

# **ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ NHÁM BỀ MẶT ĐẾN CỘT ÁP VÀ HIỆU SUẤT MÁY BƠM LY TÂM SỬ DỤNG ĐỘNG LỰC HỌC CHẤT LỎNG TÍNH TOÁN (CFD)**

**Nguyễn Ngọc Minh<sup>1</sup>**

**Tóm tắt:** Nghiên cứu này đánh giá ảnh hưởng của độ nhám bề mặt đến cột áp và hiệu suất của bơm ly tâm bằng mô phỏng CFD. Hệ phương trình RANS kết hợp mô hình rối  $k-\varepsilon$  được sử dụng để phân tích trường áp suất, vận tốc, cột áp và hiệu suất tại độ nhám 0 - 80  $\mu\text{m}$ . Kết quả cho thấy độ nhám chỉ ảnh hưởng nhẹ đến cột áp nhưng làm giảm rõ rệt hiệu suất do tăng tổn thất ma sát và làm kém đồng đều trường áp suất, đặc biệt ở lưu lượng lớn. Điều này chứng tỏ kiểm soát độ nhám bề mặt là yếu tố quan trọng trong thiết kế và tối ưu hóa bơm ly tâm.

**Từ khóa:** Máy bơm ly tâm, độ nhám bề mặt, CFD, mô hình  $k-\varepsilon$ , hiệu suất.

## **1. GIỚI THIỆU CHUNG**

Hiệu suất và cột áp của máy bơm ly tâm chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố như số cánh, dạng cánh, kiểu buồng xoắn... Các nghiên cứu trước đây về máy bơm ly tâm chủ yếu tập trung vào hình dạng cánh bơm, ảnh hưởng của khe hở, đặc tính dòng chảy rối và khả năng làm việc ở các chế độ ngoài điểm thiết kế (Lim & Sohn, 2018). Tuy nhiên, độ nhám bề mặt lại có thể ảnh hưởng đáng kể đến sự phát triển của lớp biên, tổn thất ma sát, phân bố áp suất và hiệu suất làm việc của bơm. Một số nghiên cứu thực nghiệm gần đây cho thấy độ nhám bề mặt làm thay đổi đặc tính rối gần tường và hành vi của lớp biên, dẫn đến suy giảm hiệu suất, giảm cột áp và gia tăng khả năng xuất hiện xâm thực (Xu et al., 2021). Lim và Sohn (2018) chỉ ra rằng sự gia tăng độ nhám trong các máng dẫn giữa các lá cánh của bánh công tác và trong buồng xoắn làm tăng lực cản ma sát và giảm lưu lượng vận hành, đặc biệt trong điều kiện tải cao (Lim & Sohn, 2018). Những nghiên cứu khác cũng cho thấy hiệu suất bơm suy giảm rõ rệt khi độ nhám vượt quá một giá trị giới hạn nhất định, đồng thời làm dịch chuyển vị trí điểm hiệu suất tối ưu (Muhić & Mitruševski, 2017). Ngoài ra, độ nhám bề mặt còn ảnh hưởng đến dòng rò rỉ qua các khe hở hướng kính và hướng trục, đồng thời làm tăng tổn thất áp suất tại cửa vào, dẫn đến giá trị cột áp hút yêu cầu cao hơn và hiện tượng xâm thực xuất hiện sớm hơn (He et al., 2019).

Với sự phát triển của phương pháp động lực học chất lỏng tính toán (CFD), việc phân tích chi tiết các tổn thất thủy lực do độ nhám gây ra và đặc điểm

dòng chảy gần tường đã trở nên khả thi. Tuy nhiên, các nghiên cứu CFD mang tính hệ thống nhằm định lượng ảnh hưởng của các mức độ nhám khác nhau đến cột áp, hiệu suất và đặc tính xâm thực của máy bơm ly tâm vẫn còn hạn chế. Do đó, nghiên cứu này nhằm mục tiêu khảo sát bằng phương pháp số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt đến các đặc tính thủy lực của máy bơm ly tâm, qua đó cung cấp cơ sở khoa học cho thiết kế bơm, hoàn thiện bề mặt và xây dựng chiến lược bảo trì hiệu quả.

