

# ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MỎI CỦA TRỤC CÁC ĐĂNG Ô TÔ BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG

## EVALUATION OF FATIGUE LIFE OF THE AUTOMOBILE PROPELLER SHAFT BY SIMULATED CALCULATION

Hoàng Trường Minh, Nguyễn Trọng Hoan  
Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

### TÓM TẮT

*Dao động mô men xoắn trên trục của động cơ đốt trong tạo nên tải trọng có chu kỳ với biên độ lớn tác động lên các chi tiết trong hệ thống truyền lực, gây nên hiện tượng mỏi. Để đánh giá độ bền mỏi của các chi tiết trong hệ thống truyền lực, có thể sử dụng nhiều phương pháp khác nhau. Bài báo trình bày phương pháp đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ của trục các đăng ô tô tải bằng tính toán mô phỏng.*

**Từ khóa:** Trục các đăng; Dao động mô men xoắn; Độ bền mỏi; Tuổi thọ.

### ABSTRACT

*Fluctuating torque on the shaft of the internal combustion engine, resulting in a large-amplitude load acting on the components of the transmission system, causing fatigue damage. To evaluate the fatigue durability of the components in the transmission system, it is possible to use a variety of methods. This article presents the method of fatigue life estimation of truck propeller shaft by simulated calculation.*

**Keywords:** Propeller shaft, fluctuation of torque, fatigue durability, fatigue life.

### 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

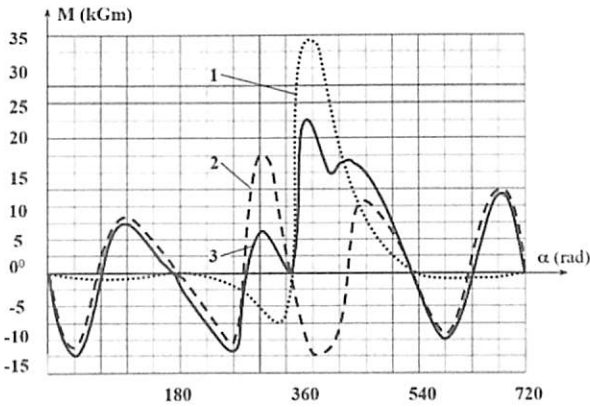
Hiện nay, trên ô tô sử dụng chủ yếu các loại động cơ 4 kỳ với nhược điểm cố hữu là mô men trên trục biến thiên theo chu kỳ với biên độ khá lớn.

Trên các động cơ hiện đại, người ta áp dụng nhiều biện pháp khác nhau để giảm thiểu biên độ dao động của động cơ và ảnh hưởng

xấu của nó tới HTTL. Tuy nhiên, do đặc thù của động cơ đốt trong, dao động mô men xoắn vẫn luôn tồn tại và việc đánh giá độ bền mỏi các chi tiết trong HTTL là cần thiết. Trong đó, trục các đăng thường được coi là chi tiết chịu ảnh hưởng lớn nhất của dao động mô men xoắn do có độ đàn hồi cao. Bởi vậy, các tác giả đã chọn trục các đăng làm đối tượng nghiên cứu, đánh giá độ bền mỏi.

## 2. DAO ĐỘNG MÔ MEN XOẴN CỦA ĐỘNG CƠ

Khi làm việc trong động cơ xuất hiện lực khí thể do khí cháy sinh ra và các lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng chuyển động quay. Các lực này thay đổi theo góc quay của trục khuỷu và gây nên những dao động trong HTTL. Lực khí thể và lực quán tính của động cơ là những lực có trị số lớn và thay đổi chu kỳ nên chúng mang tính chất va đập, tạo nên biên độ lớn.

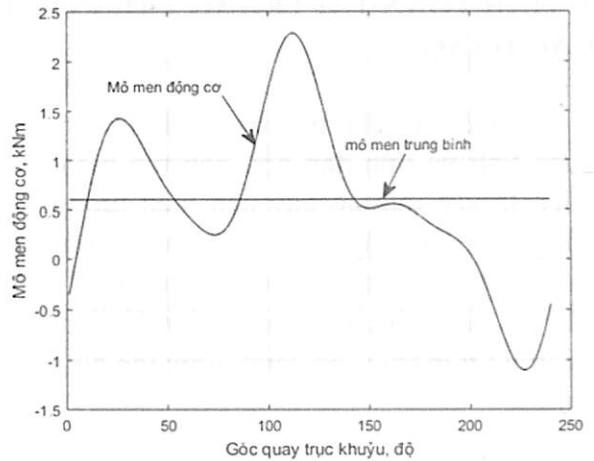


Hình 1. Đồ thị quan hệ giữa mô men và góc quay của trục khuỷu:

- 1) Mô men lực khí thể; 2) Mô men lực quán tính;
- 3) Mô men tổng

Trên hình 1, thể hiện một ví dụ về sự biến thiên các thành phần mô men trên trục khuỷu của động cơ. Có thể nhận thấy rằng mô men do lực khí thể (đường số 1 trên hình 1) đạt được giá trị rất lớn ở kỳ nổ.

