

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM
KHOA CÔNG NGHỆ THÔNG TIN



THUYẾT MINH
ĐỀ TÀI NCKH CẤP TRƯỜNG

ĐỀ TÀI

**MÔ PHÒNG DAO ĐỘNG XOẢN HỆ TRỤC TÀU
THỦY TRÊN CƠ SỞ ỨNG DỤNG PHẦN MỀM LABVIEW**

Chủ nhiệm đề tài: THS. CAO ĐỨC HẠNH
Thành viên tham gia: TSKH. ĐỖ ĐỨC LƯU
THS. NGÔ QUỐC VINH

Hải Phòng, tháng 5/2015

MỤC LỤC

MỤC LỤC	2
MỞ ĐẦU	3
CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XOẮN HỆ ĐỘNG LỰC TÀU THỦY.....	4
CHƯƠNG II: MÔ HÌNH HÓA HỆ ĐỘNG LỰC TÀU THỦY DÙNG CHO DAO ĐỘNG XOẮN	11
2.1. Các mô men kích thích sinh dao động xoắn.....	11
2.2 Mô hình rời rạc dùng cho nghiên cứu dao động xoắn hệ động lực tàu thủy	15
2.3. Xác định các thông số của mô hình rời rạc.....	16
2.4. Mô hình toán học dùng cho nghiên cứu dao động xoắn.....	22
CHƯƠNG III: NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XOẮN TỰ DO	26
CHƯƠNG IV: THUẬT TOÁN TÍNH VÀ MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỰC.....	31
4.1. Ngôn ngữ lập trình Labview	31
4.2. Sơ đồ tổng thể quá trình tính toán.....	35
4.3. Chương trình tính mô men quán tính của hệ trục	36
4.4. Chương trình tính hệ số cứng xoắn từng đoạn trục	37
4.5. Thuật toán tính dao động xoắn tự do	38
4.6. Sơ đồ khối quá trình mô phỏng:	39
4.6. Thuật toán mô phỏng xây dựng đồ thị công	42
KẾT LUẬN	43
Tài liệu tham khảo	44

MỞ ĐẦU

Công tác mô phỏng các vấn đề trong kỹ thuật máy móc đã phát triển và đang được áp dụng trong nhiều lĩnh vực hoạt động công nghiệp cũng như đời sống hàng ngày của các nước có nền công nghệ tiên tiến trên thế giới. Việc mô phỏng tốt giúp chúng ta nắm rõ bản chất của vấn đề, thể hiện được các khả năng có thể xảy ra trong thực tế. Đã có nhiều mô phỏng hoạt động, hiện tượng trong kỹ thuật máy tàu thủy nhưng với dao động xoắn thì do tính phức tạp của bản thân vấn đề và nhiều hạn chế về máy móc công cụ nên ta chưa giải quyết tốt được bài toán. Gần đây, với sự phát triển của hãng NI đã cung cấp cho chúng ta những công cụ với chi phí hợp lý để hiện thực hóa việc mô phỏng này.

Nhận thấy tầm quan trọng của vấn đề này, tác giả đã đi vào nghiên cứu đề tài: ***Mô phỏng dao động xoắn hệ trục tàu thủy trên cơ sở ứng dụng phần mềm Labview***. Đề tài có các mục tiêu chính đó là xây dựng lý thuyết cơ sở toán học tính toán; ứng dụng các công cụ đo lường tiên tiến để thu thập dữ liệu trạng thái của máy tàu thủy đang vận hành; xây dựng chương trình để xử lý các dữ liệu đã thu thập được ở trên.

Báo cáo gồm 4 chương nội dung, phần mở đầu, phần kết luận, phần phụ lục và tài liệu tham khảo.

Chương 1: Tổng quan về dao động xoắn.

Chương 2: Mô hình hóa hệ động lực tàu thủy.

Chương 3: Nghiên cứu dao động xoắn tự do.

Chương 4: Các thuật toán tính dao động xoắn và mô phỏng.

Phần kết luận tổng kết những công việc đã thực hiện và những kết quả đã đạt được đồng thời cũng đề cập đến công việc và hướng nghiên cứu trong tương lai.

