

22. VĚTRNÉ TURBÍNY A VENTILÁTORY

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

<i>strana 1</i>	<i>strana 11</i>
Úvod	Radiální ventilátory
<i>strana 1</i>	<i>strana 13</i>
Aerodynamický návrh větrné turbíny Rovnice pro aerodynamický výpočet větrné turbíny • Zjednodušený aerodynamický návrh větrné turbíny • Ztráty ve větrných turbínách • Výpočet geometrie lopatky větrné turbíny	Charakteristiky ventilátorů
<i>strana 7</i>	<i>strana 13</i>
Lopatky větrných turbín	Regulace ventilátorů
<i>strana 8</i>	<i>strana 15</i>
Turbíny pro přílivové elektrárny	Výběr vhodného ventilátoru
<i>strana 9</i>	<i>strana 15</i>
Axiální ventilátory	Odkazy
	<i>strana 17</i>
	Přílohy

Úvod

Článek je zaměřen na popis návrhu, základních rysů a charakteristik větrných turbín a ventilátorů.

Historické souvislosti využití větrných turbín a obecné informace o větrné energetice jsou uvedeny v kapitole 1. Střípky z historie větrné energetiky a v článku 4. Využití energie větru, ve kterém je popis konstrukce větrné elektrárny.

Větrné turbíny i ventilátory zpracovávají natolik malou měrnou energii pracovní tekutiny, že se konstruují jako jednostupňové⁽¹⁾, respektive jeden stupeň postačuje k transformaci potřebného množství energie.

⁽¹⁾*Poznámka*

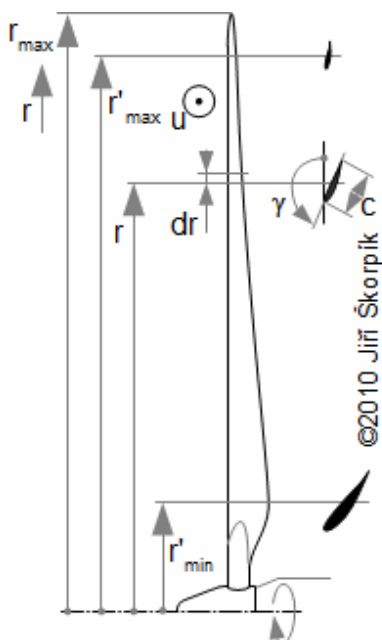
Ventilátory se v odůvodněných případech konstruují jako dvoustupňové [16].

Aerodynamický návrh větrné turbíny

V ideálním případě se energie větru transformuje při průchodu rotorem tak, jak je popsáno v kapitole 13. Energetická bilance větrné turbíny. V těchto případech je kinetická energie proudění dána rychlostí c_i před ovlivněnou oblastí. Při navrhování geometrie lopatek takového rotoru se z důvodů omezeného množství vstupních dat využívá poznatků z aerodynamiky osamoceneného profilu⁽²⁾.

⁽²⁾*Poznámka*

Při výběru profilu se také přihlíží na citlivost ulpívání prachu na jeho ploše, která je dána rozložením rychlosti podél profilu, respektive průběhem tlakového součinitele profilu. Profil je ovlivněn také hygienickými požadavky na hlučnost v dané lokalitě.



1.642 *Princip návrhu lopatky větrné turbíny.*

r [m] poloměr lopatky; γ [°] úhel nastavení profilu v mříži; c [m] délka tětiny; u [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] obvodová rychlost na vyšetřovaném poloměru lopatky; r_{max} [m] vzdálenost špičky lopatky od osy; r'_{min} [m] začátek profilové části lopatky; r'_{max} [m] konec profilové části lopatky (úsek $r'_{\text{min}}\cdot r'_{\text{max}}$ se nazývá pracovní délkou lopatky, na této délce může větrná turbína konat v nejlepším případě práci rovné vnitřní optimální obvodové práci větrné turbíny. a_{opt} [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]). Po celé délce lopatky je stejný profil (konstantní úhel zakřivení proudu), pouze s proměnou délkou tětiny a úhlem nastavení profilu v mříži⁽³⁾. Tímto způsobem se mění požadované geometrické a aerodynamické charakteristiky lopatkové mříže na jednotlivých poloměrech.

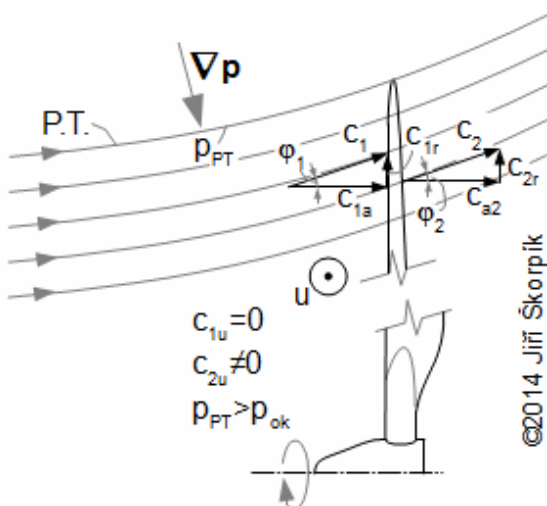
⁽³⁾Poznámka

V důsledku vysokých rychlostí se na vyšších poloměrech lopatky může projevovat stlačitelnost proudění kolem profilů lopatek. V takovém případě je nutné v těchto místech korigovat i tloušťku profilu a náběžný úhel podle Glauert-Prandtlova pravidla. U dlouhých lopatek se mění i typ profilu po výšce – lopatka je rozdělena na úseky s různým profilem.

Prostorové proudění v rotoru lze popsat pomocí rovnic uvedených v kapitole 19. Kuželový stupeň s konstantní obvodovou prací odvozené pro prostorové proudění. Před turbínou lze očekávat proudění bez obvodové složky [11, s. 15] (pokud se osa turbíny natáčí ve směru větru), protože proudění vzduchu nemá obvodovou složku (neexistuje síla, která by mu ji v prostoru před rotorem udělovala):

2.166 Proudění skrz větrnou turbínu.

P.T. proudová trubice větrné turbíny; ∇p [Pa·m⁻¹] gradient tlaku v okolí proudové trubice; p_{PT} [Pa] tlak na hranici proudové trubice; c [m·s⁻¹] absolutní rychlost proudění; φ [°] sklon absolutní rychlosti k axiálnímu směru; p_{ok} [Pa] tlak okolí před a za proudovou trubicí (tzv. neovlivněná oblast). Indexy: **1, 2** stav těsně před rotorem, respektive za rotorem; **a** axiální směr; **r** radiální směr; **u** obvodový směr. Obtékající vzdušná masa (vně proudové trubice rotoru) vytváří gradient tlaku ve směru k ose rotace turbíny (záporný gradient). Díky tomuto gradientu tlaku je na hranici proudové trubice tlak vyšší než p_{ok} . To znamená, že proudění uvnitř proudové trubice snižuje svou kinetickou energii ve prospěch nárůstu tlaku (podle Bernoulliho rovnice), jen tak může být hranice proudové trubice stabilní (proudění v trubici se nepromíchává s okolním prouděním). Za rotorem se již mezi prouděním, které prošlo přes rotor a okolním prouděním nemůže vytvořit ostrá hranice, protože proudění odevzdalo velkou část energie v rotoru a dochází k promíchání obou proudů.