## **2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT**

### **2.1. Các phương trình chủ đạo**

Trong nghiên cứu này, trường dòng chảy không nén được trong bơm ly tâm được mô tả bằng hệ phương trình Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS). Các phương trình liên tục và động lượng của dòng chất lỏng chuyển động trong máy bơm là (ANSYS Inc., 2013):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

trong đó,  $x_i$  và  $x_j$  lần lượt là các tọa độ không gian theo các phương tọa độ,  $\bar{u}_i$  và  $\bar{u}_j$  là các thành phần vận tốc trung bình theo các phương tương ứng,  $t$  là thời gian,  $\bar{p}$  là áp suất trung bình,  $\rho$  là khối lượng riêng của chất lỏng, và  $\mu$  là độ nhớt động lực học. Đại lượng  $\mu_t$  biểu thị độ nhớt rối, được xác định theo giả thiết Boussinesq.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

---

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

Động năng rối  $k$  và tiêu tán rối  $\varepsilon$  của mô hình  $k-\varepsilon$  tiêu chuẩn được viết như sau:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

với tốc độ sinh năng lượng rối  $P_k$  được xác định bởi:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

Các hệ số  $\sigma_k$  và  $\sigma_\varepsilon$  lần lượt là các hệ số khuếch tán rối của  $k$  và  $\varepsilon$  trong khi  $C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$  là các hằng số thực nghiệm của mô hình rối. Trong mô hình  $k-\varepsilon$  tiêu chuẩn, các hằng số này thường được sử dụng với các giá trị  $C_{1\mu} = 0,09; C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_{3\varepsilon} = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3$ .

Hệ phương trình RANS kết hợp với mô hình  $k-\varepsilon$  đầy đủ như trên cung cấp nền tảng mô phỏng ổn định và đáng tin cậy cho việc dự đoán trường vận tốc, trường áp suất và cấu trúc rối trong bánh công tác và hệ thống dẫn dòng của bơm ly tâm.

## 2.2. Cột áp và công suất của máy bơm ly tâm

Cột áp ( $H$ ) của máy bơm được xác định dựa vào thông số áp suất của cửa ra buồng xoắn  $p_{out}$  và áp suất tại lõi vào của bánh công tác  $p_{in}$  theo công thức:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 1600 \frac{\sqrt{0,033}}{20^{3/4}} = 112,2 \text{ (vòng/phút)} \quad (9)$$

Bảng 1 thể hiện các thông số cơ bản của máy bơm sau khi tính toán theo tài liệu thiết kế của Stepanoff (Stepanoff, 1957).

**Bảng 1. Các thông số cơ bản của bánh công tác**

| Thông số                               | Ký hiệu   | Giá trị     | Đơn vị                   |
|----------------------------------------|-----------|-------------|--------------------------|
| Cột áp                                 | H         | 20          | m                        |
| Lưu lượng                              | Q         | 120 (33,33) | m <sup>3</sup> /h (kg/s) |
| Số vòng quay                           | n         | 1600        | Vòng/phút                |
| Đường kính tại lõi ra cánh             | $D_2$     | 260         | mm                       |
| Đường kính tại lõi vào cánh            | $D_1$     | 130         | mm                       |
| Số cánh dẫn                            | Z         | 6           | -                        |
| Góc đặt cánh tại lõi ra bánh công tác  | $\beta_1$ | 25          | Độ                       |
| Góc đặt cánh tại lõi vào bánh công tác | $\beta_2$ | 21          | Độ                       |
| Bề rộng cánh tại lõi ra                | $b_2$     | 19          | mm                       |

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} \quad (7)$$

với  $g$  là gia tốc trọng trường (m/s<sup>2</sup>) và  $\rho$  là khối lượng riêng của chất lỏng (kg/m<sup>3</sup>).

Hiệu suất tổng của máy bơm  $\eta$  được tính toán dựa trên công thức (Stepanoff, 1957):

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_{tr}} \quad (8)$$

trong đó  $P_{tr}$  là công suất trên trục máy bơm.

