

# Thiết kế chế tạo bộ truyền cycloid bằng vật liệu kết hợp làm việc trong môi trường ăn mòn

Đặng Xuân Phương

**Tóm tắt**—Bài báo này trình bày phương pháp và kết quả thiết kế bộ truyền cycloid có nhiều đặc điểm nổi trội như làm việc êm, tỉ số truyền cao, có khả năng mang tải lớn, làm việc trong môi trường ăn mòn. Điểm mới của nghiên cứu này là sử dụng kết hợp các vật liệu polymer và kim loại có khả năng chống ăn mòn trong môi trường nước hoặc ẩm ướt, đặc biệt là trong lĩnh vực cơ khí thủy sản, góp phần tiết kiệm vật liệu, làm giảm khối lượng và tăng tuổi thọ của thiết bị. Ngoài ra, việc thiết kế bộ truyền răng cycloid bằng vật liệu kết hợp, bôi trơn bằng nước, sử dụng kèm với động cơ điện kín nước là một ý tưởng nghiên cứu mới có tính khả thi phù hợp điều kiện nuôi trồng thủy sản so với trường hợp sử dụng động cơ điện thường và hộp giảm tốc trực vít bánh vít truyền thống. Một bộ truyền có công suất 1,5 HP, tỉ số truyền bằng 29, sử dụng làm hộp giảm tốc trong máy đảo nước sục khí trong nuôi trồng thủy sản được thiết kế. Phương pháp nghiên cứu được sử dụng là giải tích toán học kết hợp với mô phỏng bằng công nghệ CAD/CAE (computer aided design/computer aided engineering) để tính toán các thông số cơ bản của bộ truyền, sự ăn khớp và khả năng chịu lực. Bộ truyền đã được chế tạo và đang thử nghiệm để đánh giá khả năng làm việc để từ đó có thể nhân rộng việc áp dụng trong lĩnh vực cơ khí thủy sản.

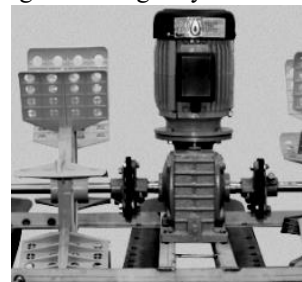
**Từ khóa**—Cycloid, hộp giảm tốc, vật liệu kết hợp, ăn mòn, thiết kế, cơ khí thủy sản

## 1 GIỚI THIỆU

Guồng đảo nước sục khí được sử dụng rất phổ biến để hòa trộn ô-xi và tạo dòng chảy trong ao nuôi trồng thủy sản. Hiện nay, để dẫn động và truyền động chuyển động quay cho các guồng cánh, người ta sử dụng động cơ điện và hộp giảm tốc trực vít bánh vít như hình 1 ở những vùng có lưới điện. Nhược điểm của loại truyền động này là hộp giảm

tốc bị hạn chế nhanh chóng khi làm việc ở môi trường nước mặn do vỏ của hộp giảm tốc được làm bằng gang. Do vậy, tuổi thọ của thiết bị giảm, làm tăng chi phí đầu tư hoặc sửa chữa. Hơn nữa bản thân bộ truyền trực vít bánh vít có hệ số trượt lớn nên sinh nhiệt cao trong quá trình làm việc. Đã có nghiên cứu thử nghiệm thay vỏ hộp giảm tốc bằng gang sang vật liệu composite nhưng khi đó bài toán giải nhiệt cho nhớt làm mát và bôi trơn bộ truyền bị thất bại. Vì vậy vấn đề đặt ra là cần nghiên cứu một bộ truyền mới có tỉ số truyền lớn tương đương với bộ truyền trực vít bánh vít đồng thời có khả năng làm việc trong môi trường ăn mòn để có thể thay thế cho bộ truyền trực vít bánh vít. Mặc dù trong nước có một số nghiên cứu về bộ truyền cycloid [1-4] nhưng việc ứng dụng bộ truyền cycloid chế tạo bằng các loại vật liệu kết hợp, chống ăn mòn, có thể bôi trơn bằng nước trong thiết bị guồng đảo nước sục khí nuôi trồng thủy sản một hướng tiếp cận mới.