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XOẪN HỆ ĐỘNG LỰC TÀU THỦY

Hệ trục của hệ động lực chính động cơ Diesel tàu thủy chịu tác động từ mô men xoắn thay đổi theo chu kỳ của lực quán tính và lực khí cháy trong xy lanh động cơ để truyền cho chân vịt tạo ra lực đẩy tàu, ngoài ra hệ trục còn chịu sự tác động của điều kiện thủy động thay đổi tại chân vịt. Chính do điều kiện làm việc nặng nề đó, hệ trục đòi hỏi yêu cầu rất cao về vật liệu cũng như công nghệ chế tạo. Mặc khác, hệ trục của động cơ chính Diesel tàu thủy chiếm một tỷ lệ cao trong giá thành của hệ động lực, cũng như toàn bộ con tàu.

Trong quá trình vận hành khai thác trên tàu thủy, nếu xảy ra sự cố gãy vỡ đối với hệ trục sẽ rất nguy hiểm cho tính mạng của thuyền viên và tài sản, hàng hóa trên tàu, bởi lẽ chúng ta không thể sửa chữa khắc phục hư hỏng của hệ trục ngay trên tàu được. Trong thực tế đã có nhiều tàu xảy ra sự cố gãy trục trung gian, trục khuỷu. Nguyên nhân có thể do khuyết tật trong gia công chế tạo và lắp ráp hoặc trong khác thác người vận hành đã để cho máy chạy tại số vòng quay cộng hưởng hay với một số xy lanh bị ngắt nhiên liệu kéo dài.

Để tiện dụng trong khai thác, trên đồng hồ vòng quay, nhà chế tạo đã đánh dấu vùng cấm khai thác (màu đỏ), mỗi khi thay đổi số vòng quay qua vùng này ta phải đưa tay ga thật nhanh để tránh cho động cơ làm việc tại số vòng quay cộng hưởng. Nếu khai thác ở chế độ vòng quay tới hạn sẽ làm cho các chi tiết của hệ trục nhanh chóng tiến tới giới hạn bền mỏi, và hiện tượng gãy vỡ là không thể tránh khỏi nếu ứng suất xoắn vượt quá giới hạn phạm vi cho phép. Dao động cộng hưởng sẽ làm cho động cơ chạy mất ổn định, rung động nhiều, tiếng kêu lớn. Nguyên nhân, là do khi dao động cộng hưởng, tốc độ góc của các trục khuỷu chênh lệch khác nhau và vì vậy phá hoại sự cân bằng của hệ lực quán tính. Do đó gây ra hiện tượng va đập, rung động, ảnh hưởng xấu đến sức bền và tuổi thọ của các bộ phận cấu thành. Thứ hai là trục cơ bị nóng, bởi vì khi trục khuỷu dao động cộng hưởng do ma sát trong nội bộ các phân tử vật liệu đã phát sinh nhiệt. Ngoài ra dao động cộng hưởng còn làm giảm công suất của động cơ, bởi lẽ một phần công của động cơ bị tiêu hao cho các ma sát ngoài do bản thân động cơ và nền nóng rung động. Hiện tượng rung động do cộng hưởng, nếu liên tục sẽ ảnh hưởng không tốt tới sức khỏe thuyền viên cũng như sự hoạt động ổn định của các thiết bị khác trên tàu.

Nhằm hạn chế và khắc phục những tác hại xấu do hiện tượng cộng hưởng gây ra, ta cần đi sâu nghiên cứu về dao động xoắn, xác định tần số dao động tự do của hệ trục cơ, tìm ra số vòng quay tới hạn cũng như ứng suất xoắn lớn nhất cho phép để tính toán dự trữ bền đảm bảo an toàn cho hệ động lực trong quá trình khai thác.

Có nhiều phương pháp để nghiên cứu dao động xoắn, như phương pháp mô hình toán học, phương pháp thực nghiệm ... nhưng các phương pháp trên đòi hỏi thiết bị đo chuẩn xác, thời gian và khối lượng tính toán lớn, hơn nữa độ chính xác kết quả cũng không cao. Để giải quyết những vấn đề cấp thiết trong nghiên cứu dao động xoắn, nâng cao độ chính xác, rút ngắn thời gian tính và thử nghiệm, tự động hóa quá trình tính toán thiết kế, đề tài này tập trung giải quyết các bài toán dao động xoắn bằng máy vi tính.

Hiện nay với sự phát triển của công nghệ điện tử - tin học, các thể hệ máy điện toán lớn cũng như máy vi tính cá nhân đã có mặt hầu hết trong các lĩnh vực khoa học và kỹ thuật nên vấn đề xây dựng phần mềm để giải các bài toán đặt ra là quan trọng.