## 3. MÔ PHỎNG SỐ DÒNG CHẢY QUA BƠM LY TÂM

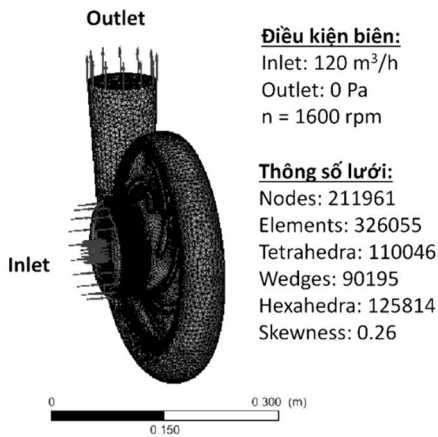
### 3.1. Dựng hình học máy bơm khảo sát

Ảnh hưởng của độ nhám đến cột áp và hiệu suất được nghiên cứu trên một máy bơm ly tâm có thông số: cột áp  $H = 20$  m, lưu lượng  $Q = 120$  m<sup>3</sup>/h (0,033 m<sup>3</sup>/s), số vòng quay của bánh công tác  $n = 1600$  vòng/phút.

Số vòng quay đặc trưng của máy bơm được xác định theo công thức dưới đây (Stepanoff, 1957):

Nghiên cứu này khảo sát bánh công tác với các độ nhám bề mặt khác nhau là 0, 15, 25, 40, 60, 80  $\mu\text{m}$ . Trường dòng chảy và hiệu suất của máy bơm ly tâm được mô phỏng cho lưu lượng các lưu lượng 20, 33,33, 40, 55, 70 và 85 kg/s.

### 3.2. Chia lưới và điều kiện biên



Hình 1. Chia lưới và điều kiện biên

Mô phỏng được thực hiện với lưới tính toán dạng không cấu trúc. Để đảm bảo dòng chảy lớp biên trong mô phỏng, phần lưới gần thành được chia nhỏ hơn phát triển dần về tâm. Miền tính toán được chia với số nút là 211961 và số phần tử 326055. Ở các khu vực chuyển tiếp giữa các mắt lưới được chia mịn hơn để đảm bảo điều kiện dòng chảy lớp biên. Để đảm bảo chất lượng của lưới khi tính toán, hệ số độ lệch (skewness) được lựa chọn là 0,26 và hệ số độ mịn (smoothness) được lựa chọn là 1,0 (ANSYS

Inc., 2015). Trong nghiên cứu này, mô hình rối k- $\epsilon$  được sử dụng để mô phỏng dòng chảy trong bánh công tác. Điều kiện biên lưu lượng tại cửa vào được thiết lập ở mức 120 m³/h (33,33 kg/s), trong khi cửa ra sử dụng điều kiện áp suất khí quyển. Bánh công tác quay với tốc độ 1600 vòng/phút, chất lỏng làm việc là nước ( $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  tại 25°C). Phương trình dòng chảy rối được giải bằng thuật toán SIMPLE với tiêu chuẩn hội tụ  $10^{-5}$ .

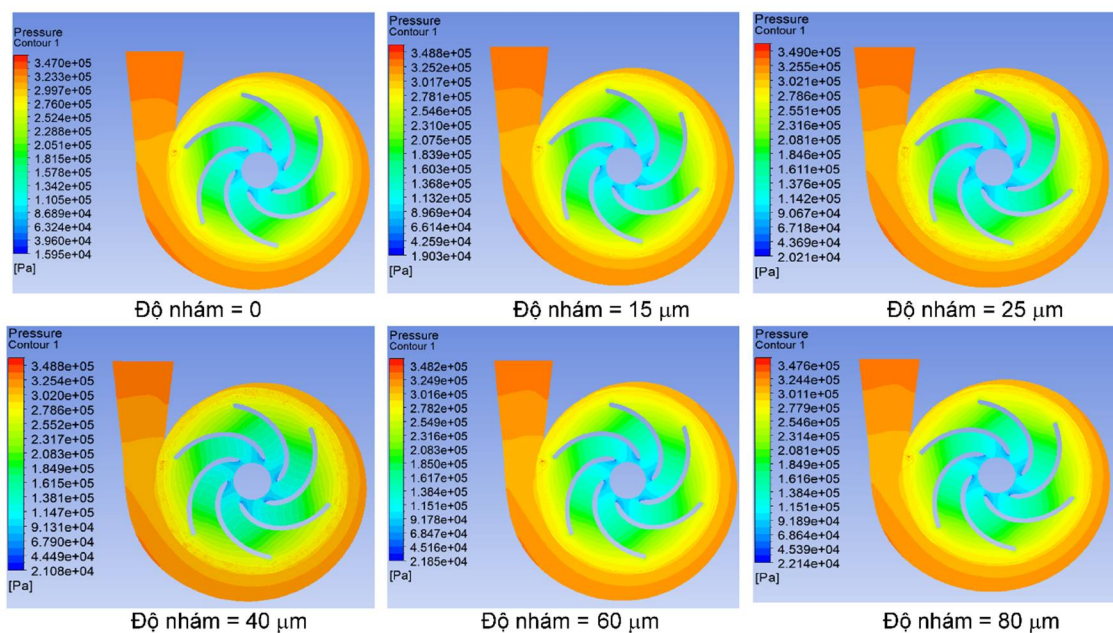
## 4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### 4.1. Trường vận tốc và áp suất trong bơm