Để giảm thiểu chi phí cho người nuôi và doanh nghiệp thủy sản cần thay thế hộp giảm tốc truyền thống bằng hộp giảm tốc mới mà vẫn đáp ứng được những yêu cầu về tỉ số truyền cao, kích thước nhỏ gọn và tuổi thọ lâu dài. Dựa trên tiêu chí đó thì hộp giảm tốc cycloid là lựa chọn hợp lý. Hộp giảm tốc cycloid cho phép thiết kế với tỉ số truyền lớn, mỗi cấp từ 8 đến 65. Kích thước nhỏ gọn, có thể sử dụng động cơ điện quay nhanh để giảm giá thành. Các bộ phận hộp giảm tốc được làm bằng vật liệu chống ăn mòn để tăng tuổi thọ. Do đó, chúng tôi tập trung nghiên cứu bộ truyền cycloid làm bằng vật liệu chống ăn mòn (thép không gỉ và polymer) ứng dụng trong nuôi trồng thủy sản.



Hình 1. Guồng đảo nước sục khí sử dụng động cơ điện và hộp giảm tốc trực vít bánh vít

*Bài báo này được gửi vào ngày 25 tháng 06 năm 2017 và được chấp nhận đăng vào ngày 5 tháng 10 năm 2017.*

Nghiên cứu được tài trợ bởi Trường Đại học Nha Trang trong khuôn khổ Đề tài NCKH mã số TR2016-13-01

Đặng Xuân Phương, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Nha Trang (e-mail: phuongdx@ntu.edu.vn)

## 2 PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu này sử dụng các tiếp cận phân tích, so sánh, tổng hợp và kế thừa các nghiên cứu về bộ truyền bánh răng cycloid bằng vật liệu kim loại để xây dựng phương pháp thiết kế bộ truyền này khi sử dụng kết hợp một số vật liệu phi kim loại và kim loại để tăng cường tính chống ăn mòn, cải thiện hệ số ma sát và làm việc êm.

Nghiên cứu này cũng sử dụng mô phỏng ảo và công nghệ CAD-CAM-CAE (computer aided design-computer aided manufacturing-computer aided engineering) để khắc phục khó khăn về việc xây dựng, tính toán mô phỏng và gia công biến dạng phức tạp của đĩa răng cycloid, tạo thuận lợi và sự linh hoạt cho việc thiết kế, chuẩn bị công nghệ và gia công chế tạo bằng máy CNC (computer numerical control).

Về phương pháp nghiên cứu, chúng tôi sử dụng các phương pháp sau:

- Phương pháp nghiên cứu tài liệu: nhằm mục đích kế thừa các lý thuyết và kinh nghiệm của các nghiên cứu trước bằng cách phân tích, tổng hợp và so sánh.

- Phương pháp phi thực nghiệm: khảo sát, tính toán thiết kế dựa vào mô hình hình học, toán học và cơ học.

- Phương pháp thực nghiệm: thực nghiệm ảo bằng mô phỏng nhờ sự trợ giúp của máy tính. Chế tạo và khảo nghiệm thiết bị để đánh giá kết quả.

- Lập quy trình công nghệ gia công bộ truyền trong đó có ứng dụng công nghệ CAM để đảm bảo được độ chính xác của biên dạng phức tạp và tính linh hoạt trong công nghệ.

- Gia công chế tạo, lắp ráp bộ truyền với công suất 1,5 HP, chạy khảo nghiệm sản phẩm (là một hộp giảm tốc dùng cho máy đào nước sục khí trong nuôi trồng thủy sản) và đánh giá kết quả thiết kế lần chế tạo.

