

## CONTROL OF THE STEAM MASS FLOW THROUGH THE TURBINE STAGE

**J. Jeník<sup>1</sup>, J. Polanský<sup>2</sup>, Z. Jůza<sup>3</sup>**

**Summary:** *The point of this paper is the comparison between the different kind of shapes turbine blades in relation to efficiency of the stage. The first part of the paper deals with the methodic of set up the efficiency as a product of the numerical simulations 3D models turbine stages. The second part deal with the influence of the geometric shape the turbine blades on the efficiency of the turbine stage.*

### 1. Úvod

Jedním ze způsobů zlepšování účinnosti turbínových stupňů je tzv. řízení průtoku páry. V principu se jedná o směřování toku páry, tak aby v místech, kde předpokládáme velké ztráty, byl průtok minimální. Směřování toku média je docíleno vhodným tvarováním lopatkování. Vývoj konstrukce lopatek pro turbínový stupeň s těmito vlastnostmi skýtá široké pole působnosti pro matematické modelování.

### 2. Základní vztahy

V této první části je zapotřebí nadefinovat vlastní termín účinnost turbínového stupně. K tomu je využito následujících základních vztahů. Předpokládejme, že známe molární hmotnost proudícího média, v našem případě se jedná o vodní páru. Pak lze uvažovat následující vztah pro měrnou plynovou konstantu:

$$r = \frac{R_0}{M} \quad (J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}). \quad (1)$$

Dále pak na základě Mayerova vztahu lze psát:

$$c_v = c_p - r \quad (J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}). \quad (2)$$

Nyní můžeme vyjádřit poměr měrných specifických tepel:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (-). \quad (3)$$

<sup>1</sup>Ing. Jiří Jeník, Západočeská univerzita Nové Technologie - Výzkumné centrum,  
 Univerzitní 8, 306 14 Plzeň, telefon: +420 377634709, email: jenek5@ntc.zcu.cz

<sup>2</sup>Ing. Jiří Polanský, Ph.D., Západočeská univerzita Nové Technologie - Výzkumné centrum,  
 Univerzitní 8, 306 14 Plzeň, telefon: +420 377634709, email: polansky@ntc.zcu.cz

<sup>3</sup>Ing. Zdeněk Jůza Škoda Energo s.r.o.,  
 Tylova 57, 31600 Plzeň, telefon: +420 377738521, email: zjuza@ego.ln.skoda.cz

V následujícím kroku přistupme k vyjádření izentropické teploty za stupněm:

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\left( \frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \quad (K). \quad (4)$$

Dostáváme se do bodu, kde lze vyjádřit účinnost turbínového stupně v závislosti na teplotách před a za stupněm:

$$\eta_{is} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2is}} \cdot 100 \quad (\%), \quad (5)$$

kde teplota  $T_2$  představuje integrální hodnotu vztaženou na plochu na výstupu ze statoru, jak je naznačeno v následujícím vztahu:

$$\frac{1}{A} \int_{(A)} T dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n T_i |A_i|. \quad (6)$$

Ve vztahu (5) není zohledněna výstupní rychlost. Po úpravě tohoto vztahu a zavedení axiální rychlosti, která ve velké míře ovlivňuje rozložení energie v následujícím stupni, lze na tento výraz nahlížet jako na poměr energií:

$$\eta_{is} = \frac{T_1 \cdot c_p - T_2 \cdot c_p - \frac{w_2^2}{2}}{T_1 \cdot c_p - T_{2is} \cdot c_p - \frac{w_2^2}{2}} \cdot 100 \quad (\%). \quad (7)$$

Výslednou účinnost, tak jak byla nadefinována vztahem (6), je vhodné vztáhnout k poměru oběžné a izentropické rychlosti:

$$\frac{u}{c_{is}} = \frac{\omega \cdot r}{c_{is}} \quad (-), \quad (8)$$

kde izentropická rychlost je popsána vztahem:

$$c_{is} = \sqrt{2 \cdot c_{is} \cdot (T_1 - T_{2is})} \quad (m \cdot s^{-1}). \quad (9)$$

### 3. Matematický model

#### Výpočtová geometrie

Nyní, když byla nadefinována účinnost jako požadovaná výstupní veličina, lze přistoupit k vlastní realizaci matematického modelu. Výpočtová síť byla vytvořena v preprocesoru Gambit. Tento 3D model byl koncipován jako parametrický, tak aby bylo možno relativně snadno modifikovat geometrii podle aktuálního zadání. Stavebním prvkem sítě byly zvoleny šestistěny a jejím zahuštěním pak byly respektovány oblasti vzniku mezních vrstev. Příklady jednotlivých variant lapatkování jsou uvedeny v příloze viz příloha obrázky 1,2 a 3.