Uvedené proudění je relativně složité a vede na numerické řešení rovnic pro osově symetrické proudění (s použitím vhodných okrajových podmínek vycházejících z měření a zkušeností se stavbou a provozem větrných turbín), ale existuje i několik základních analytických postupů aerodynamického výpočtu [11], které předpokládají proudění po válcových plochách $c_r \ll c_a$. Odtud není těžké dokázat, že pro tento případ proudění a proudění beze ztrát za rotorem vzniká potenciální vír:

$$(a) c_{1a} \approx c_{1a}; c_{1a} \approx c_{2a}; c_a = c_{1a} = c_{2a}; u = u_1 = u_2$$

$$(b) l_u = \omega \cdot K_1; \Gamma_2 = 2\pi \cdot K_1; K_1 = -r \cdot c_{2u}$$

3.153 Zjednodušující předpoklady pro aerodynamický výpočet větrné turbíny.

(a) zjednodušující předpoklady; (b) rovnice odvozeny z rovnice obvodové práce a rovnice pro cirkulaci rychlosti kolem lopatky v lopatkové mříži pro výše uvedené zjednodušující předpoklady. l_u [$J \cdot kg^{-1}$] měrná obvodová práce větrné turbíny (očekává se po výšce lopatky konstantní); ω [$rad \cdot s^{-1}$] úhlová rychlost otáčení turbíny; Γ_2 [$m^2 \cdot s^{-1}$] cirkulace rychlosti těsně za turbínou; K_1 [$J \cdot s \cdot kg^{-1}$] konstanta.

Na základě popsanych zjednodušujících předpokladů lze odvodit soustavu rovnic, podle kterých lze sestavit rychlostní trojúhelníky větrné turbíny pro libovolný poloměr rotoru:

$$dF_u = \frac{a_{opt}}{z \cdot u} c_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \rho \cdot dr; \quad dF_a = \frac{2}{z} \Delta p \cdot \pi \cdot r \cdot dr; \quad \Delta p = (p_1 - p_2) = \rho \left[a_{opt} + \frac{1}{2} \left(-\frac{a_{opt}}{u} \right)^2 \right]$$

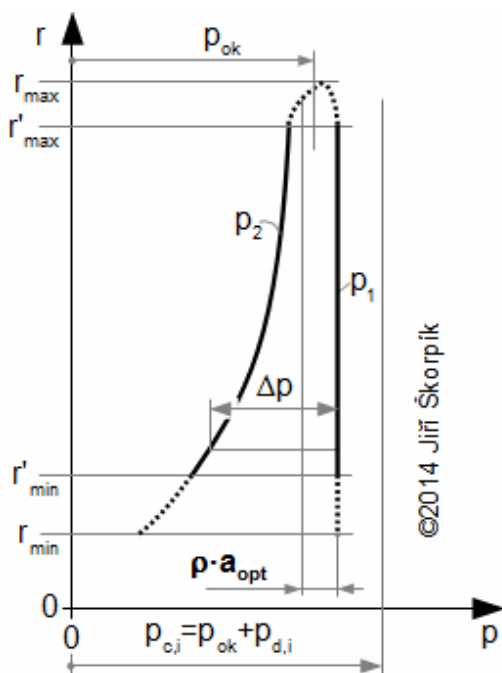
$$c_a = \frac{2}{3} c_i; \quad p_1 = p_{ok} + \rho \frac{5}{18} c_i^2; \quad r_{min} = \frac{a_{opt}}{\omega \sqrt{2 \frac{p_1 - \rho \cdot a_{opt}}{\rho}}}$$

4.898 Rovnice pro aerodynamický výpočet větrné turbíny.

F_u, F_a [N] obvodová a axiální složka síly od proudu vzduchu působící na lopatku; z [-] počet lopatek turbíny; ρ [$kg \cdot m^{-3}$] hustota vzduchu; p_1, p_2 [Pa] tlak vzduchu těsně před rotorem a za rotorem; c_i [$m \cdot s^{-1}$] rychlost větru v neovlivněné oblasti před proudovou trubicí rotoru; r_{min} [m] minimální poloměr lopatky, na kterém lze ještě teoreticky vykonat práci a_{opt} ⁽⁴⁾. Odvozeno pro proudění beze ztrát $l_u = a_{opt}$. Odvození rovnic pro aerodynamický výpočet větrné turbíny je v Příloze 898.

⁽⁴⁾ Minimální poloměr lopatky, na kterém lze ještě teoreticky vykonat práci

Z rovnice pro r'_{min} je patrné, že při klesajících otáčkách se zmenšuje pracovní délka lopatky. Ale pro většinu běžných parametrů vychází r'_{min} menší, než je poloměr hřídele rotoru a tedy nijak neomezuje skutečnou pracovní délku rotoru:

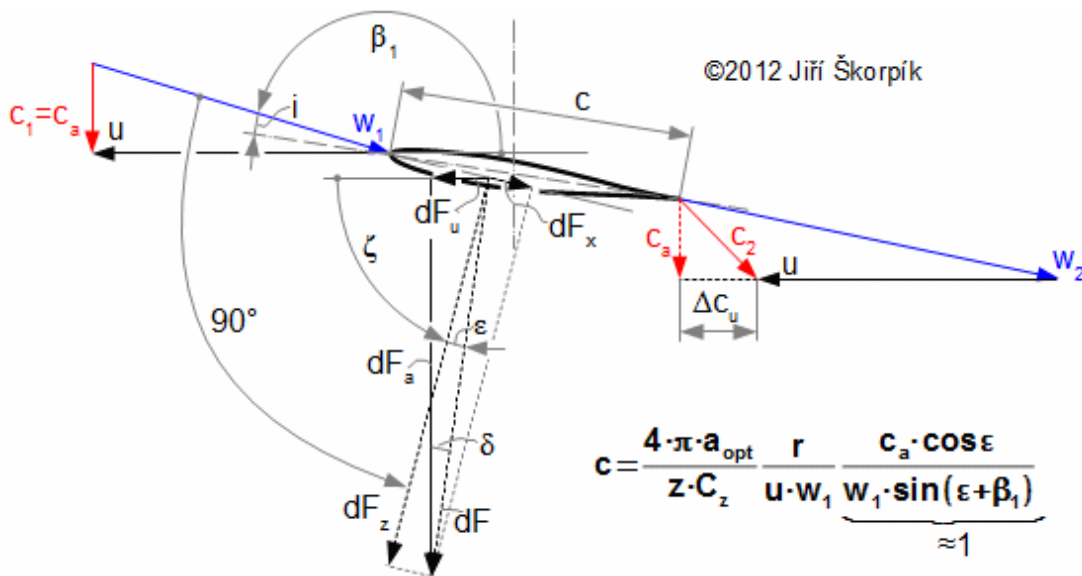


5.326 Změna tlaku a rychlosti po délce lopatky větrné turbíny.

$p_{c,i}$ [Pa] celkový tlak vzduchu před proudovou trubicí rotoru; $p_{d,i}$ [Pa] dynamický tlak vzduchu před proudovou trubicí rotoru.

Profilová část lopatky začíná výše, než je poloměr r_{min} , protože by za lopatkou muselo být téměř vakuum, což je nereálné. Aby rozdíl tlaků na špičce lopatky byl co nejmenší a tvar proudové trubice byl co nejstabilnější, prodlužuje se lopatka ještě nad poloměr r'_{max} . Na tomto krátkém úseku se postupně snižuje měrná práce proudu vzduchu (postupným zkracováním délky tělivity [11, s. 72]), tak aby nedošlo ke skokové změně tlaku. Tímto opatřením se také snižuje okrajová ztráta lopatek [11, s. 38].

Vzorce pro hustotu lopatkové mříže lze snadno upravit pro výpočet délky tělivity profilu po výšce lopatky (na pracovní délce lopatky). Protože se vychází z teorie osamocenému profilu je součinitel vztlaku c_z vztažen ke směru nátokové rychlosti w_1 a nikoliv ke střední aerodynamické rychlosti v mříži w_{st} :



6.857 Aerodynamická charakteristika lopatkové mříže větrné turbíny.

F_x [N] odporová síla; F_z [N] vztlak; F [N] síla působící na profil; ϵ [°] klouzavý úhel; i [°] úhel náběhu pro osamocený profil; w [$m \cdot s^{-1}$] relativní rychlost; β_1 [°] úhel relativní rychlosti na vstupu do lopatkové mříže; C_z [-] součinitel vztlaku. Rovnice je odvozena jiným způsobem v [1] a uvedena v [3, s. 123].