#### 4.1.1. Trường áp suất

Phân bố trường áp suất trong máy bơm ly tâm ứng với các mức độ nhám bề mặt khác nhau được trình bày trong Hình 2. Ở tất cả các trường hợp khảo sát, áp suất chất lỏng tăng dần theo bán kính bánh công tác, từ mắt bơm đến buồng xoắn và cửa ra, phù hợp với nguyên lý truyền năng lượng của bơm ly tâm. Các vùng áp suất thấp chủ yếu xuất hiện tại khu vực cửa vào và gần tâm bánh công tác, trong khi áp suất cao tập trung ở vùng vành ngoài bánh công tác và dọc theo thành vỏ bơm.

Đối với các trường hợp bề mặt nhẵn thủy lực và nhám nhỏ (0 - 15  $\mu\text{m}$ ), trường áp suất có tính liên tục và tương đối đồng đều theo chu vi trong các kênh dẫn giữa các cánh. Độ dốc áp suất theo phương bán kính được xác lập rõ ràng, cho thấy dòng chảy bám thành tốt và tổn thất ma sát thành còn ở mức thấp. So với trường hợp nhẵn thủy lực, áp suất lớn nhất tăng nhẹ khi độ nhám gia tăng, phản ánh sự gia tăng vừa phải của tổn thất nhớt.



Hình 2. Trường áp suất trong máy bơm

Khi độ nhám trung bình (25 - 40  $\mu\text{m}$ ), áp suất cực đại tiếp tục tăng và các vùng áp suất cao có xu hướng mở rộng dọc theo mặt áp lực của cánh bơm và thành buồng xoắn. Độ nhám tăng làm tăng ứng suất cắt tại thành, dẫn đến độ dốc áp suất lớn hơn trong kênh cánh. Tuy nhiên, phân bố áp suất tổng thể vẫn tương đối đồng đều, cho thấy chế độ dòng chảy nhìn chung vẫn ổn định và chưa xuất hiện rõ rệt các hiện tượng bất ổn dòng chảy.

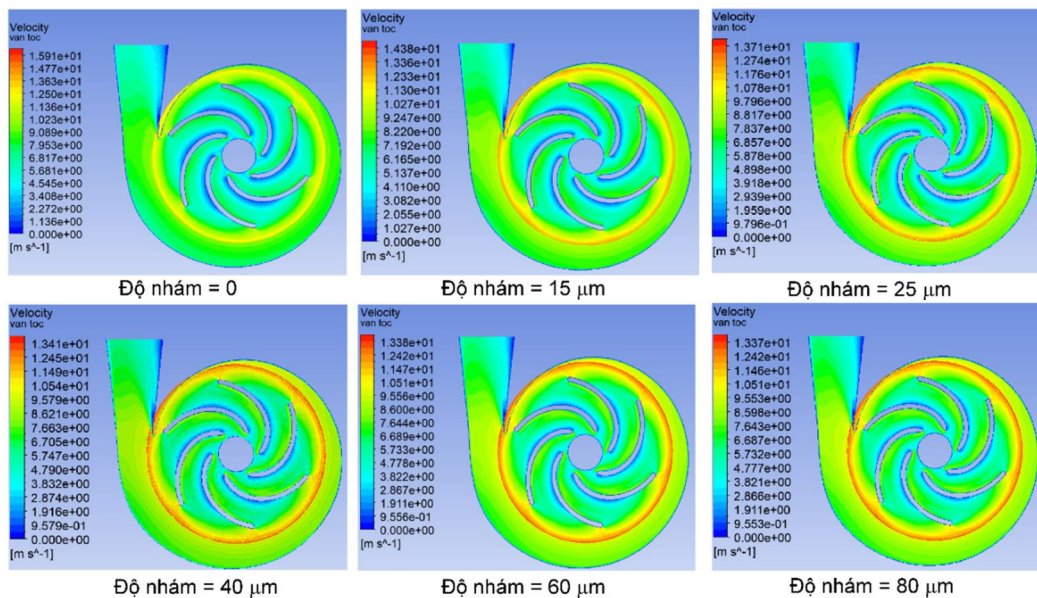
Ở các mức độ nhám lớn (60 - 80  $\mu\text{m}$ ), trường áp suất trở nên kém đồng đều hơn theo chu vi. Mặc dù áp suất cực đại không tăng đáng kể so với các trường hợp nhám trung bình, các vùng áp suất cao trở nên phân tán và giảm tính tập trung. Hiện tượng này cho thấy tổn thất ma sát thành chi phối mạnh hơn động lực học dòng chảy, đồng thời có thể gây ra tách lớp dòng chảy cục bộ trong các kênh dẫn. Sự suy giảm tính đồng đều của trường áp suất có thể dẫn đến dao động áp suất, làm giảm hiệu suất thủy lực và ảnh hưởng đến độ ổn định làm việc của bơm.