## Matematický model

Pro vlastní numerické řešení úlohy bylo využito programového balíku Fluent. Vstupní parametry pro simulaci byly uvažovány: molární hmotnost, univerzální plynová konstanta, měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku, tlak před stupněm a za stupněm, teplota před stupněm, úhlová rychlost, poloměr. Po odzkoušení byl jako řešič vybrán *coupled implicit*. Matematické modely byly testovány s ohledem na realističnost výsledků a na vhodný průběh konvergence. Na základě takto získaných informací, byl vybrán *sedmiválcový Reynoldsův napěťový model*. Jak vyplývá z výše uvedeného, proudící médium bylo uvažováno jako ideální plyn s předdefinovanými konstantními parametry. Vzhledem k tomu, že pro simulaci pohybu rotorové lopatkové mříže bylo využito tzv. *mixing plane*, bylo potřebné na plochách týkajících se této části navrhnout vhodné dvojice okrajových podmínek. Volba v této fázi zadání má rovněž rozhodující vliv na konvergenci celé úlohy a na již zmiňovanou realističnost výsledků. Na základě praktických výpočtů pak byly okrajové podmínky stanoveny ve směru toku páry takto:

vstup do statoru ... *pressure inlet*  
mixing plane ... *pressure outlet - velocity inlet*  
výstup z rotoru ... *pressure outlet*.

## 4. Výsledky výpočtů

Rozložení tlakového a teplotního pole viz příloha obrázky 4,5,6,7,8 a 9. Porovnání účinností viz příloha obrázky 10,11 a 12.

## 5. Závěr

Prokázání vlivu geometrického tvaru na účinnost celého turbínového stupně bylo základním požadavkem ze strany zadavatele úlohy. Lze říci, že tento vliv, ať už kladný nebo záporný, ve smyslu změny účinnosti, byl jednoznačně prokázán. Na tomto místě je rovněž zapotřebí zmínit, proč zde nejsou výsledky matematické simulace konfrontovány s poznatky z experimentů. Důvodem je skutečnost, že například pro určitou skupinu variant byla referenční geometrií lopatkování válcová lopatka. Pro tento typ již v minulosti experimenty byly prováděny a výsledky výše představované matematické simulace se pro tuto základní geometrii s experimentem shodují. Lze tedy vycházet z předpokladu, že výpočty geometricky podobných variant, získané stejnou matematickou simulací, budou také realistické.

## 6. Poděkování

Tento příspěvek vznikl za finančního přispění MŠMT v rámci projektu výzkumu a vývoje LN00B084.

## 7. Literatura

Fluent 6 User's Guide

Tajč L.: Poznámky ke stanovení Účinnosti axiálního stupně. Výzk. zpráva VZTP 0847.

Kalčík J., Sýkora K.: Technická termomechanika, Academia, Praha 1973.

Polanský J.: Partial steam admission in an axial turbine stage, PhD Thesis, Plzeň 2001.

8. Přílohy

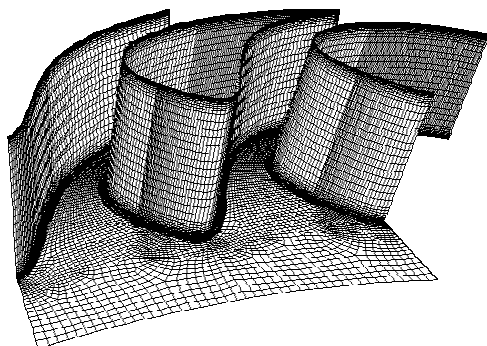


Figure 1: Povrchová síť rozváděcí lopatky základní varianta 6.

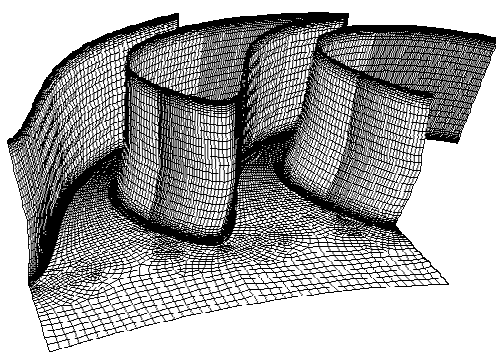


Figure 2: Povrchová síť rozváděcí lopatky varianta 2.

