

# 13. ENERGETICKÉ BILANCE LOPATKOVÝCH STROJŮ

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> <b>Úvod</b>	<hr/> <i>strana 11</i> <hr/> <b>Energetická bilance ventilátoru</b>
<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> <b>Energetická bilance vodní turbíny</b> Diskuze k energetickým rovnicím vodní turbíny	<hr/> <i>strana 12</i> <hr/> <b>Energetická bilance větrné turbíny</b>
<hr/> <i>strana 3</i> <hr/> <b>Energetická bilance čerpadla</b> Diskuze k energetickým rovnicím čerpadla	<hr/> <i>strana 13</i> <hr/> <b>Vrtule</b>
<hr/> <i>strana 5</i> <hr/> <b>Energetická bilance tepelné turbíny</b> Adiabatická expanze v tepelné turbíně • Polytropická expanze v tepelné turbíně	<hr/> <i>strana 15</i> <hr/> <b>Odkazy</b>
<hr/> <i>strana 8</i> <hr/> <b>Energetická bilance turbokompresoru</b> Adiabatická komprese v kompresoru • Polytropická komprese v kompresoru	<hr/> <i>strana 16</i> <hr/> <b>Přílohy</b>

## Úvod

V lopatkových strojích může docházet ke změně entalpie, kinetické energie a potenciální energie tekutiny, podle rovnice pro První zákon termodynamiky pro otevřený systém, která platí pro všechny lopatkové stroje. V následujících kapitolách je základní popis transformace energie v různých typech lopatkových strojů, tak jak je zvykem je popisovat pro daný případ včetně vyjádření ztrát.

V kapitole 11. Vnitřní výkon/příkon lopatkového stroje  $P_i$  je definovaná veličina měrná vnitřní práce  $a_i$ . Dalším vnitřním parametrem stroje je jeho **vnitřní účinnost**<sup>(1)</sup>  $\eta_i$ , která definuje efektivitu transformace energie uvnitř stroje porovnáním skutečné vnitřní práce stroje s vnitřní prací stroje beze ztrát. Rozdíl mezi měrnou vnitřní prací stroje a porovnávací měrnou ideální prací stroje jsou měrné **vnitřní ztráty** systému/stroje  $z$ <sup>(2)</sup> (kinetická energie pracovní tekutiny na výstupu ze stroje se za vnitřní ztrátu stroje nepovažuje).

### <sup>(1)</sup>Poznámka

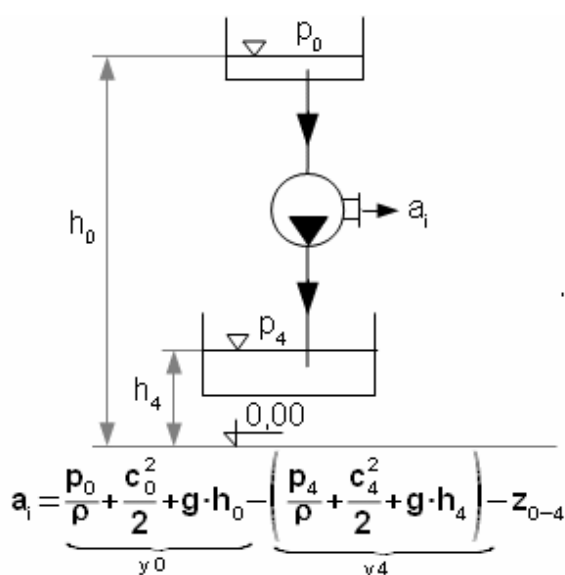
Vnitřní účinnost se u hydraulických strojů někdy označuje jako **hydraulická účinnost**, u tepelných strojů jako **termodynamická účinnost** a větrných turbín a vrtulí se vynechává slovo "vnitřní".

### <sup>(2)</sup>Poznámka

Vnitřní výkon a účinnost neovlivňují pouze vnitřní ztráty, ale i netěsnost stroje viz. kapitola 17. Ztráty netěsností.

## Energetická bilance vodní turbíny

Vodní turbíny mohou transformovat potenciální, kinetickou popřípadě tlakovou energii vody na práci a teplo – vnitřní ztráty (zvýšení vnitřní energie vody):

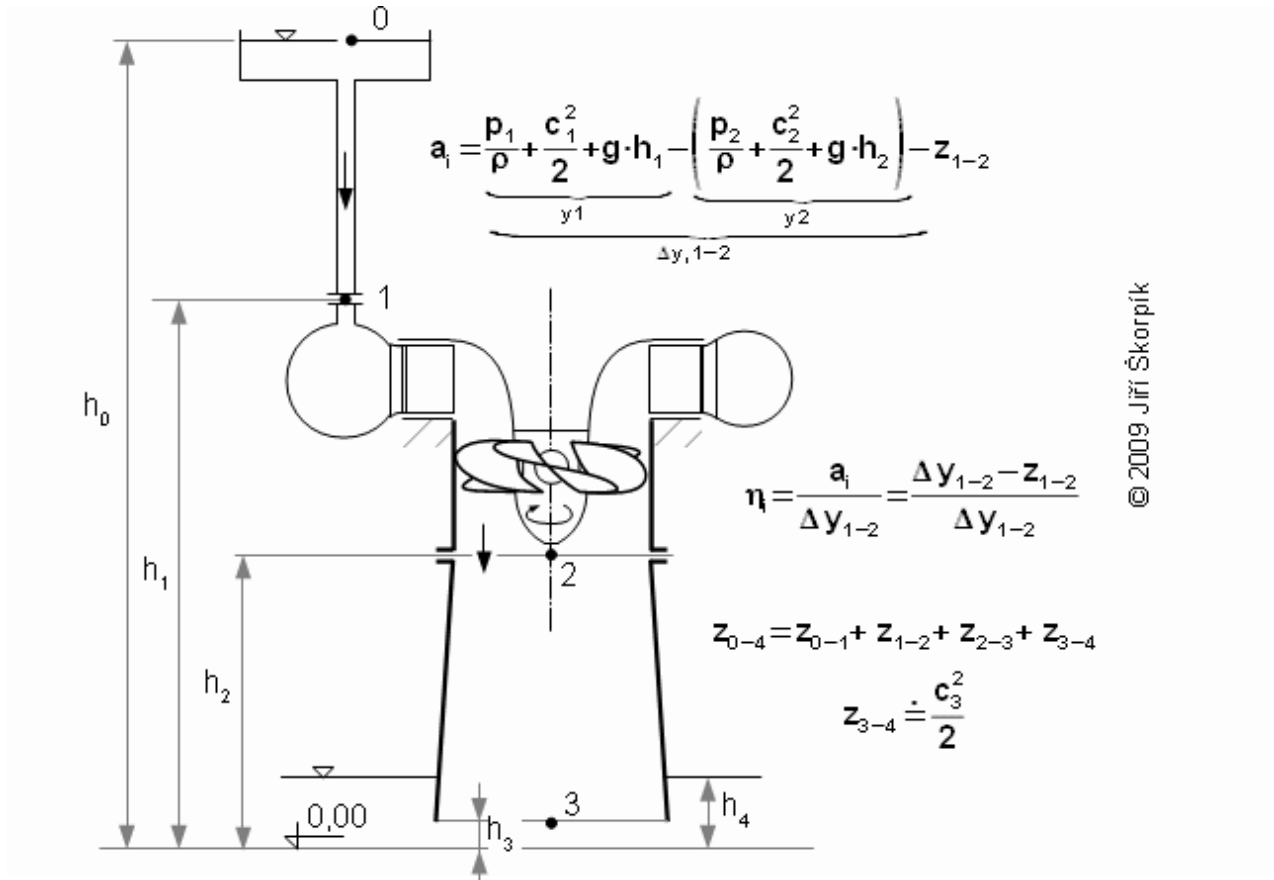


© 2009 Jiří Škorpík

### 1.303 Měrná vnitřní práce vodní turbíny

$a_i$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná vnitřní práce;  $p$  [Pa] tlak pracovní kapaliny;  $c$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] absolutní rychlost proudění;  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] hustota pracovní kapaliny;  $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení;  $h$  [m] výšky hladin;  $y$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná celková energie pracovní kapaliny;  $z$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrné vnitřní ztráty. Odvozeno z Bernoulliho rovnice.

