

DURABILITY TESTING OF CRANKSHAFT FOR THE SINGLE-CYLINDER ENGINE BY SIMULATION METHOD

Nguyen Thanh Tuan*, Huynh Le Hong Thai

Nha Trang University

ARTICLE INFO	ABSTRACT
Received: 27/11/2020 Revised: 27/8/2021 Published: 27/8/2021	The objective of this study is to test the durability of the single-cylinder engine crankshaft by simulation method. The object being tested is the crankshaft of the Honda Blade motorcycle engine. The simulation process was carried out in the working condition of the crankshaft and subjected to maximum loads, which were calculated from the theory corresponding to the crankshaft's working conditions and used for the simulation. The simulation results showed that the crankshaft ensures durability in the working conditions corresponding to the maximum load. This simulation is also the foundation for further studies to calculate and design the crankshaft to meet the requirements and working conditions of different engines in reality. This research contributes to reducing the time and cost in the design and testing the durability of crankshafts.
KEYWORDS The single cylinder engine Durability Simulation Crankshaft Honda Blade	

KIỂM TRA ĐỘ BỀN TRỤC KHUYU ĐỘNG CƠ MỘT XY LẠNH BẰNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG

Nguyễn Thanh Tuấn*, Huỳnh Lê Hồng Thái

Trường Đại học Nha Trang

THÔNG TIN BÀI BÁO	TÓM TẮT
Ngày nhận bài: 27/11/2020 Ngày hoàn thiện: 27/8/2021 Ngày đăng: 27/8/2021	Mục tiêu của nghiên cứu là kiểm tra độ bền của trục khuỷu động cơ một xy lạnh bằng phương pháp mô phỏng. Đối tượng sử dụng trong nghiên cứu này là trục khuỷu của động cơ của xe gắn máy Honda Blade. Quá trình mô phỏng được thực hiện trong điều kiện trục khuỷu làm việc và chịu tác động của các tải trọng lớn nhất. Các tải trọng này được tính toán từ lý thuyết ứng với các chế độ làm việc của trục khuỷu và chúng được sử dụng cho quá trình mô phỏng. Kết quả mô phỏng cho thấy rằng trục khuỷu đảm bảo độ bền trong các điều kiện làm việc ứng với tải trọng lớn nhất. Mô phỏng này cũng là cơ sở cho các nghiên cứu tiếp theo nhằm tính toán và thiết kế chế tạo trục khuỷu đáp ứng được yêu cầu và điều kiện làm việc của từng loại động cơ khác nhau trong thực tế. Nghiên cứu này góp phần làm giảm thời gian và chi phí trong thiết kế và thử nghiệm độ bền của trục khuỷu.
TỪ KHÓA Động cơ một xy lạnh Độ bền Mô phỏng Trục khuỷu Honda Blade	

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.3807>

* Corresponding author. Email: nguyenthantuan@ntu.edu.vn

1. Giới thiệu

Trục khuỷu là một trong những chi tiết máy quan trọng nhất, cường độ làm việc lớn nhất và giá thành cao nhất của động cơ đốt trong. Công dụng của trục khuỷu là tiếp nhận lực tác dụng trên piston truyền qua thanh truyền và biến chuyển động tịnh tiến của piston thành chuyển động quay của trục để đưa công suất ra ngoài. Tuổi thọ của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền chủ yếu phụ thuộc vào tuổi thọ của trục khuỷu. Vì vậy đối với kết cấu của trục khuỷu, phải chú ý đảm bảo các yêu cầu như sức bền, độ cứng vững lớn, trọng lượng nhỏ và ít mòn, không xảy ra hiện tượng dao động cộng hưởng trong phạm vi tốc độ sử dụng, về kết cấu phải đảm bảo tính cân bằng và tính đối xứng của động cơ nhưng đồng thời phải dễ gia công chế tạo. Trong quá trình làm việc, trục khuỷu chịu tác dụng của lực khí thể, lực quán tính (quán tính chuyển động tịnh tiến và quán tính chuyển động quay), những lực này có trị số rất lớn và thay đổi theo chu kỳ nhất định nên có tính chất chịu va đập mạnh. Các lực tác dụng gây ra ứng suất uốn và xoắn trục, đồng thời còn gây ra hiện tượng dao động dọc và dao động xoắn, làm động cơ bị rung động, mất cân bằng. Ngoài ra, các lực tác dụng nói trên còn gây ra hao mòn lớn trên các bề mặt ma sát của cổ trục và chốt khuỷu.

