

**ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ CỦA MỘT SỐ TURBULENCE MODEL
KHI MÔ PHỎNG TRƯỜNG VẬN TỐC DÒNG CHẢY ĐẲNG
SAU MỘT TURBINE**

MỤC LỤC

1. Mở đầu	3
2. Áp dụng về lý thuyết “đĩa truyền động” (Actuator Disk) và phương trình Navier-Stokes để mô phỏng dòng chảy đằng sau Turbine.....	4
3. Mô hình hoá và kiểm chứng mô hình.....	5
3.1. <i>Mô hình $k-\varepsilon$ Standard</i>	6
3.2. <i>Mô hình $k-\varepsilon$ Realizable</i>	6
3.3. <i>Mô hình $k-\omega$ SST</i>	7
3.4. <i>Mô hình RSM</i>	7
3.5. <i>Mô hình hoá</i>	8
3.6. <i>Kết quả mô hình hoá</i>	9
4. Ứng dụng để mô hình hóa trang trại turbine.....	13
5. Kết luận.....	14
Tài liệu tham khảo	15

1. Mở đầu

Ngày nay, cùng với quá trình tăng dân số, đô thị hoá và phát triển kinh tế, nhu cầu sử dụng năng lượng đã gia tăng mạnh mẽ. Việc khai thác và sử dụng quá mức các nguồn năng lượng hoá thạch đã và đang tác động nghiêm trọng đến môi trường và xã hội. Theo nghiên cứu của Liên minh Năng lượng Bền vững Việt Nam (VSEA): Thế giới hiện đang phụ thuộc rất nhiều vào nhiên liệu hoá thạch. Năm 2013, dầu mỏ, than đá và khí đốt cung cấp tới 87% tổng năng lượng tiêu thụ trên toàn cầu. Còn ở Việt Nam, tỷ trọng các loại hình sản xuất điện sử dụng nhiên liệu hoá thạch chiếm gần một nửa trong hệ thống điện quốc gia. Tuy nhiên, những nguồn năng lượng truyền thống này đang dần cạn kiệt. Từ đó, dẫn đến tình trạng cung không đủ cầu. Việc này sẽ đe dọa trực tiếp đến an ninh năng lượng tại nhiều khu vực trên thế giới trong đó có Việt Nam. Trước thực trạng đó, đòi hỏi chúng ta phải phát triển các nguồn năng lượng thay thế. Trong số đó phải kể đến việc khai thác, phát triển và sử dụng các nguồn năng lượng tái tạo, đặc biệt là khai thác năng lượng thủy triều. Công việc này yêu cầu phải nghiên cứu, chế tạo và phát triển các thiết bị phù hợp nhằm chuyển hoá các nguồn năng lượng này thành điện năng. Cùng với các phương pháp nghiên cứu khác, mô phỏng số là một công cụ hữu ích để giải quyết vấn đề này vì nó tiết kiệm thời gian và chi phí trong quá trình nghiên cứu nhưng vẫn đảm bảo tính chính xác. Đối với Turbine thủy triều, việc mô phỏng dòng chảy trong một dãy Turbine là rất cần thiết, đòi hỏi phải biểu diễn chính xác cường độ rối và sự phục hồi vận tốc của dòng chảy đằng sau mỗi Turbine. Để giải quyết vấn đề này, chúng ta áp dụng các phương trình Navier-Stokes (NSEs) trong mô phỏng số, kết hợp với lý thuyết “đĩa truyền động” (Actuator Disk) hoặc Blade Element (BEM) (Nguyen et al., 2014; Harrison et al., 2010; Bai et al., 2013; Whelan et al., 2014; Malki et al., 2014). Trong lý thuyết “đĩa truyền động”, cường độ lực là đại lượng đặc trưng, có vai trò giống như hoạt động của Turbine tác động lên dòng chảy (Harrison et al., 2010; Roc et al., 2013; Myers and Bahaj., 2009). Người ta đã sử dụng lý thuyết này để mô phỏng cho hoạt động của một Turbine, kết hợp với cách tiếp cận của phương pháp RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations). Trong bài báo này, tác giả trình bày các so sánh liên quan đến hiệu quả của các mô hình Turbulence models như: k- ϵ Standard, k- ϵ Realizable, k- ω SST và Reynolds Stress Model (RSM) kết hợp với việc áp dụng lý thuyết “đĩa truyền động” (Actuator Disk) để mô phỏng dòng chảy đằng sau một Turbine thủy triều. Kết quả mô phỏng sẽ được tham chiếu với các kết quả thực nghiệm trong các công trình nghiên cứu của Harrison *et al.* (2010) và Myers and Bahaj, (2009) để kiểm chứng độ tin cậy và tính chính xác của các mô hình.

2. Áp dụng về lý thuyết “đĩa truyền động” (Actuator Disk) và phương trình Navier-Stokes để mô phỏng dòng chảy đằng sau Turbine

Trong lý thuyết “đĩa truyền động” (Actuator Disk), người ta coi chuyển động quay của các cánh Turbine tạo ra một đĩa đồng nhất và trên đó ta đặt một lực đẩy F_t . Lực này được phân đều trên toàn bộ bề mặt đĩa, tạo ra sự chênh áp ở mặt trước và sau, đồng thời làm thay đổi vận tốc của dòng chảy đằng sau đĩa. Nó có khả năng chiết xuất năng lượng động học của dòng chảy (Mulugeta Biadgo et al., 2013) và tạo ra một sự giảm vận tốc ở khu vực đằng sau của thiết bị. Giá trị của lực này được tính toán theo công thức (1)

$$F_t = S\Delta P = \frac{1}{2}\rho C_t S U_\infty^2 \quad (1)$$

Trong đó S là diện tích bề mặt đĩa, ΔP là độ chênh áp giữa trước và sau của đĩa, U_∞ là vận tốc ở thượng nguồn của đĩa, ρ là mật độ chất lỏng, C_t là hệ số lực đẩy (Whelan et al., 2014; Malki et al., 2014). Theo giới hạn của lý thuyết Betz, giá trị lớn nhất của đại lượng này là 8/9 (Betz, 1920).

