

Giải pháp tạo tải mô phỏng tác dụng lên thanh truyền trong thiết bị thực nghiệm bôi trơn ổ đầu to thanh truyền

A Solution for Creating the Simulating Load on Connecting-Rod in the Experimental Device for Lubricating Condition of the Connecting-Rod Big End Bearing

Trần Thị Thanh Hải

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội – Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội
Đến Tòa soạn: 15-3-2018; chấp nhận đăng: 28-9-2018

Tóm tắt

Tuổi thọ và độ tin cậy làm việc của cụm trục khuỷu-thanh truyền trong động cơ đốt trong phụ thuộc rất nhiều vào chế độ bôi trơn. Thanh truyền là một bộ phận quan trọng của động cơ, trong đó đầu to thanh truyền làm việc trong điều kiện khắc nghiệt (tải trọng lớn và thay đổi liên tục, vận tốc lớn, nhiệt độ cao, ...). Các nghiên cứu tính toán về bôi trơn gối đỡ này luôn luôn cần có các thiết bị thực nghiệm để kiểm nghiệm các tính toán. Bài báo này đưa ra giải pháp mô phỏng tải tương ứng chu kỳ làm việc của động cơ và phương pháp đo lực tác dụng lên thanh truyền (đầu to thanh truyền) bằng vật liệu quang đàn hồi trong thiết bị đặc chủng khô sạt bôi trơn ổ đầu to thanh truyền. Lực tác dụng lên thanh truyền gồm hai lực kéo/nén và lực uốn. Các lực này được đo bằng các cảm biến biến dạng thông qua lắp đặt các cảm biến theo mạch cầu.

Keywords: Thanh truyền, ổ trượt, sơ đồ tải, cảm biến biến dạng, vòng đệm belleville

Abstract

The longevity and reliability of the crankshaft-connecting rod assembly in internal combustion engines depends very much on the lubricated regime. Connecting-rod is an important part of the engine, in which the connecting-rod big end bearing works in severe conditions (heavy load and dynamic, high velocity, high temperature, ...). The calculation research for this type bearing need always be equipped with experimental device to compare the calculated results and the experimental results. This paper presents the load simulation solution corresponding to the engine's operating cycle and the force measurement method applied to connecting-rod (connecting-rod big end) model of photoelastic in the special device for lubricating of the connecting-rod big end bearing. The force acting on the connecting-rod includes two traction/compression and flexion forces. These forces are measured by strain gauges by the installation of bridge sensors.)

Từ khóa: Connecting-rod, bearing, load diagram, strain gauges, belleville washers

1. Giới thiệu

Thanh truyền là một trong các bộ phận quan trọng của động cơ, trong đó đầu to thanh truyền (ổ đầu to thanh truyền: được tạo bởi thân thanh truyền, nắp thanh truyền và trục khuỷu) làm việc trong điều kiện khắc nghiệt (tải trọng lớn và thay đổi liên tục, vận tốc lớn, nhiệt độ cao, ...). Do vậy, việc nghiên cứu đặc tính bôi trơn ổ đầu to thanh truyền trong quá trình làm việc đang được các nhà khoa học cũng như các nhà sản xuất hết sức quan tâm. Trong đó không thể thiếu các nghiên cứu thực nghiệm nhằm kiểm chứng các mô hình tính toán lý thuyết. Có hai phương pháp thực nghiệm đang được các nhà khoa học trên thế giới áp dụng. Phương pháp thứ nhất là thực nghiệm với thanh truyền thật trên động cơ hoặc mô hình tương đương. Phương pháp thứ hai là thí nghiệm với

thanh truyền mô phỏng trên thiết bị thực nghiệm với cơ cấu mô phỏng tải tương ứng với chu kỳ làm việc của động cơ.