Vật liệu chế tạo trục khuỷu thường là thép cacbon, thép hợp kim, gang cầu: Thép cacbon rẻ tiền hơn; hệ số ma sát trong của thép cacbon lớn hơn của thép hợp kim. Vì vậy, thép cacbon có khả năng giảm dao động xoắn lớn hơn thép hợp kim, biên độ dao động xoắn nhỏ hơn nên ứng suất xoắn cũng nhỏ [1], [2]. Trong khi đó, thép hợp kim có ưu điểm là tính năng cơ lý và sức bền cao, do đó thường dùng trên các động cơ cao tốc hoặc phụ tải lớn [2]-[5]. Các thép hợp kim thường dùng là thép hợp kim mangan, thép hợp kim niken – crom. Ngày nay, ngoài thép người ta còn dùng gang graphit để đúc trục khuỷu, vì nó có ưu điểm rẻ tiền hơn và dễ đúc hơn thép [4], hệ số ma sát trong của gang lớn hơn và ít nhạy cảm với ứng suất tập trung, giữ dầu bôi trơn tốt và tính chịu mòn của gang cũng tốt hơn thép.

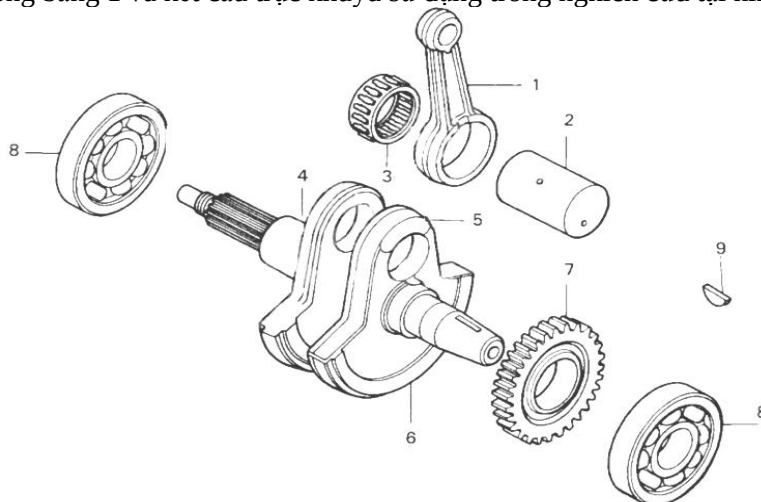
Hiện nay, có khá nhiều công bố của các nhà khoa học có liên quan đến độ bền của trục khuỷu thông qua mô phỏng. Trong đó tập trung vào các động cơ cỡ lớn có từ 4 cặp piston – xy lanh trở lên. Cụ thể, các nghiên cứu chỉ ra được chốt trục khuỷu thường chịu mỏi lớn nhất ở vị trí 153,5° và diễn tiến của quá trình chịu mỏi được tính toán bởi phương pháp phần tử hữu hạn có thể dự báo tuổi thọ của trục khuỷu. Trong nghiên cứu này, tuổi thọ trục khuỷu được dự báo 2.0230e+007 giờ [4]. Có những nghiên cứu tập trung lựa chọn ba vị trí bất kỳ và xác định ảnh hưởng của lực đẩy từ piston tới các vị trí này. Kết quả đối với 3 vị trí đặc biệt như chốt, má và phần đối trọng của trục khuỷu chịu tác động của một giá trị trọng lực khác nhau và xác định được giá trị ứng suất lớn nhất tại vị trí góc lượn của chốt khuỷu với má khuỷu [3]. Tuy nhiên, đối với một mẫu ô tô khách có nhiều xy lanh thì xét tại ba vị trí này của trục khuỷu gắn với một cặp piston xy lanh bất kỳ là không chính xác. Vì nếu động cơ có bốn cặp piston xy lanh thì hai vị trí chịu lực lớn nhất thông thường là ở giữa trục khuỷu (tức là vị trí trục khuỷu ứng với piston số 2 và 3) [5,6]. Cũng trong nghiên cứu khác, đối với động cơ có bốn xy lanh thì chỉ khẳng định chốt khuỷu chỉ an toàn ứng với thanh truyền số 1 và 4, các vị trí 2, 3 còn lại là không đáp ứng tiêu chuẩn bền nếu nâng tải lên 1,2 lần [5].