Vnitřní účinnost vodní turbíny je rovna poměru mezi  $a_i$  a změně měrné celkové energie vody mezi vstupní a výstupní přírubou turbíny:



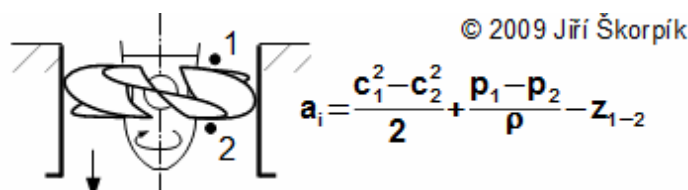
2.596 Změna měrné celkové energie vody v turbíně, hydraulická účinnost a rozdělení ztrát  $\Delta y_{1-2}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] změna měrné celkové energie vody v turbíně;  $z_{1-2}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrné vnitřní ztráty turbíny;  $\eta_i$  [-] vnitřní účinnost turbíny. Rovnice pro ztráty je odvozena v Příloze 596.

Vodní turbíny patří mezi nejučinnější lopatkové stroje s  $\eta_i$  až 95 %.

Vodní turbíny obvykle pohání elektrický generátor s odpovídajícím svorkovým výkonem.

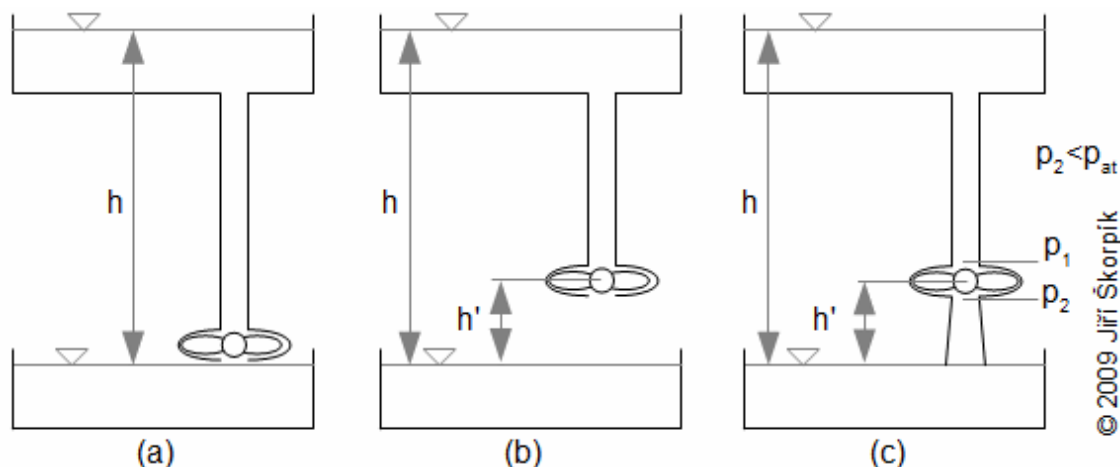
### Diskuze k energetickým rovnicím vodní turbíny

Práci pracovní kapalina koná pouze v oběžném kole a změna celkové energie vody v oběžné kole je funkcí kinetických energií a tlakového spádu na oběžné kolo (při zanedbání vlivu změny potenciální energie). Z uvedeného popisu je žádoucí, aby vodní turbína byla tvořena přetlakovým stupněm  $p_1 > p_2$  tím budou rychlosti nižší a tudíž i ztráty, které podstatně na rychlosti proudění závisí.



3.305 Změna měrné celkové energie v oběžném kole turbíny

Z technických a bezpečnostních důvodů se turbíny neumísťují bezprostředně nad hladinu spodní nádrže (ohrožení turbíny zatopením atd.). Proto se u přetlakových turbín vkládá mezi turbínu a spodní nádrž **sací trouba**:



4.258 Popis funkce sací trouby

(a) turbína je těsně nad hladinou spodní nádrže – maximální využití disponibilního spádu  $h$ ; (b) turbína je výše nad hladinou spodní nádrže – disponibilní spád je snížen o výšku  $h'$ ; (c) sací trouba sníží tlak za turbínou, který odpovídá vodnímu sloupci  $h'$  (teoreticky zůstává zachována možnost využití disponibilního spádu  $h$ ).

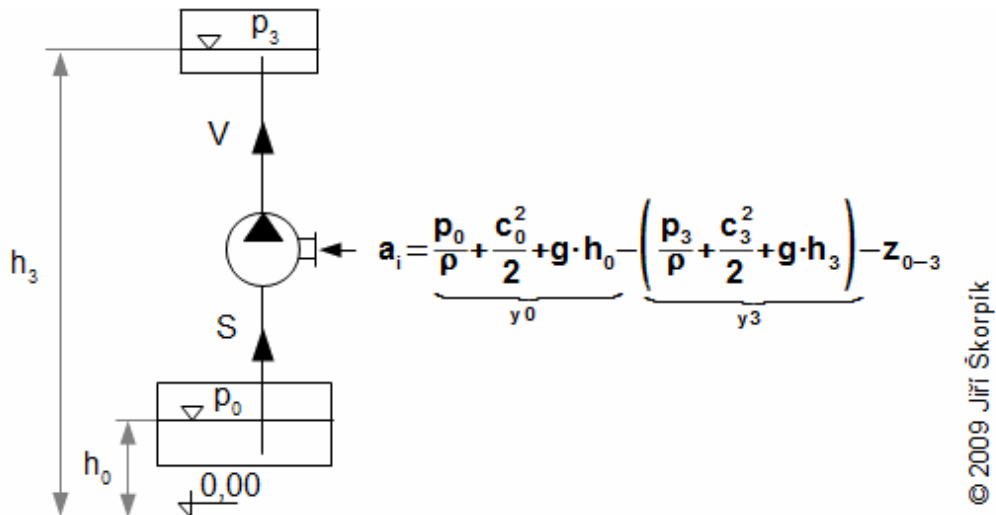
Sací trouba sahá těsně pod hladinu spodní nádrže a je zaplněna vodou. Její délka, respektive výška je limitována tlakovým spádem mezi koncem turbíny a tlakem nad hladinou spodní nádrže. Z principu U-trubice je zřejmé, že tlak těsně za turbínou musí být menší než tlak nad hladinou spodní nádrže. Přičemž tlak za turbínou  $p_2$  nesmí být menší než tlak syté vody v daném bodě (tlak, při kterém voda o teplotě  $t_2$  začne vřít). V takovém případě hrozí přetržení vodního sloupce v důsledku vzniku páry. Protože tlak  $p_2$  je menší než tlak  $p_1$  je měrná vnitřní práce turbíny teoreticky stejná jako pro případ turbíny bez savky umístěné těsně nad hladinou.

Vypočítejte předpokládaný vnitřní výkon a maximální délku savky vodní turbíny. Disponibilní spád  $136\text{ m}$ , průtok  $46\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Neuvažujte ztráty. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 597.