Về các nghiên cứu trên thanh truyền thật, năm 1965, Cook [1] đã nghiên cứu đo quỹ đạo tâm trục của ổ trục khuỷu trong động cơ diesel một xi lanh bằng cảm biến điện từ, các kết quả cho thấy biến dạng đàn hồi của ổ thay đổi nhiều khi tải tác dụng lớn. Năm 1973, Rosenberg [2] sử dụng thiết bị tương đương để đo chiều dày màng dầu thông qua các cảm biến. Các kết quả cho thấy sự tương thích giữa chiều dày màng dầu và tải tác dụng. Năm 1985, 1987 và 1988 Bates và cộng sự [3] [4] [5] đã xây dựng thiết bị sử dụng động cơ xăng V6 biến đổi để có thể đo các đặc tính của ổ đầu to thanh truyền. Năm 2001, Moreau [6] tiến hành đo chiều dày màng dầu của ba ổ của trục khuỷu và ổ đầu to thanh truyền của động cơ xăng 4 xi lanh. Tác giả nghiên cứu ảnh hưởng của độ nhớt dầu bôi trơn, khe hở bán kính tới chiều dày

* Địa chỉ liên hệ: Tel.: (+84) 978263926
Email: hai.tranthithanh@hust.edu.vn

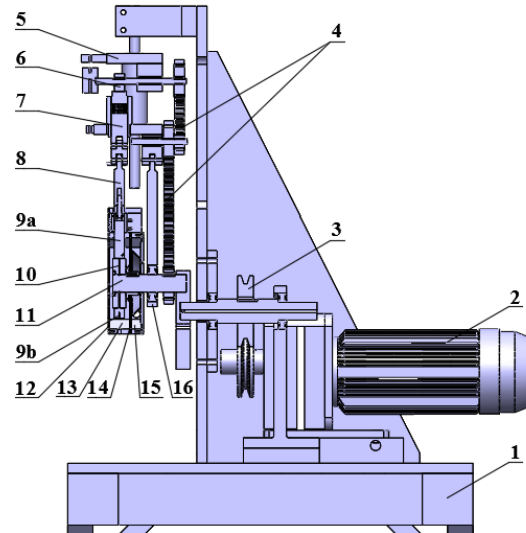
màng dầu. Năm 2005, Michaud [7] và Fatu [8] đã tham gia xây dựng băng thử của LMS để nghiên cứu bôi trơn ổ đầu to thanh truyền trong điều kiện làm việc thực và khắc nghiệt. Tốc độ tối đa của động cơ đạt 20.000 v/ph với tải nén và kéo tác dụng là 90 KN và 60 KN. Các nghiên cứu trên thanh truyền mô phỏng, năm 1983, Pierre-Eugene [9] và các cộng sự đã nghiên cứu biến dạng đàn hồi của ổ đầu to thanh truyền dưới tác dụng của tải cố định. Thanh truyền được đúc từ nhựa epoxy. Thanh truyền được lắp với trục bằng thép quay với tốc độ 50 đến 200 v/ph, tải tác dụng thay đổi từ 60N đến 300N. Năm 2000, Optasanu [10] triển khai thiết bị thực nghiệm để nghiên cứu ổ đầu to thanh truyền với cơ cấu mô phỏng tải tương ứng với động cơ. Thiết bị tuân theo nguyên lý hệ biên-khuỷu và sử dụng một thanh truyền. Thanh truyền làm bằng vật liệu trong, nhựa epoxy PSM1 và PSM4. Năm 2012, Hoang [11] nâng cấp thiết bị này và sử dụng thanh truyền bằng vật liệu PLM4 và nghiên cứu nhiệt độ màng dầu thông qua các cảm biến nhiệt độ.

Trong bài báo này, tác giả xây dựng cơ cấu tạo tải mô phỏng lực khí thể tác dụng lên thanh truyền (đầu to thanh truyền) bằng vật liệu quang đàn hồi trong thiết bị thực nghiệm khảo sát bôi trơn ổ đầu to thanh truyền. Tải mô phỏng này tương ứng với chu kỳ làm việc của động cơ. Lực tác dụng lên thanh truyền gồm hai lực kéo/nén và lực uốn. Các lực này sẽ được đo bằng các cảm biến biến dạng thông qua lắp đặt các cảm biến theo mạch cầu.