Tuy nhiên, chưa có công bố cụ thể liên quan đến mô phỏng độ bền của trục khuỷu có trên động cơ xy lanh đơn của xe máy, nơi được dự báo trục khuỷu có khả năng chịu bền tốt hơn do kết cấu không phức tạp. Vì vậy, việc kiểm nghiệm độ bền trục khuỷu nhằm khẳng định lại vật liệu chế tạo là đảm bảo các điều kiện bền trong điều kiện trục khuỷu làm việc với giới hạn chịu lực lớn nhất. Đồng thời kiểm nghiệm độ bền trục khuỷu cũng là cơ sở trong các nghiên cứu tiếp theo nhằm tạo ra trục khuỷu đáp ứng được yêu cầu chế độ làm việc của từng loại động cơ xy lanh đơn khác nhau, góp phần làm giảm thời gian và chi phí trong thử nghiệm.

2. Động cơ một xy lanh trong nghiên cứu

Hiện nay, tại Việt Nam động cơ một xy lanh được sử dụng nhiều trên các phương tiện cơ giới cũng như phục vụ vào các mục đích khác trong nền kinh tế. Tuy nhiên, phổ biến hơn cả có thể nói đến động cơ sử dụng cho các loại xe gắn máy của nhiều hãng đang có mặt tại thị trường nước

ta. Trong nghiên cứu mô phỏng kiểm nghiệm độ bền trục khuỷu của động cơ một xy lanh sẽ có nhiều ý nghĩa khi thực hiện trên mẫu thử nghiệm là một loại xe gắn máy. Cụ thể, trong nghiên cứu này, nhóm tác giả lựa chọn động cơ của xe gắn máy Honda Blade với các thông số kỹ thuật được miêu tả trong bảng 1 và kết cấu trục khuỷu sử dụng trong nghiên cứu tại hình 1.



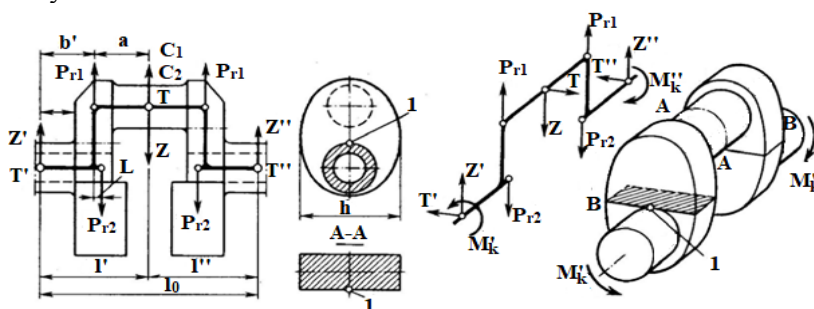
Hình 1. Hình dạng và kết cấu trục khuỷu động cơ một xy lanh: 1 – Thanh truyền; 2 – Chốt khuỷu; 3 – Vòng bi; 4 – Cổ trục khuỷu; 5 – Má khuỷu; 6 – Đốt trọng; 7 – Bánh răng; 8 – Ổ bi; 9 – Then (clavet) [6]