Khi áp dụng phương pháp RANS để mô phỏng dòng chảy đằng sau Turbine, lực sinh ra do sự tác động của đĩa lên chất lỏng được đặc trưng bởi đại lượng S_i trong phương trình Navier-Stokes (2) được mô tả dưới dạng như sau:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(p)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + R_{ij} \right] + \rho g_i + S_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 ; R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\mu_t = C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad (3)$$

Trong đó U_i, U_j là thành phần vận tốc theo các phương trong không gian; x_i, x_j là các điểm trong không gian; μ là độ nhớt; R_{ij} là các thành phần của tenseur Reynolds; μ_t là độ nhớt động lực học được xác định từ năng lượng động học của môi trường rối (k) và độ phân tán môi trường rối (ε); g là gia tốc trọng trường; C_μ là hệ số ($C_\mu=0.09$).

Theo lý thuyết Actuator Disk, người ta đặt một lực lên Turbine, đó chính là áp lực của chất lỏng tác dụng lên toàn bộ thể tích của Turbine. Do vậy ta có F_t/Se là áp lực thể tích của chất lỏng tác dụng lên Turbine (trong đó: e là chiều dày của đĩa được tạo bởi Turbine). Trong phương trình (2), đại lượng S_i được thay thế bởi giá trị áp lực thể tích của chất lỏng tác dụng lên Turbine. Áp lực này có chiều ngược với chiều của dòng chảy, do vậy ta có:

$$S_i = -\frac{F_t}{S_e} \quad (4)$$

Giá trị của của F_t phụ thuộc vào hệ số C_t và được xác định theo công thức (1). Để đảm bảo độ chính xác khi mô phỏng dòng chảy của chất lỏng qua Turbine, cần phải xác định được mối liên hệ giữa vận tốc của dòng chảy tại vị trí đĩa hay Turbine (U_d) và vận tốc dòng chảy ở thượng nguồn (U_∞), như vậy mới xác định chính xác áp lực của chất lỏng tác dụng lên bề mặt của đĩa (Turbine). Trên cơ sở các nghiên cứu của Taylor (Taylor, 1963), ta có mối quan hệ giữa U_∞ , độ chênh lệch áp suất giữa mặt trước và sau đĩa và U_d như sau:

$$U_\infty = U_d(1 + 0.25f) \quad (5)$$

$$\Delta P = 0,5\rho f U_d^2 \quad (6)$$

Trong đó: f là hệ số sức cản của môi trường.

Kết hợp biểu thức (1), (4) và (6) ta tìm được giá trị lực thể tích phụ thuộc vào hệ số f , chiều dày của đĩa và vận tốc cục bộ của dòng chảy tại vị trí Turbine theo công thức sau:

$$S_i = -\frac{F_t}{S_e} = -\frac{1}{2}\rho \frac{f}{e} U_d^2 \quad (7)$$

Hệ số của áp lực đẩy C_t được tìm ra trong công trình nghiên cứu của Taylor (Taylor, 1963).

$$C_t = \frac{f}{(1+0.25f)^2} \quad (8)$$

3. Mô hình hoá và kiểm chứng mô hình

Để so sánh và đánh giá độ chính xác của các mô hình, tác giả đã sử dụng 4 mô hình cơ bản là: k- ϵ Standard, k- ϵ Realizable, k- ω SST và Reynolds Stress Model (RSM). Mô hình k- ϵ Standard cho hiệu quả tốt, cường độ rối trong dòng chảy được thể hiện đầy đủ và rõ ràng ở khu vực xa vật thể (Turbine). Mô hình k- ϵ Realizable là sự biến đổi của mô hình k- ϵ , nó phù hợp nhất đối với trường hợp dòng chảy có độ nhiễu loạn cao, phức tạp. Mô hình k- ω SST (Harrison et al., 2010; Bai et al., 2009) thường được sử dụng để giải quyết các bài toán về dòng chảy sát bề mặt vật thể. Mô hình RSM (Cabezon et al., 2009) thường được sử dụng để mô phỏng trong các trường hợp môi trường có mức độ phức tạp rất lớn.

Ngoại trừ mô hình RSM, giả thiết Boussinesq được sử dụng để liên kết tensor Reynolds theo giá trị trung bình ($-\rho \overline{u'_i u'_j}$). Trong mô hình RSM, mỗi thành phần R_{ij} được tính toán theo giả thiết không đồng nhất.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (9)$$

3.1. Mô hình k - ε Standard

Trong mô hình này, sự chuyển đổi năng lượng và sự phân tán rối của môi trường được thể hiện trong các biểu thức sau:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho \wp - \rho \varepsilon + S_k \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \rho \wp - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (11)$$

trong đó: $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ là các hệ số của phương trình, \wp biểu diễn sự tạo năng lượng rối (production of turbulent kinetic energy), đại lượng này được xác định như sau:

$$\wp = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (12)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

3.2. Mô hình k - ε Realizable

Mô hình này là sự biến đổi của mô hình k - ε , trong đó sự chuyển đổi của tỷ lệ phân tán rối ε được thể hiện theo công thức (14).