2. Thiết bị thực nghiệm

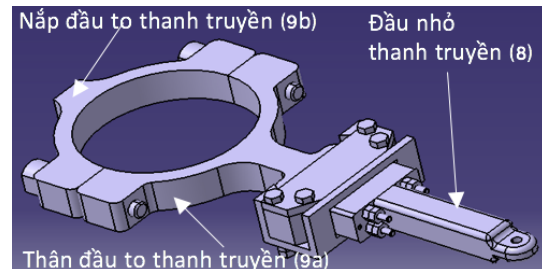
Thiết bị thực nghiệm tuân theo nguyên lý hệ biên-khuỷu (Hình 1). Thanh truyền mô hình gồm hai nửa, đầu nhỏ thanh truyền (8) bằng thép và đầu to thanh truyền (9a) và (9b) bằng vật liệu quang đàn hồi ((9a) là thân đầu to thanh truyền, (9b) là nắp đầu to thanh truyền). Động cơ điện (2) quay truyền chuyển động tới trục khuỷu (11) qua hộp giảm tốc (3) làm cho trục khuỷu quay, khi trục khuỷu quay kéo theo piston dẫn (5) chuyển động tịnh tiến lên xuống nhờ được kết nối thông qua thanh truyền dẫn bằng thép (16) lắp với trục, đầu nhỏ lắp với piston dẫn. Cụm kết cấu này trượt dọc theo hai trụ của khung, liên kết (trụ) giữa piston dẫn và đầu nhỏ thanh truyền dẫn và trục quay cũng như giữa thanh truyền dẫn và trục khuỷu nhờ ổ đỡ. Trong quá trình làm việc thanh truyền dẫn (biên dẫn) lần lượt đẩy piston lên phía trên và kéo xuống phía dưới, chuyển động này tuân theo hệ biên-khuỷu của động cơ nhiệt. Piston (7) đóng và trò như piston trong động cơ nhiệt, chuyển động tịnh tiến lên xuống theo piston dẫn, được liên kết với trục khuỷu (11) (qua bạc 10 lắp chặt với trục khuỷu) thông qua thanh truyền mô hình (gồm đầu nhỏ thanh truyền bằng thép (8) và đầu to thanh truyền bằng vật liệu quang đàn hồi (9a + 9b)) mô phỏng quá trình làm

việc của piston trong động cơ. Thanh truyền nghiên cứu được đặt song song với thanh truyền dẫn. Ổ đầu to thanh truyền tạo bởi thân thanh truyền, nắp thanh truyền và trục. Đầu nhỏ của thanh truyền nghiên cứu liên kết và trượt theo piston. Khi làm việc (khi trục quay), các lực được tạo ra bởi chuyển động của piston và thanh truyền được cân bằng bởi áp suất trong màng dầu ổ đầu to thanh truyền.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý thiết bị thực nghiệm

Đầu to thanh truyền có đường kính 97,5 mm, chiều dày 20mm. Tổng chiều dài thanh truyền (bao gồm đầu to, đầu nhỏ và phần ghép nối là 241,5 mm (Hình 2).

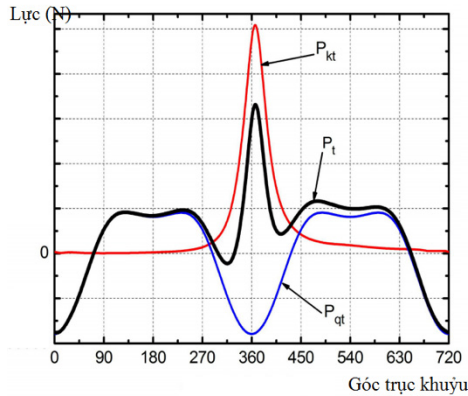


Hình 2. Thanh truyền mô hình

3. Cơ cấu tạo tải tác dụng lên thanh truyền

Trong động cơ thực, các lực tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền gồm, lực khí thể (là lực sinh ra bởi quá trình cháy - giãn nở hỗn hợp khí trong xi lanh động cơ), lực quán tính (bao gồm lực quán tính của thanh truyền, piston và trục khuỷu), lực ma sát (ma sát giữa piston và xi lanh, giữa ổ đầu to thanh truyền và trục khuỷu, nội ma sát của dầu bôi trơn...), lực cản khí - thủy động và lực khác (trọng lực...). Trong các lực này, trừ trọng lực, độ lớn của lực khí thể và lực quán tính lớn hơn các lực cản và lực ma sát rất nhiều nên trong quá trình tính toán ta thường chỉ