Úloha 1.597

## Energetická bilance čerpadla

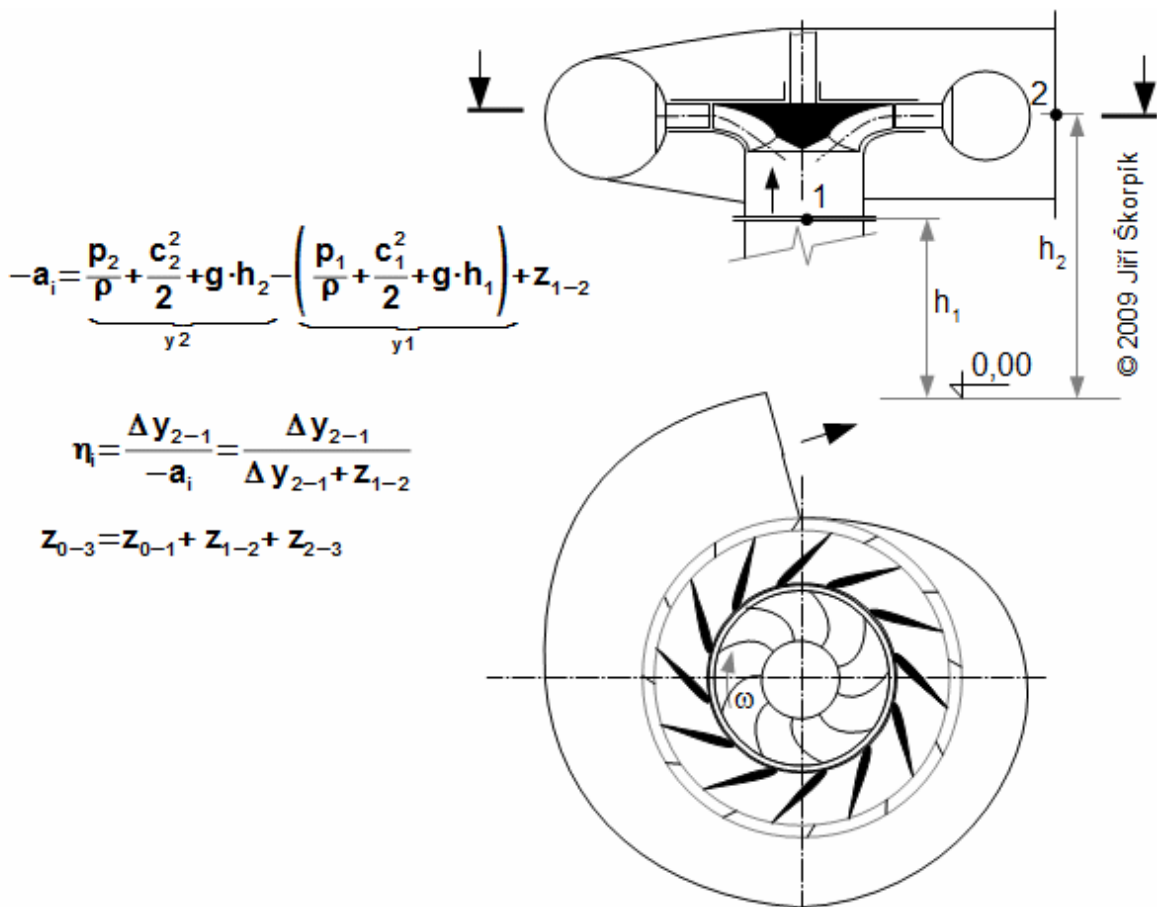
Situace je obdobná jako v případě vodních turbín s tím rozdílem, že dochází k transformaci práce (vnitřní příkon čerpadla) na energii kapaliny (potenciální, kinetická, tlaková). Úkolem čerpadla je zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny ze stavu  $y_0$  na požadovaný energetický stav  $y_3$ :



5.300 Změna celkové energie kapaliny mezi dolní a horní nádrží a vnitřní práce čerpadla

Písmeno S označuje sací stranu čerpadla (na této straně kapalina do čerpadla vstupuje), písmeno V označuje výtlačnou stranu čerpadla (na této straně kapalina z čerpadla vystupuje). Pro vnitřní práci čerpadla platí  $0 > a_i$ .

Vnitřní účinnost čerpadla je poměr změny měrné celkové energie kapaliny při průtoku čerpadlem a absolutní hodnotě měrné vnitřní práce čerpadla  $a_i$ :



6.599 Zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle, vnitřní účinnost a rozdělení vnitřních ztrát

Maximální  $\eta_i$  hydrodynamických čerpadel může být vyšší jak 90 %.

## Diskuze k energetickým rovnicím čerpadla

Při čerpání pracovní kapaliny lze často zanedbat změnu kinetické energie mezi hladinou sací a výtlačné nádrže:

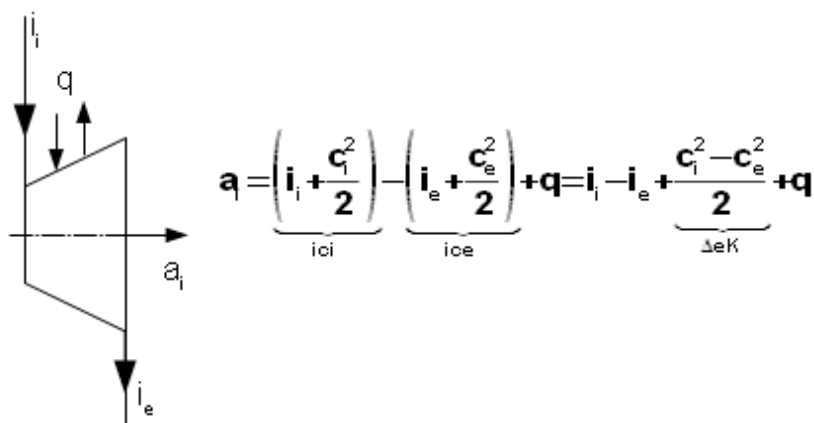
$$\Delta y_{1-2} = \frac{p_3 - p_0}{\rho} + g(h_3 - h_0) + z_{0-1} + z_{2-3}$$

7.302 *Praktický výpočet zvýšení měrné celkové energie pracovní kapaliny v čerpadle*

Ztráty jsou počítány z charakteristiky potrubního systému, ve kterém čerpadlo pracuje. Konec potrubní trasy je na přírubách čerpadla. Rovnice je odvozena v Příloze 302.

## Energetická bilance tepelné turbíny

V tepelné turbíně probíhá transformace tepla a entalpie na práci během expanze plynu. Pracovní látka (kapalina, plyn, pára...) je ohřívána obvykle mimo turbínu, např. v případě parních turbín se pára vyrábí v parním kotli (parní oběh), v případě spalovacích turbín je horký plyn vyráběn ve spalovací komoře před turbínou (Braytonův oběh).



© 2009 Jiří Škorpík

8.306 *Měrná vnitřní práce tepelné turbíny*

$q$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrné teplo pracovního plynu sdílené s okolím;  $i$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná entalpie pracovního plynu. Index  $i$  označuje vstup do turbíny;  $e$  označuje výstup z turbíny;  $c$  celkový stav.  $\Delta e_K$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] požadovaná změna měrné kinetické energie mezi vstupem a výstupem ze stroje (většinou je požadováno  $\Delta e_K \approx 0$ ). Odvozeno z obecné rovnice pro vnitřní práci tepelného lopatkového stroje při zanedbatelné změně potenciální energie pracovního plynu.