Vstupy pro výpočet délky tělivity jsou součinitel vztlaku a součinitel odporu profilu. Ty jsou funkcí Reynoldsova čísla a úhlu náběhu. Reynoldsovo číslo se nejprve odhaduje a po výpočtu zkontroluje podle skutečné nátokové rychlosti (např. u větrných turbín se nejčastěji Reynoldsovo číslo pohybuje v řádech $1 \cdot 10^5$ až $1 \cdot 10^6$). Většinou vliv Reynoldsova čísla (při kvalitním odhadu) na přesnost výpočtu není výrazný. Úhel náběhu se obvykle navrhuje takový, při kterém je malý klouzavý úhel a pro základní výpočty je uvažován po celé délce lopatky konstantní.

Výpočet úhlu γ se provádí pro ekonomickou rychlost větru, při které se očekává nejvyšší výroba elektrické energie. Takový postup je vhodný, protože zkroucení lopatky, vzniklé rozdílným nastavením profilu v mříži po její délce, se výrazně nemění pro široký rozsah rychlosti větru – jestliže je turbína vybavena zařízením pro změnu otáček nebo natáčením lopatek či kombinací. Návrh výpočtové rychlosti je ale věcí know-how konstruktéra a skutečných provozních podmínek turbíny. Pro tyto případy dokonce existují "šablony" geometrie lopatky, které vychází z experimentů a numerického modelování. Tyto šablony vytvářela i NASA. Odkazy na takové šablony jsou uvedeny například v [3, s. 125].

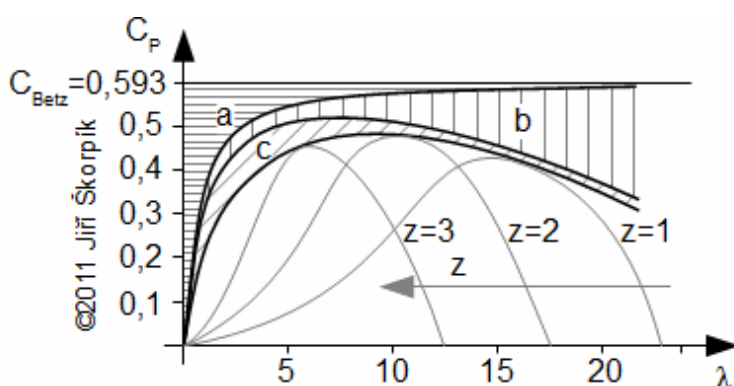
Výpočet nastavení profilu v mříži se musí také korigovat na prohnutí a rozkručování lopatek. Prohnutí lopatek v axiálním směru vzniká působením axiální síly na lopatku (tedy i tlakové difference působící na lopatku viz níže). K rozkručování dochází vlivem působení odstředivé síly na lopatku. Tento problém se vyskytuje u velmi dlouhých nevyztužených lopatek.

Zjednodušený aerodynamický návrh větrné turbíny

Takový návrh spočívá v nahrazení geometricky složité kroucené lopatky přímou lopatkou. Takže geometrie lopatky je správně navržena jen na jednom poloměru a to poloměru referenčním. Obvykle se jedná o střední poloměr lopatky nebo střední kvadratický poloměr. Takže délka tětivy lopatky se vypočítá opět ze *Vzorce 6* s tím, že se za poloměr r dosadí referenční poloměr r_{ref} (a to i do rovnic předchozích). Znamená to, že u paty lopatky je tětiva příliš krátká a u špice příliš dlouhá než by odpovídalo ideálnímu návrhu. To samozřejmě vede na větší aerodynamické ztráty i hlučnost. Na druhou stranu se výrazně zjednoduší výroba a lopatka snese obvykle i větší zatížení. Takové zjednodušení se uplatňuje především u malých větrných turbín, ale na počátku věku velkých větrných turbín o výkonu $1\ MW$ byly takové lopatky použity i na větrná elektrárně Smith-Putnam.

Ztráty ve větrných turbínách

Profilové ztráty lze vypočítat z rovnice pro profilovou ztrátu odvozenou z teorie osamocenému profilu. Mimo profilových ztrát ovlivňují obvodovou práci i jiné ztráty a to především volné víry za odtokovou hranou lopatky. Tím, že větrná turbína není uzavřená ve skříni indukují se na konci lopatek příčný gradient tlaku, který inicializuje vznik vírů po celé délce lopatek [4, s. 19] podobně jako je tomu i u křídel letadel [5, s. 19]. Protože větrná turbína je rotor bez skříně definuje se místo účinnosti rotoru **výkonový koeficient**:



$$\lambda = \frac{u_{\max}}{c_i}$$

$$C_P = \frac{P_i}{P_t}$$

$$C_{\text{Betz}} = \frac{P_{\text{opt}}}{P_t} = \frac{16}{27} = 0,593$$

7.799 Vliv ztrát na účinnost větrné turbíny.

a ztráta deformací proudové trubice⁽⁵⁾; **b** profilové ztráty; **c** ztráty způsobené použitím konečného počtu lopatek⁽⁶⁾. C_P [-] **výkonový koeficient větrné turbíny** (účinnost větrné turbíny); λ [-] **koeficient rychloběžnosti**; u_{\max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] obvodová rychlost na špici lopatky; C_{Betz} [-] Betzův limit⁽⁷⁾; P_i [W] vnitřní výkon větrné turbíny; P_{opt} [W] optimální výkon větrné turbíny; P_t [W] referenční výkon větrné turbíny (beze ztrát a při úplném zastavení proudu vzduchu). Zdroj dat pro obrázek [3, s. 98].

⁽⁵⁾*Ztráta deformací proudové trubice rotoru*

Za turbínou se musí tlak postupně zvýšit na tlak okolí. Problém je v tom, že se to děje transformací kinetické energie na energii tlakovou, přičemž nelze počítat s využitím energie obvodové složky c_{2u} . To je dáno tím, že se jedná o stupeň bez statoru a tudíž chybí kanál (spirální skříň, lopatková mříž), ve kterém by šlo kinetickou energii obvodové složky využít k transformaci na tlakovou energii. Za rotorem lze tedy transformovat jen tu část kinetické energie proudu připadající na axiální směr, což vede na přirozené snížení obvodové složky c_{2u} oproti ideálnímu stavu, aby toho vůbec šlo dosáhnout (srovnejte tento druh ztráty s případem stupně pracovního stroje bez statorové řady lopatek viz Úloha 18.1143). Proto maximální obvodové účinnosti lze teoreticky dosáhnout, bez uvažování jiných ztrát, jen při nekonečném koeficientu rychloběžnosti [3, s. 96], kdy se c_{2u} blíží k nule.

⁽⁶⁾*Poznámka*

Tyto víry se objevují především u dlouhých osamocených profilů (ztráty vířením snižují účinnost s klesajícím počtem lopatek [2]) podobně jako u křídel letadel. Pro snížení vlivu vírů se používají různá zakončení lopatek [3, s. 127], popřípadě u malých turbín se instaluje po celém obvodu prstenec [1], který zároveň zvyšuje tuhost rotoru.

⁽⁷⁾*Betzův limit*

Betz (německý aerodynamik **Albert Betz**, 1885-1968) považuje energii proudu vzduchu protékající pomyslným mezikružím, který vytváří průměr rotoru a vstupní plocha proudové trubice rotoru za ztrátu.