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ mẫu [7]

STT	Tên thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Công suất cực đại của động cơ	$N_{\max}$	6,18	kW
2	Tốc độ quay lớn nhất của trục khuỷu	n	7500	vòng/phút
3	Hệ số kỳ	τ	4	-
4	Số xy lanh	i	1	-
5	Đường kính xy lanh	D	50	mm
6	Hành trình piston	S	55,6	mm
7	Tỷ số nén	ε	9	-
8	Áp suất khí thể cực đại	$p_{z\max}$	6,341	MN/m ²
9	Chiều dài thanh truyền	l_{tt}	103	mm
10	Khối lượng nhóm piston	m_{np}	0,21	kg
11	Khối lượng thanh truyền	m_{tt}	0,44	kg

3. Sơ đồ tính toán sức bền trục khuỷu

Trước hết để tính toán được các thông số lực và mô men tác dụng lên trục khuỷu cần phân các yếu tố tác động trực tiếp lên trục khuỷu trong quá trình vận hành. Các loại lực và mô men tác động lên trục khuỷu như hình 2.



Hình 2. Sơ đồ các lực và momen tác dụng lên trục khuỷu [1]

P_{r1} – Lực quán tính ly tâm của má khuỷu; P_{r2} – Lực quán tính ly tâm của đôi trọng; C_1 – Lực quán tính ly tâm của chốt khuỷu; C_2 – Lực quán tính ly tâm của khối lượng quy dẫn về tâm đầu to thanh truyền; Z' , Z'' – Phản lực pháp tuyến các gối trục bên trái và bên phải; T' , T'' – Phản lực tiếp tuyến trên các gối trục bên trái và bên phải.

T và Z – Lực tiếp tuyến và lực pháp tuyến tác dụng lên chốt khuỷu xác định theo đồ thị hoặc công thức phần động lực học:

$$T = P_j \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot F_p \quad (1)$$

$$Z = P_j \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot F_p \quad (2)$$

Với α là góc quay trục khuỷu; β là góc lắc của thanh truyền; F_p là diện tích đỉnh pít tông; P_j là lực quán tính chuyển động tịnh tiến.

M'_K, M''_K – Mô men xoắn tác dụng trên cổ trục bên trái (cổ phía trước) và cổ trục bên phải (cổ phía sau). Nếu khuỷu đang tính là khuỷu thứ i thì:

$$M'_K = \Sigma T_{i-1} \cdot Z \quad (\text{MN.m}) \quad (3)$$

$$M''_K = \Sigma T_i \cdot R = M'_K + T \cdot Z \quad (\text{MN.m}) \quad (4)$$

Với ΣT_{i-1} – là tổng đại số các lực tiếp tuyến của các khuỷu đứng trước khuỷu thứ i .

Ứng suất lớn nhất phát sinh trong trục khuỷu có thể xảy ra trong bốn trường hợp chịu tải trọng sau đây [1], [4], [5]:

- Trường hợp 1 “khởi động”, khi chịu lực $P_{z\max}$ (là lực lớn nhất tác dụng lên vị trí giữa trục khuỷu).
- Trường hợp 2 chịu lực pháp tuyến lớn nhất $Z_{\max}$.
- Trường hợp 3 chịu lực tiếp tuyến lớn nhất $T_{\max}$.
- Trường hợp 4 chịu tổng lực tiếp tuyến lớn nhất $\Sigma T_{\max}$ (hoặc Mô men $\Sigma M_{\max}$).

Vì trục khuỷu tính toán là trục khuỷu của động cơ một xy lanh nên trường hợp thứ 4 cũng chính là trường hợp thứ 3. Do đó chỉ tính sức bền cho trục khuỷu trong các trường hợp 1, 2 và 3.