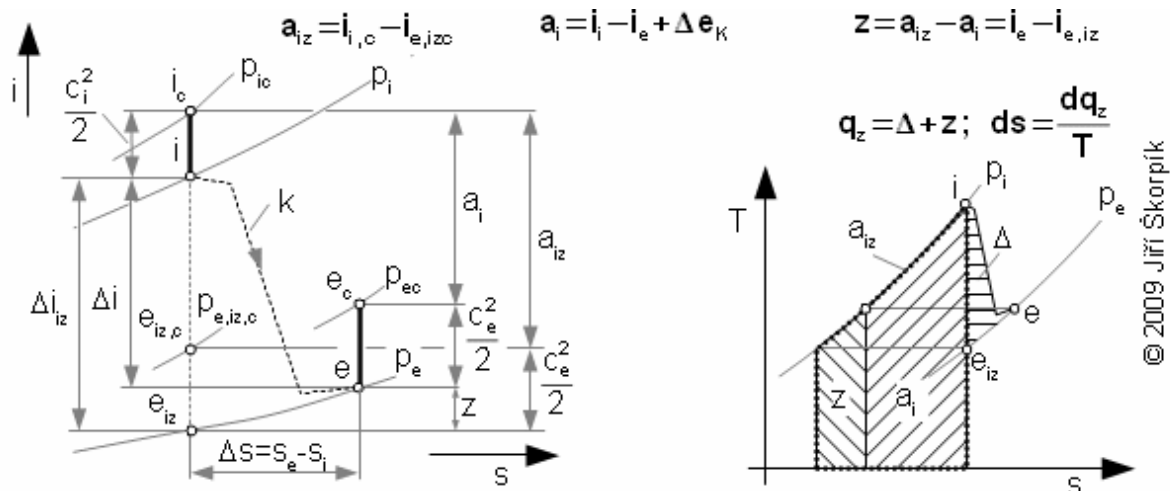
Obvykle lze uvnitř tepelné turbíny předpokládat adiabatickou expanzi<sup>(3)</sup> pracovního plynu, proto  $q=0$  nebo  $q \approx 0$ . Ovšem existují i případy, ve kterých dochází ke sdílení tepla s okolím tzv. polytropická expanze  $q \neq 0$ . Případy adiabatické a polytropické expanze jsou popsány v následujících dvou kapitolách.

<sup>(3)</sup>*Poznámka*

V tepelných turbínách je sice vyšší teplota než je teplota okolí, ale jsou také dobře tepelně izolovány a expanze je příliš rychlá, než aby došlo ke sdílení tepla s okolím.

## Adiabatická expanze v tepelné turbíně

Plyn expanduje v turbíně z tlaku  $p_i$  na tlak  $p_e$ . Jestliže se jedná o izolovanou soustavu, musí být entropie plynu konstantní nebo se zvyšovat. Toto zvýšení entropie je způsobeno vznikem ztrátového tepla (lokálními teplotními difference vznikající například při víření a tření pracovního plynu, prouděním pracovního plynu netěsnostmi ve stupních a mísením apod.) Pro znázornění změny energetických toků v tepelných strojích se používá i-s diagram a T-s diagram:



9.307 Měrná vnitřní práce tepelné turbíny při adiabatické expanzi v i-s a T-s diagramu

$T$  [K] absolutní teplota;  $a_{iz}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrná vnitřní práce při izoentropické expanzi (adiabatická expanze beze ztrát)<sup>(4)</sup>;  $v$  [ $m^3 \cdot kg^{-1}$ ] měrný objem;  $\Delta i_{iz}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] rozdíl měrných entalpií při izoentropické expanzi;  $\Delta i$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] rozdíl měrných entalpií;  $q_z$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrné ztrátové teplo v turbíně;  $z$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrné vnitřní ztráty v turbíně;  $\Delta$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrné **teplo znovu využité** (část  $q_z$ , které bylo v jiné části turbíny transformováno na práci);  $k$  přibližný průběh změny entalpie;  $s$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ] měrná entropie. Platí pro  $q=0$ . T-s diagram je sestaven pro celkový stav pracovního plynu. Postup konstrukce T-s diagramu je popsán v Příloze 307.

### <sup>(4)</sup>Poznámka

Pro porovnávací ideální děj se obvykle očekává stejná výstupní rychlost jako při reálné expanzi  $c_{eid} = c_e$ . To znamená, že reálný stroj musí mít o něco větší průtočné průřezy než stroj ideální, protože ztrátové teplo měrný objem pracovního plynu zvětšuje. Takový přístup se používá i při porovnání ideální a reálné komprese.

Rozdíl měrných entalpií  $i_i - i_e$  je možné vypočítat i pomocí rovnice:

$$i_i - i_e = c_p (T_i - T_e) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} r \cdot T_i \left[ 1 - \left( \frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$$

10.450 Rozdíl měrných entalpií mezi dvěma stavy

$\kappa$  [-] Poissonova konstanta (konstanta izoentropie);  $n$  exponent polytropy děje (pro případ proudění beze ztrát  $n = \kappa$ );  $r$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ] individuální plynová konstanta;  $c_p$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ] měrná tepelná kapacita pracovního plynu při stálém tlaku. Odvozeno pro  $c_p = konst$ . Odvození rovnice je v Příloze 450.

Z předchozích rovnic je patrné, že maximální  $a_i$  adiabatické expanze jestliže se současně jedná o izoentropickou expanzi, proto se izoentropická expanze používá jako porovnávací pro stanovení vnitřní účinnosti tepelné turbíny:

$$\eta_i = \frac{a_i}{a_{iz}}$$

11.604 Vnitřní účinnost tepelné turbíny vztážená k izoentropickému ději.

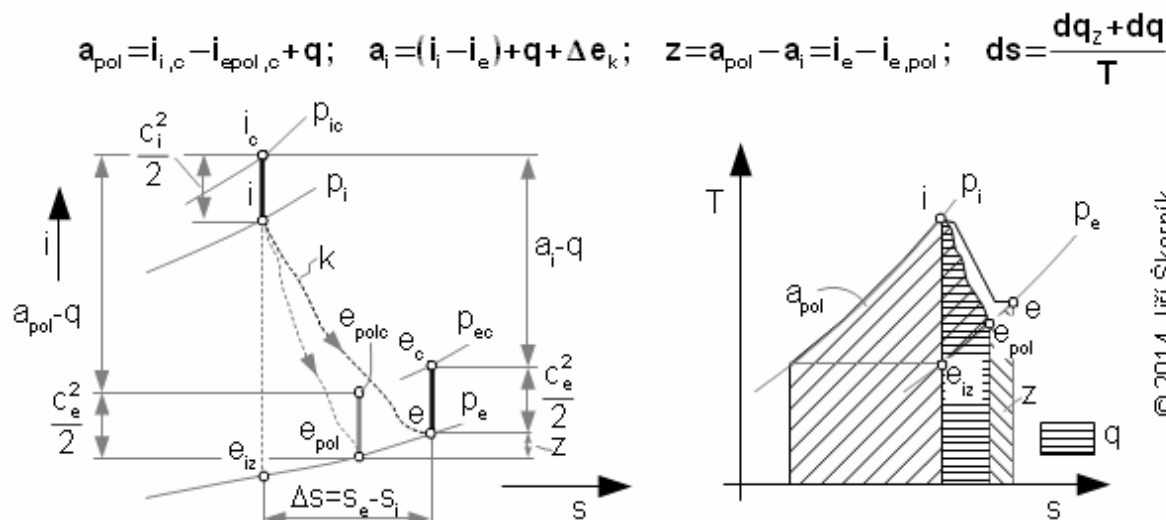
Maximální  $\eta_i$  některých tepelných turbín přesahuje 90 % (u parních turbín 92 % – v případě vícetělesových parních turbín může být vnitřní účinnost jednotlivých tělesech rozdílná).

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  $1\,259,59 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , tlak na výstupu z turbíny je  $3 \text{ kPa}$ , tlak a teplota na vstupu do turbíny jsou  $3,5 \text{ MPa}$ ,  $450 \text{ }^\circ\text{C}$ . Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 871.