## 3 CƠ SỞ LÝ THUYẾT THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN CYCLOID

### 3.1 Phương trình biên dạng bánh răng cycloid

Phương trình biên dạng của đĩa cycloid được biểu diễn như sau:

$$\begin{cases} x = x_D - \frac{r_c \cdot y'_D}{\sqrt{x_D'^2 + y_D'^2}} \\ y = y_D + \frac{r_c \cdot x'_D}{\sqrt{x_D'^2 + y_D'^2}} \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó  $x_D$  và  $y_D$  được xác định bằng công thức:

$$\begin{cases} x_D = R_2 \cos \varphi - A \cos(1 + z_1) \varphi \\ y_D = R_2 \sin \varphi - A \sin(1 + z_1) \varphi \end{cases} \quad (2)$$

$(x'_D, y'_D)$  xác định theo công thức

$$\begin{cases} x'_D = -y_D + Az_1 \sin(1 + z_1) \varphi \\ y'_D = x_D - Az_1 \cos(1 + z_1) \varphi \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó:

$A$  là độ lệch tâm

$R_2$  là bán kính vòng tròn lăn của đĩa cycloid,  $z_1$  là số răng đĩa xích và  $r_c$  là bán kính chốt. Góc  $\varphi$  biến thiên từ 0 đến  $2\pi$ .

Tỷ số truyền của bộ truyền cycloid được tính bằng công thức

$$u = \frac{Z_1}{Z_2 - Z_1} \quad (4)$$

trong đó:

$Z_1$ : số răng đĩa cycloid

$Z_2$ : số con lăn (số răng vành răng chốt)

Thông thường số chốt con lăn lớn hơn số răng trên đĩa cycloid là một nên tỷ số truyền  $u = z_1$

### 3.2 Tính toán các thông số của bộ truyền

Momen xoắn trên trục vào:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,119}{2900} = 3685 \text{ (Nmm)}$$

Trong đó:

$P_1$  là công suất của động cơ,  $P_1 = 1,119$  (kW)

$n_1 = 2900$  (vòng/phút) là số vòng quay đầu trục vào (trục động cơ),

Momen xoắn trên trục ra:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot u \cdot \eta \\ &= 3685 \cdot 29 \cdot 0,85 = 90835 \text{ (Nmm)} \end{aligned}$$

Trong đó:  $T_2$  là momen xoắn trên trục ra

$u = 29$  là tỷ số truyền của hộp giảm tốc cycloid

Hệ số bề rộng vành răng đĩa cycloid:

$$\Psi_{bd}^c = \frac{b}{d} = \frac{b}{2(R_2 - r_c)} = 0,05 \div 0,1$$

(chọn  $\Psi_{bd}^c = 0,1$ )

Hệ số RAZ để tránh hiện tượng lẹm chân răng, vùng giá trị của RAZ nên chọn khi phân tích bằng đồ thị [3] từ:  $1,5 \div 2$ . Chọn  $RAZ = 1,8$

Hệ số tải trọng  $K_H$  khi tính về độ bền nén:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,2 \cdot 1,02 \cdot 1 = 1,224$$

Với  $K_{H\alpha}$  là hệ số phân bố không đều tải trọng lên các răng hoặc các con lăn có chịu lực tác dụng, phụ thuộc theo số răng đĩa cycloid, số răng đĩa cycloid càng ít thì  $K_{H\alpha}$  càng lớn, ta có

$$K_{H\alpha} = 1,15 \div 1,25, \text{ chọn } K_{H\alpha} = 1,2$$

$K_{H\beta}$  là hệ số phân bố không đều lên chiều rộng vành răng. Nguyên nhân của sự phân bố không đều lên chiều rộng vành răng là do biến dạng của trục, ổ, con lăn và bản thân các đĩa cycloid cũng như do sai số không tránh khỏi khi chế tạo và lắp ghép bộ truyền.

Với  $\Psi_{bd}^c = 0,1$  chọn được giá trị của  $K_{H\beta} = 1,02$

$K_{HV}$  là hệ số tải trọng động do đặc điểm ăn khớp êm của loại bộ truyền này, chọn  $K_{HV} = 1$ .

Hệ số góc tiếp xúc  $K_{\alpha}$  phụ thuộc vào số răng đĩa cycloid  $Z_1$  và hệ số  $RAZ$ . Với  $z_1 = 29$ ,  $RAZ = 1,8$  có  $K_{\alpha} = 0,28$ .