Để giải quyết bài toán dao động xoắn hệ trục tàu thủy bằng máy tính, đề tài đã sử dụng các lý thuyết về dao động, toán học, cơ học, lập trình vi tính. Phần mềm này thuận tiện áp dụng được cho tất cả các hệ động lực tàu thủy hiện đang khai thác ở Việt Nam.

Việc nghiên cứu dao động xoắn của hệ động lực tàu thủy có ý nghĩa thực tế và tầm quan trọng đặc biệt. Đã có nhiều công trình nghiên cứu của các nước đề cập đến vấn đề này. Đơn cử là năm 1907 Gumbel và Frem đã ghi lại hai trường hợp gãy trục động cơ trên tàu thủy mà những trục này được thiết kế tốt. Frem đã thu được từ thực nghiệm rằng ứng suất của trục truyền có dấu hiệu thay đổi và giải thích hiện tượng trên bằng sự có mặt của dao động xoắn. Tại Việt Nam, đã có một số tàu như tàu Bạch Đằng do nhà máy đóng tàu Bạch Đằng thiết kế và đóng mới đã bị gãy trục trung gian, nguyên nhân thì có nhiều song yếu tố chính là do dao động xoắn hệ trục vượt quá giới hạn cho phép.

Người ta đã đưa ra nhiều phương pháp để nghiên cứu dao động xoắn, nhưng chủ yếu là bằng phương pháp thực nghiệm và bằng mô hình toán học. Với phương pháp thực nghiệm người ta dùng một số thiết bị đo như Tenzô điện trở, xoắn ký, xoắn ký điện ... và tiến hành đo trên hệ thống thực. Trước đây, việc đo dao động xoắn thường dùng các thiết bị đo kiểu cơ học, nhưng ngày nay thiết bị đo bằng điện được sử dụng rộng rãi. Ưu điểm chính của thiết bị đo dao động bằng điện là có thể ghi dao động ở các tần số cao, ở số vòng quay của trục lớn, và ở các chế độ làm việc không ổn định của động cơ (khởi động, đảo chiều trục khuỷu ...). Các thiết bị này có thể phân tích điều hòa những đường cong dao động phức tạp ngay trong thời gian đo độ xoắn trục. Trong những năm gần đây, việc sử dụng Tenzô cảm biến bằng dây kim loại để đo biến dạng được dùng khá phổ biến nên kỹ thuật đo dao động xoắn đã có những bước phát triển rất lớn. Các Tenzô điện trở này có thể được dán ở những đoạn trục khó quan sát như trong các lỗ dẫn dầu của trục khuỷu, ở các rãnh răng của các bánh răng ... nên càng mở rộng khả năng khảo sát biến dạng bằng phương pháp thực nghiệm. Đo biến dạng của trục khác với phương pháp đo bằng xoắn ký ở chỗ trong nhiều trường hợp, nó có

thể trực tiếp tìm được biên độ của ứng suất ở tiết diện nguy hiểm của trục vì vậy kết quả đo rất chính xác. Trong khi đo bằng xoắn ký trước tiên phải tính chuyển đổi biên độ của dao động rồi mới tính được ứng suất ở tiết diện nguy hiểm. Hơn nữa, các xoắn ký thường hay lắp tại đầu tự do của trục khuỷu để đo biên độ dao động tại tiết diện này rồi mới tính chuyển đổi cho các tiết diện khác theo đường cong đàn hồi của hệ trục. Chính vì vậy khi hệ trục không có đầu tự do để lắp thiết bị đo thì không thể đo chính xác được. Với phương pháp thực nghiệm, độ chính xác phụ thuộc rất lớn vào người đo, thiết bị đo, phương thức đo, chỉ khi tất cả các nhân tố trên được đảm bảo thì kết quả đo mới có ý nghĩa, nhiều khi phương pháp thực nghiệm chứa sai số rất lớn.

Nhằm khắc phục những hạn chế của phương pháp thực nghiệm và cũng để hỗ trợ cho nó người ta dùng phương pháp mô hình toán học. Trong phương pháp này, cơ hệ được mô phỏng dưới dạng một hệ các phương trình vi phân tuyến tính. Việc giải hệ phương trình này sẽ không mấy khó khăn, đặc biệt sẽ rất nhanh và chính xác nếu ta áp dụng các phần mềm vi tính ứng dụng chuyên sâu.