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (14)$$

$$C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]; \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}; \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U_f}{\varepsilon}} \quad (16)$$

3.3. Mô hình k- ω SST

Mô hình này được phát triển bởi Menter (1994) dựa trên mô hình k- ω thông thường nhằm mục đích mô phỏng tại khu vực sát với bề mặt vật thể. Công thức chuyển đổi đối với k và ω được biểu diễn như sau:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{\rho} - \rho \beta^* k \omega + S_k \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega U_i)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\mu_t \alpha}{\rho} \tilde{\rho} - \rho \beta \omega^2 + \\ &+ 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + D_{\omega}^+ + S_{\omega} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\tilde{\rho} = \min(\rho \rho, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (19)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (20)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha a_1 \omega} \right]} \quad (21)$$

$$F_1 = \tan(\Phi_1^4); \quad \Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (22)$$

$$F_2 = \tan(\Phi_2^2); \quad \Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (23)$$

Các hệ số trong mô hình này được xác định như sau: $\beta^*=0.09$, $\beta=0.072$, $a_1=0.31$, $\alpha=0.52$, $\sigma_{w,1}=0.5$, $\sigma_{w,2}=0.856$.

3.4. Mô hình RSM

Trong mô hình này, mỗi thành phần của tensor Reynolds được tính toán theo công thức (24):

$$\frac{\partial(\rho \overline{u_i' u_k'})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \overline{u_i' u_k'})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i' u_k'}}{\partial x_j} \right) + \rho \rho_{ik} - \rho \varepsilon_{ik} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_j} \frac{\partial \overline{u_i' u_k'}}{\partial x_j} \right) + \Phi_{ik} \quad (24)$$

$$\Phi_{ik} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[\overline{u_i' u_k'} - \frac{2}{3} \sigma_{ik} k \right] - C_2 \left[(\rho \rho_{kk} + \mathbb{C}_{ik}) - \frac{2}{3} \sigma_{ik} (\rho \rho - \mathbb{C}) \right] \quad (25)$$

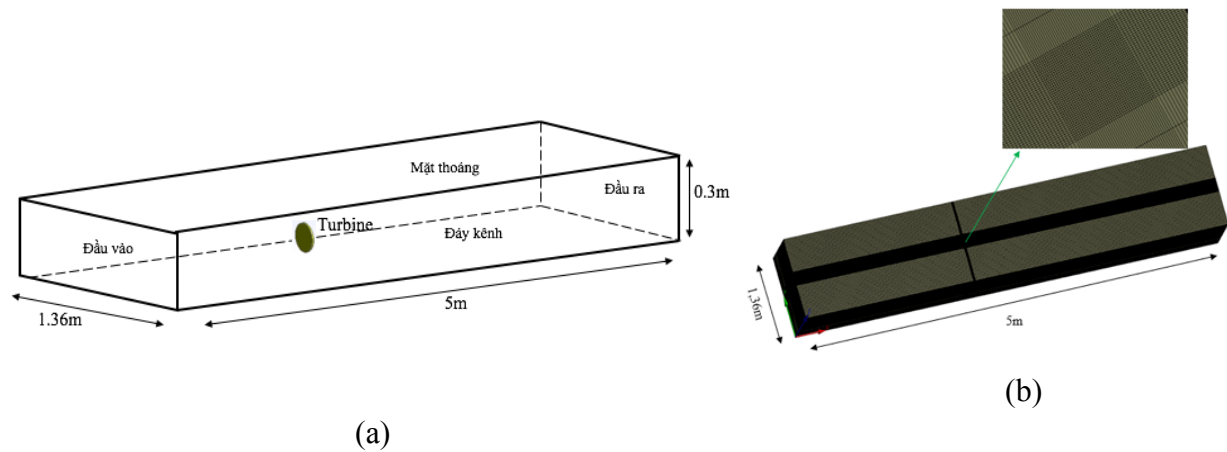
$$\mathbb{C}_{ik} = \frac{\partial(\rho U_j \overline{u_i' u_k'})}{\partial x_j}; \quad \mathbb{C} = \frac{1}{2} \mathbb{C}_{kk} \quad (26)$$

$$\varphi_{ik} = -\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} ; \varepsilon_{ik} = 2\nu \overline{\frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} ; \varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon \quad (27)$$

Trong mô hình này các hệ số $C_l=1.8$, $C_2=0.6$, $C_\mu=0.09$, $\kappa=0.4$.

3.5. Mô hình hoá

Để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình và các kết quả tính toán, tác giả đã sử dụng các số liệu đo thực nghiệm về sự biến đổi vận tốc (velocity) của dòng chảy và cường độ rối (turbulent intensity) của môi trường trong các công trình nghiên cứu của Harrison *et al.* (2010) và Myers and Bahaj (2010). Thí nghiệm này được mô tả như sau: Trong một kênh dẫn đầy nước, có kích thước 21x1.36x0.3m, người ta tiến hành đặt một đĩa kim loại đục lỗ (tạo môi trường xốp) đường kính $D=0.1m$, chiều dày 1mm. Vị trí đặt đĩa cách đầu vào của kênh dẫn 20 lần đường kính đĩa (20D), vận tốc dòng chảy tại đầu vào của kênh là 0.3 m/s, cường độ rối $I=5\%$. Dòng chảy sau khi qua đĩa xốp sẽ bị biến đổi vận tốc, người ta tiến hành đo sự biến đổi này bằng phương pháp ADV (Acoustic Doppler Velocimetry), độ sai số của phép đo là 1%. Do sự giới hạn về tốc độ xử lý của máy tính, đồng thời trong các phép đo thực nghiệm, kết quả đo chỉ dừng lại ở vị trí 20D đằng sau Turbine, nên trong mô hình số, chúng tôi chỉ sử dụng kênh dẫn có kích thước 5x1.36x0.3m (Hình 1a), còn lại các thông số khác đều giống với thí nghiệm của nhóm tác giả kể trên.