Délka tětiny se také koriguje podle reálných výrobních a konstrukčních možností (namáhání lopatky při provozu, při orkánu, pevnostní limity lopatky, hmotnost a pod.) [11-obsahuje i řešené příklady]. Především délka tětiny blíže k ose turbíny se z uvedených důvodů zkracuje⁽⁸⁾.

⁽⁸⁾*Poznámka*

Lopatky axiálních větrných turbín nejsou prodlouženy až ke středu. Profilová část lopatky končí přibližně 10 až 15 % či dokonce 25 % od osy turbíny (menší čísla pro dlouhé lopatky, větší pro kratší) a plynule navazuje na patu lopatky obvykle kruhového tvaru. Důvod k takovému řešení je malý energetický přínos na nejmenším poloměru lopatky, lopatky v těchto místech vychází extrémně zkroucené s dlouhou tětinou a při změně rychlosti větru, oproti výpočtovému stavu zde vznikají velké aerodynamické ztráty. Navíc se zde projevuje vliv gondoly, kterou vzduch musí obtékat.

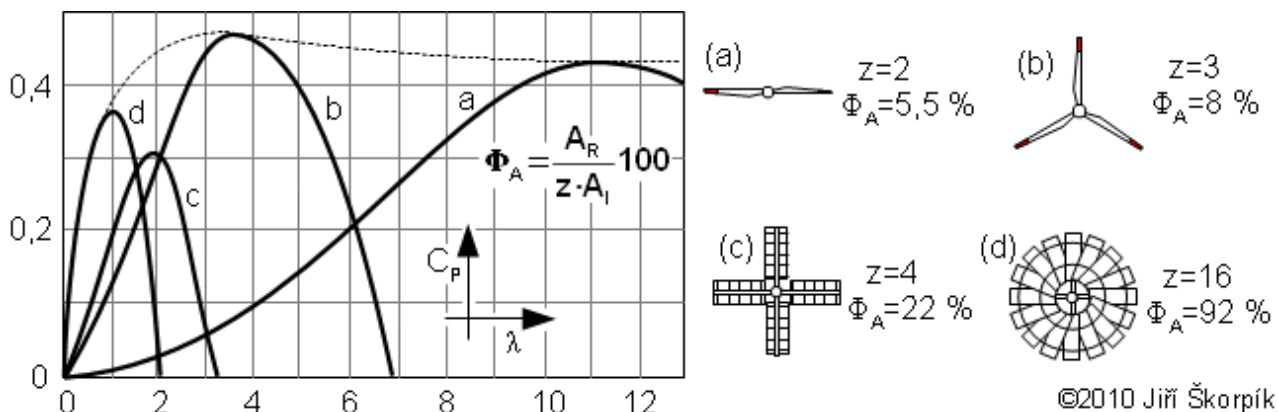
Ze závislosti výkonového koeficientu na koeficientu rychloběžnosti uvedené na *Obrázku 7* je zřejmé, že pro každou rychlost větru jsou optimální jiné otáčky. Ideální tedy je větrná turbína s natáčivými lopatkami a s plynule proměnnými otáčkami, což ji umožňuje buď převodovka nebo generátor s proměnlivou frekvencí (více o otáčkách v kapitole 4. Konstrukce větrné elektrárny). Plynulou změnou otáček nejsou z různých příčin vybaveny větrné turbíny vždy, v takovém případě je nutné počítat s vyššími ztrátami při jiné než výpočtové rychlosti větru.

Průtok rotorem lze vypočítat z axiální rychlosti na vstupu do lopatkové mříže rotoru, plochy rotoru (odpovídající pracovní délce lopatky) a hustoty vzduchu pomocí diferenčního počtu:

Proved'te základní aerodynamický návrh větrné turbíny o průměru 2 m. Jednotlivé úhly nastavení profilu v mříži vypočítejte pro rychlost $7,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (jmenovitá rychlost). Větrná elektrárna je vybavena frekvenčním měničem. Vypočítejte její předpokládaný výkon a výkonový koeficient. Použijte 5-lopatkový rotor, profil NACA 63-209. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 900.

Úloha 1.900

Nejen axiální ale i jiné typy větrných turbín mohou mít více variant. Vhodnost použití jednotlivých variant závisí na provozních podmínkách dané především lokalitou a místními úřady, které umístění a provoz turbíny povolují:



8.643 Charakteristiky základních typů axiálních větrných turbín.

Φ_A [%] plošný koeficient turbíny⁽⁹⁾; A_R [m²] plocha turbíny; ρ [kg·m⁻³] hustota vzduchu; A_l [m²] čelní plocha jedné lopatky. Křivky jsou platné pro uvedené rotory tj. počet lopatek a příslušný plošný koeficient turbíny. Zdroj dat pro vytvoření grafu [6, s. 947] – tento graf se liší od Grafu 7 v optimálním rozsahu koeficientu rychloběžnosti λ pro 3-lopatkový rotor (je pravděpodobné, že správný interval je pouze jeden, ale přesto bývají citovány oba zdroje, ze kterých autoři uvedených grafů vycházejí).

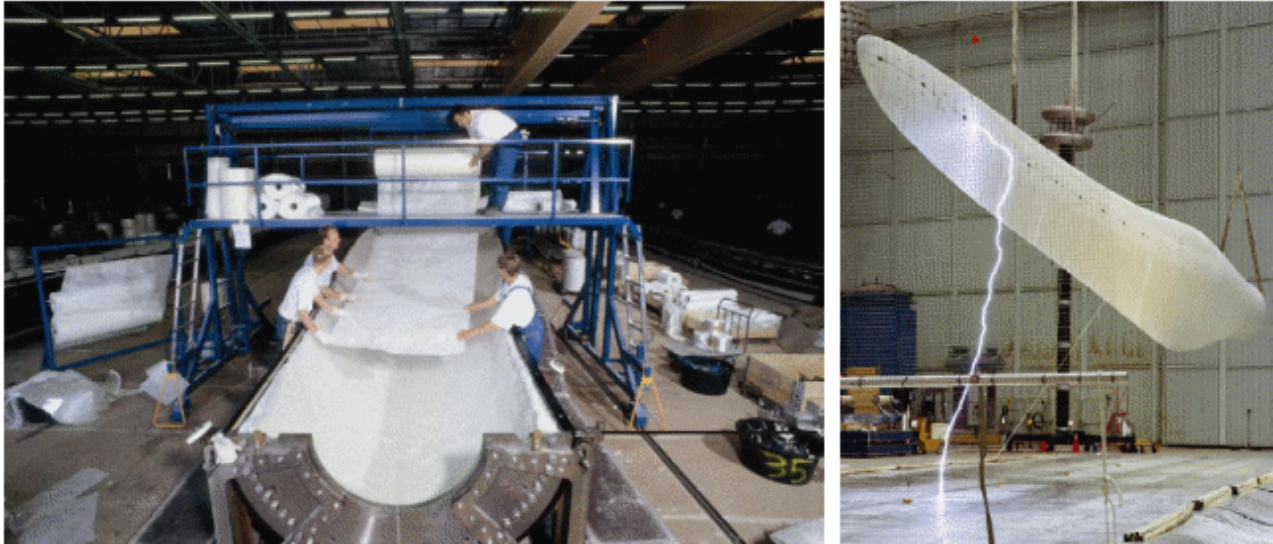
⁽⁹⁾Plošný koeficient turbíny

Poměr plochy rotoru ku součtu čelních ploch lopatek turbíny (graf funkce $\Phi_A=f(\lambda)$ je uveden v [6]). S klesajícím koeficientem λ obvykle klesá i průměr rotoru a poměr délky tětiny ku délce lopatky se zvětšuje (široká lopatka), proto se raději zvýší počet lopatek a tím se sníží délka jejich tětin. Vyšší počet lopatek u malých turbín zlepšuje jejich rozběh. U velkých se při rozběhu při malé rychlosti větru musí natáčet lopatky, jinak by na profilu nevznikl dostatečný vztlak, protože geometrie byla navržena pro jiný koeficient λ .