xét đến hai lực này. Lực khí thể và lực quán tính tác dụng lên thanh truyền thay đổi trong chu kỳ làm việc của động cơ được biểu diễn như hình 3 [12].

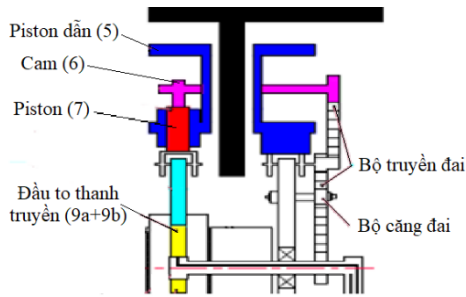


Hình 3. Đồ thị lực khí thể và lực quán tính [12]

Ta thấy, lực khí thể (P_{kt}) trong động cơ thực đạt giá trị lớn nhất tại khoảng 360° , lực khí thể hướng xuống. Lực quán tính (P_{qt}) tại 360° đạt giá trị lớn nhất, khi đó piston ở điểm chết trên và bắt đầu chuyển động xuống dưới, lực quán tính hướng lên. Tổng hợp của lực khí thể và lực quán tính là P_t .

3.1. Nhiệm vụ, yêu cầu, kết cấu của cơ cấu tạo tải

Hệ thống tạo tải có nhiệm vụ mô phỏng lực khí thể tác dụng lên thanh truyền với yêu cầu đồ thị lực mô phỏng tương đương với đồ thị lực khí thể trong động cơ thực. Sơ đồ hệ thống tạo tải như hình 4.

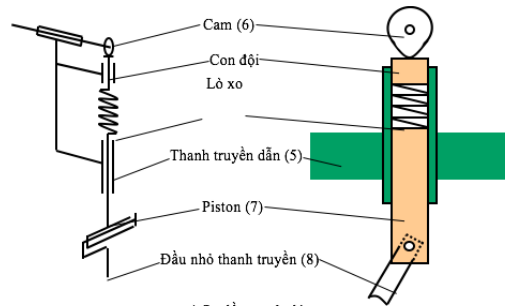


Hình 4. Sơ đồ cơ cấu tạo tải

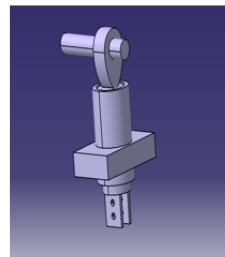
Cơ cấu tạo tải (Hình 5) phải đảm bảo kết cấu nhỏ gọn và độ chính xác của hệ thống tạo tải. Một cơ cấu cam (6) được gắn trên piston dẫn và được dẫn động bằng hệ thống dây đai (4) đảm bảo độ tin cậy trong quá trình làm việc có rung động và đập cao. Piston dẫn chuyển động tịnh tiến và trục khuỷu (11) chuyển động quay kéo theo thanh truyền dẫn chuyển động song phẳng, do đó chia hệ thống đai làm hai cấp. Cấp thứ nhất truyền chuyển động từ trục khuỷu tới pully đai gắn trên chốt đầu nhỏ của thanh truyền dẫn, do chuyển động song phẳng của thanh truyền dẫn nên ta cần bộ căng đai giúp dây đai luôn ổn định trong quá trình hoạt động của thiết bị. Cấp thứ hai truyền chuyển động từ pully cấp thứ nhất đến trục của

cam đảm bảo dẫn động cần thiết của hệ thống cơ cấu tạo tải ổn định.