4. Mô phỏng trục khuỷu động cơ một xy lanh

Theo kết quả tính toán độ bền nêu trên, trục khuỷu động cơ một xy lanh có 3 trường hợp nguy hiểm cần kiểm nghiệm là:

- Trường hợp khởi động
- Trường hợp chịu lực $Z_{\max}$
- Trường hợp chịu lực $T_{\max}$

Dựa vào kết quả tính toán, ta có bảng thông số đầu vào của các lực tác dụng lên khuỷu trục trong từng trường hợp được thông kê ở bảng 2 dưới đây.

Bảng 2. Bảng giá trị các lực tác dụng lên khuỷu trục trong từng trường hợp

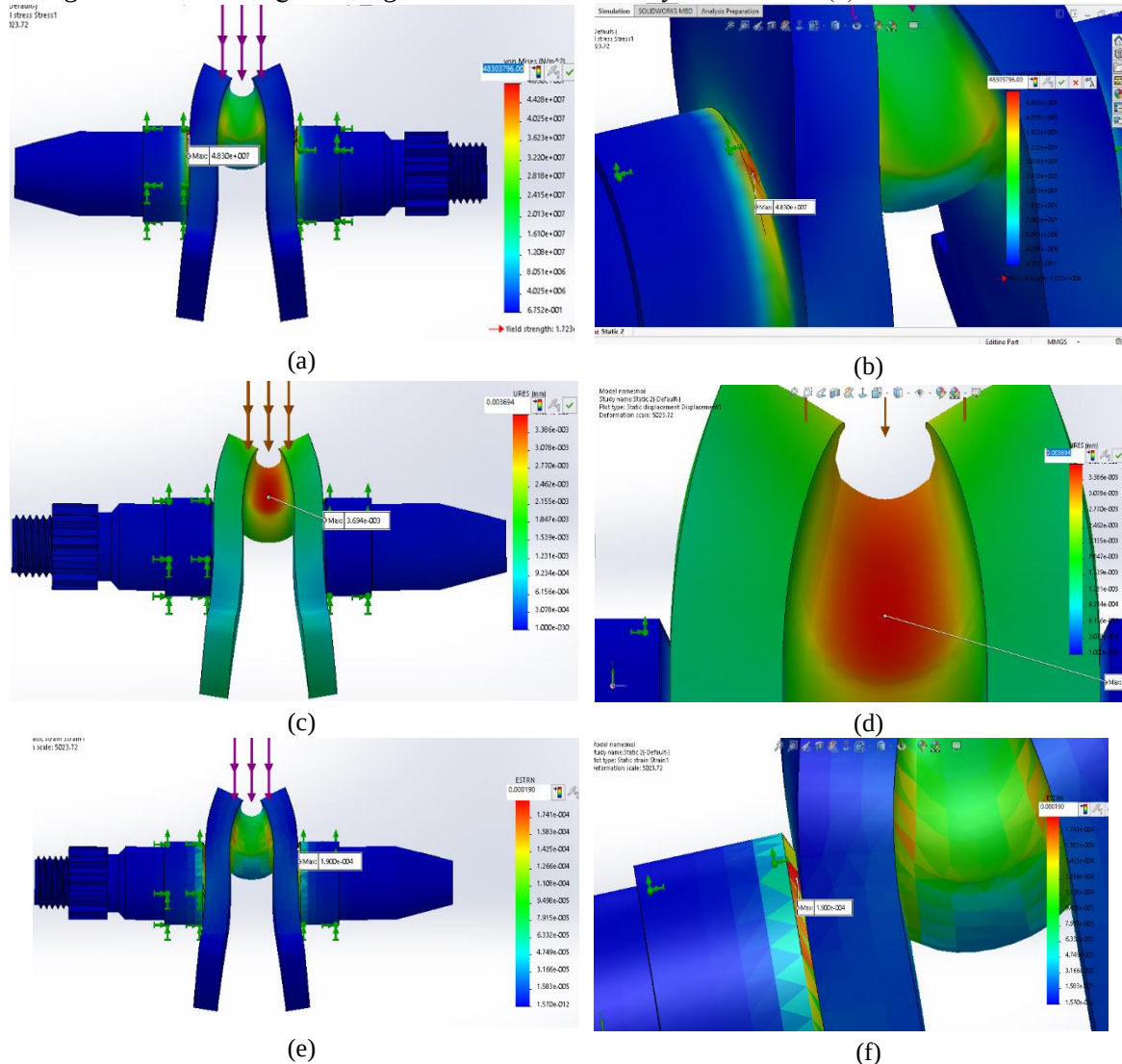
Giá trị lực	Trường hợp	Khởi động	Chịu lực $Z_{\max}$	Chịu lực $T_{\max}$
		$P_{z\max} = 12451 \text{ N}$	$Z_o = 2178 \text{ N}$	$Z_o = 9576,2 \text{ N}$ $T_{\max} = 2007 \text{ N}$