Hệ số số răng đĩa cycloid  $k_z$  phụ thuộc vào số răng đĩa cycloid được tính bằng công thức:

$$k_z = \frac{1,5}{\text{tg}\left(\frac{\pi}{1+z_1}\right)} = \frac{1,5}{\text{tg}\left(\frac{\pi}{1+29}\right)} = 14,27 \quad (5)$$

Hệ số kể đến cơ tính của vật liệu  $Z_M$  được tính bằng công thức:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2.E_1.E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}} \quad (6)$$

Trong đó

$E_1, E_2$  là mô đun đàn hồi vật liệu làm bánh răng và con lăn (hoặc chốt).

$\mu_1$  và  $\mu_2$  hệ số poisson của vật liệu làm bánh răng và con lăn.

Nhựa POM :  $E_1 = 2600 \text{ MPa}$ .  $\mu_1 = 0,386$

Inox 304 :  $E_2 = 190000 \text{ MPa}$ .  $\mu_2 = 0,29$

$$Z_M = \sqrt{\frac{2 \cdot 2600 \cdot 190000}{\pi[190000(1 - 0,386^2) + 2600(1 - 0,29^2)]}} = 43,8 \text{ (MPa)}$$

Bán kính vòng tròn qua tâm các con răng lăn chốt  $R_2$  được tính theo công thức:

$$R_2 \geq \sqrt[3]{\frac{Z_M^2 \cdot K_H \cdot k_{\alpha} \cdot k_z^3 \cdot T_2}{4 \cdot z \cdot \Psi_{bd}^c \cdot (k_z - 1)^2 \cdot [\sigma]}} \quad (7)$$

Dựa vào các giá trị  $Z_M, K_H, k_{\alpha}, k_z, T_2, \Psi_{bd}^c, [\sigma]$  đã tính được ở phía trước thế vào công thức (7) được:

$$R_2 \geq \sqrt[3]{\frac{43,8^2 \cdot 1,224 \cdot 0,28 \cdot 14,27^3 \cdot 90835}{4 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot (14,27 - 1)^2 \cdot 50^2}} \Leftrightarrow R_2 \geq 99,5$$

Chọn  $R_2 = 120 \text{ mm}$ .

Bán kính con lăn răng chốt  $r_c$ . Chọn  $r_c = 6 \text{ (mm)}$

Tính lại giá trị hệ số số răng đĩa cycloid:

$$k_z = \frac{R_2}{r_c} = \frac{120}{6} = 20$$

Bề rộng đĩa cycloid  $b$  được tính theo công thức:

$$b = 2(R_2 - r_c) \Psi_{bd}^c = 2(120 - 6)0,1 = 22,8 \text{ (mm)}$$

Chọn  $b = 25 \text{ mm}$ .

Tính lại giá trị của hệ số bề rộng vành răng đĩa  $\Psi_{bd}^c$ :

$$\Psi_{bd}^c = \frac{b}{2(R_2 - r_c)} = \frac{25}{2(120 - 6)} = 0,11$$

Khoảng lệch tâm của bộ truyền A:

$$A = \frac{R_2}{RAZ(1+z_1)} = \frac{120}{1,8(1+29)} = 2,22 \text{ (mm)}$$

Chọn  $A = 2,5 \text{ mm}$ .

Kiểm nghiệm bánh răng về độ bền nén:

Công thức kiểm nghiệm đĩa cycloid về độ bền nén:

$$\sigma = \frac{Z_M}{2(k_z - 1)} \sqrt{\frac{K_H \cdot k_{\alpha} \cdot k_z^3 \cdot T_2}{z \cdot \Psi_{bd}^c \cdot R_2^3}} \leq [\sigma] \quad (8)$$

Thay các giá trị đã tính toán vào công thức (8) ta được:

$$\sigma = \frac{43,8}{2(20 - 1)} \sqrt{\frac{1,224 \cdot 0,26 \cdot 20^3 \cdot 90835}{1 \cdot 0,132 \cdot 120^3}} = 40,2 \text{ (MPa)}$$