Lúc trục khuỷu ở 0° , đỉnh cam hướng lên trên. Tỉ số truyền của hai pully là 2, trục của cam (6) giảm tốc hai lần so với trục khuỷu (11). Do vậy khi trục khuỷu quay được 360° thì cam quay được 180° , đỉnh cam tỳ lên con đẩy, nén lò xo xuống tạo ra lực tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền. Bằng cách này mô phỏng sự nổ trong động cơ, lực lớn nhất này có thể thay đổi bằng độ cứng của lò xo. Tuy nhiên, nếu sử dụng lò xo sẽ gây ra độ trễ lớn trong quá trình tác dụng lực lên thanh truyền, do đó ta sử dụng vòng đệm belleville.



a) Sơ đồ nguyên lý

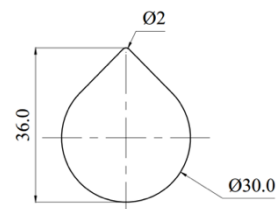


b) Mô hình 3D

Hình 5. Cơ cấu tạo tải

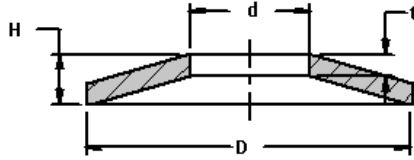
3.2. Các tính toán

Tính toán cơ cấu tạo tải với yêu cầu lực lớn nhất tác dụng lên thanh truyền: $F_{max} = 500\text{ N}$, Tốc độ quay của trục khuỷu $n = 250\text{ vg/ph}$. Theo đồ thị lực khí thể, khi trục khuỷu quay từ $0^\circ-270^\circ$ và từ $450^\circ-720^\circ$ lực khí thể thay đổi rất nhỏ. Từ $270^\circ-450^\circ$ lực khí thể thay đổi lớn, tăng đến giá trị lớn nhất sau đó giảm dần về giá trị xấp xỉ bằng 0. Để thuận tiện trong quá trình thiết kế thiết bị ta coi giá trị lớn nhất của lực khí thể tại góc của trục khuỷu là $\alpha = 360^\circ$. Cam tạo tải có biên dạng và kích thước như hình 6.



Hình 6. Cam tạo tải

Chọn sơ bộ vòng đệm lò xo Belleville (Hình 7) theo tiêu chuẩn DIN 2093 có đường kính ngoài $D = 31,5$ mm, đường kính trong $d = 12,2$ mm, độ dày $t = 1$ mm, chiều cao tổng $H = 1,9$ mm, chiều cao tải (phần nón cụt): $h = H - t = 1,9 - 1 = 0,9$ mm, vật liệu thép có mô đun đàn hồi $E = 2.10^{11}$ N/m² = 2.10^5 N/mm² và hệ số poisson $\mu = 0,3$.



Hình 7. Vòng đệm Belleville

+) Tỉ số đường kính:

$$\delta = \frac{D}{d} = \frac{31,5}{12,2} = 2,582mm$$

+) Hệ số tính toán:

$$\alpha = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\delta+1} \cdot \frac{2}{\ln \delta} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{2,582-1}{2,582}\right)^2}{2,582+1} \cdot \frac{2}{\ln 2,582} = 0,767$$

+) Độ uốn lớn nhất:

$$s_m = h = 0,9 \text{ mm}$$

+) Lực tạo ra do vòng đệm bị uốn:

$$F_{vd} = \frac{4Et^4}{(1-\mu^2)\alpha D^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[\left(\frac{h-s}{t}\right) \cdot \left(\frac{h-s}{2t}\right) + 1 \right] \quad (1)$$

$$= \frac{4.2.10^5.1^4}{(1-0,3^2).0,767.31,5^2} \cdot \frac{s}{1} \cdot \left[\left(\frac{0,9-s}{1}\right) \cdot \left(\frac{0,9-s}{2.1}\right) + 1 \right] \text{ N}$$