Từ giá trị trong bảng 1, tiến hành mô phỏng trục khuỷu của động cơ một xy lanh theo các trường hợp như sau:

Trường hợp khởi động

Kết quả mô phỏng được thể hiện trong hình 3. Ứng suất phân bố trên trục khuỷu có giá trị nhỏ nhất là $6,752 \cdot 10^{-1} \text{ N/m}^2$ và ứng suất lớn nhất bằng $4,830 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$, giá trị này nhỏ hơn so với ứng suất cho phép có giá trị là $1,723 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ nên trong trường hợp này, trục khuỷu thỏa mãn điều kiện bền. Vị trí tập trung ứng suất lớn nhất nằm tại góc lượn giữa cổ trục chính và má khuỷu như hình 3 (b). Độ chuyển vị của trục khuỷu có giá trị nhỏ nhất và lớn nhất lần lượt là 1.10^{-30} mm và

0,003694 mm. Với lực tác dụng là 12451 N, trục khuỷu có độ chuyển vị lớn nhất nằm tại vị trí phía nửa trên của chốt khuỷu như hình 3 (c). Trong khi đó, giá trị độ biến dạng nhỏ nhất và lớn nhất của trục khuỷu là $1,57.10^{-12}$ và 0,000190. Ở trường hợp này, vị trí trục khuỷu có độ biến dạng lớn nhất nằm tại góc lượn giữa cổ chính và má khuỷu như hình 3 (e)



Hình 3. Phân bố ứng suất trên trục khuỷu (a), Vị trí ứng suất lớn nhất trên trục khuỷu (b), Chuyển vị của trục khuỷu (c), Vị trí chuyển vị lớn nhất của trục khuỷu (d), Độ biến dạng của trục khuỷu (e), Vị trí có độ biến dạng lớn nhất của trục khuỷu (f)

Trường hợp chịu lực Z_{max}

Trường hợp này cũng tiến hành mô phỏng tương tự như trường hợp trên. Tuy nhiên, lực tác dụng lên khuỷu trục trong trường hợp này gồm lực Z_{max} và các lực ly tâm. Lực khi thiết lập có giá trị là lực $Z_0 = 2178$ N (với lực Z_0 là tổng hợp lực của lực Z_{max} và các lực ly tâm). Tương tự trục khuỷu có giá trị chuyển vị nhỏ nhất và lớn nhất lần lượt là 1.10^{-30} mm và 0,000646 mm, với lực tác dụng là 2178 N, trục khuỷu có chuyển vị lớn nhất nằm ở vị trí phía nửa trên của chốt khuỷu. Trong khi đó, trục khuỷu có độ biến dạng nhỏ nhất là $9,902.10^{-14}$ và độ biến dạng lớn nhất là 0,000029. Giống như trường hợp khởi động, ở trường hợp chịu lực Z_{max} độ biến dạng lớn nhất của trục khuỷu cũng là tại vị trí góc lượn giữa cổ trục chính với má khuỷu.