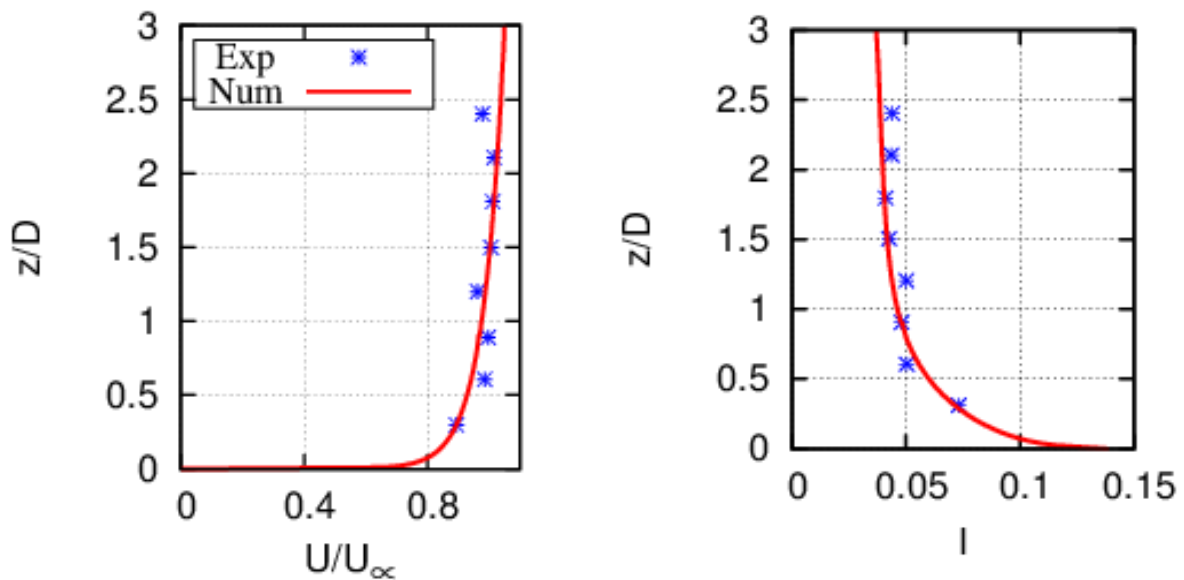
Hình 1. Miền tính toán (hình a) và lưới cấu trúc (hình b) trong mô phỏng số

Trong mô hình số, miền tính toán được bao phủ bởi một lưới cấu trúc “Hexahedral” với 16867840 phần tử, trong đó vùng biểu thị Turbine được làm mịn với mật độ cao, kích thước các phần tử lưới trong vùng này tương ứng với chiều dày của đĩa (1mm) (Hình 1b). Các điều kiện ban

đầu của mô hình số như sau: điều kiện đối xứng được áp dụng cho mặt trên và hai mặt bên của kênh dẫn, mặt đáy của kênh được áp dụng điều kiện có độ nhám. Tại đầu vào của kênh dẫn, vận tốc của dòng chảy và cường độ rối được sử dụng dưới dạng profil dựa trên mối quan hệ thực nghiệm được rút ra trong nghiên cứu của Harrison *et al.* (2010):

$$U_l = 2.5U^* \ln\left(\frac{zU^*}{\nu}\right) + A ; k = \frac{3}{2}I^2U^2 ; \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (28)$$

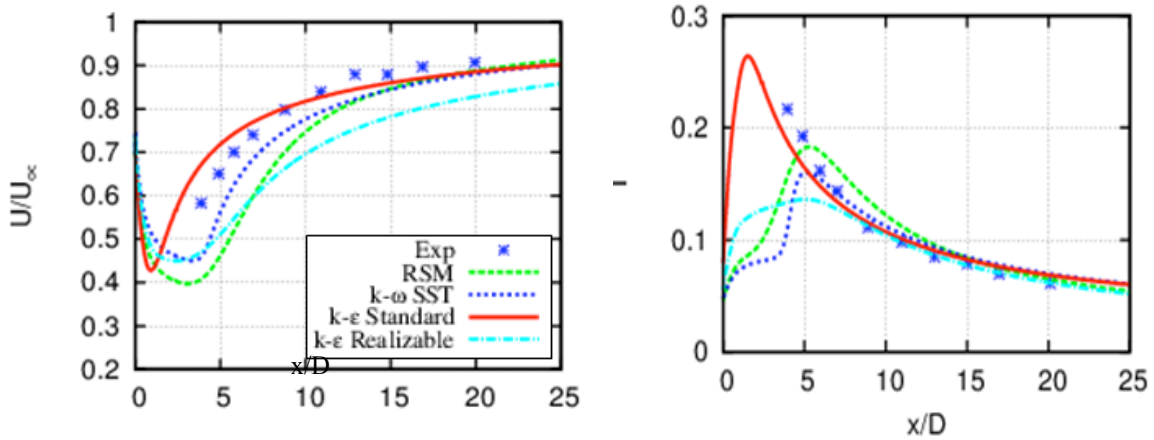
trong đó: U^* là sức cản vận tốc trong kênh $U^*=0.00787\text{m/s}$, A là hằng số $A=0.197$, z là chiều cao kênh dẫn, ν là độ nhớt động học, U là vận tốc trung bình của dòng chảy, $C_\mu=0.09$ và l là chiều dài đặc trưng của xoáy. Các mô phỏng được thực hiện trong chương trình ANSYS FLUENT, kết quả cho thấy, profil đầu vào của vận tốc và cường độ rối trong mô phỏng số (Num) trùng khớp với các số liệu đo thực nghiệm (Exp) (Hình 2).