Với s là độ uốn (chuyển vị) của vòng đệm

Lực mô phỏng lực khí thể

Lực mô phỏng lực khí thể của cơ cấu tạo tải là lực do vòng đệm bị uốn gây ra (F_{vd}). Lực tác dụng lên thanh truyền (kí hiệu là F_{tt}) sẽ là:

$$F_{tt} = F_{vd} + F_{qptnc} + F_{qptd}$$

với F_{qptnc} là lực quán tính của piston nghiên cứu, F_{qptd1} là lực quán tính do piston dẫn tác dụng lên thanh truyền nghiên cứu.

$$\text{Vậy: } F_{vd} = F_{tt} - F_{qptd1} - F_{qptnc}$$

Lực quán tính của piston nghiên cứu được tính như sau [13]:

$$F_{qptnc} = -m_{ptnc}R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha) \quad (2)$$

với m_{ptnc} - khối lượng piston nghiên cứu

$m_{ptnc} = V_{ptnc} \cdot \gamma$ với V_{ptnc} - thể tích piston nghiên cứu

$V_{ptnc} = 4,964.10^{-5} \text{ m}^3$ (được xác định bằng phần mềm CATIA), với γ - khối lượng riêng của đầu nhỏ thanh truyền, $\gamma = 7850 \text{ kg/m}^3$

Vậy: $m_{ptnc} = 4,964.10^{-5} \cdot 7850 = 0,387 \text{ kg}$, với $\lambda = 0,23$ (thông số kết cấu).

$F_{qptd1} = F_{qptd}/2$, với F_{qptd} là lực quán tính của piston dẫn

$F_{qptd} = -m_{ptd}R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha)$, với m_{ptd} - khối lượng piston dẫn, $m_{ptd} = V_{ptd} \cdot \gamma$ với V_{ptd} - thể tích piston dẫn. Dùng phần mềm Catia ta tính được $V_{ptd} = 7,01.10^{-4} \text{ m}^3$.

Vậy: $m_{ptd} = 7,01.10^{-4} \cdot 7850 = 5,468 \text{ kg}$

Khi trục khuỷu quay được $\alpha = 360^0$ (cam quay 180^0), ta có:

$$F_{tt} = 500 \text{ N}$$

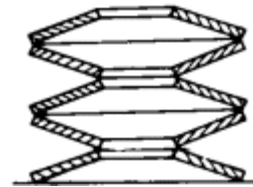
$$F_{qptnc} = -0,387.55,55.10^{-3}.26,18^2(\cos360^0 + 0,23.\cos(2.360^0)) = -18,123 \text{ N}$$

$$F_{qptd1} = F_{qptd}/2 = -5,468.55,55.10^{-3}.26,18^2(\cos360^0 + 0,23.\cos(2.360^0))/2 = -128,034 \text{ N}$$

Vậy ta được:

$$F_{vd} = 500 + 18,123 + 128,034 = 646,157 \text{ N}$$

Thay F_{vd} vào biểu thức (1) ta được độ uốn s của vòng đệm khi cam quay 180^0 $s = 0,420 \text{ mm}$. Ta dùng 10 vòng đệm lắp theo cặp như hình 8.



Hình 8. Lắp vòng đệm belleville theo cặp

Khi đó, độ cứng của hệ là:

$$K = \frac{k}{\sum_{i=1}^g \frac{1}{n_i}} \quad (3)$$

Trong đó: k là độ cứng của một vòng đệm, $k = F_{vd}/s$; n_i là số lượng vòng đệm ở nhóm thứ i .

Ta có 10 nhóm ($g=10$), mỗi nhóm một vòng đệm. Thay vào (3) ta được: $K = k/10$.

Ta có độ uốn (chuyển vị) tổng của các vòng đệm belleville:

$$s_{max} = F/K = 10F/k = 10s = 10.0,420 = 4,20 \text{ mm}$$

Đồ thị lực mô phỏng lực khí thể của cơ cấu tạo tải

Với chuyển vị tổng của các vòng belleville S_{max} (khi cam quay được 180°) vừa tính, ta có khoảng cách từ tâm cam đến con đội lúc hệ vòng đệm chưa bị uốn:

$$d_0 = 21 - 4,20 = 16,80 \text{ mm}$$

Gọi β là góc quay của cam, $\beta = \alpha/2$, β_0 là góc quay mà tại đó đỉnh cam bắt đầu tiếp xúc với con đội.