Lopatky větrných turbín

Lopatky malých turbín se vyrábí buď z plných profilů (dřevo, laminát, hliníkový plech) nebo ze dřevěné či hliníkové kostry s potahem. Lopatky velkých turbín jsou duté vyrobené ze sklolaminátu a dosahují hmotnosti několika tun, při délce kolem 50 m už jejich hmotnost přesahuje 10 tun.

Lopatky se testují na vysoko-cyklovou únavu a musí být odolné podmínkám venkovní instalace (tj. vůči extrémům počasí, včetně úderů bleskem, námrazám a pod.). Lopatky jsou proto podle potřeby vybaveny bleskosvodem, čidly teplot, odmrazovacím zařízením, čidly na měření vibrací a dalšími doplňky, které přímo nesouvisí s jejich funkcí. Lopatky se projektují přibližně na dobu životnosti *20 let*. Po tuto dobu musí být plně funkční bez nutností nátěru.



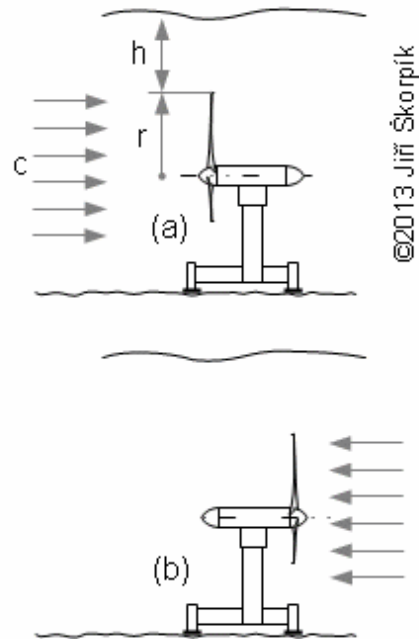
9.911 *Výroba a testování lopatky větrné turbíny.*

Vlevo nanášení vrstev skelných vláken před zalitím polyesterem; **vpravo** testování odolnosti lopatky při úderu bleskem. Obrázky jsou z továren společnosti LM Wind Power (Nizozemsko). Zdroj obrázku [13].

Kompletní popis konstrukce, regulace, stavby a dalších problémů spojených s větrnými turbínami jsou uvedeny v knize [3].

Turbíny pro přílivové elektrárny

Hydrodynamický návrh je prakticky stejný jako v případě větrné turbíny. Turbíny pro přílivové elektrárny se od větrných turbín liší především konstrukčně:



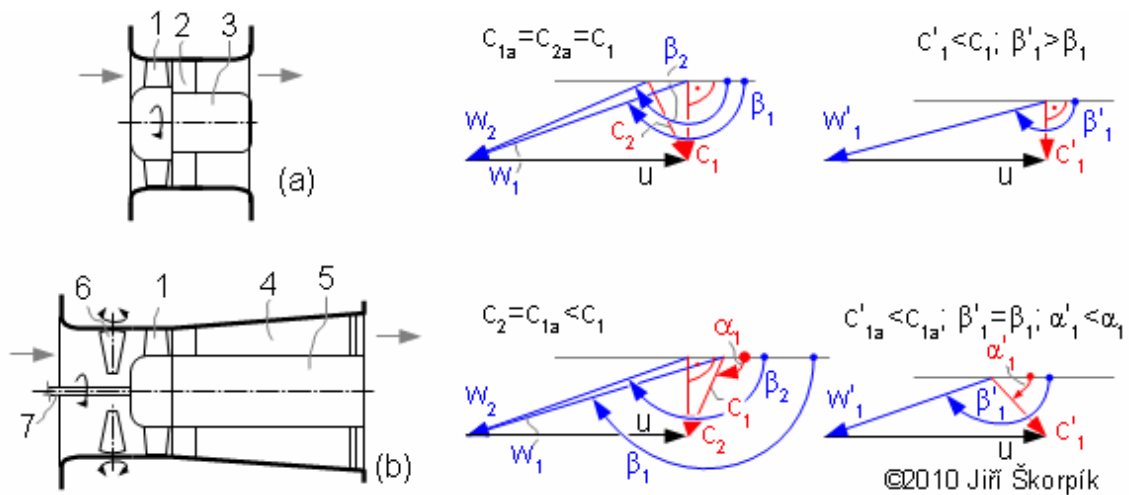
10.988 Instalace přílivové elektrárny AR1000 a její provozní parametry.

r [m] minimální hloubka turbíny ($h=8$ m); ($r=11,25$ m). Tento typ turbíny dosahuje při rychlosti proudění vody $c=2,65$ m·s⁻¹ výkonu 1 MW. Vzhledem k nepříznivým podmínkám vodního prostředí nejsou lopatky natáčivé (obtížné utěsnění mechanismů), ale pevně připevněny k rotoru. Během změny směru proudění mezi přílivem a odlivem se celá gondola otočí o 180° viz pracovní pozice (a) a (b). Zdroj: Atlantis Resources Limited [14] a MeyGen Limited [15].

Axiální ventilátory

Axiální ventilátory se používají ve velkém množství aplikací, a to od malých větráků až po průmyslové ventilátory. Protože u malých větráků je prakticky dovoleno cokoliv, je tato kapitola zaměřena na ventilátory větších výkonů, než je kategorie malých větráků. Vhodný rozsah použití axiálních ventilátorů plyne ze specifických otáček viz níže. Axiální ventilátory se vyznačují relativně malým zvýšením celkového tlaku Δp_c , a tedy i malou vnitřní měrnou prací, jak plyne z energetické bilance ventilátoru, ale mohou dosahovat velmi vysokých průtoků řádově až 1 000 m³·s⁻¹. Pracovní prostředí může být velmi různorodé, a to přes vysoké teploty (například odsávání spalin při požáru v tunelech – požadavek až 400 °C po dobu několika hodin) až po agresivní prostředí, které může poškozovat lopatky nánosy, abrazí nebo korozí.

U větších axiálních ventilátorů se používá regulace natáčením lopatek. V nejjednodušší variantě natáčením předřazených statorových lopatek (lopatky se symetrickým nezakřiveným profilem tzv. základní profil) pro zajištění optimálního úhlu náběhu. Tam, kde je požadavek na regulaci přísnější mohou být natáčivé lopatky jak statorové, tak rotorové. Ke zvýšení statického tlaku na výstupu z ventilátoru se navíc používá i difuzor:



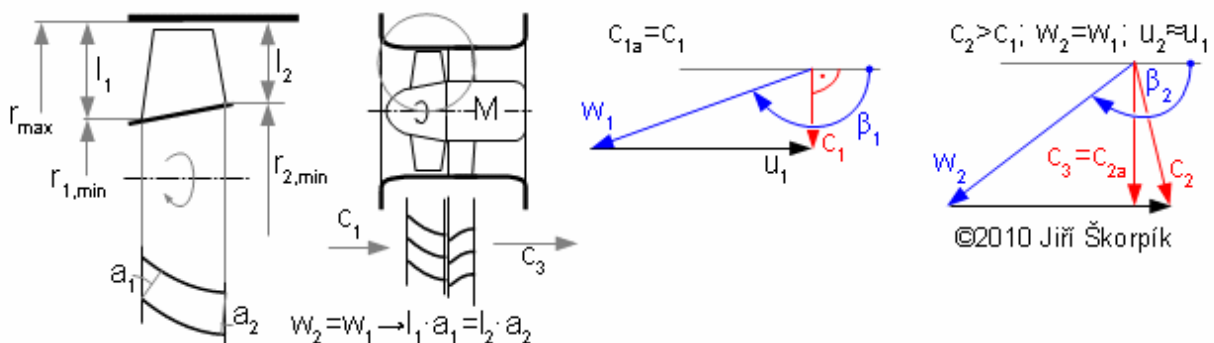
11.644 Schématické znázornění axiálního ventilátoru se zkroucenými lopatkami a jeho rychlostní trojúhelník při změně průtoku.