Để nghiên cứu dao động xoắn của cơ hệ, thông thường ta đưa hệ thống thực về dạng mô hình rời rạc hoặc mô hình liên tục. Tùy theo cấu tạo và sự bố trí các phần tử của hệ thống thực mà người ta mô hình hóa chúng cho phù hợp. Với động cơ một xy lanh, ta có thể coi đó là hệ đàn tính một khối lượng dạng đĩa tròn gắn trên trục đàn hồi có độ cứng như trục của hệ thống thực. Với động cơ có nhiều xy lanh, ta coi là hệ có n khối lượng liên kết đàn tính. Ngoài ra người ta còn đưa hệ thực về hệ tương đương theo mô hình liên tục. Lúc này cơ hệ được coi như các đoạn trục có cả khối lượng và độ cứng, ta chia trục thành n đoạn, điểm chia tại các tiết diện có sự thay đổi tính chất của trục như có khối lượng tập trung, thay đổi tiết diện trục, vật liệu thay đổi...

Bài toán mô hình hóa cơ hệ và nghiên cứu dao động thường tiến hành theo một số bước sau:

- Nghiên cứu đối tượng xét dao động xoắn, ví dụ hệ động lực chính với số lượng xy lanh, hộp số, bánh đà, trục trung gian, trục chân vịt và chân vịt. Ta đo các thông số về kích thước, hình dạng, vật liệu cũng như các thông số khác. Từ đây, tiến hành tính toán momen quán tính khối lượng của các thành phần, hệ số cản tại các điểm nhất định, hệ số cứng xoắn của các đoạn trục, momen lực tác dụng lên các thành phần khối lượng.
- Xây dựng mô hình toán học cho cơ hệ bằng phương trình Lagrange loại hai hoặc nguyên lý D'alambert để thành lập phương trình vi phân.
- Xét dao động tự do: tìm tần số dao động tự do cũng như dạng dao động tự do (xây dựng đường cong đàn hồi).
- Nghiên cứu dao động cưỡng bức: tập trung vào nghiên cứu cộng hưởng và vùng lân cận cộng hưởng. Xác định biên độ và ứng suất của dao động mạnh và so sánh chúng với ứng suất giới hạn.

Các phương pháp cổ điển tính dao động xoắn hệ trục tàu thủy không đủ chính xác để đưa ra dự trữ bền. Trong nhiều trường hợp cũng không hữu hiệu khi dùng vào việc phân tích các nguyên nhân gây trục của các hệ thống động lực. Do đó bắt đầu từ năm 1983 hãng PEIconsultans đã xây dựng chương trình để mô phỏng toán học các dao động xoắn hệ trục và tính toán khử xoắn.

Để tính toán dao động xoắn, hãng PEI đã xây dựng chương trình TSC (torsional simulation code), áp dụng phương pháp phân tích phổ tần cho hệ nhiều bậc tự do. Với chương trình TSC viết bằng ngôn ngữ Fortran 77, hệ các phương trình tuyến tính được giải theo phương pháp Gause. Chương trình TSC cũng như nhiều chương trình tính toán khác cho dao động xoắn giúp ta đánh giá độ bền của trục khuỷu.

Độ tin cậy của chương trình tính được so sánh với dao động xoắn đo từ thực nghiệm tại đầu tự do của trục động cơ cho từng thành phần điều hòa cũng như tổng các thành phần điều hòa đó. Tổng các thành phần điều hòa theo TSC được tính cho 24 tần số. Sự khác biệt 7-8% giữa thực nghiệm và tính toán được giải thích do các sai số khi đo cũng như việc xác định thành phần điều hòa.

Khi tính toán dao động xoắn, điều quan trọng là ta đánh giá sự ảnh hưởng của các sai số (xác định các hệ số) đến kết quả. Hiện nay nếu ta dùng ACAD (3DCAD) thì sai số khi tính momen quán tính $\delta J_i \leq \pm 3\%$, còn hệ số cứng (C_i) khi dùng phương pháp các phần tử hữu hạn thì có thể đạt được $\delta C_i \leq \pm 10\%$, trong khi đó sai số tính hệ số cản xoắn ξ_i có thể tới $\pm 100\%$ do vậy chúng ảnh hưởng rất lớn khi ta tính dao động cộng hưởng.