Ta có: $|\cos\beta_0| = d_0/21 = 16,80/21 = 0,800$

Nên $\beta_0 = 143,130^\circ$

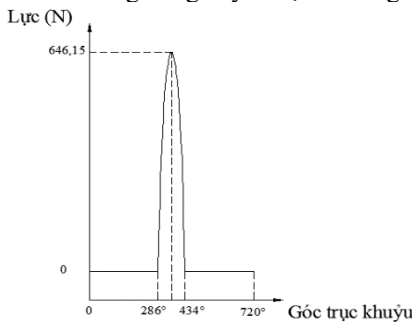
Do đó, khi $0 < \beta < 143,130^\circ$ và $216,870^\circ < \beta < 720^\circ$, cam không tiếp xúc với con đội. Khi $143,130^\circ < \beta < 216,870^\circ$ cam tiếp xúc với con đội và làm vòng đệm bị uốn.

Gọi d là khoảng cách từ tâm cam đến con đội.

Ta có: $d = |21 \cos \beta|$

Độ uốn của vòng đệm lúc cam quay góc β ($\beta = \alpha/2$), $s = d - 16,80$. Thay vào biểu thức (1) ta tính được lực khí thể mô phỏng F_{vd} .

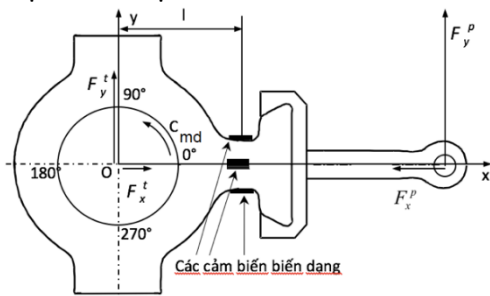
Ta nhận được đồ thị lực mô phỏng lực khí thể của cơ cấu tạo tải (Hình 9) có dạng tương đồng với đồ thị lực khí thể trong vùng xảy ra sự nổ trong động cơ.



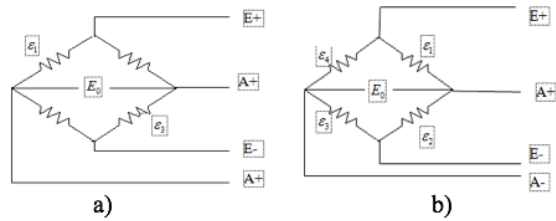
Hình 9. Đồ thị lực mô phỏng lực khí thể

4. Phương pháp đo lực tác dụng lên thanh truyền

Trong quá trình hoạt động, tải trọng tác dụng lên thanh truyền gồm hai thành phần (Hình 10), lực kéo/nén F_x và lực uốn F_y . Để xác định hai lực này, ta sử dụng các cảm biến đo biến dạng và nối thành mạch cầu, một mạch cầu đo các lực dọc trục (kéo/nén) và một mạch cầu đo lực uốn.



Hình 10. Vị trí đặt cảm biến đo biến dạng để đo lực uốn và lực kéo/nén



Hình 11. Mạch cầu đo lực kéo nén F_x và lực uốn

Để đo lực gây nén F_x ta dùng hai cảm biến dán song song lên mặt trên và mặt dưới thanh truyền và hai cảm biến không đặt trên thanh truyền để nối thành mạch cầu (Hình 11a). Tương tự để đo lực gây uốn F_y ta dùng mạch cầu bốn cảm biến (Hình 11b) dán song song ở hai mặt bên của thanh truyền. Vì thanh truyền ngâm trong dầu nên các cảm biến sẽ được phủ lớp sơn cách điện và sơn chống dầu.