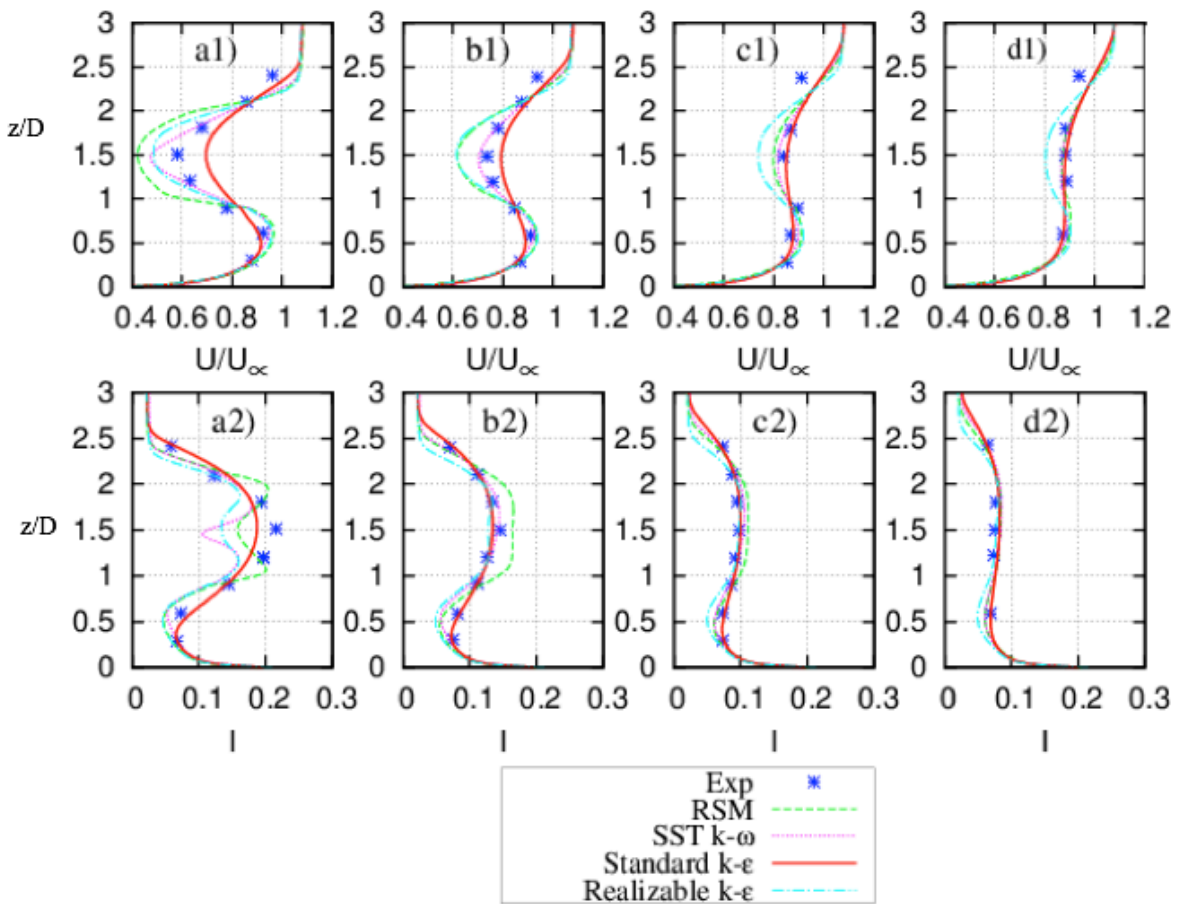
Hình 2. Profil theo chiều thẳng đứng của vận tốc (hình trái) và cường độ rối (hình phải) tại đầu vào của kênh

3.6. Kết quả mô hình hoá

Kết quả biểu diễn sự biến đổi vận tốc của dòng chảy và cường độ rối của môi trường dọc theo trục trung tâm của Turbine (Hình 3) và các profil trục đứng (Hình 4), được so sánh trực tiếp trên cùng một biểu đồ với các số liệu thực nghiệm.



Hình 3. Profil vận tốc (hình trái) và cường độ rối (hình phải) dọc theo trục trung tâm của Turbine ($x=0$ là vị trí của Turbine). So sánh giữa kết quả thực nghiệm và kết quả mô phỏng số được thực hiện với nhiều Turbulence models