Nhìn chung, kết quả cho thấy độ nhám bề mặt là một thông số quan trọng ảnh hưởng đến đặc trưng thủy lực của máy bơm ly tâm. Các mức độ nhám nhỏ và trung bình (khoảng 15 - 40  $\mu\text{m}$ ) cho trường áp suất phân bố hợp lý và ổn định, trong khi độ nhám lớn (>60  $\mu\text{m}$ ) làm gia tăng tổn thất thủy lực,

suy giảm chất lượng trường áp suất và từ đó làm giảm cột áp hữu ích cũng như hiệu suất làm việc của bơm.

#### 4.1.2. Trường vận tốc

Hình 3 thể hiện trường vận tốc của dòng chất lỏng trong bơm tương ứng với các mức độ nhám bề mặt từ 0  $\mu\text{m}$  đến 80  $\mu\text{m}$ . Có thể thấy rằng khi độ nhám tăng, phân bố vận tốc trong bơm bị ảnh hưởng rõ rệt. Ở trường hợp nhám 0  $\mu\text{m}$  (lý tưởng), dòng chảy phát triển tương đối mượt, vận tốc cao tập trung chủ yếu ở vùng gần cánh dẫn và cửa ra, trong khi các vùng vận tốc thấp xuất hiện rất hạn chế. Khi độ nhám tăng lên 15 - 25  $\mu\text{m}$ , vận tốc tại các vùng sát tường bắt đầu giảm do ma sát lớn hơn, dẫn đến sự mở rộng của các vùng có vận tốc thấp. Tuy nhiên, cấu trúc dòng xoáy chính vẫn được duy trì khá rõ ràng. Từ độ nhám 40  $\mu\text{m}$  trở đi, sự suy giảm vận tốc trở nên đáng kể. Các vùng vận tốc thấp lan rộng ra cả trong lòng dòng chảy, cho thấy tổn thất thủy lực tăng mạnh. Đặc biệt ở độ nhám 60 - 80  $\mu\text{m}$ , vận tốc cực đại giảm rõ rệt, các vùng màu vàng - đỏ bị thu hẹp, trong khi vùng xanh dương và xanh lá xuất hiện nhiều hơn. Dòng chảy trở nên kém đều và các vùng xoáy cục bộ xuất hiện nhiều hơn gần thành và phía sau cánh, thể hiện tác động mạnh của độ nhám lên quá trình truyền động dòng.



Hình 3. Trường vận tốc trong máy bơm

Nhìn chung, độ nhám càng lớn thì ma sát thành càng tăng, làm giảm vận tốc trong bơm và làm suy giảm chất lượng dòng chảy. Điều này phù hợp với lý thuyết về dòng nhớt trong môi trường có tính nhám cao, đồng thời cho thấy ảnh hưởng đáng kể của độ nhám bề mặt đến hiệu suất thủy lực của bơm.