Úloha 2.871

### Polytropická expanze v tepelné turbíně

V některých případech expanzi v turbínách ovlivňuje sdílení tepla s okolím, například chlazení teplotně exponovaných částí turbíny apod. V takových případech je expanze podobná polytropické expanzi.



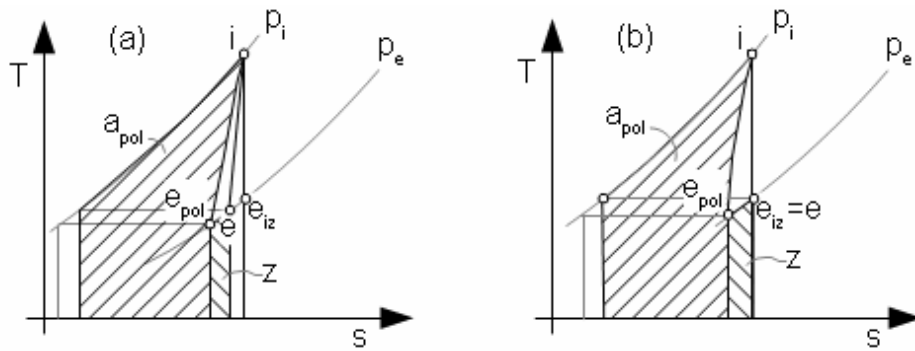
12.685 Měrná vnitřní práce turbíny pro případ  $q > 0$

$e_{\text{pol}}$  stav plynu na výstupu ze stroje při vratné polytropické expanzi.  $a_{\text{pol}}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrná vnitřní práce při vratné polytropické expanzi<sup>(5)</sup> (expanze beze ztrát) při stejném teple  $q$ . T-s diagram je sestaven při zanedbání rozdílu měrných kinetických energií. Postup konstrukce T-s diagramu je popsán v Příloze 685.

<sup>(5)</sup> Vyjádření plochy v T-s diagramu ekvivalentní práci plynu při expanzi.

Plocha představující teplo  $q$  se od plochy  $a_{\text{pol}}$  odečítá, jestliže je  $q < 0$  a naopak. Plocha představující změnu entalpie při izobarické změně ( $i_e - i_{e,\text{pol}}$ ) se od plochy  $a_{\text{pol}}$  odečítá, jestliže  $i_e - i_{e,\text{pol}} > 0$  a naopak.





© 2014 Jiří Škorpiák

13.686 Vnitřní práce turbíny s chlazenou expanzí  $q < 0$

(a) případ kdy  $e_{iz} > e$ ; (b) případ kdy  $e_{iz} = e$  (zdánlivě izoentropická expanze). T-s diagram je sestaven při zanedbání rozdílu měrných kinetických energií.

Pro případ polytropické expanze je maximální  $a_i$  dosaženo při vratné polytropické expanzi, proto se vratná polytropická expanze používá jako porovnávací pro stanovení vnitřní účinnosti tepelné turbíny při polytropické expanzi:

14.908 Vnitřní účinnost tepelné turbíny vztážená k vratné polytropické expanzi

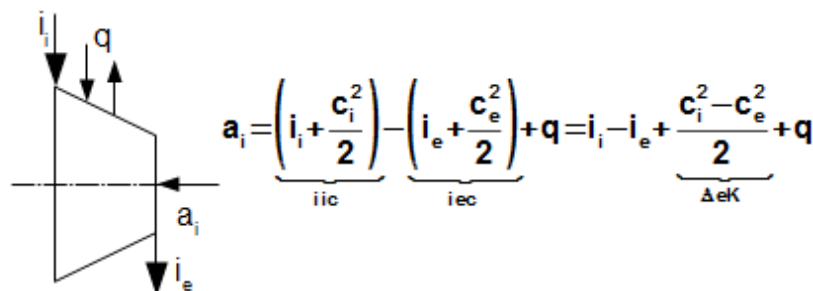
$$\eta_i = \frac{a_i}{a_p}$$

$a_p$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrná práce při porovnávací (navržené) ideální polytropické expanzi (obvykle izotermická expanze).

Výše uvedené poznatky lze aplikovat i na popis expanze se sdílením tepla s okolím v jednom stupni tepelné turbíny.

## Energetická bilance turbokompresoru

V kompresoru probíhá transformace práce na tlakovou energii pracovního plynu.



© 2009 Jiří Škorpiák

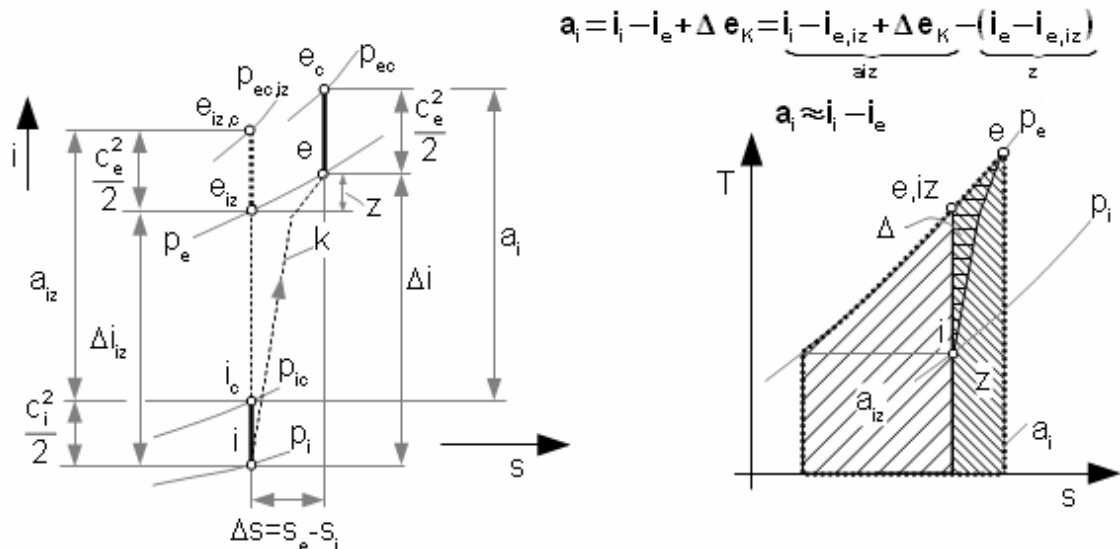
15.117 Měrná vnitřní práce turbokompresoru

Je zřejmé, že  $a_i < 0$ . Odvozeno z obecné rovnice pro vnitřní práci tepelného lopatkového stroje při zanedbatelné změně potenciální energie pracovního plynu.

Obvykle lze uvnitř kompresoru předpokládat adiabatickou kompresi pracovního plynu, proto  $q = 0$  nebo  $q \approx 0$ . Ovšem existují i případy, ve kterých dochází ke sdílení tepla s okolím tzv. polytropická komprese  $q \neq 0$ . Případy adiabatické a polytropické komprese jsou popsány v následujících dvou kapitolách.

## Adiabatická komprese v kompresoru

Plyn je komprimován v turbokompresoru mezi tlakem na vstupu do turbokompresoru  $p_i$  a tlakem na výstupu z turbokompresoru  $p_e$ . Podobně jako u expanze plynu v tepelné turbíně (viz popis nad *Rovnicí 9*), tak i v turbokompresoru vzniká měrné ztrátové teplo  $q_z$ , které způsobuje zvyšování entropie pracovního plynu:



© 2009 Jiří Škorpíř

**16.118** Měrná vnitřní práce turbokompresoru při adiabatické kompresi v  $i$ - $s$  a  $T$ - $s$  diagramu  $z$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrné vnitřní ztráty (práce, kterou je třeba přivést navíc oproti vratné adiabatické kompresi beze ztrát);  $\Delta$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrné **přídavné ztráty**;  $k$  přibližný průběh komprese. Platí pro  $q=0$ .  $T$ - $s$  diagram je sestrojen pro celkový stav pracovního plynu. Rovnice jsou odvozeny v *Příloze 118*.