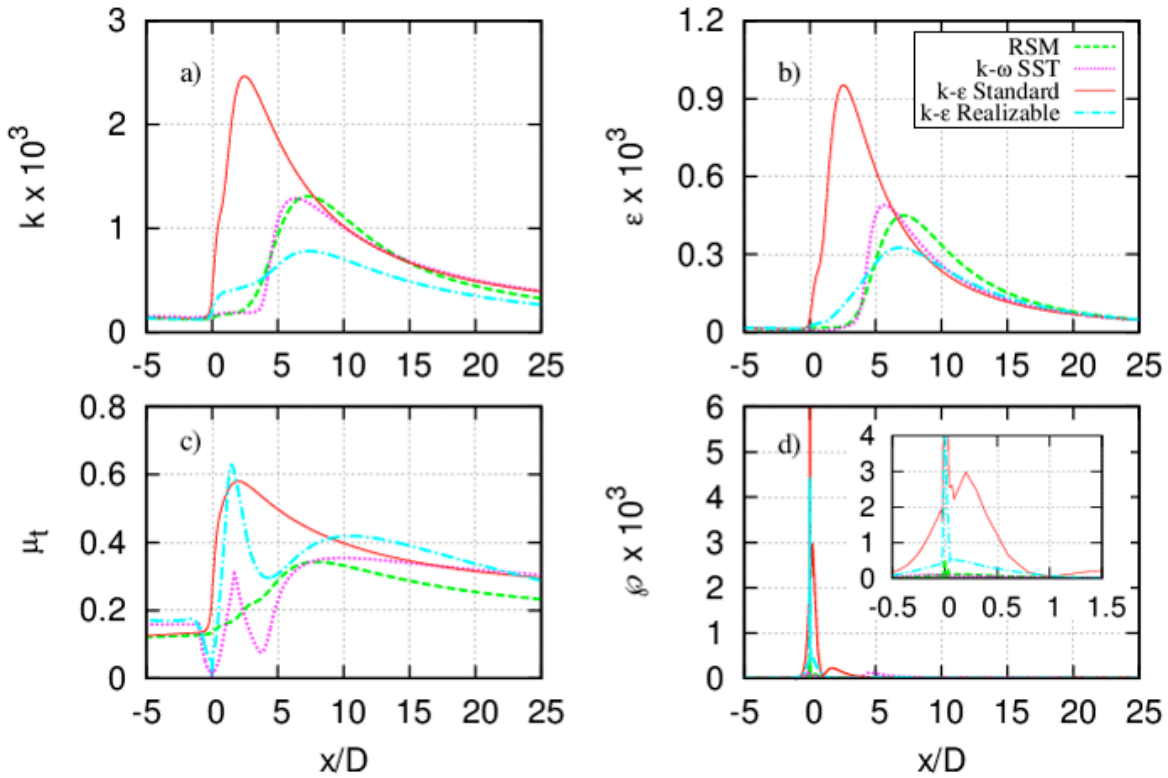
Hình 4. Profil theo chiều thẳng đứng của vận tốc (hình trên) và cường độ rối (hình dưới) tại các vị trí: a) $x=4D$, b) $x=7D$, c) $x=11D$, d) $x=15D$

Trên Hình 3 và Hình 4 biểu diễn profil của vận tốc và cường độ rối đẳng sau, dọc theo trục trung tâm của Turbine ($x/D=0$ là vị trí của Turbine). Qua hình vẽ cho ta thấy, từ vị trí $x>15D$ kết quả mô phỏng (Num) của 3 mô hình k- ϵ Standard, k- ω SST và Reynolds Stress Model (RSM) gần trùng khớp với kết quả thực nghiệm (Exp). Trong khi đó, kết quả của mô hình k- ϵ Realizable có sự sai lệch tương đối so với thực nghiệm. Đối với profil theo chiều thẳng đứng, trên hình 4 cho thấy từ khoảng cách $x\geq 7D$ tính từ vị trí của Turbine cả 4 mô hình đều cho kết quả tương đối gần với thực nghiệm. Tuy nhiên, tại khoảng cách $x\leq 4D$, có sự sai lệch tương đối giữa kết quả mô phỏng của 4 mô hình và thực nghiệm. Nguyên nhân của sự sai lệch này đã được chỉ ra trong các nghiên cứu của tác giả Harrison *et al.* (2010). Theo các tác giả này, trong phương pháp “đĩa truyền động” luôn tồn tại một sai số nhất định khi mô phỏng trường vận tốc tại khu vực ngay sát phía sau Turbine. Dọc theo trục trung tâm của Turbine ($z/D=1.5$), sai số tương đối lớn nhất giữa kết quả mô phỏng số và thực nghiệm đối với vận tốc và cường độ rối tương ứng của các mô hình được thể hiện trong bảng 1.

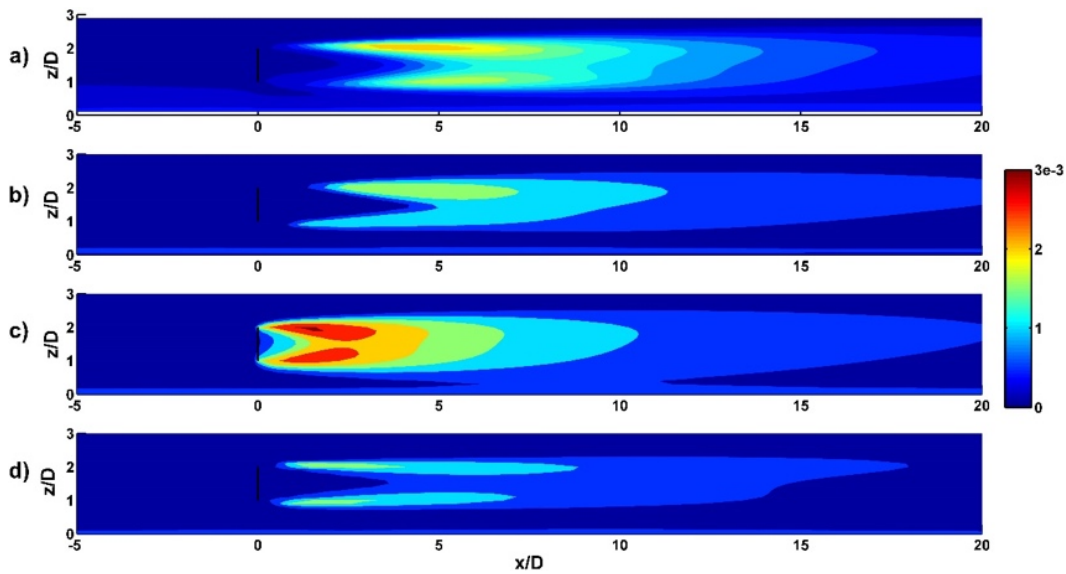
Bảng 1. Sai số tương đối lớn nhất của vận tốc ($E_u=(U-U_{exp})/U_{exp}$) và cường độ rối ($E_I=(I-I_{exp})/I_{exp}$) tại vị trí $x=4D, z=1.5D$.