(a) návrhový rychlostní trojúhelník (vlevo) a rychlostní trojúhelník při sníženém průtoku (vpravo) – změna vstupního úhlu relativní rychlosti do mříže. (b) ventilátor s předřazenými satorovými natáčivými lopatkami a jeho návrhový rychlostní trojúhelník (vlevo) a rychlostní trojúhelník při sníženém průtoku (vpravo) – vstupní úhel relativní rychlosti do mříže zůstává přibližně konstantní⁽¹⁰⁾. 1 rotorové lopatky; 2 držák motoru; 3 el. motor; 4 bezlopatkový difuzor; 5 jádro difuzoru; 6 natáčivé satorové lopatky před rotorem; 7 hnací hřídel. α, β [°] úhel absolutní nebo relativní rychlosti.

⁽¹⁰⁾Poznámka

Při změně průtoku se předřazené satorové lopatky natočí tak, aby se co nejméně měnil vstupní uhel relativní rychlosti do mříže rotoru, tím se dosáhne co nejmenšího poklesu účinnosti v důsledku změny úhlu náběhu. Takové opatření ale neřeší změnu vstupního úhlu do satorové řady nebo difuzoru, kde v důsledku toho také rostou ztráty, proto je pro ventilátory s vyšší změnou průtoku výhodné použití natáčecích rotorových lopatek (u největších ventilátorů viz níže).

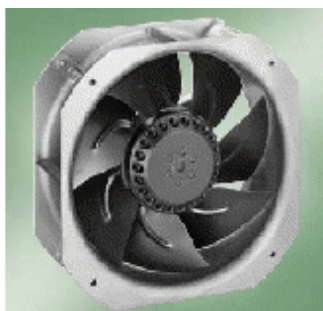
Ovládání předřazených lopatek je nejčastěji po obvodu ventilátoru, ale existují i možnosti umístit ovládání v ose ventilátoru. Motor, který pohání ventilátor je často chlazen odběrem na výtlaku ventilátoru.



12.645 Rovnotlaký stupeň axiálního ventilátoru s lopatkovým difuzorem a jeho rychlostní trojúhelník. Difuzorové lopatky (zároveň slouží jako držák motoru); M el. motor. Rychlostní trojúhelník odpovídá návrhovým parametřům. l [m] délka lopatky.

Rovnotlaké ventilátory mívají kratší lopatky, protože jsou přímé. Na posledním obrázku lze vidět, že lopatková mříž rotoru je difuzorová. To má hned několik důvodů, jednak se tím sníží zakřivení lopatek, čímž se sníží náchylnost na ztrátu odtržení mezní vrstvy od profilu, kterou zakřivení zvyšuje. Dalším důvodem je aerodynamický návrh, který vychází z aerodynamiky základních profilů, které se zakřívují, jenže s velkým zakřivením se zhoršuje soulad aerodynamického výpočtu se skutečností. Podrobnosti v [16, s. 69]. Zvyšující se průtočný průřez difuzorové lopatkové mříže je v tomto případě kompenzován větším patním poloměrem lopatky r_2 , než je patní poloměr r_1 .

Rovnotlaké stupně ventilátorů s difuzorem mají při stejných parametrech obvykle menší otáčky než stupně přetlakové, osové síly jsou mnohem menší než u přetlakových stupňů, jsou méně citlivé na ztrátu odtržení mezní vrstvy od profilu, ale kvůli vysoké rychlosti v difuzoru mohou mít nižší účinnost než přetlakové ventilátory.



13.646 Příklady axiálních ventilátorů.

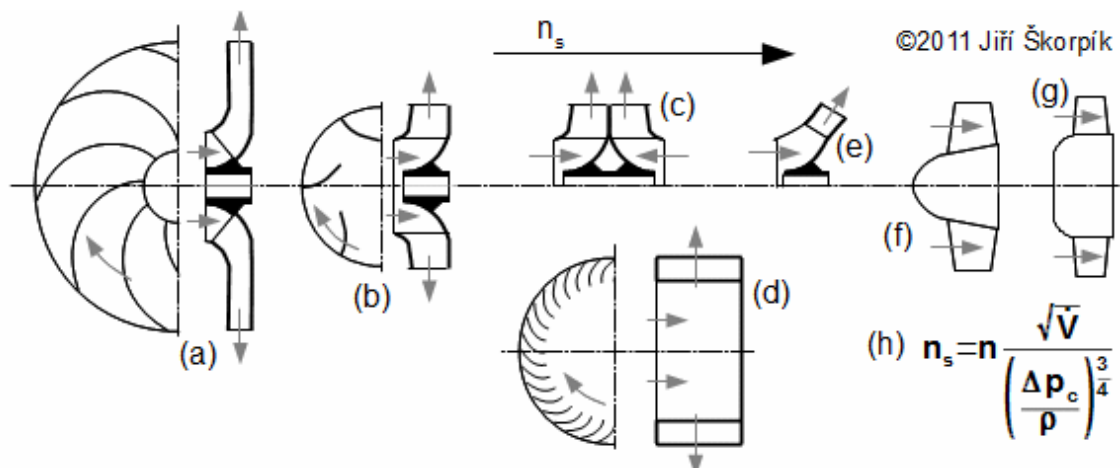
vlevo malý axiální ventilátor (průměr 200 mm) od [8] (přetlakový) ve skříni vyrobené ze slitiny hliníku; **vpravo** axiální ventilátor s radiálním vstupem, s natáčivými rotorovými lopatkami (zkroucené lopatky) a s přírubou pro připevnění difuzoru od [7].

U axiálních ventilátorů se používají různé typy lopatek. Ty nejjednodušší jsou z plechu se zaoblenými hranami ty složitější mají klasický obvykle málo zahnutý profil, takže lze vycházet ze základních profilů. Lopatky se k rotoru, který bývá prstencové konstrukce v jehož středu je pohon, přivařují, nýtují nebo šroubují.

Vzhledem k velké délce lopatek axiálních ventilátorů se většinou jejich stupně navrhují se zkroucenými lopatkami zohledňující prostorový charakter proudění, přičemž u paty lopatky je snahou dosáhnout co nejnižšího stupně reakce pro co nejmenší axiální sílu působící na disk rotoru. Pro rovnotlaký i přetlakový stupeň se používá nejčastěji axiální stupeň lopatkového stroje s konstantním cirkulací po výšce lopatky [16, s. 77]. Stupně s přímými lopatkami se u axiálních ventilátorů vyskytují také, ale prakticky vždy jako rovnotlaké stupně. Podobnostní součinitelé pro návrh axiálních ventilátorů jsou uvedeny např. v [9, s. 19], [12].