Để nghiên cứu dao động xoắn, ta cho gia số của mô men quán tính $\delta J_i = \pm 5\%$. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng khi momen quán tính của bánh đà tăng lên $\delta J_{bd} = \pm 5\%$ thì ứng suất xoắn lớn nhất P_{max}^x tăng lên khoảng 2,5MPa, còn khi giảm δJ_{bd} đi -5% thì P_{max}^x tăng lên 0,4MPa. Do vậy ta phải chọn momen quán tính bánh đà sao cho tối ưu.

Xét biên độ dao động xoắn tại đầu tự do trục khuỷu φ_f , khi tăng $\delta J_{bd} = +5\%$ thì φ_f sẽ tăng một lượng $\Delta\varphi_f = 0,05\%$, còn khi giảm $\delta J_{bd} = -5\%$ thì φ_f sẽ không thay đổi.

Khi tăng hoặc giảm hệ số cứng xoắn $\delta C_i = \pm 10\%$ cũng ảnh hưởng đến dao động xoắn. Trong nghiên cứu dao động cộng hưởng, sự ảnh hưởng của hệ số cản xoắn đến chúng là rất lớn.

Các biên độ của đồ thị công chỉ thị ảnh hưởng trực tiếp đến tần số dao động cưỡng bức thu được.

Số lượng các thành phần điều hòa cũng ảnh hưởng đến độ chính xác của kết quả tính toán, khi số lượng các thành phần điều hòa $r \leq 12$ việc tính toán sẽ có sai

số đáng kể. Mỗi liên hệ giữa góc xoắn φ_f với số lượng r các thành phần điều hòa là không tuyến tính.

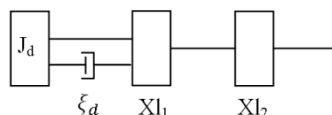
Khi tính dao động xoắn cần thiết phải xét đồng thời ít nhất 3 dao động cơ bản đầu tiên. Thí dụ khi tính đến 3 dạng dao động xoắn độ chính xác tăng lên 8% so với việc chỉ tính đến một dạng cơ bản. Chương trình TSC đảm bảo được điều kiện cao hơn là ta tính đồng thời tất cả các dạng của dao động xoắn.

Việc đánh giá chung sự thay đổi các thông số đặc trưng cho hệ dao động xoắn được thể hiện qua kết quả tính toán các thông số sau:

- Mômen quán tính
- Độ cứng chống xoắn
- Hệ số cản xoắn
- Biên độ của đồ thị công
- Sự thay đổi độ dự trữ bền

Một vấn đề quan trọng được quan tâm là việc khử rung giảm chấn cho hệ trục, ta thấy ở đầu tự do của nhiều động cơ đốt trong hiện đại có đặt bộ giảm xoắn. Hãng PEI đã xây dựng chương trình DSC nghiên cứu về lĩnh vực này.

Bộ khử xoắn được xác định theo 3 thông số cơ bản là mômen quán tính (J_d), hệ số cản xoắn (ξ_d). Mô men quán tính có thể được tính chính xác nếu biết trước hình dạng và vật liệu của bộ khử xoắn. Hệ số cản xoắn được xác định khi hệ rơi vào dao động cộng hưởng.



Nếu J_d tăng, hai chế độ cộng hưởng w_i và w_j sẽ cách xa nhau hơn.

Nếu hệ số $C_d = \xi_d = 0$ thì bộ khử xoắn không ảnh hưởng đến dao động xoắn của hệ như là việc chúng không liên kết. Nếu $C_d \rightarrow \infty$ hoặc $\xi_d \rightarrow \infty$, bộ khử xoắn trở thành vai trò của bánh đà thứ hai ở phía đầu trục. Trong trường hợp này cộng hưởng dịch chuyển về phía vòng quay nhỏ hơn.

Hiện nay ta có thể mô phỏng với độ chính xác nhất định 3 loại bộ khử xoắn: như bộ khử xoắn ma sát nửa khô, bộ khử xoắn ma sát ướt, và bộ khử xoắn có khoang cao áp thủy lực.

* Bộ khử xoắn nửa khô

Mô men cản xoắn M_{ξ_d} hầu như không phụ thuộc vào vòng quay của hệ trục.

$$M_{\xi_d} = \text{const} \cdot R \cdot F_d$$

Với: F_d - lực tác dụng ma sát giữa hai mặt tiếp xúc.