Models	k- ϵ Standard	k- ϵ Realizable	k- ω SST	RSM
E_u (%)	19	17	18	28
E_I (%)	14	38	48	27

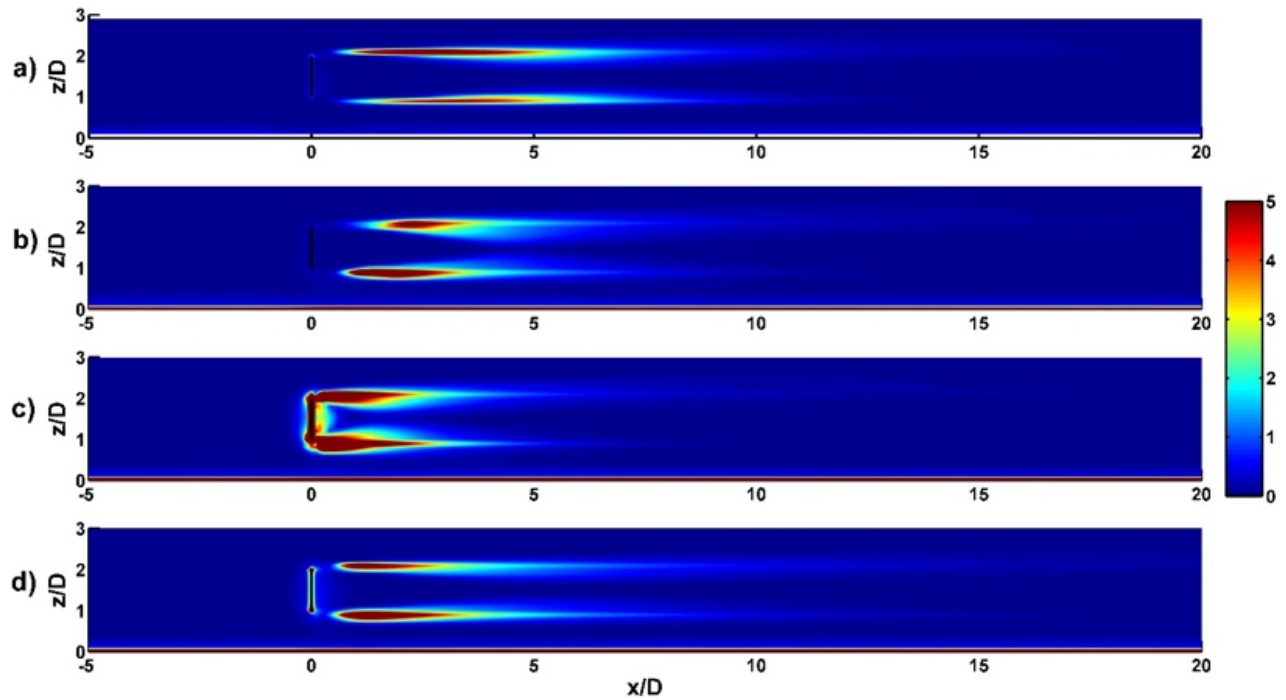
Số liệu trên bảng 1 về sai số tương đối của các mô hình cho thấy, mô hình k- ϵ Standard cho kết quả tốt nhất, sai số là nhỏ nhất so với các mô hình còn lại. Chúng ta có thể thấy rằng, tại khu vực gần sát với Turbine ($x=3D$), năng lượng động học của dòng chảy được thể hiện trong mô hình k- ϵ Standard lớn nhiều so với các mô hình còn lại (Hình 5a, 6c). Các thông số khác cũng thể hiện sự nổi trội của mô hình k- ϵ Standard so với các mô hình khác (Hình 5-7).



Hình 5. Các thông số đặc trưng dọc theo trục trung tâm của Turbine: Kinetic energy [m^2/s^2] (a), dissipation of kinetic energy [m^2/s^3] (b), turbulent dynamic viscosity [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$] (c) và production of the kinetic energy [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^3$] (d) của nhiều mô hình khác nhau ($x=0$ là vị trí của Turbine)



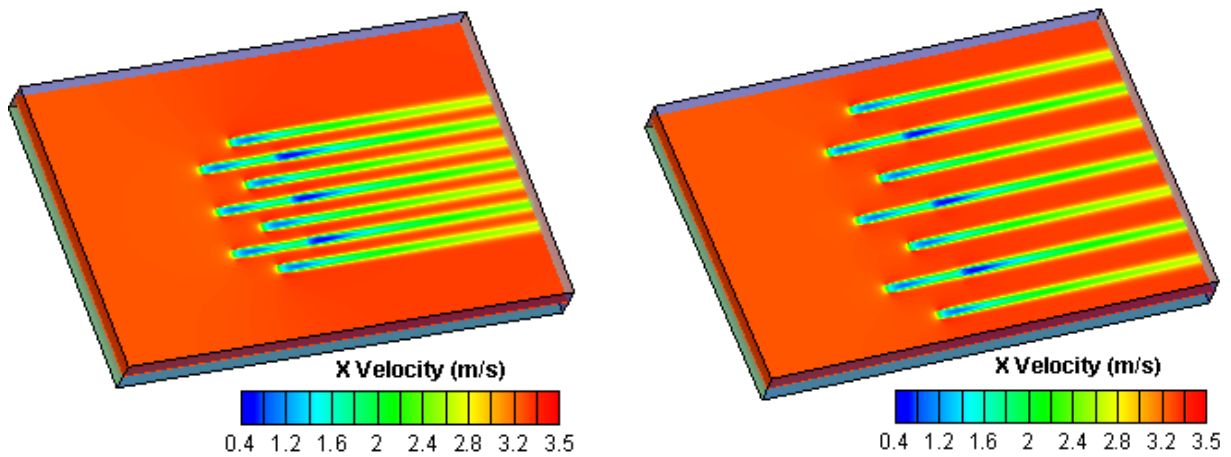
Hình 6. Năng lượng động học tại phẳng $x-z$ của 4 mô hình: RSM (a), $k-\omega$ SST (b), $k-\epsilon$ Standard (c) và $k-\epsilon$ Realizable (d)