Tuy nhiên, nhờ có mô men của các lực quán tính (đường số 2 trên hình 1) mà mô men tổng trên trục động cơ (đường số 3) đạt được biên độ nhỏ hơn. Mặc dù vậy, có thể nhận thấy rằng, mô men của động cơ vẫn dao động với biên độ lớn. Vì vậy, khi truyền qua hệ thống truyền lực, nó tạo nên tải trọng có chu kỳ tác động lên các chi tiết, gây nên hiện tượng mỏi.



Hình 2. Mô men trên trục động cơ V6

Để xây dựng phương trình toán học mô tả của mô men tổng trên trục của động cơ M theo góc quay của trục khuỷu  $\alpha$  người ta phải tiến hành phân tích nó thành các hàm điều hoà các cấp dưới dạng chuỗi Fourier. Khi đó, mô men M có thể được viết dưới dạng:

$$M = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} M_{bk} \sin(k\Omega t + \alpha k) \quad (1)$$

Trong đó:  $M_0$  là giá trị trung bình của M;  $a_k, b_k$  là các hệ số Fourier;  $M_{bk}$  là biên độ của các mô men điều hoà thứ k;  $\Omega = \frac{2\pi}{T}$  Vận tốc góc phụ thuộc vào chu kỳ của mô men của động cơ;  $\alpha$  là pha cơ sở.

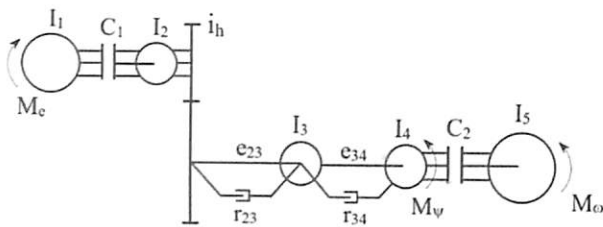
Chẳng hạn, đối với động cơ diesel có 6 xi lanh bố trí chữ V, người ta xây dựng được phương trình sau [4]:

$$M = M_0 + 0,8 \sin(3\alpha - 60^\circ) + 0,4 \sin(3\alpha + 30^\circ) + 0,7 \sin(4,5\alpha - 40^\circ) + 0,2 \sin(7,5\alpha - 30^\circ) + \dots \quad (2)$$

Đồ thị biến thiên mô men của động cơ theo góc quay của trục khuỷu được thể hiện trên hình 2.

**3. TÍNH TOÁN TẢI TRỌNG TRÊN TRỤC CÁC ĐĂNG**

Do các chi tiết trong HTTL có tính quán tính và tính đàn hồi, nên mô men biến thiên truyền qua nó gây nên hiện tượng dao động xoắn. Vì vậy, để tính mô men trên trục các đăng, cần thực hiện mô phỏng HTTL với đầy đủ các tính chất của nó. Sơ đồ tính toán tải trọng trên trục các đăng được thể hiện trên hình 3.



Hình 3. Sơ đồ mô phỏng HTTL

Trên sơ đồ sử dụng các ký hiệu sau:  $I_i$  ( $i = 1, \dots, 4$ ) là mô men quán tính của động cơ và các bộ phận của HTTL,  $I_5$  là mô men quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô;  $e_{ij}$  là độ đàn hồi và  $r_{ij}$  là hệ số cản của các phần tử trong HTTL;  $i_h$  là tỷ số truyền của hộp số;  $M_e$  là mô men xoắn của động cơ;  $C_1$  là khớp ma sát mô tả ly hợp;  $M_v$  là mô men cản chuyển động, quy dẫn về trục các đăng;  $M_\omega$  là mô men do lực cản không khí gây nên, quy dẫn về trục các đăng;  $C_2$  là khớp ma sát mô tả khả năng bám đường của bánh xe chủ động.