R - cánh tay đòn tương đương

Hệ số trong phương trình trên phụ thuộc vào vật liệu và trạng thái bề mặt tiếp xúc.

Hệ số cản xoắn ξ_d trong trường hợp này tỉ lệ với tần số của dao động.

*** Bộ khử xoắn ướt**

Mô men cản xoắn tính theo công thức:

$$M_{\xi_d} = S.R$$

Với: S - bề mặt ma sát tương đương

R - cánh tay đòn tương đương

q - cường độ ma sát trên bề mặt

trong đó:

$$q = \text{const} \cdot \rho \cdot v \cdot V / \delta$$

v - mật độ chất lỏng

V - vận tốc trượt

v - độ nhớt động học

δ - khe hở giữa các bề mặt tiếp xúc

Khi tốc độ V tăng lên tồn tại liên hệ phi tuyến nhưng trong vùng hoạt động hẹp của bộ khử xoắn tồn tại việc tuyến tính hóa. Với số vòng quay lớn bộ khử xoắn ma sát ướt hoạt động không hiệu quả.

*** Bộ khử xoắn với khoang cao áp thủy lực**

Trong bộ khử xoắn này chất lỏng lưu động theo quy luật chảy rối, do đó:

$$M_{\xi_d} = \text{const} \cdot R \cdot V^2$$

Với: V - vận tốc dòng

Công thức tổng quát biểu diễn hệ số cản xoắn cho 3 loại bộ khử xoắn trên:

$$\xi_d = \xi_a + \frac{J_a \cdot \omega}{M} + \frac{C_d}{N \cdot \omega}$$

Với: $\xi_d, M, N = \text{const}$

Từ thống kê sơ bộ tình hình nghiên cứu dao động xoắn hệ động lực tàu thủy, ta đặt ra bài toán cần giải quyết như sau:

1 - Giải bài toán dao động xoắn bằng máy vi tính

Xác định các hệ số trong mô hình dao động xoắn

Xác định các thành phần lực, mô men xoắn

Giải bài toán dao động tự do

Giải bài toán dao động cưỡng bức

2 - Nghiên cứu dao động xoắn

Ảnh hưởng của sự thay đổi mô men quán tính đến dao động xoắn

Ảnh hưởng của sự thay đổi hệ số cản xoắn đến dao động xoắn

Ảnh hưởng của mô men cưỡng bức đến dao động xoắn

CHƯƠNG II: MÔ HÌNH HÓA HỆ ĐỘNG LỰC TÀU THỦY DÙNG CHO DAO ĐỘNG XOẮN

2.1. Các mô men kích thích sinh dao động xoắn

Mô men kích thích gây nên dao động xoắn của đường trục tàu thủy bao gồm các mô men sau: mô men do áp suất khí cháy trong động cơ, mô men do lực quán tính chuyển động tịnh tiến của cơ cấu piston - biên khuỷu, mô men của chân vịt.

2.1.1 Mô men xoắn do áp suất khí cháy

Theo sơ đồ phân tích hệ lực tác động lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền giao tâm.

Lực tiếp tuyến: $T = P_r \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$ tạo ra mô men xoắn

$$M_r = T.R = P_r \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} . R \quad (2.1)$$

$$\text{Hay } M_r = P_r f(\varphi) \quad (2.2)$$

trong đó $f(\varphi)$ là hàm truyền.

Mô men này thay đổi theo chu kỳ và hàm số thỏa mãn điều kiện (Dirichlet), ta có thể triển khai thành chuỗi Furie:

$$M_r = M_{rTb} + M_1 \sin(\omega t + \alpha_1) + M_2 \sin(2\omega t + \alpha_2) + \dots + M_k \sin(k\omega t + \alpha_k) + \dots (1.2)$$

trong đó $\omega = \frac{\pi.n}{30}$ - tốc độ góc của trục khuỷu.

k - hệ số điều hòa của mô men kích thích; $k = 1, 2, 3, \dots$

M_k - biên độ mô men điều hòa thứ k

α_k - góc lệch pha giữa mô men điều hòa thứ k với trục khuỷu

M_{rTb} - mô men khí thể trung bình tác dụng lên cổ trục

$$M_{rTb} = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ (kgm) khi động cơ làm công ổn định (2.3)}$$

$$M_{rTb} = 716,2 \frac{N_{emax} n_e^2}{n_{emax}^2} \text{ khi động cơ làm công thay đổi (2.4)}$$