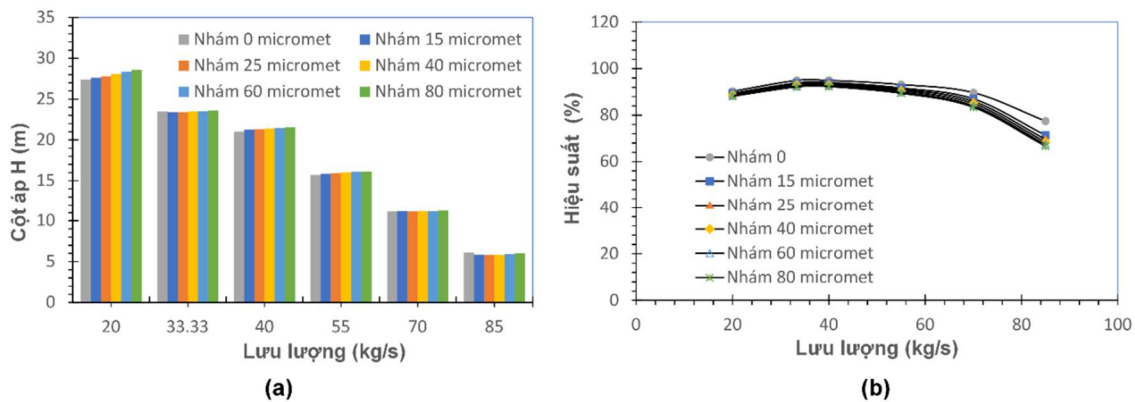
#### 4.2. Ảnh hưởng của độ nhám đến cột áp và hiệu suất của máy bơm

Hình 4 thể hiện sự biến thiên của cột áp ( $H$ ) và hiệu suất thủy lực ( $\eta$ ) theo lưu lượng khối đối với các mức độ nhám bề mặt khác nhau. Đối với tất cả các trường hợp khảo sát, cột áp giảm dần khi lưu

lượng tăng, trong khi hiệu suất tăng đến giá trị cực đại tại vùng lưu lượng trung bình và sau đó giảm ở lưu lượng lớn, điều này phản ánh đặc tính làm việc điển hình của máy bơm ly tâm.

Tại cùng một lưu lượng, sự gia tăng độ nhám bề mặt chỉ làm thay đổi nhẹ giá trị cột áp. Ở vùng lưu lượng nhỏ và trung bình, cột áp có xu hướng tăng không đáng kể khi độ nhám tăng, trong khi ở vùng lưu lượng lớn, sự khác biệt về cột áp giữa các trường hợp nhám gần như không rõ rệt. Kết quả này cho thấy ảnh hưởng của độ nhám đến cột áp tổng là tương đối hạn chế. Hiện tượng này có thể được giải thích bởi việc độ nhám làm gia tăng tổn thất ma sát thành, dẫn đến sự điều chỉnh phân bố áp suất trong

bánh công tác và buồng xoắn, song không làm thay đổi đáng kể năng lượng riêng truyền cho dòng chất lỏng. Ngược lại, hiệu suất thủy lực thể hiện mức độ nhạy cảm rõ rệt đối với độ nhám bề mặt. Trường hợp bề mặt nhẵn cho hiệu suất cao nhất trên toàn dải lưu lượng. Khi độ nhám tăng từ 0 lên 80  $\mu\text{m}$ , hiệu suất giảm dần, đặc biệt rõ rệt ở vùng lưu lượng lớn. Sự suy giảm này phản ánh sự gia tăng của tổn thất nhớt và tổn thất ma sát, do độ nhám làm tăng ứng suất cắt tại thành và cường độ nhiễu loạn trong các kênh dẫn giữa các cánh cũng như trong buồng xoắn. Ngoài ra, độ nhám lớn có thể thúc đẩy tách lớp dòng chảy cục bộ, làm giảm hiệu quả truyền năng lượng từ bánh công tác sang dòng chảy.