Sơ đồ tính toán gồm có 5 khối lượng quán tính, được liên kết với nhau thông qua các khớp ma sát ( $C_1, C_2$ ) hoặc các khâu đàn hồi ( $e_{ij}$ ) có kể đến tổn thất năng lượng do nội ma sát của vật liệu ( $r_{ij}$ ). Các khối lượng thực hiện chuyển động quay với góc quay tương ứng là  $\varphi_i$ .

Chuyển động của các khối lượng  $I_1$  và  $I_2$  được mô tả bằng các phương trình sau:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c \tag{3}$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = M_c - \frac{M_{23}}{i_h} \tag{4}$$

Trong đó,  $M_{23}$  là mô men trên khâu liên kết các khối lượng  $I_2$  và  $I_3$ . Khi ly hợp không trượt ( $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$ ), các phương trình trên có thể viết gọn thành:

$$(I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 = M_e - \frac{M_{23}}{i_h} \tag{3a}$$

Khối lượng quán tính  $I_3$  nằm trên trục thứ cấp của hộp số được mô tả bởi phương trình:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{23} - M_{34} \tag{5}$$

Trong phương trình trên,  $M_{34}$  là mô men trên khâu liên kết các khối lượng  $I_3$  và  $I_4$ . Nếu  $M_{34} < M_\varphi$ , bánh xe chủ động không trượt ( $\dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_5$ ), nên phương trình chuyển động có dạng:

$$(I_4 + I_5) \ddot{\varphi}_4 = M_{34} - M_\varphi - M_\omega \tag{6}$$

Nếu  $M_{34} \geq M_\varphi$ , bánh xe chủ động trượt quay, khi đó phần mô men truyền qua khớp trượt để tới khối lượng  $I_5$  được coi là bằng  $M_\varphi$ . Trong trường hợp này, phương trình chuyển động các khối lượng quán tính 4 và 5 được viết như sau:

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{34} - M_\varphi - M_\omega \tag{6a}$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 = M_\varphi - M_\omega \tag{7a}$$

Các mô men trên các khâu liên kết  $M_{23}$  và  $M_{34}$  bao gồm mô men đàn hồi  $M_{ije}$  và mô men cản  $M_{ijr}$  do nội ma sát của vật liệu:

$$M_{23} = M_{23e} + M_{23r} \tag{8}$$

$$M_{34} = M_{34e} + M_{34r} \tag{9}$$

$$M_{23e} = \frac{1}{e_{23}} \left( \frac{\varphi_2}{i_h} - \varphi_3 \right); M_{34e} = \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) \quad (10)$$

$$M_{23r} = r_{23} \left( \frac{\dot{\varphi}_2}{i_h} - \dot{\varphi}_3 \right); M_{34r} = r_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) \quad (11)$$

Mô men bám quy dẫn về trục các đăng

$$M_\varphi: M_\varphi = \frac{\varphi G_\varphi r_b}{i_0} \quad (12)$$

Với  $\varphi$  là hệ số bám,  $G_\varphi$  là trọng lượng bám (N),  $r_0$  là bán kính bánh xe (m) và  $i_0$  là tỷ số truyền của truyền lực chính.

Mô men cản chuyển động  $M_\psi$  tác động lên khối lượng  $I_4$  được tính theo công thức:

$$M_\psi = \frac{\psi G_a r_b}{i_0} \quad (13)$$

Với  $\psi$  là hệ số cản của đường,  $G_a$  là trọng lượng toàn bộ của ô tô (N).

Mô men do lực cản không khí tác động lên khối lượng quán tính  $I_5$  được tính như sau:

$$M_\omega = \frac{k_w S_A \omega_5^2 r_b}{i_0} \quad (14)$$

Mô men của động cơ  $M_e$  được tính theo công thức (2).

Khi ô tô chuyển động ở chế độ vận hành bình thường, ly hợp và bánh xe chủ động không trượt. Hệ thống được mô tả bởi các phương trình: 3a, 5, 6, 8,9, 10 và 11. Để tiện cho việc giải bài toán, hệ phương trình trên được viết dưới dạng sau:

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{(I_1 + I_2)} \left( M_e - \frac{M_{23e} + M_{23r}}{i_h} \right) \quad (13)$$

$$\dot{\omega}_3 = \frac{1}{I_3} \left[ (M_{23e} + M_{23r}) - (M_{34e} + M_{34r}) \right] \quad (14)$$

$$\dot{\omega}_4 = \frac{M_{34} - M_\psi - M_w}{(I_4 + I_5)} \quad (15)$$

$$\dot{M}_{23e} = \frac{1}{e_{23}} \left( \frac{\omega_2}{i_h} - \omega_3 \right) \quad (16)$$

$$M_{23r} = r_{23} \left( \frac{\omega_2}{i_h} - \omega_3 \right) \quad (17)$$

$$\dot{M}_{34e} = \frac{1}{e_{34}} (\omega_3 - \omega_4) \quad (18)$$

$$M_{34r} = r_{34} (\omega_3 - \omega_4) \quad (19)$$

Trong các công thức trên  $\omega_i = \dot{\varphi}_i$ . Mô men cản  $M_\psi$  của đường được tính theo công thức (13), còn mô men của lực cản không được tính theo công thức (14) với  $\omega_5 = \omega_4$ .

Ứng suất xoắn tác dụng lên trục các đăng được tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{M_{23}}{W_x}, \text{ với } W_x = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (20)$$

Trong đó,  $D$  và  $d$  là đường kính ngoài và đường kính trong của trục các đăng (m).

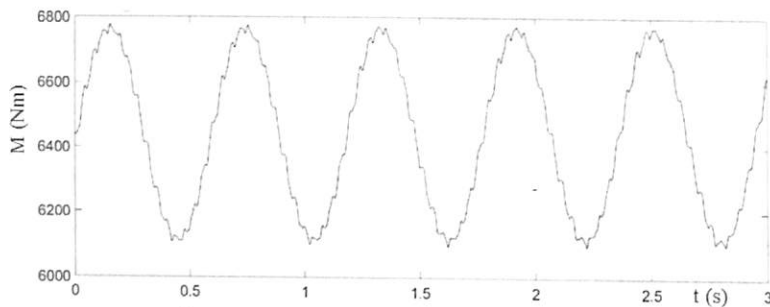
Các số liệu tính toán được lấy tham khảo theo ô tô VEAM 533603 là dòng xe tải được chuyển giao công nghệ từ tập đoàn MAZ, Belarus:  $M_{\text{emax}} = 882\text{Nm}$ ;  $G_a = 165000\text{N}$ ;  $k_w = 0,33$ ;  $S_a = 5,9\text{m}^2$ ,  $r_b = 0,51\text{m}$ ;  $\psi = 0,02$ ;  $\varphi = 0,8$ ;  $G_\varphi = 110000\text{N}$ . Các thông số trên sơ đồ mô phỏng (xem hình 3) được cho trong bảng 1. Tỷ số truyền của hộp số được cho trong bảng 2.

Bảng 1. Các thông số trong mô hình tính toán (hình 3)

Mô men quán tính ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )					Hệ số đàn hồi (rad/Nm)		Hệ số cản (Nm.s/rad)	
$I_1$	$I_2$	$I_3$	$I_4$	$I_5$	$e_{2,3}$	$e_{3,4}$	$k_{2,3}$	$k_{3,4}$
2,5	0,26	3,18	0,08	373,7	$6,74\cdot 10^{-5}$	$1,58\cdot 10^{-5}$	-13,83	73,92

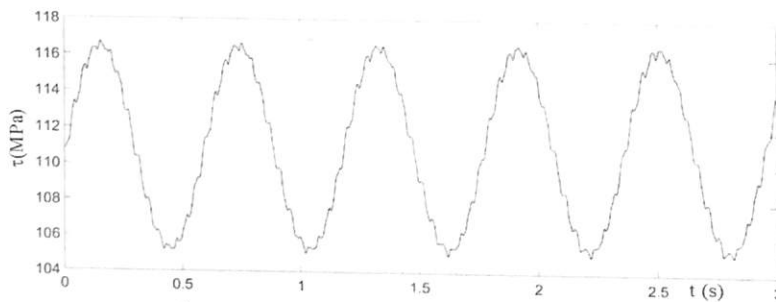
Trục các đăng được làm từ thép ống C20 có đường kính ngoài  $D = 102\text{mm}$  và đường kính trong  $d = 94\text{mm}$ .

Giải bài toán bằng phần mềm Matlab với các số liệu trên, ta nhận được đồ thị biến thiên mô men xoắn trên trục các đăng ở tay số 1 như trên hình 4. Kết quả cho thấy, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình  $M_{23} = 6440,0\text{Nm}$  với giá trị cực đại là  $6776,5\text{Nm}$ , cực tiểu là  $6095,8\text{Nm}$  và giá trị bình phương trung bình là  $\bar{M}_{23} = 6444,0\text{Nm}$ .