Từ công thức (1.2) ta thấy mô men kích thích có hai thành phần: phần thứ nhất là mô men xoắn trung bình M_{rTb} không thay đổi, không gây nên dao động xoắn với trục; thành phần thứ hai là mô men điều hòa $M_{\varphi t}$ gây nên dao động xoắn vì biến đổi theo chu kỳ và được biểu thị bằng:

$$M_{\varphi t} = \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin(k\omega t + \alpha_k) \quad (2.5)$$

Thành phần mô men điều hòa là một hàm điều hòa hình sin, có thể biểu diễn bằng đồ thị, nó được xem như là hình chiếu của một véc tơ quay có độ lớn là M_K , tốc độ góc quay là ω và ban đầu véc tơ ở vị trí lệch với phương chiều một góc α_K . Khi trục khuỷu quay với tốc độ $n = \frac{30\omega}{\pi}$ thì véc tơ M_K quay được n' vòng với $n' = \frac{30k\omega}{\pi}$. Như vậy, tốc độ của véc tơ M_K lớn gấp k lần tốc độ quay của trục khuỷu. Nói cụ thể là trục khuỷu quay một vòng thì mô men điều hòa thứ k đã có k lần đạt trị số lớn nhất và k lần đạt trị số nhỏ nhất.

Muốn giải đồ thị trước hết ta phải tìm được biên độ điều hòa M_K . Ta có thể dùng công thức sau để xác định M_K :

$$M_K = C_K \frac{\pi D^2}{4} \cdot R \quad (2.6)$$

Trong đó:

D - đường kính xy lanh (m)

R - bán kính quay của trục khuỷu (m)

C_K - hệ số điều hòa đặc trưng cho áp suất khí cháy tác động lên một đơn vị diện tích của đỉnh piston, được xác định theo đồ thị.

Mô men kích thích của khí cháy là tập hợp của các mô men điều hòa khác nhau, làm cho trục khuỷu chịu tác động rất phức tạp. Như vậy, trong một vòng quay của trục khuỷu có đồng thời vô số các mô men điều hòa tác động vào trục khuỷu với tần số khác nhau. Cứ mỗi vòng sinh công của trục khuỷu thì mô men điều hòa thứ k sẽ tiếp thêm được k chu kỳ.

Vậy:
$$k = \frac{\text{Số chu kỳ mô men điều hòa}}{\text{Số vòng quay sinh công}}$$

Ví dụ: nếu $k=1$ tức là có một vòng quay sinh công của trục khuỷu thì mô men điều hòa $M = M_1 \sin(\omega t + \alpha_1)$ sẽ biến thiên theo một chu kỳ.

Trong trường hợp này hoàn toàn phù hợp với động cơ hai kỳ vì với động cơ hai kỳ trục khuỷu quay một vòng thì sinh công một lần. Trong động cơ 4 kỳ, trục khuỷu quay hai vòng mới có một lần sinh công. Do đó, nếu ta gọi vòng quay giữa quá trình nén và giãn nở là vòng quay sinh công còn vòng quay của quá trình nạp và xả là vòng quay không sinh công thì số lần tác động của mô men điều hòa trong một vòng quay sinh công cũng hoàn toàn giống động cơ hai kỳ, nghĩa là trong một vòng quay sinh công thì mô men điều hòa k biến đổi được một chu kỳ hay véc tơ biên độ M_K quay được một vòng.

Tóm lại, trong động cơ hai kỳ, cứ một chu kỳ sinh công, thì mô men điều hòa thứ k tác động k lần, nghĩa là biến đổi được k chu kỳ

$$k = \frac{\text{Số chu kỳ của mô men điều hòa}}{\text{Số chu kỳ sinh công}}$$

Nhân cả tử và mẫu với $\frac{60}{2\pi}$ ta có:

$$k = \frac{\text{Số lần dao động trong một phút}}{n}$$

Trong đó: n - vòng quay của trục khuỷu trong 1 phút như vậy đối với động cơ hai kỳ, $k_{\min} = 1$ và nói chung $k_{2\text{ kỳ}} = 1, 2, 3, 4, \dots k$

Theo công thức trên, nếu tần số dao động tự do của hệ trong một phút là N (lần/phút) và vòng quay của động cơ là n thì $k = N/n$ và k nằm trong phạm vi giới hạn sau:

$$\frac{N}{n_{\max}} < k < \frac{N}{n_{\min}}$$

Trong đó: n_{\max} - vòng quay lớn nhất của động cơ

n_{\min} - vòng quay thấp nhất của động cơ

Trên đây ta mới chỉ đề cập đến động cơ một xy lanh. Nếu động cơ có từ 2 xy lanh trở lên thì vấn đề phức tạp hơn nhiều bởi lẽ trong một vòng quay của động cơ có đồng thời nhiều dãy mô men điều hòa tác động lên nhiều xy lanh khác nhau.