Radiální ventilátory

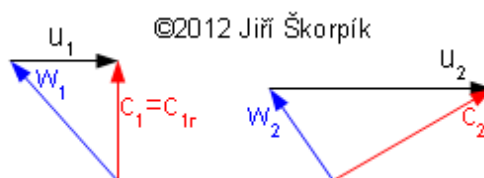
Radiální ventilátory bývají jednostupňové lopatkové stroje. Rozsah použití je zřejmý z doporučených specifických otáček. Charakteristické pro radiální ventilátory je možnost dosahovat vyššího zvýšení celkového tlaku než u axiálních ventilátorů, ale spíše pro nižší průtoky:



14.375 Trend růstu specifických otáček ventilátoru jako funkce tvaru oběžného kola.

(a) radiální vysokotlaký (dozadu zahnuté lopatky); (b) radiální středotlaký; (c) radiální středotlaký oboustranně sací; (d) radiální nízkotlaký ventilátor (má přibližně stejný doporučený rozsah specifických otáček jako radiální středotlaký oboustranně sací ventilátor nebo diametrální ventilátor [9, s. 19]); (e) diagonální; (f) axiální rovnotlaký; (g) axiální přetlakový; (h) obvyklý tvar vzorce pro stanovení specifických otáček ventilátorů. n_s [min^{-1}] specifické otáčky; V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] průtok stupněm/celým ventilátorem; Δp_c [Pa] celková změna tlaku pracovního plynu při průtoku stupněm/celým ventilátorem (protože ventilátory bývají jednostupňové vztahují se často specifické otáčky na zvýšení celkového tlaku v celém ventilátoru); ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota pracovního plynu. Rozsah obvyklých hodnot specifických otáček pro jednotlivé tvary oběžného kola jsou uvedeny např. [9, s. 18], [10, s. 5], maximální účinnosti dosahují kola přibližně uprostřed doporučených intervalů pro jednotlivá kola. Odvození vzorce je uvedeno v Příloze 375.

Radiální rovnotlaký stupeň ventilátoru se konstruuje nejlépe s dopředu zahnutými lopatkami. Pro přetlakové stupně radiálních ventilátorů podobně jako u radiálních čerpadel jsou vhodnější lopátky s čistě radiálním výstupem a dozadu zahnuté:



15.358 Rychlostní trojúhelník radiálního ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami.

Před rotorem nejsou žádné rozváděcí orgány proto absolutní vstupní rychlost je v radiálním směru. Některé radiální ventilátory mají výrazný axiální vstup, potom vstupní rychlostní trojúhelník neleží přesně v radiální rovině.

Lopatky radiálních ventilátorů bývají nejčastěji z plechu jako přímé lopatky (bez prohnutí) nebo jako prohnuté lopatky. U vysokotlakých ventilátorů se používá tenkostěnný symetrický profil.

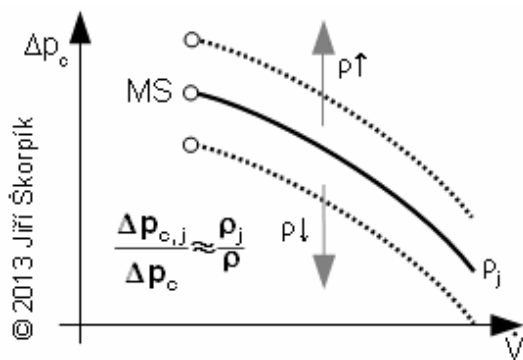
U radiálních ventilátorů se používá satorová řada lopatek pouze u výkonných vysokotlakých ventilátorů, kvůli vyšší účinnosti jinak se nejčastěji používá bezlopatkový difuzor. Difuzor lze umístit až za spirální skříň (u menších ventilátorů) jako rozšiřující se část potrubí.

Na ventilátorech se podle potřeby (hluk, životnost, údržba, cena) používají kluzná i valivá ložiska.

Podobnostní součinitele pro návrh radiálních ventilátorů jsou uvedeny např. v [9, s. 19]. Při analytickém výpočtu radiálního stupně ventilátoru se zanedbává prostorový charakter proudění a návrh stupně se provádí pro referenční proudové vlákno podle postupu uvedeného v kapitole 20. Radiální stupně pracovních strojů s přímými lopatkami, ve které je uvedena i úloha na výpočet oběžného kola radiálního ventilátoru.

Charakteristiky ventilátorů

Postupy při konstrukci ideální i reálné charakteristiky ventilátoru jsou stejné jako při konstrukci ideální charakteristiky, respektive reálné charakteristiky hydrodynamických čerpadel. Charakteristika ventilátoru se počítá nebo měří pro konkrétní pracovní plyn a jeho teplotu. Se změnou viskozity a hustoty pracovního plynu, která může být způsobena změnou druhu pracovního plynu, jeho teplotou⁽¹¹⁾ nebo kombinací se změní i charakteristika ventilátoru. Změna viskozity má vliv především na ztráty třením a tato změna se projeví stejně jako u charakteristiky radiálních hydrodynamických čerpadel. Změna hustoty způsobí změnu charakteristiky ventilátoru, a to tak, že při snížené hustotě pracovního plynu a při stejném průtoku je celkové zvýšení tlaku Δp_c menší a naopak. Toto snížení je dáno tím, že při stejném objemovém průtoku V a stejných otáčkách zůstává zachován i rychlostní trojúhelník a tedy i obvodová práce ventilátoru l_u , respektive měrná vnitřní práce ventilátoru a_i .



16.926 Vliv změny hustoty pracovního plynu na charakteristiku ventilátoru (pro $n = \text{konst.}$) a rovnice pro přibližný přepočet.

Δp_c [Pa] celkové zvýšení tlaku ve ventilátoru;
 V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] průtok ventilátorem; **MS** mez stability;
 ρ_j [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota pracovního plynu při měření charakteristiky. Rovnice je odvozena při zanedbání ztrát a pro $n = \text{konst.}$ tj. chyba přepočtu se zvětšuje s rozdílem hustoty. Odvození rovnice pro přepočet charakteristiky ventilátoru při změně hustoty pracovního plynu je uvedena v Příloze 926. Více o této problematice v [12, s. 5.9].

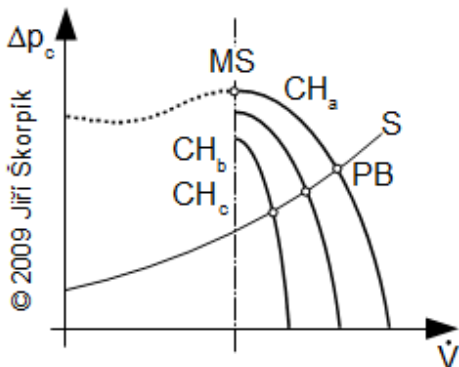
⁽¹¹⁾Poznámka

Především u spalinových ventilátorů může být rozdíl teplot při práci za studena a za tepla i několik set stupňů celsia. V takovém případě dochází ke změně hustoty pracovního plynu o několik desítek procent.

Regulace ventilátorů

Regulaci průtoku, respektive zvýšení celkového tlaku lze provádět různými způsoby podle požadavků a nákladů na pořízení a provoz ventilátoru.

Nejjednodušší regulací je **regulace škrcením**, která se často uplatňuje u ventilátorů s malým příkonem. Škrťací orgán může být na výtlaku i sání – je nutné přihlídnout k vlivu netěsnosti škrťací klapky, na sání hrozí nasátí okolního vzduchu přes netěsnosti, a na výtlaku naopak únik pracovního plynu do okolí ventilátoru. Nevýhodou regulace škrcením je snižování účinnosti během škrcení:



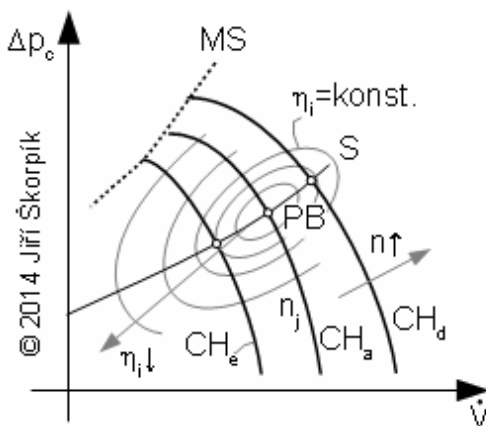
17.365 Regulace ventilátoru škrcením.

PB pracovní bod; n [min⁻¹] otáčky ventilátoru; **CH_a** jmenovitá charakteristika ventilátoru ($n = konst.$); **S** charakteristika potrubního systému; **CH_b**, **CH_c** změna charakteristiky přivíráním škrťací klapky ventilátoru⁽¹²⁾.