Hình 4. (a) Cột áp - lưu lượng; (b) hiệu suất - lưu lượng

Nhìn chung, kết quả cho thấy độ nhám bề mặt có ảnh hưởng không nhiều đến cột áp, nhưng lại đóng vai trò quyết định đối với hiệu suất thủy lực của máy bơm ly tâm. Các mức độ nhám nhỏ và trung bình (khoảng 0 - 40  $\mu\text{m}$ ) cho phép duy trì cột áp ổn định và hiệu suất cao, trong khi độ nhám lớn (>60  $\mu\text{m}$ ) làm gia tăng đáng kể tổn thất thủy lực, dẫn đến suy giảm hiệu suất và độ ổn định làm việc của bơm. Do đó, việc kiểm soát độ nhám bề mặt của bánh công tác và vỏ bơm là yếu tố quan trọng trong thiết kế và khai thác máy bơm ly tâm nhằm tối ưu hóa hiệu suất năng lượng.

## 5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã phân tích ảnh hưởng của độ nhám bề mặt đến đặc tính thủy lực của máy bơm ly tâm, tập trung vào phân bố trường áp suất, cột áp và hiệu suất. Kết quả cho thấy độ nhám bề mặt

có ảnh hưởng hạn chế đến cột áp tổng của bơm, trong khi tác động đến hiệu suất thủy lực là rõ rệt. Khi độ nhám tăng ở mức vừa phải, trường áp suất chỉ thay đổi nhẹ và cột áp hầu như không bị suy giảm; tuy nhiên, độ nhám lớn làm gia tăng tổn thất nhớt, suy giảm tính đồng đều của trường áp suất và dẫn đến giảm đáng kể hiệu suất làm việc của bơm. Từ góc độ thiết kế, các kết quả này nhấn mạnh tầm quan trọng của việc kiểm soát độ nhám bề mặt của bánh công tác và vỏ bơm nhằm hạn chế tổn thất thủy lực và nâng cao hiệu suất năng lượng. Việc lựa chọn quy trình gia công và xử lý bề mặt phù hợp để duy trì độ nhám ở mức nhỏ hoặc trung bình có thể góp phần cải thiện hiệu suất tổng thể và độ ổn định vận hành của máy bơm ly tâm, đặc biệt trong các ứng dụng làm việc lâu dài và ở dải lưu lượng lớn.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- ANSYS Inc. (2013). *Ansys Fluent Theory Guide*. In ANSYS Inc., USA (Vol. 15317, Issue November).  
 ANSYS Inc. (2015). *ANSYS Fluent Meshing User's Guide* (Vol. 15317, Issue April). Ansys.  
 He, X., Jiao, W., & Wang, C. (2019). *Influence of Surface Roughness on the Pump Performance Based on Computational Fluid Dynamics*. IEEE Access, 7, 105331–105341.

- Lim, S. E., & Sohn, C. H. (2018). *CFD analysis of performance change in accordance with inner surface roughness of a double-entry centrifugal pump*. Journal of Mechanical Science and Technology, 32(2), 697–702. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0117-1>
- Muhič, A., & Mitruševski, S. (2017). *Wall Roughness Influence on the Efficiency Characteristics of Centrifugal Pump*. Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering, 63(9), 529–536. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2017.4526>
- Stepanoff, A. . (1957). *Centrifugal and axial flow pumps theory design and application (2nd ed.)*. John Wiley & Sons.
- Xu, W., He, X., Hou, X., Huang, Z., & Wang, W. (2021). *Influence of wall roughness on cavitation performance of centrifugal pump*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 43(6), 1–12. <https://doi.org/10.1007/s40430-021-03023-3>

#### Abstract:

#### EVALUATION OF THE EFFECT OF SURFACE ROUGHNESS ON HEAD AND EFFICIENCY OF A CENTRIFUGAL PUMP USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

*This study evaluates the effect of surface roughness on the head and efficiency of a centrifugal pump using computational fluid dynamics (CFD) simulations. The Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) equations coupled with the  $k$ – $\epsilon$  turbulence model were employed to analyze pressure distribution, head, and hydraulic efficiency at surface roughness levels ranging from 0 to 80  $\mu\text{m}$ . The results indicate that surface roughness has a minor effect on pump head but significantly reduces hydraulic efficiency due to increased friction losses and reduced pressure field uniformity, particularly at high flow rates. These results emphasize the critical role of surface roughness control in the design and performance optimization of centrifugal pumps.*

**Keywords:** Centrifugal pump, surface roughness, CFD,  $k$ – $\epsilon$  model, efficiency.

---

Ngày nhận bài: 25/02/2026

Ngày chấp nhận đăng: 15/3/2026