
Vlhká pára  
Odstředivá síla

Na Obrázku 17 je příklad provedení radiální tepelné turbíny s prizmatickými lopatkami. Takové jednoduché konstrukce se vyskytují u malých turboexpandérů a jejich použití se kryje s jednostupňovými rovnotlakovými stupni nebo Curtisovými stupni. Tyto stupně nejsou vhodné pro vodní páru s jakýmkoliv podílem vlhkosti, jelikož vodní kapky působením odstředivých sil proudí centrifugálně.



17: Radiální jednostupňová parní turbína

### Úlohy

#### Úloha 1:

Adiabatická expanze  
Parní turbína

Vypočítejte vnitřní výkon parní turbíny a skutečnou suchost páry na konci expanze. Průtok páry turbínou je  $33 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ , vnitřní účinnost turbíny je 75 %, měrná izoentropická práce turbíny je  $1259,59 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , tlak na výstupu z turbíny je 3 kPa, tlak a teplota na vstupu do turbíny jsou 3,5 MPa, 450 °C. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 1.

§1	zadaní:	$m; \eta_{is}; w_{is}; p_e; p_i; t_i$	výpočet:	$h_e$
§2	výpočet:	$w_i; P_i$	odečet:	$x_e$
§3	odečet:	$h_i$		

Postup řešení Úlohy 1, popis symbolů je v Příloze 1.

## Úloha 2:

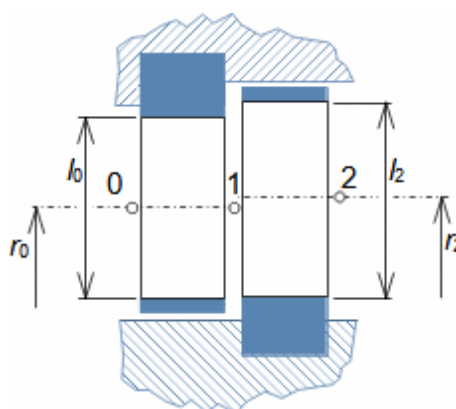
Přetlakový stupeň

Navrhnete délky prizmatických lopatek, rychlostní trojúhelníky a vypočítejte axiální sílu působící na rotor přetlakového stupně parní turbíny. Průtok páry stupněm je  $12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , otáčky rotoru  $50 \text{ s}^{-1}$ , tlak páry na vstupu do statoru  $1,25 \text{ MPa}$ , teplota páry navstupu do statoru  $320 \text{ }^\circ\text{C}$ , střední průměr délky lopatek je  $650 \text{ mm}$ , stupeň reakce  $0,5$ , úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru je  $20^\circ$ , rychlostní součinitel statoru i rotoru je stejný  $0,93$  apo celé výšce lopatky konstantní. Izoentropický spád stupně musí být  $21,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ . Proveďte kontrolu optimálních parametrů stupně, případně doporučte změny, které povedou k přiblížení k optimálním parametrům. Řešení úlohy je uvedeno v Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2.

Zadání úlohy je převzato z [Krbek, 1990 s. 110].

§1 zadání: $m; N; p_0; t_0; d_{\text{ref}}; R;$ $\alpha_1; \varphi; \psi; \Delta h_{\text{is}}$	odečet: $p_1; s_1; h_{2\text{is}}^R$
§2 odečet: $v_0; s_0; h_0$	výpočet: $h_2; L_h$
výpočet: $h_{2,\text{is}}; U$	porovnání: $L_h$ z §5 vs. $L_h$ §3
odečet: $p_2$	§6 výpočet: $V_a; W_a; V_{10}; W_{10}; \beta_1; \alpha_2; \beta_2$
§3 odhad: $\sim \eta_E$	§7 odečet: $v_1; v_2$
výpočet: $w_{\text{Eis}}; w_E; L_h; h_2$	výpočet: $l_1; l_2$
odečet: $s_2$	§8 výpočet: $F_a$
§4 výpočet: $\Delta h_R; V_1; W_2; V_0; V_2; W_1$	§9 výpočet: $x; x_{\text{opt}}$
§5 výpočet: $L_h^S; L_h^R; h_{0s}; h_1; h_{1\text{is}}$	

Postup řešení Úlohy 2, popis symbolů je v Příloze 2.



Obrázek k Úloze 2

## Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, Brno, [online], ISSN 1804-8293, <https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Technická termomechanika, *Transformační technologie*, Brno, ISSN 1804-8293, <https://engineering-sciences.education/technicka-termomechanika.html>.
- ANON., 2011, *MS 5002 Gas Turbine a Through D Evolution*, ge.com.
- ANON., 2014, Co nám může v budoucnosti nejvíc chybět? Na čem jsem závislí, *Technický týdeník*, 01/2014, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- BENEŠ, Antonín, DRASTÍK, František, HOSTINSKÝ, Zdeněk, KOUTSKÝ, Jaroslav, NĚMEC, Josef, 1974, *Nauka o kovech*, SNTL, Praha.
- DOKOUPIL, Eduard, 2015, *Turbíny pro Luftwaffe: zrod a popis prvních německých proudových motorů*, Dokoupil Eduard, Světlá, ISBN 978-80-260-8153-1.
- HOCKO, Marián, 2012, *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-261-0218-2.



- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1991, *Teorie lopatkových strojů*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0275-X.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- KOUTSKÝ, Jaroslav, 2005, Development and application of Original Special Steels-Base of World Famous Level of Skoda-Works Steam turbines, *Energetické stroje-termomechanika-mechanika tekutin*, Fakulta strojní Západočeské university v Plzni, Plzeň.
- KRBK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MÍŠEK, Tomáš, 2014, Vývoj ultra dlouhé lopatky Doosan Škoda Power pro kondenzační parní turbíny, *Technický týdeník*, 10/2014, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- POLSTER, Burkard, 2014, *Q.E.D. Krása matematického důkazu*, Dokořán s.r.o., Praha, ISBN 978-80-7363-532-9.
- ŠKOPEK, Jan, 2007, *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-7043-256-3.
-