Sự cân bằng cho thanh truyền sẽ là:

$$F_x^t = N$$

$$F_y^t \cdot l + C_{md} = M \tag{4}$$

Trong đó: F_x^t, F_y^t là hai thành phần của lực do áp suất thủy động trong màng dầu ở đầu to thanh truyền; C_{md} là mô men ma sát của ổ. N và M là lực pháp tuyến theo Ox và mô men uốn.

5. Kết luận

Bài báo đưa ra giải pháp tạo tải mô phỏng tác dụng lên thanh truyền trong thiết bị thực nghiệm bôi trơn ở đầu to thanh truyền. Thanh truyền nghiên cứu được chế tạo bằng vật liệu quang đàn hồi. Một cơ cấu tạo tải sử dụng các vòng đệm Belleville và một cam tạo tải để tạo lực mô phỏng lực khí thể trong vùng xảy ra sự nổ trong động cơ. Lực khí thể mô phỏng có giá trị lớn nhất tại góc 360° của trục khuỷu là 646,15 N và lực lớn nhất tác dụng lên thanh truyền tại vị trí này là 500 N. Ngoài lực khí thể mô phỏng, các lực khác tác dụng lên thanh truyền gồm lực quán tính của thanh truyền và lực quán tính của thanh truyền dẫn. Lực tác dụng lên thanh truyền trong quá trình hoạt động gồm các lực kéo/nén và lực uốn. Các lực này được xác định bằng các cảm biến biến dạng (nối theo mạch cầu) dán trên thanh truyền.

References

[1] Cooke W.L., 1965-1966, "Dynamic Displacement in a Diesel Engine Main Bearing", Proceeding. Lubrication and Wear Second Convention, Instn. Mech. Engrs., Vol. 23.
 [2] Rosenberg R.C., 1973, "A Method for Determining the Influence of Multigrade oils on Journal Bearing Performance", SEA TRANS. Paper 730483, Vol. 82.
 [3] Bates T.W., Evans P.G., 1985, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 1 Instrumentation of the Big-End Bearing of a Fired

- Engine”, Proc. Of the JSLE International Tribology Conference, 8-10 juillet, Tokyo, Japon, 1985.
- [4] Bates S T.W., Benwell S., Evans P.G., 1987, “Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 - Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine”, Proc. 4th SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, Paper No. 871272.
- [5] Bates T.W., Benwell S., 1988, “Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine”, SAE Paper No. 880679.
- [6] Moreau H., 2001, “Mesures des Epaisseurs du Film d’Huile dans les Paliers de Moteur Automobile et Comparaisons avec les Résultats Théoriques”, Thèse de Doctorat de Université de Poitiers.
- [7] Michaud P., 2004, “Modélisation Thermoélastohydrodynamique Tridimensionnelle des Paliers de Moteurs. Mise en Place d’un Banc d’Essais pour Paliers Sous Conditions Sévères”, Thèse de Doctorat à Université de Poitiers.
- [8] Fatu A., 2005, “Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification de palier de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement”, Thèse de doctorat de l’Université de Poitiers.
- [9] Pierre-Eugene J., 1983, “Contribution à l’Etude de la Déformation Elastique d’un Coussinet de Tête de Bielle en Fonctionnement Hydrodynamique Permanent”, Thèse de Doctorat de l’Université de Poitiers.
- [10] Optasanu V., 2000, “Modélisation Expérimentale et Numérique de la Lubrification des Paliers Compliant sous Chargement Dynamique”, Thèse de Doctorat de l’Université de Poitiers.
- [11] Hoang L.V., 2002, “Modélisation Expérimentale de la Lubrification Thermoélastohydrodynamique des Paliers de Tête de Bielle. Comparaison entre les Résultats Théoriques et Expérimentaux”, Thèse de Doctorat de l’Université de Poitiers.
- [12] Phạm Minh Tuấn, Lý thuyết động cơ đốt trong, NXB Khoa học và kỹ thuật, 2012.
- [13] Trần Thanh Hải Tùng, Bài giảng Tính toán thiết kế động cơ đốt trong, Khoa Cơ khí giao thông, Trường Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng, 2007.