Jestliže není znám  $i$ - $s$  diagram pracovního plynu lze použít pro rozdíl entalpií  $i_i - i_e$  *Rovnici 10*.

Pro adiabatickou kompresi je maximální  $a_i$  dosaženo při izoentropické kompresi, proto se izoentropická komprese používá jako porovnávací při stanovení vnitřní účinnosti kompresoru při adiabatické kompresi:

$$\eta_i = \frac{a_{iz}}{a_i}$$

**17.609** Vnitřní účinnost kompresoru při adiabatické kompresi

Průměrná  $\eta_i$  se pohybuje kolem 80 %, ale nejlepší konstrukce dosahují 89 až 91 %.

Důležitým parametrem je i **kompresní poměr** turbokompresoru vycházejících ze statických nebo celkových tlaků:

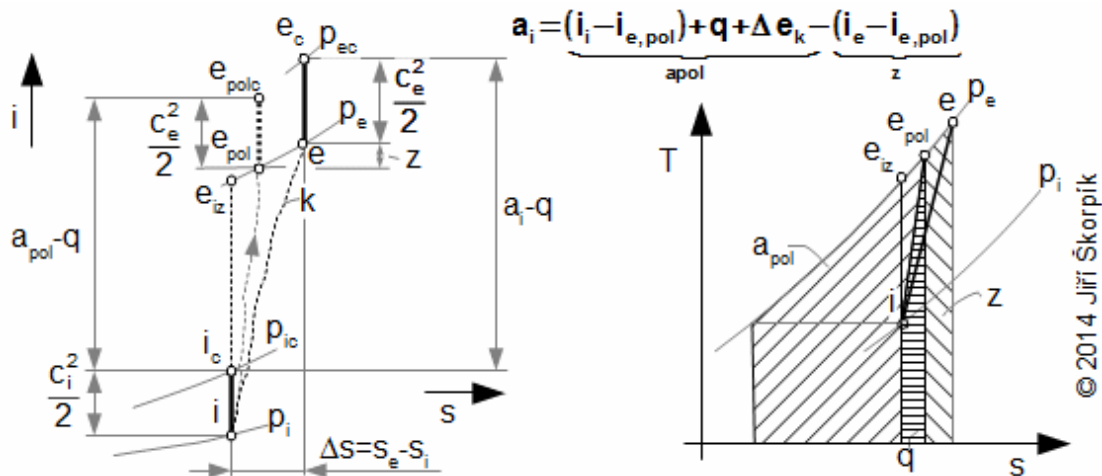
$$\epsilon = \frac{p_e}{p_i}; \quad \epsilon_c = \frac{p_{e,c}}{p_{i,c}}$$

**18.610** Kompresní poměr kompresoru  
 $\epsilon$  [-] kompresní poměr.

Turbokompresor je poháněn nejčastěji el. motorem, spalovací turbínou nebo turboexpandérem. V průmyslových provozech, ve kterých je vysoká spotřeba stlačeného plynu bývá poháněn parní turbínou.

### Polytropická komprese v kompresoru

V některých případech kompresi v kompresorech ovlivňuje sdílení tepla s okolím. Například při chlazení kompresoru. V takových případech je komprese podobná polytropické kompresi.

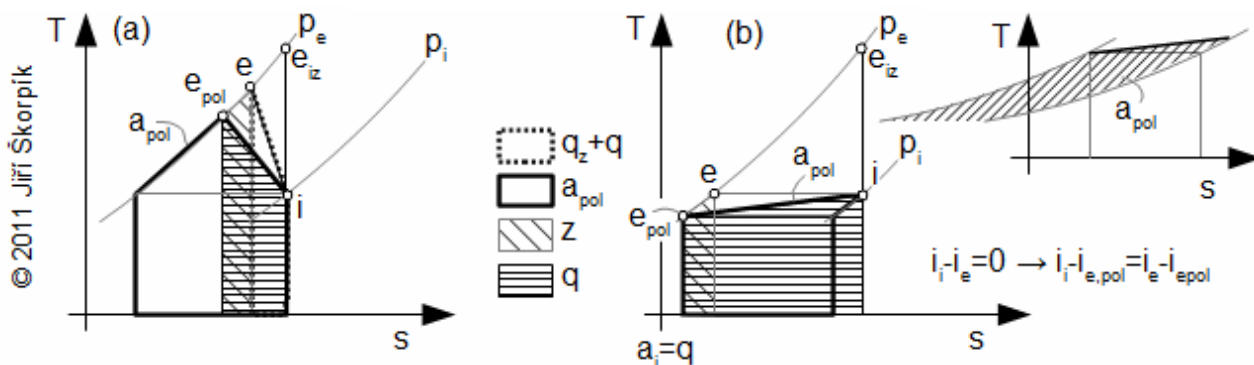


19.687 Měrná vnitřní práce kompresoru pro případ  $q > 0$ .<sup>(6)</sup>

$e_q$  stav pracovního plynu na výstupu ze stroje, kdy v průběhu komprese bylo přiváděno teplo  $q$  a komprese probíhala beze ztrát. T-s diagram je sestrojen při zanedbání rozdílu měrných kinetických energií. Odvození je uvedeno v Příloze 687.

<sup>(6)</sup>Vyjádření plochy v T-s diagramu ekvivalentní práci plynu při kompresi

Ideální polytropická práce kompresoru  $a_{pol}$  má záporné znaménko, proto při hledání ekvivalentní práce kompresoru  $a_i$  platí pro jednotlivé plochy: plocha představující teplo  $q$  se od plochy  $a_{pol}$  odečítá, jestliže je  $q > 0$  a naopak. Plocha představující změnu entalpie při izobarické změně ( $i_e - i_{e, pol}$ ) se od plochy  $a_{pol}$  odečítá, jestliže je  $i_e - i_{e, pol} < 0$  a naopak.



20.688 Měrná vnitřní práce kompresoru pro případ  $q < 0$

(a) případ kdy  $z < -q$ ; (b) případ kdy  $T_e = T_i$  (zdánlivě izotermická komprese<sup>(7)</sup>). T-s diagram je sestrojen při zanedbání rozdílu měrných kinetických energií.

<sup>(7)</sup>Poznámka

Teplota chladicího média musí být v tomto případě nižší než teplota pracovního plynu na vstupu do kompresoru  $T_i$ .

Pro polytropickou kompresi je maximální  $a_i$  dosaženo při vratné polytropické kompresi, proto se vratná polytropická komprese používá jako porovnávací při stanovení vnitřní účinnosti kompresoru při polytropické kompresi:

$$\eta_i = \frac{a_p}{a_i}$$

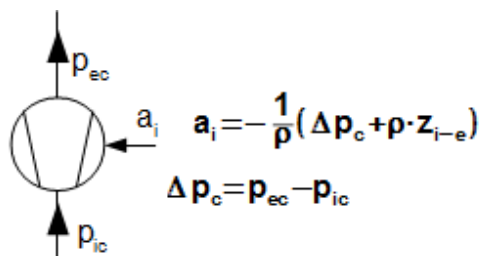
21.1003 *Vnitřní účinnost kompresoru vztahovaná k vratné polytropické kompresi*

$a_p$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná práce při porovnávací (navržené) ideální polytropické kompresi ( $a_p \neq a_{pol}$ , protože velikost  $a_{pol}$  ovlivňují ztráty při reálné kompresi viz úloha [26.612]).