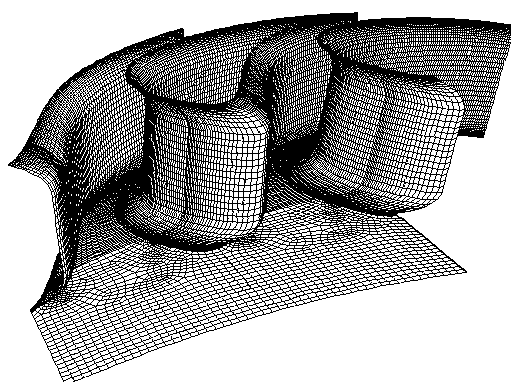


Figure 3: Povrchová síť rozváděcí lopatky varianta 1.

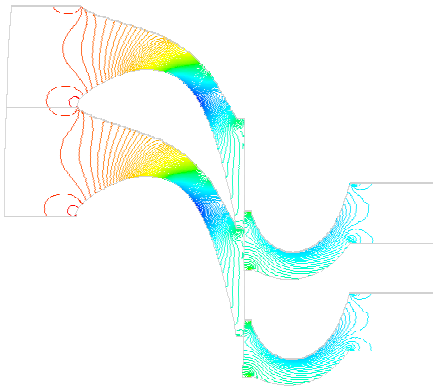


Figure 4: Průběh iso-čar statického tlaku základní varianta 6.

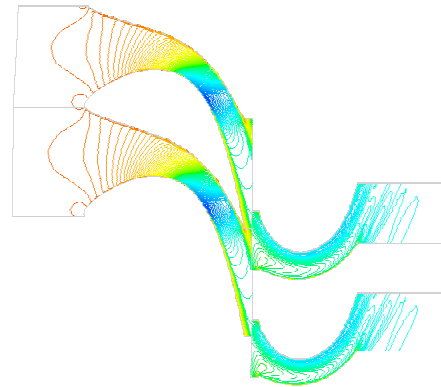


Figure 5: Průběh iso-čar statické teploty základní varianta 6.

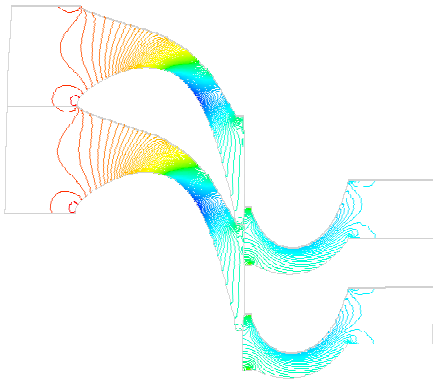


Figure 6: Průběh iso-čar statického tlaku varianta 2.

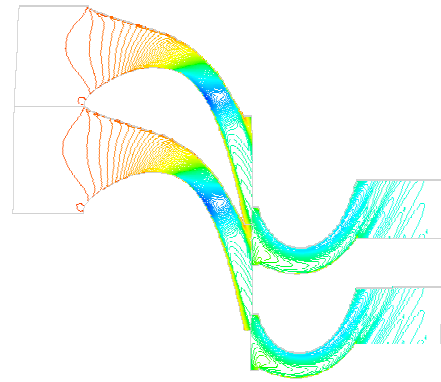


Figure 7: Průběh iso-čar statické teploty varianta 2.

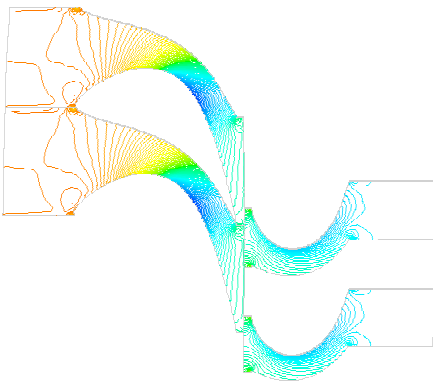


Figure 8: Průběh iso-čar statického tlaku varianta 1.