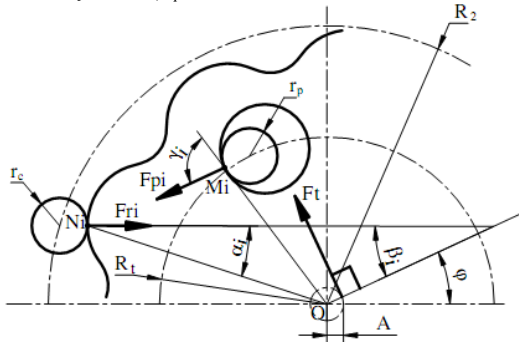
Ứng suất bền cho phép của nhựa POM là 71,5 MPa. Vì vậy chi tiết đủ bền:  $\sigma \leq [\sigma]$

### 3.3 Kiểm nghiệm ứng suất trên đĩa cycloid bằng phương pháp phần tử hữu hạn

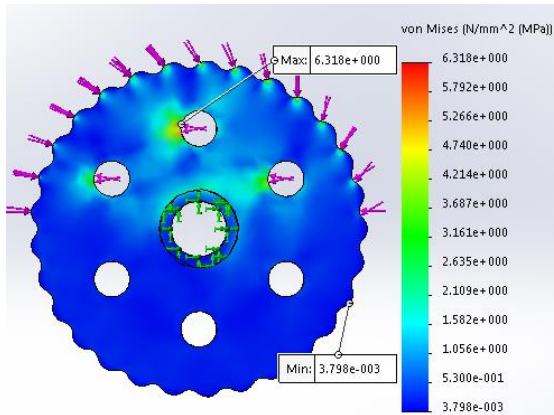
Do đĩa cycloid được chế tạo bằng nhựa nên ứng suất tác dụng lên đĩa là một thông số quan trọng cần phải tính toán chính xác. Ngoài công thức giải tích xác định các thông số hình học cơ bản của đĩa bằng có xét đến yếu tố độ bền, phương pháp phần

từ hữu hạn còn được sử dụng thêm để kiểm nghiệm kết quả.

Lực tác dụng lên đĩa cycloid gồm có 2 nhóm chính: nhóm từ các chốt cố định lên vành răng ( $F_r$ ) và nhóm các lực từ các chốt trục ra lên các lỗ tròn trên đĩa cycloid ( $F_p$ ) (hình 2).



Hình 2. Các lực tác dụng lên đĩa cycloid



Hình 3. Mô hình và kết quả phân tích sức bền của đĩa cycloid bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

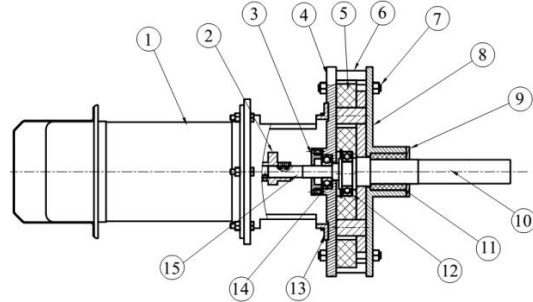
Kết quả phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn sử dụng phần mềm Solidworks cho kết quả như hình 3. Ứng suất lớn nhất sinh ra tại các lỗ truyền cho các chốt trục ra với giá trị 6,3 MPa xuất hiện trên các lỗ lắp với chốt trục ra. Ứng suất này nhỏ hơn nhiều so với ứng suất nén cho phép của vật liệu (độ bền kéo đứt của nhựa POM là 71,5 MPa, độ bền nén là 100 MPa) nên đĩa cycloid đủ bền. Kết quả cho thấy ứng suất mô phỏng tính nhỏ hơn ứng suất tính toán thiết kế bộ truyền theo phương pháp giải tích do bán kính  $R_2$  và chiều rộng  $b$  của đĩa cycloid được làm tròn lên so với tính toán. Ứng suất tiếp xúc giữa các chốt (con lăn) và bề mặt của biên dạng cycloid nhỏ hơn ứng suất lớn nhất sinh ra trên các lỗ lắp ghép của chốt trục ra. Lý do của kết quả này là đĩa cycloid cùng một lúc ăn khớp với gần như một nửa số lượng chốt trên bộ truyền nên lực tác dụng sẽ được phân bố tại nhiều vị trí. Điều này giúp cho khả năng mang tải của bộ truyền

cycloid tăng.