Výše uvedené poznatky lze aplikovat i na popis komprese se sdílením tepla s okolím v jednom stupni lopatkového stroje.

### Energetická bilance ventilátoru

Ventilátory jsou stroje, které zajišťují nucené proudění plynů (překonání tlakových ztrát) s malým zvýšením tlaku. Při výpočtu ventilátorů se často zavádí předpoklad nestlačitelného proudění  $\rho \approx konst.$ ,  $t \approx konst.$  Práce dodávaná proudícímu plynu se transformuje na tlakovou a kinetickou energii, změna potenciální energie ve ventilátoru je zanedbatelná. Protože kompresní poměr  $\varepsilon_c$  ventilátoru je velmi malý je lepší transformaci energie popisovat na základě zvýšením celkového tlaku plynu  $\Delta p_c$ , takže z Bernoulliho rovnice lze odvodit:



© 2009 Jiří Škorpík

22.309 *Měrná vnitřní práce ventilátoru*

$\Delta p_c$  [Pa] zvýšení celkového tlaku ve ventilátoru. Předpoklad: zanedbání změny potenciální energie. Rovnice je odvozena v Příloze 309.

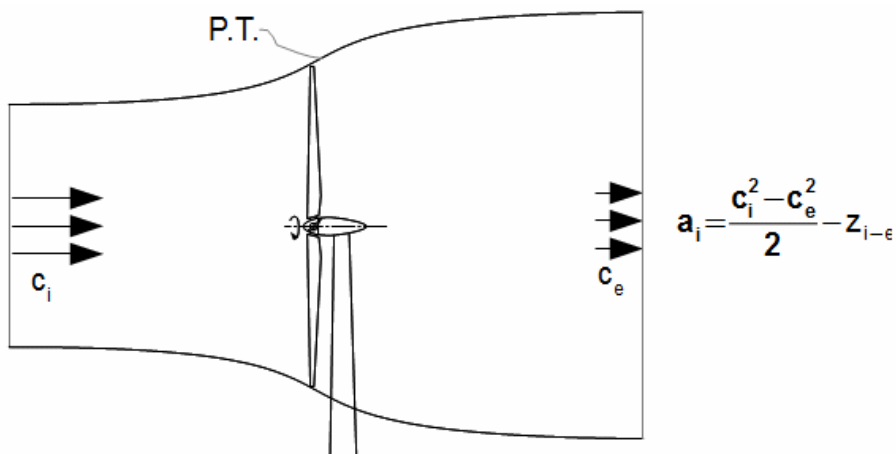
Vnitřní účinnost ventilátoru se definuje jako poměr měrné vnitřní práce ventilátoru beze ztrát a měrné vnitřní práci ventilátoru:

$$\eta_i = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_c + \rho \cdot z_{i-e}}; \quad P_i = \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\Delta p_c}{\eta_i}}_{-a_i} \underbrace{\rho \cdot \dot{V}}_{\dot{m}} = \dot{V} \frac{\Delta p_c}{\eta_i}$$

23.581 *Vnitřní účinnost a příkon ventilátoru*  
 $\dot{V}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] objemový průtok;  $\dot{m}$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] hmotnostní průtok ventilátorem.

## Energetická bilance větrné turbíny

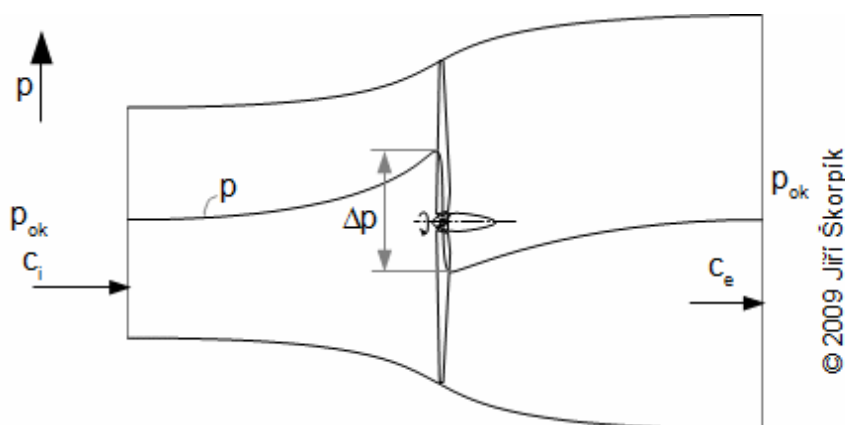
Ve větrné turbíně se transformuje část kinetické energie větru, který proudí přes turbínu, na práci (je zanedbáván vliv změn potenciální, vnitřní tepelné a tlakové energie). Vlivem snížení kinetické energie větru je za turbínou proud pomalejší a z rovnice continuity dojde ke zvětšení průřezu proudové trubice. Proud vzduchu za turbínou se stává překážkou pro okolní proudění (proudění mimo proudovou trubici), které ji pozvolně obtéká. Z těchto příčin vzniká proudová trubice (oddělení proudu vzduchu proudící přes rotor od ostatního proudění) daleko před turbínou. Měrnou práci větrné turbíny je měrná práce vzduchu uvnitř proudové trubice rotoru:



© 2009 Jiří Škorpík

24.311 Transformace energie v rotoru větrné turbíny-axiální stupeň  
P.T. proudová trubice rotoru. Odvozeno z Bernoulliho rovnice.

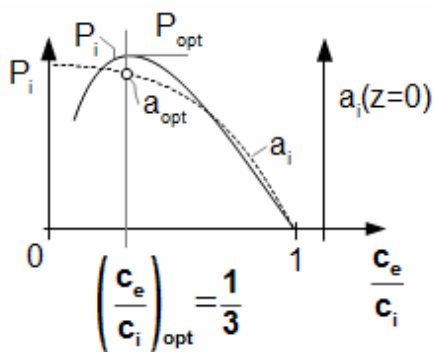
Axiální stupeň větrné turbíny je přetlakový. Rozšiřující se proud vzduchu před turbínou funguje jako difuzor, kde se kinetická energie přeměňuje na tlakovou energii. Rozšiřující se proud vzduchu za turbínou funguje podobně jako sací trouba u vodní turbíny (těsně za turbínou vzniká podtlak):



© 2009 Jiří Škorpík

25.615 Průběh tlaku v proudové trubici rotoru axiálního stupně větrné turbíny  
 $p_{ok}$  [Pa] tlak vzduchu na vstupu a výstupu proudové trubice;  $\Delta p$  [Pa] rozdíl tlaku na rotoru.

**Účinnost větrné turbíny**  $\eta_i$  se vypočítá jako poměr měrné práce  $a_i$  ku měrné optimální práci větrné turbíny. Měrné optimální práce větrné turbíny je dosaženo při snížení absolutní rychlosti větru o dvě třetiny po průchodu proudovou trubicí:



$$\eta_l = \frac{a_i}{a_{opt}}$$

$$P_{opt} = \dot{m} \frac{4}{9} c_i^2; \quad a_{opt} = \frac{4}{9} c_i^2 = \frac{8}{9} \frac{c_i^2}{2}$$

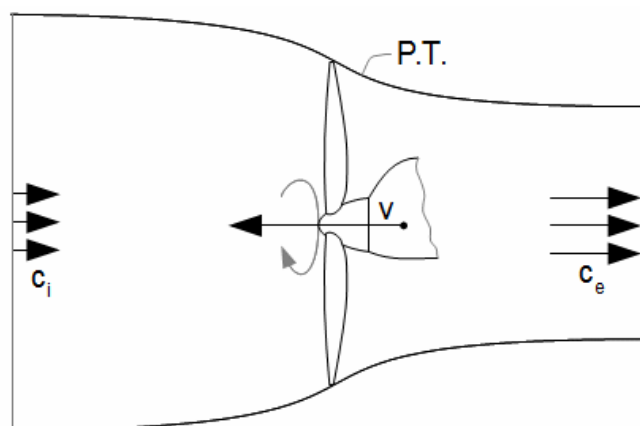
© 2009 Jiří Škorpík

26.313 Měrná optimální práce větrné turbíny a její účinnost

$P_{opt}$  [W] optimální výkon větrné turbíny;  $a_{opt}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] měrná optimální práce větrné turbíny;  $\dot{m}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] množství vzduchu protékající rotorem. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 313.