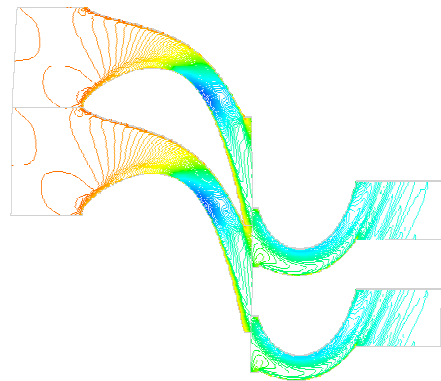


Figure 9: Průběh iso-čar statické teploty varianta 1.

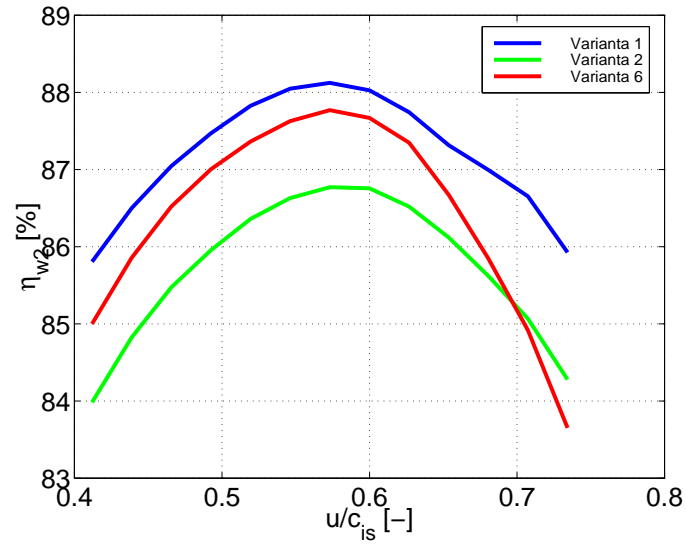


Figure 10: Závislost účinností na  $u/c_{is}$  pro jednotlivé varianty.  
 $\omega = 346.8 \text{ rad/s}$

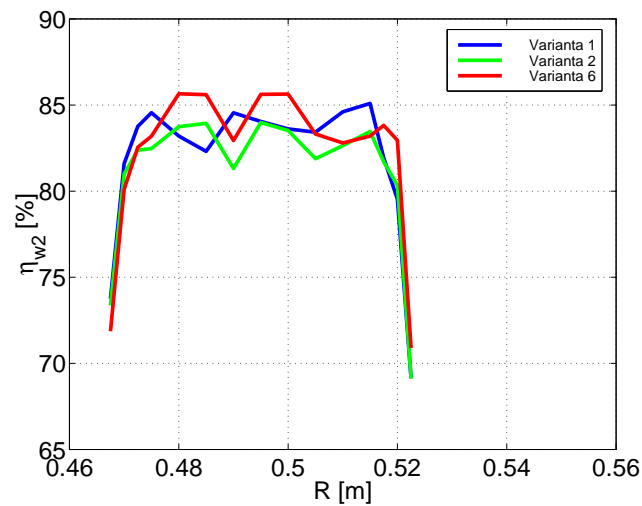


Figure 11: Závislost účinností na  $R_m$  pro jednotlivé varianty.  
 $\omega = 346.8 \text{ rad/s}$

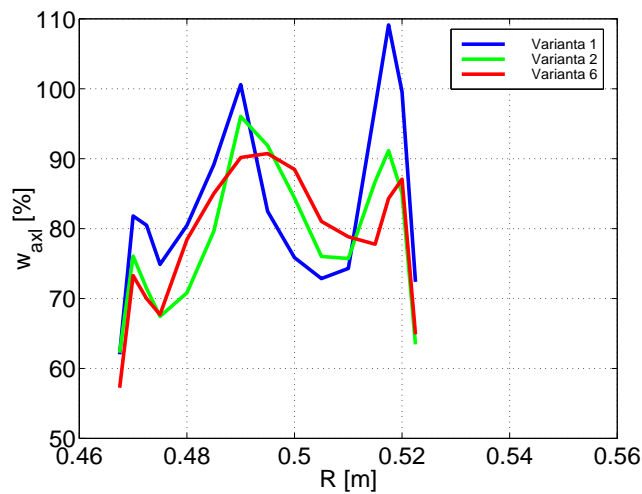


Figure 12: Závislost axiální rychlosti na  $R_m$  pro jednotlivé varianty.