#### 4 KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

Đã thiết kế được hộp giảm tốc cycloid bằng vật liệu kết hợp: thép không gỉ SUS304, nhựa POM và PA (hình 4), làm việc được trong môi trường ăn mòn như nước biển. Các thông số cơ bản của hộp giảm tốc như sau:

- Tỷ số truyền: 29 (tốc độ động cơ là 2900 v/ph)
- Số răng đĩa cycloid: 29
- Đường kính vành răng đĩa cycloid: 240 mm
- Chiều rộng đĩa cycloid: 25 mm
- Công suất định mức: 1,5 HP



1	Động cơ điện	9	Bích chặn ô trượt
2	Khớp nối	10	Trục ra
3	Bích chặn ô lăn	11	Ô trượt
4	Bích cố định 1	12	ô lăn
5	Đĩa cycloid	13	Bích ống nối
6	Chốt	14	Ô lăn trên trục vào
7	Chốt có ren	15	Trục vào
8	Bích cố định 2		

Hình 4. Bản vẽ lắp hộp giảm tốc (đã lắp động cơ)

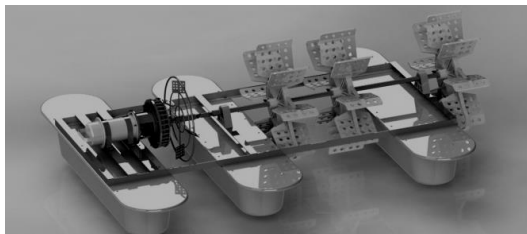
Hộp giảm tốc cycloid sẽ được lắp với động cơ kín nước (hình 4). Sau khi thiết kế, sản phẩm được tiến hành chế tạo và thu được kết quả như hình 5. Ban đầu, bộ truyền được kiểm nghiệm ở chế độ không tải sau đó cho mang tải dưới dạng ma sát trên trục ra. Kết quả cho thấy bộ truyền ăn khớp tốt. Tuy nhiên khi làm việc có hiện tượng rung với tần số cao với biên độ nhỏ do chưa cân bằng tốt độ lệch tâm ở trục vào.

Vỏ động cơ được làm bằng thép không gỉ, kín nước nên có thể làm việc được trong môi trường nước mặn. Để giải nhiệt cho động cơ cũng như bôi trơn và làm mát cho hộp giảm tốc, một cánh quạt phụ gần hộp giảm tốc được thiết kế để vung tóa

nước lên động cơ và hộp giảm tốc (hình 6). Như vậy đặc điểm mới của hộp giảm tốc cycloid này là một bộ truyền hở, bôi trơn bằng nước biển. Điều này khác hẳn với các hộp giảm tốc cycloid truyền thống (kín và bôi trơn bằng dầu nhớt). Đặc điểm này góp phần tiết kiệm được nhớt bôi trơn.



Hình 5. Kết quả chế tạo hộp giảm tốc cycloid



Hình 6. Phối cảnh lắp đặt hộp giảm tốc vào hệ thống động cơ điện kín nước và guồng cánh đảo nước sục khí

Kết quả phân tích cho thấy ứng suất lớn nhất trên đĩa cycloid là 6,3 MPa, do vậy đĩa cycloid có hệ số dự trữ bền cao, đảm bảo khả năng làm việc lâu dài. Nhựa POM có hệ số ma sát thấp khi lắp ghép với kim loại, chống mài mòn tốt và tính ổn định kích thước cao nên sẽ đảm bảo tốt chức năng làm việc trong bộ truyền cycloid.