Hình 4. Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 1

Ứng suất trên trục các đăng có quy luật biến thiên tương tự như mô men xoắn và dao động xung quanh giá trị trung bình  $\sigma_m = 110,892\text{MPa}$  với giá trị cực đại là  $116,688\text{MPa}$ , cực tiểu là  $104,966\text{MPa}$  và giá trị bình phương trung bình là  $\bar{\sigma} = 110,962\text{MPa}$ .



Hình 5. Biến thiên ứng suất trên trục các đăng ở tay số 1

Bằng cách tính như trên, ta thu được ứng suất trên trục các đăng cho tất cả các tay số. Tỷ lệ thời gian làm việc ở các tay số phụ thuộc vào loại xe và điều kiện sử dụng. Đối với ô tô VEAM 533603 là ô tô tải có 8 tay số, phân bố thời gian sử dụng ở các tay số được lấy tham khảo theo [4]. Với quãng đường cơ sở được chọn là  $10000\text{m}$ , các số liệu tính toán được cho trong bảng 2.

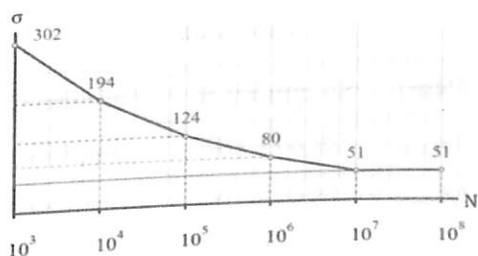
Bảng 2. Phân bố thời gian làm việc ở các tay số trên quãng đường 10000m

Tay số		Vận tốc (m/s)	Thời gian sử dụng		Quãng đường (m)
No.	ih		(s)	(%)	
1 <sup>st</sup>	7.30	1.90	4.0	0.5	7.6
2 <sup>nd</sup>	4.86	2.80	8.0	1	22.4
3 <sup>rd</sup>	3.50	4.00	24.0	3	96.0
4 <sup>th</sup>	2.48	5.50	44.0	5.5	242.0
5 <sup>th</sup>	2.09	6.50	80.0	10	520.0
6 <sup>th</sup>	1.39	9.80	120.0	15	1,176.0
7 <sup>th</sup>	1.00	13.60	360.0	45	4,896.0
8 <sup>th</sup>	0.71	19.00	160.0	20	3,040.0
Tổng			800	100	10,000

Kết quả tính toán được sử dụng làm số liệu để tính bền mỏi và tuổi thọ của trục.

#### 4. TÍNH TOÁN BỀN MỎI TRỤC CÁC ĐĂNG

Cơ sở để tính bền mỏi là đường cong mỏi. Để xây dựng đường cong mỏi có thể sử dụng phương pháp tính toán lý thuyết với các công thức kinh nghiệm [1,2]. Với vật liệu làm trục các đăng được chọn là thép C20, có ứng suất cực đại  $\sigma_u = 420MPa$  và giới hạn chảy  $\sigma_y = 250MPa$ , ta xây dựng được đường cong mỏi trên hệ trục logarit như trên hình 6.



Hình 6. Đường cong mỏi đối với vật liệu C20

Theo lý thuyết bền mỏi, hư hỏng tích lũy do mỏi phụ thuộc chủ yếu vào 2 thành phần ứng suất: Ứng suất trung bình  $\sigma_m$  và biên độ ứng suất  $\sigma_a$ . Trong các tính toán trên đây, giá trị ứng suất trung bình đã được xác định cho từng tay số. Biên độ ứng suất được tính theo công thức:  $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m$ . Với ứng suất cực đại đã biết, ta xác định được biên độ ứng suất  $\sigma_a$ . Để đánh giá tác động của từng thành phần ứng suất gây mỏi trục các đăng, có thể sử dụng công thức Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_a} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (22)$$

Do ứng suất tác động lên trục các đăng thay đổi trong phạm vi rộng, tích lũy hư hỏng của trục được xác định theo quy tắc Palmgren - Miner:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = c \text{ hay } \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = c \quad (23)$$

## NGHIÊN CỨU - TRAO ĐỔI

Với  $n_1, n_2, \dots, n_k$  là số chu kì tác động tương ứng với mức các mức ứng suất gây mỏi  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$ .

$N_1, N_2, \dots, N_k$  là chu kì gây hỏng do mỏi (tương ứng trên đồ thị  $\sigma$ - $N$ ).