⁽¹²⁾ Poznámka

Škrťací orgán nemusí být součástí ventilátoru, ale může být součástí systému, potom zůstává charakteristika ventilátoru stejná a mění se charakteristika potrubního systému.

Poslední dobou se velmi rozšiřuje regulace změnou otáček, díky snižování ceny frekvenčních měničů el. motorů. Používá se v širokém výkonovém rozmezí podle potřeb dané aplikace. Změnu otáček lze docílit i použitím několika průměrů řemenic na hřídeli oběžného kola, které se mohou například sezóně přepojovat ručně:



$$\frac{V_j}{V} \doteq \frac{n_j}{n}$$

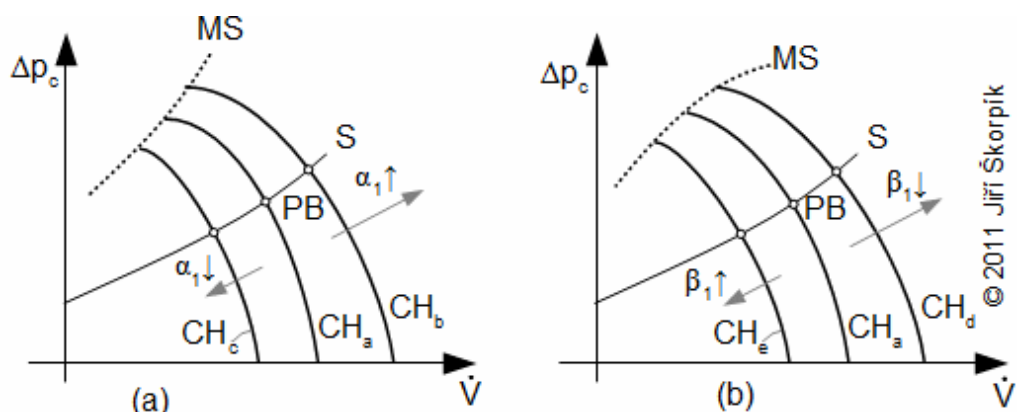
$$\frac{\Delta p_j}{\Delta p_c} \doteq \left(\frac{n_j}{n}\right)^2$$

$$\frac{P_j}{P_i} \doteq \left(\frac{n_j}{n}\right)^3$$

18.1017 Regulace ventilátoru změnou otáček a rovnice pro přibližný přepočet jeho charakteristiky

η_i [-] vnitřní účinnost ventilátoru; n_j [min⁻¹] jmenovité otáčky ventilátoru (charakteristika je známa); Δp_j [Pa] celkové zvýšení tlaku ve ventilátoru při jmenovitých otáčkách a průtoku; P_i [W] vnitřní příkon ventilátoru; P_j [W] vnitřní příkon ventilátoru při jmenovitých otáčkách; **CH_e**, **CH_d** změna charakteristiky změnou otáček ventilátoru. Uvedené rovnice jsou odvozeny při zanedbání ztrát a pro $\rho = konst.$ tj. chyba přepočtu se zvětšuje s rozdílem otáček. Odvození rovnic pro přepočet charakteristiky ventilátoru při změně otáček jsou uvedeny v Příloze 1017. Více informací o této problematice např. v [12, s. 5.1].

Posledním typem regulace je regulace natáčením statorových, nebo v případě axiálních strojů i rotorových lopatek. Tento typ regulace už předpokládá zásadní zásah do konstrukce stroje:



19.366 Regulace ventilátoru natáčením statorových nebo rotorových lopatek.

(a) regulace natáčením statorových lopatek (statorové lopatky jsou předřazeny v sání ventilátoru Obrázek 11b.); (b) regulace natáčením rotorových lopatek. CH_b , CH_c změna charakteristiky natáčením předřazených statorových lopatek; CH_e , CH_d změna charakteristiky natáčením rotorových lopatek.

Výběr vhodného ventilátoru

Vhodný ventilátor se vybírá především podle druhu pracovního plynu a jeho stavu a obsahu příměsí jako je prach apod. Také se musí přihlížet k bezpečnosti provozu a k ceně ventilátoru. Z pohledu ekonomiky provozu je důležitá charakteristika systému, ve kterém ventilátor bude pracovat, kdy je cílem vybrat takový ventilátor, který by dosahoval v pracovním bodě maximální možné účinnosti. Postup výběru ventilátoru podle charakteristiky systému, ve které má pracovat je shodný z výběrem vhodného čerpadla popsáno v kapitole 21. Výběr vhodného čerpadla.

Odkazy

1. MOLLY, Jens-Peter. *Windenergie in Theorie Und Praxis: Grundlagen und Einsatz*, 1978. ISBN 3788070943.
2. WILSON, R., LISSAMAN, P., *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*, 1974. Zpráva grantu No. GI-418340, Oregon State University. Dostupné z <http://ir.library.oregonstate.edu>.
3. HAU, Erich, *Wind Turbines – fundamentals, technologies, Applications, Economics*, 2006. 2. vydání. Springer Berlin Heidelberg New York, ISBN – 10-3-540-24240-6.
4. HANSEN, Martin. *Aerodynamics of wind turbines*, 2008. Second edition. London: Earthscan Ltd., ISBN 978-1-84407-438-9.
5. ABBOTT, Ira, DOENHOFF, Albert. *Theory of wing sections, including a summary of airfoil data*, 1959. Druhé upravené vydání. New York: Dover publications, inc., ISBN-10:0-486-60586-8.

6. MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H. *Energietechnik und Kraftmaschinen*, 1972. Hamburg: Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, ISBN 3-499-19042-7.
7. ZVVZ MACHINERY, a.s., [410]. Výrobní a obchodní společnost, adresa: Milevsko, Sažinova 888, PSČ 399 25. Dostupné z <http://www.zvvz.cz>.
8. *Axial fans*, 2009. Version 07. Katalog společnosti ebmpapst. Dostupné z <http://www.ebmpapst.com>.
9. NOVÝ, Richard. *Ventilátory*, 2007. 3. vydání přepracované. Praha: České vysoké učení technické v Praze, ISBN 978-80-01-03758-4, 2007.
10. Autor neuveden. *Plant engineer's guide – centrifugal fan design*, [2012]. Powertech engineering australia Pty. Ltd. společnost pro dodávky ventilátorů. Dostupné z <http://powertechindustrial.com.au>.
11. WILSON, R. E.; LISSAMAN, P. B. S.; WALKER, S. N. *Aerodynamic performance of wind turbines*, 1976. Corvallis: Oregon State Univ., Technical Report. Dostupné z <http://wind.nrel.gov>
12. BLEIER, Frank. *Fan handbook, selection, application, and design*, 1997. The McGraw Hill companies, ISBN 0-07-005933-0.
13. THOMSEN, Troels. *Reliability of large rotor blades*, 2004. Prezentace ke stejnojmenné přednášce na konferenci: AusWIND 2004 in July 28 – 30, Launceston, Tasmania. [cit. 2012-11] Dostupné on-line z <http://www.lmwindpower.com/>.
14. *Atlantis Resources Limited*. Výrobce soustrojí pro přílivové elektrárny. Web: <http://atlantisresourcesltd.com>, cit. 2013-12-04.
15. *MeyGen Limited*. Společnost pro stavbu přílivových elektráren. Web: <http://www.meygen.com>, cit. 2013-12-04.
16. ČERMÁK, Jan, HELLER, Václav, NOVOTNÝ, Slavomil, PITTER, Jaroslav, SEDLÁČEK, František, ŠAVRDA, Miloš. *Ventilátory*, 1974. Vydání první. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, n.p.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Větrné turbíny a ventilátory, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2019-07-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/22.html>.