Trường hợp chịu lực $T_{\max}$

Trong trường hợp này có sự khác nhau ở bước thiết lập ngoại lực: Ngoài chịu lực tiếp tuyến lớn nhất $T_{\max}$, khuỷu trục còn chịu thêm lực pháp tuyến Z và các lực ly tâm. Các lực được thiết lập có giá trị lần lượt là lực $Z_0 = 9576,2$ N và lực $T_{\max} = 2007$ N, với lực Z_0 là lực tổng hợp của lực Z và các lực ly tâm. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng, ứng suất nhỏ nhất của trục khuỷu khi chịu lực $T_{\max}$ bằng $4,994.10^{-1}$ N/m² và ứng suất lớn nhất là $9,846.10^7$ N/m² đều nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép của vật liệu làm trục khuỷu là $1,723.10^8$ N/m², do đó trục khuỷu thỏa mãn yêu cầu độ bền. Cũng như 2 trường hợp nêu trên, ở trường hợp này ứng suất lớn nhất của trục khuỷu nằm tại vị trí góc chuyển tiếp giữa cổ trục chính và má khuỷu. Trong khi đó, độ chuyển vị nhỏ nhất và lớn nhất của trục khuỷu có giá trị lần lượt là 1.10^{-30} mm và 0,007542 mm. Trong trường hợp này, với lực tác dụng là 9576,2 N và 2007 N, trục khuỷu có độ chuyển vị lớn nhất nằm ở vị trí phía nửa trên của chốt khuỷu. Khuỷu trục khi chịu lực tiếp tuyến lớn nhất $T_{\max}$ có độ biến dạng nhỏ nhất là $1,341.10^{-12}$ và độ biến dạng lớn nhất là 0,000392 và độ biến dạng lớn nhất của trục khuỷu cũng xuất hiện tại vị trí góc lượn giữa cổ trục chính với má khuỷu tương tự như ở hai trường hợp đầu tiên.

Từ kết quả trên có thể tổng hợp ba trường hợp chịu lực theo bảng 3

Bảng 3. Kết quả mô phỏng trục khuỷu trong ba trường hợp chịu lực

STT	Các trường hợp chịu lực tác dụng	Ứng suất lớn nhất (N/m ²)	Chuyển vị lớn nhất (mm)	Độ biến dạng lớn nhất
1	Khởi động	$4,830.10^7$	0,003694	0,000190
2	Chịu lực $Z_{\max}$	$8,911.10^6$	0,000646	0,000029
3	Chịu lực $T_{\max}$	$9,846.10^7$	0,007542	0,000392

Nhìn vào bảng 3 có thể thấy rằng, trường hợp khuỷu trục chịu lực $T_{\max}$ có các giá trị ứng suất lớn nhất, độ chuyển vị lớn nhất và độ biến dạng lớn nhất, lớn hơn cả hai trường hợp khởi động và trường hợp chịu lực $Z_{\max}$. Cụ thể là: Trường hợp khởi động, với lực tác dụng lên chốt khuỷu có độ lớn 12451 N, lớn hơn lực tác dụng lên chốt khuỷu trong trường hợp chịu lực $Z_{\max}$ với giá trị là 2178 N, vì thế các giá trị ứng suất, chuyển vị và độ biến dạng của trường hợp 1 sẽ lớn hơn trường hợp 2. Cả hai trường hợp này, lực tác dụng lên chốt khuỷu đều có phương thẳng đứng theo phương pháp tuyến, do đó làm trục khuỷu bị uốn và biến dạng như mô phỏng ở trên. Trường hợp chịu lực $T_{\max}$, với các lực tác dụng lên chốt khuỷu có giá trị lần lượt là 9576,2 N và 2007 N. Trường hợp này, khuỷu trục vừa chịu lực tác dụng theo phương pháp tuyến, vừa chịu lực tác dụng theo phương tiếp tuyến, vì vậy kết quả trường hợp 3 sẽ lớn hơn hai trường hợp đầu tiên.