Giá thành chế tạo ban đầu với dạng sản xuất đơn chiếc của bộ truyền là 6,6 triệu đồng trong đó giá vật tư là 2,6 triệu đồng, giá thuê khoán gia công và lắp ráp là 4,0 triệu đồng. So với hộp giảm tốc trục vít bánh vít có cùng công suất và công dụng trên thị trường là 3,6 triệu đồng thì hộp giảm tốc cycloid chế tạo bằng vật liệu chống ăn mòn đắt hơn.

## 5 KẾT LUẬN VÀ ĐỀ XUẤT Ý KIẾN

Nghiên cứu này đã thiết kế và chế tạo được một hộp giảm tốc có tỷ số truyền cao, làm việc được trong môi trường ăn mòn, bôi trơn bằng nước, dùng để truyền động trong hệ thống guồng đảo nước sục khí trong ao nuôi trồng thủy sản. Nó có khả năng thay thế cho hộp giảm tốc trục vít bánh vít vỏ bằng gang có nhiều nhược điểm như chóng bị ăn mòn trong môi trường nước biển. Hiện tại, bộ truyền đang được thử nghiệm trong điều kiện thực tế để kiểm nghiệm và đánh giá khả năng hoạt động của nó trong lĩnh vực cơ khí thủy sản, từ đó có thể cải tiến, điều chỉnh và áp dụng rộng rãi. Mặc dù giá thành chế tạo đơn chiếc trong giai đoạn thử nghiệm khá cao, chưa cạnh tranh được các các hộp giảm tốc khác loại đang được sử dụng, nhóm nghiên cứu hy vọng rằng độ bền của nó trong môi trường ăn mòn và khả năng giảm giá thành khi chế tạo hàng loạt sẽ giúp đưa kết quả nghiên cứu này vào trong ứng dụng thực tiễn.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Dương Trọng Đông 2004, *Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo hộp giảm tốc hành tinh cycloid cải tiến có tỷ số truyền cao*, Bộ Công Nghiệp – Viện Nghiên Cứu Cơ Khí.
- [2]. Vũ Lê Huy (2015), *Tính toán độ bền môi tiếp xúc trong bộ truyền bánh răng con lăn*, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*.
- [3]. Trần Xuân Tuyền, Bùi Mạnh Tuấn (2010), *Ứng dụng công nghệ CAD-CAM-CAE để thiết kế, chế tạo bánh răng con lăn*, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, Đại học bách khoa Đà Nẵng.
- [4]. Joong-Ho Shin, Soon-Man Kwon, *On the lobe profile design in a cycloid reducer using instant velocity center*, *Mechanism and Machine Theory* 41 (2006) 596–61.



**Đặng Xuân Phương**, đã nhận bằng Cử nhân (1998), thạc sĩ (2003) tại Đại học Nha Trang, tiến sĩ (2011) tại Đại học Ulsan. Ông là giảng viên bộ môn chế tạo Máy móc, Khoa Kỹ thuật Cơ khí, Đại học Nha Trang. Các hướng nghiên cứu của tác giả gồm tối ưu hóa thiết kế, CAD / CAM / CAE và công nghệ đúc.

# Design and manufacture of cycloid reduction gearbox made by combined materials for working in corrosive environment

Dang Xuan Phuong

**Abstract**—This paper presents research result of design and manufacture of the cycloidal gearbox with some advantages such as low noise, high transmission ratio, high load, and erosive resistance. The new point of this works is the utilization of combined stainless materials that can be worked in an erosive environment, especially in the aquatic mechanical area, in order to save material and to increase the cycle life of this equipment. Besides, the cycloidal gearbox with stainless steel and polymer materials can be lubricated by water and is used with water-resistant or submersible electric motor. This new cycloidal gearbox can replace

the worm gearbox. A 1,5 HP cycloidal gearbox with the reduction ratio 29 that is used in aquaculture has been designed and manufactured successfully. In this work, the analytical method and numerical simulation are used to design and manufacture the gearbox. For the future works, this cycloidal gearbox will be tested in the real environment with aquaculture aerator system so that its performance will be fully verified and assessed

**Keywords**—*Cycloid, reduction gearbox, combined materials, erosion, design, aquatic mechanical engineering*