### Vrtule

Vrtule, lodní šrouby a pod. jsou lopatkové stroje bez skříně a transformace energie probíhá podobně jako u větrných turbín. Proud pracovní tekutiny získává při průchodu rotorem kinetickou energii, což zvyšuje její rychlost:



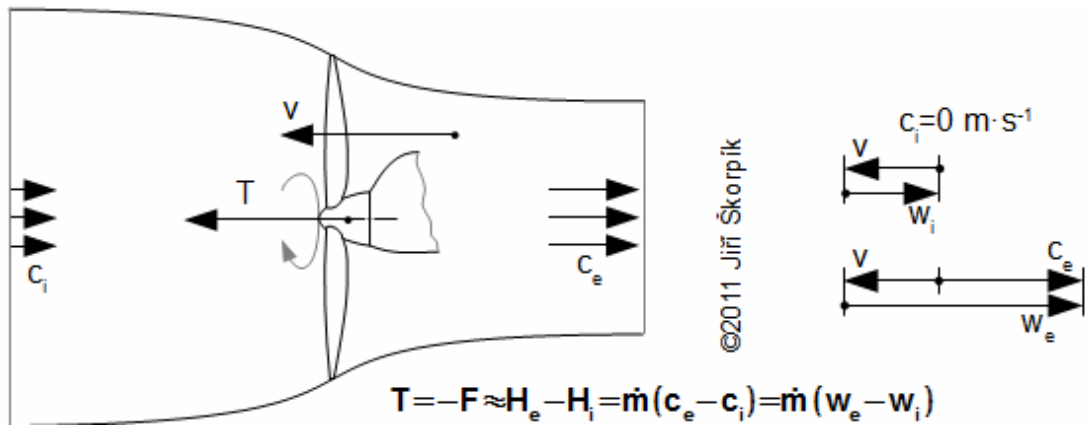
$$a_i = \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} - z_{i-e}$$

© 2012 Jiří Škorpík

27.886 Transformace energie v rotoru vrtule

$v$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] rychlost axiálního pohybu vrtule vzhledem k vztažné soustavě, ke které jsou vztaženy i absolutní rychlosti  $c_i$  a  $c_e$ . Odvozeno z Bernoulliho rovnice.

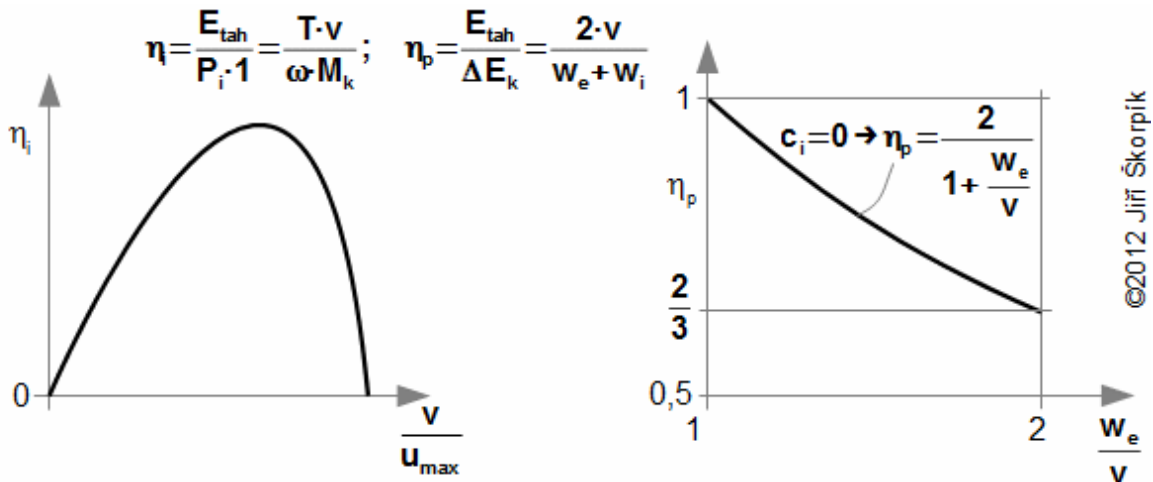
Vrtule slouží k vytvoření **tahu** – síla, která se využívá k uvedení letounu do pohybu, nebo při rovnoměrném pohybu k překonání aerodynamického odporu a tíhových sil. Hlavní funkcí vrtule je tedy vytvářet tah:



28.177 Tah vrtulového pohonu

$T$  [N] tah vrtulového pohonu (kladný směr ve směru pohybu);  $F$  [N] síla, kterou působí proudící látka na kontrolní objem (proudová trubice vrtule);  $w$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] relativní rychlost proudící látky. Rovnici pro tah lze odvodit pomocí Eulerovy rovnice. Tlakové síly na vstupu i výstupu z proudové trubice vrtule se vzájemně vypořádají a vliv hmotnostních sil je zanedbatelný. Rovnice je odvozena pro případ, kdy směr letu je rovnoběžný se směrem proudění ( $v // c$ ). Odvození je také provedeno např. v [1].

Rozhodující veličinou vrtulového pohonu je tah  $T$ , který umožňuje letounu let rychlostí  $v$ , proto je účinnost vrtule vztažena k těmto dvěma veličinám. **Účinnost vrtule** vyjadřuje efektivitu transformace práce (příkonu) na tah, účinnost využití změny kinetické energie relativních rychlostí proudu vzduchu na vytvoření tahu se nazývá **propulzní účinnost**:



29.890 Účinnost vrtule a propulzní účinnost vrtule

$E_{\text{tah}}$  [ $J \cdot s^{-1}$ ] práce vykonaná tahem za jednu sekundu letu;  $P_i \cdot 1$  [J] práce pohonu za jednu sekundu letu;  $\omega$  [ $rad \cdot s^{-1}$ ] úhlová rychlost otáčení vrtule;  $M_k$  [ $N \cdot m$ ] kroučící moment přenášený na vrtuli;  $\eta_p$  [-] propulzní účinnost vrtule;  $\Delta E_K$  [ $J \cdot s^{-1}$ ] změna kinetické energie vzduchu v proudové trubici vrtule za jednu sekundu letu. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 890.

Při optimálních podmínkách letu dosahuje účinnost vrtule  $\eta_i$  více jak 90 % a účinnost  $\eta_p$  cca 85 % [2, s. 613].

## Odkazy

1. *Unified Propulsion*, 2011. [Online] kurz v rámci projektu MIT OpenCourseWare Massachusetts Institute of Technology. Adresa: <http://ocw.mit.edu>.
2. MATTINGLY, Jack, HEISER, William, PRATT, David. *Aircraft Engine Design*, 2002. Second edition. Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, ISBN 1-56347-538-3.
3. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Teorie lopatkových strojů*, 1991. 3. vydání, přepracované. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0275-X.
4. KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 1990. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0236-9.

## Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Energetické bilance lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-10, [last updated 2018-11-16]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/13.html>. English version: Energy balances of turbomachines. Web: [http://www.transformacni-technologie.cz/en\\_13.html](http://www.transformacni-technologie.cz/en_13.html).