5. Kết luận

Trục khuỷu là một chi tiết máy chịu tải trọng lớn và thay đổi theo chu kỳ nên trong quá trình làm việc, trục khuỷu chịu ứng suất rất phức tạp: ứng suất uốn, ứng suất xoắn,... Vì vậy, trục khuỷu thường bị hư hỏng do vật liệu bị mỏi, thiếu sức bền hoặc độ cứng vững,... Do đó khi thiết kế cần chú ý nâng cao độ bền và độ cứng vững của trục khuỷu, để đảm bảo cho động cơ làm việc lâu dài. Kết quả mô phỏng kiểm tra sức bền bằng phương pháp mô phỏng trên cơ sở áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn, cho ta thu được kết quả về ứng suất lớn nhất tập trung tại góc chuyển tiếp giữa cổ trục và má khuỷu, giữa chốt khuỷu với má khuỷu (các góc lượn). Các kết quả cho thấy rằng, trục khuỷu luôn đảm bảo độ bền trong bất kỳ điều kiện làm việc chịu tải trọng tác động lớn nhất. Thông qua kết quả nghiên cứu có thể làm tài liệu tham khảo và làm cơ sở cho tính toán và thiết kế chế tạo trục khuỷu cho bất kỳ động cơ cụ thể nào nhằm giảm công sức cho các công đoạn nêu trên. Đặc biệt tại Việt Nam việc nâng cao công suất động cơ xe máy bằng giải pháp “đôn dên xoáy nòng” tức là thay thanh truyền dài hơn hay tiện bớt phần xy lanh và thay piston lớn hơn mục đích để tăng tỉ số nén hoặc tăng thể tích xy lanh nhằm tăng công suất và mô men động cơ là tương đối phổ biến. Kết quả nghiên cứu này có thể ứng dụng để lựa chọn vật liệu

và khối lượng phù hợp để đảm bảo độ bền trục khuỷu theo kích thước mới của piston, xy lanh hoặc thanh truyền.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1] T. H. T. Tran, *Design calculation of the internal combustion engine*. Publishing company Danang University, 2007.
- [2] T. T. Nguyen, "Testing of connecting rod manufacturing materials by simulation software," *Vietnam Mechanical Engineering Journal*, no. 6, pp. 32-35, 2016.
- [3] P. Thejasree, G. D. Kumar, and S. L. P. Lakshmi, "Modelling and Analysis of Crankshaft for passenger car using ANSYS," *Materialstoday*, vol. 4, no. 10, pp. 11292-11299, 2017.
- [4] B. Yu, Q. Feng, and X. Yu, "Dynamic simulation and stress analysis for reciprocating compressor crankshaft," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 227, no. 4, pp. 845-851, 2012.
- [5] S. Efendi and Andoko, "Design and Simulation of Cracks in A Four-Cylinder Engine Crankshaft Using Finite Element Method," IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 494, International Conference on Mechanical Engineering Research and Application 23–25 October 2018, Malang, Indonesia, 2018.
- [6] M. F. Zainudin, A. B. Rosli, G. L. Ming, T. Z. S. Ali, and B. A. Sup, "Design and Stress Simulation of Crankshaft for Slider-Crank Drive Stirling Engine," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 699, pp. 678-683, 2020, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.699.678>.
- [7] Honda, "Honda part diagrams," 2020. [Online]. Available: [https://www.bike-parts-honda.com/honda-motorcycle/350MOTO/XL/1988/XLX350RJ/Engine/PISTON CRANKSHAFT/13KV2JB1/E__1100/1/12460](https://www.bike-parts-honda.com/honda-motorcycle/350MOTO/XL/1988/XLX350RJ/Engine/PISTON%20CRANKSHAFT/13KV2JB1/E__1100/1/12460). [Accessed Dec. 27, 2020].