Hình 7. Sự sản sinh năng lượng động học tại mặt phẳng x-z được thể hiện trong các mô hình: RSM (a), $k-\omega$ SST (b), $k-\epsilon$ Standard (c) và $k-\epsilon$ Realizable (d)

4. Ứng dụng để mô hình hóa trang trại turbine

Áp dụng mô hình $k-\epsilon$ Standard để mô phỏng sự biến đổi trường vận tốc đằng sau các Turbine đặt trong 1 trang trại với giả thiết hướng và vận tốc của dòng chảy không thay đổi (Hình 8).



Hình 8. Sự biến đổi trường vận tốc đằng sau Turbine trong một trang trại (10 Turbines)

5. Kết luận

Dựa trên các kết quả nghiên cứu thu được, ta nhận thấy rằng môi trường rối có tác động rất lớn đến sự hình thành các xoáy của dòng chảy đằng sau Turbine. Đối với các mô hình được sử dụng, ta thấy không có sự khác biệt nhiều trong khu vực xa Turbine. Tuy nhiên, chúng ta thấy rằng k- ϵ Standard cho kết quả tốt nhất, sai số tương đối so với thực nghiệm là nhỏ nhất. Mô hình k- ϵ Standard cho ta một sự sản sinh năng lượng động học rất mạnh tại vị trí ngay sát Turbine, trong khi các mô hình khác không thể hiện rõ nét. Điều này dẫn đến khả năng hoà trộn rất tốt đối với môi trường rối, làm gia tăng khả năng phục hồi vận tốc của dòng chảy đằng sau Turbine. Càng về gần vị trí của Turbine, ta thấy sự khác biệt giữa các mô hình là đáng kể. Ở khu vực tính từ khoảng cách $x \leq 4D$ đằng sau Turbine, ta thấy có sự sai khác tương đối, thể hiện qua các giá trị sai số giữa mô phỏng và thực nghiệm. Mặc dù vậy, như đã phân tích ở trên về sự hạn chế của phương pháp “đĩa truyền động”, sự sai lệch này là không thể tránh khỏi. Điều này, đòi hỏi cần phải có các nghiên cứu bổ sung để hoàn thiện mô hình.

Tài liệu tham khảo

- V.T Nguyen., S. Guillou., J. Thiébot., A. Santa Cruz, 2014. Numerical simulation of a pilot tidal farm using actuator disks, influence of a time-varying current direction. *Grand Renewable Energy 2014 Proceeding, O-Oc-6-1*, Tokyo Japan.
- M.E. Harrison., W.M.J. Batten., L.E. Myers., A.S. Bahaj, 2010. Comparison between CFD simulation and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines. *IET Renewable Power Generation*, 4, pp 613-627.
- G. Bai., J. Li., P. Fan., G. Li, 2013. Numerical investigations of the effects of different arrays on power extractions of horizontal axis tidal current turbines. *Renewable Energy*, 53, pp 180-186.
- J.I Whelan., J.M.R Graham., J Peiró, 2009. A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol 624, pp 281-291.
- R Malki., I Masters., A.J Williams., T.N Croft, 2014. Planning tidal stream turbine array layouts using a coupled blade element momentum-computational fluid dynamics model. *Renewable Energy*, Vol 63, pp 46-54.
- T. Roc., D.C. Conley., D. Greaves, 2013. Methodology for tidal turbine representation in ocean circulation model. *Renewable Energy*, 51, pp 448-464.
- L.E. Myers and A.S. Bahaj, 2009. Experiment analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators. *Ocean Engineering*, 37, pp 218-227.
- A. Betz, 1920. Das maximum der theoretisch moglichen ausnutzung des windes durch windmotoren. *Zeitschrift fur das gesamte Turbinenwesen*, vol. 26, pp 307–309.
- L. Bai., R.R.G Spence., R. Dudzak, 2009. Investigation of the Influence of Array Arrangement and Spacing on Tidal Energy Converter (TEC) Performance using a 3-Dimensional CFD Model. *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden*, pp 654-660.

- D. Cabezon., J. Sanz., I. Marti., A. Crespo, 2009. CFD modeling of the interaction between the surface boundary layer and rotor wake. Comparison of results obtained with different turbulence models and mesh strategies. *EWTEC Marseille*.
- A. Mulugeta Biadgo., A. Simonovic., D. Komarov., S. Stupar, 2013. Numerical and Analytical Investigation of Vertical Axis Wind Turbine. *FME Transactions*, pp 49-58.
- F.R Menter, 1994. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA journal*, Vol 32, pp 1598-1605.
- G.I. Taylor, 1963. The scientific papers of Sir Geoffrey Ingram Taylor. *ed. G.K. Batchelor, Cambridge University Press*.