Như vậy, số chu kỳ gây hỏng do mỏi (tuổi thọ của chi tiết)  $N$  được xác định theo công thức:

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}} \quad (24)$$

Các tính toán được thực hiện cho các mức mô men khác nhau của động cơ, từ  $0,8M_{cmax}$  đến  $M_{cmax}$ .

Kết quả tính toán với mô men cực đại của động cơ ( $M_c = 882\text{Nm}$ ) được tổng hợp trong bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán với mô men cực đại của động cơ:

Tay số	t (s)	$\sigma_{max}$ (Mpa)	$\sigma_m$ (Mpa)	$\sigma_a$ (Mpa)	$n_i$	$S_a$ (Mpa)	Ni
1	4	116.696	110.973	5.7226	7	7.777	125601.27
2	8	80.678	73.873	6.8051	19	8.257	847551.99
3	24	60.506	53.156	7.35	75	8.415	3767517.61
4	44	45.732	37.723	8.0089	198	8.799	-
5	80	40.162	31.781	8.3819	410	9.068	-

Trong bảng 3, chỉ thể hiện kết quả tính toán đến tay số 5, vì ở các tay số cao hơn ứng suất trên trục các đăng thấp hơn nhiều so với giới hạn mỏi đã được xác định là 51MPa.

Sử dụng quy tắc cộng tác dụng Palmgren - Miner, ta tính được số chu kỳ gây hỏng trục các đăng do mỏi là  $N = 10,198.10^3$ . Với chu kỳ đã lựa chọn là 10.000m, quãng đường xe chạy được cho đến khi trục các đăng hỏng do mỏi là  $S = 101.982 \text{ km}$ .

Thực hiện các tính toán tương tự như trên với các mức mô men  $0,8.M_{cmax}$  và  $0,9.M_{cmax}$  ta thu được kết quả như trong bảng

4. Các kết quả trên có được dựa trên giả thiết trục các đăng luôn chịu một mức mô men đã định. Nếu thực hiện tính toán cho nhiều trường hợp khác nhau tương ứng với điều kiện chuyển động thực của ô tô, ta có thể đưa ra đánh giá gần đúng về tuổi thọ của trục.

Bảng 4. Kết quả tính toán ở các mức tải trọng khác nhau

$M_c$ (Nm)	Số chu kỳ N	Tuổi thọ (km)
$0,8.M_{cmax}$	$29,677.10^3$	$296,766.10^3$
$0,9.M_{cmax}$	$16,933.10^3$	$169,329.10^3$
$M_{cmax}$	$10,198.10^3$	$101,982.10^3$

## 5. KẾT LUẬN

Đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ của các chi tiết trong HTTL của ô tô vẫn đang là một bài toán khó đối với các nhà thiết kế. Thông thường, để làm việc này, người ta phải dựa trên một số lượng rất lớn các số liệu thực nghiệm. Bài báo trình bày một phương pháp đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng bằng tính toán mô phỏng. Đây mới chỉ là một số kết quả bước đầu, thể hiện khả năng giải bài toán bền mỏi với sự hỗ trợ của máy tính. Nếu được tiếp tục nghiên cứu hoàn thiện, phương pháp này có thể được ứng dụng để đánh giá tuổi thọ của các chi tiết trong HTTL của ô tô với chi phí về thời gian và tài chính ít hơn so với việc thực hiện các thí nghiệm để thu thập số liệu. ❖

Ngày nhận bài: **05/8/2018**

Ngày phản biện: **20/8/2018**

### Tài liệu tham khảo:

- [1]. ROBERT C. JUVINALL , KURT M. MARSHEK, *Fundamentals of Machine Component Design*. Fifth Edition (2012), John Wiley & Sons, Inc.
- [2]. R. Budynas, and K.J. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9th Edition, McGraw-Hill, New York, 2013.
- [3]. LE Van Nghia, KUSIAK V.A., NGUYEN Trong Hoan, *The research on threshold values determination of one-parameter feedback in the automated friction clutch control circuit for truck start-up process*. Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X, Hà Nội, 8-9/12/2017.
- [4]. Гришкевич А.И., *Автомобили, Конструкция, конструирование и расчёт. Трансмиссия. Высшая школа*, Минск, 1985.
- [5]. Vũ Văn Nhân, Nguyễn Trọng Hoan, Trịnh Minh Hoàng; *Đánh giá độ bền mỏi dầm cầu trước ô tô tải*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 3/2017.