Xét mô men điều hòa của lần điều hòa thứ k đối với động cơ nhiều xy lanh ta có: (giả thiết tất cả các xy lanh làm việc đều nhau)

$$M_{K1} = M_K \sin(kwt + \alpha_{K1})$$

$$M_{K2} = M_K \sin(kwt + \alpha_{K2})$$

$$M_{K3} = M_K \sin(kwt + \alpha_{K3}) \dots$$

Và mô men điều hòa tổng hợp là:

$$M_K = M_{K1} + M_{K2} + M_{K3} + \dots$$

$$= M_K [\sin(kwt + \alpha_{K1}) + \sin(kwt + \alpha_{K2}) + \sin(kwt + \alpha_{K3}) + \dots]$$

$$= M_K \sin(kwt + \gamma)$$

Ta xét một trục khuỷu thứ i nào đó, mô men điều hòa cấp k là:

$$M_{\varphi i} = M_K \sin(kwt + \gamma_i) \quad (2.8)$$

Trong đó: γ_i - pha của véc tơ mô men điều hòa.

2.1.2 Mô men kích thích do lực quán tính

Mô men quán tính do lực quán tính sinh ra (P_j) và được xác định theo công thức sau:

$$M_j = P_j \cdot R \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos \beta} = \frac{G}{g} R^2 \cdot w^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos \beta} \quad (2.9.1)$$

$$\text{Hay} \quad M_j = P_j \cdot f(\alpha) \quad (2.9.2)$$

M_j được khai triển thành chuỗi Furie:

$$M_j = \frac{G}{g} R^2 \cdot w^2 \left(\frac{1}{4} \lambda \sin wt - \frac{1}{2} \lambda \sin 2wt - \frac{3}{4} \lambda \sin 3wt - \frac{1}{4} \lambda^2 \sin 4wt \dots \right) \quad (2.10)$$

Thực tế ta thấy, khi số lần điều hòa sau lần thứ 3 trở đi thì biên độ so với các lần trước đã giảm đi rất nhiều, do vậy ta có thể bỏ qua các lần tiếp theo. Do đó, trị số biên độ dao động điều hòa của các mô men quán tính có thể được viết thành dạng sau:

$$M_{j1} = \frac{1}{4} \lambda \frac{G}{g} R^2 \cdot w^2 \quad (kgm) \quad (2.11)$$

$$M_{j2} = -\frac{1}{2} \lambda \frac{G}{g} R^2 \cdot w^2 \quad (kgm)$$

$$M_{j3} = -\frac{3}{4} \lambda \frac{G}{g} R^2 \cdot w^2 \quad (kgm)$$

2.1.3 Mô men kích thích của chân vịt

Thực tế cho thấy rằng mô men của chân vịt thu được không phải là một hằng số, nó có quan hệ với hình dáng phía đuôi tàu tức là có quan hệ với vị trí đặt chân vịt, đồng thời cũng có quan hệ với khoảng cách từ cánh chân vịt đến thân tàu. Đường cong diễn hình biến thiên mô men xoắn của chân vịt khác nhau. Biên độ mô men kích thích của chân vịt thường tương đối nhỏ (bé hơn 5% mô men trung bình M_{Tb}).

Do đó, chỉ khi nào trên hệ thống không còn mô men kích thích nào lớn hơn ta mới xét đến mô men kích thích của chân vịt. Ví dụ trong trạng trí động lực truyền động thủy lực hoặc điện từ thì mới xét đến, các trường hợp khác không xét đến.

Một điểm quan trọng cần chú ý ở đây là mặc dù biên độ mô men kích thích của chân vịt thường tương đối thấp, thế những nếu tải của tàu nhỏ chân vịt nhô một phần trên mặt nước và môi trường thủy động bên ngoài tàu thay đổi (sóng gió lớn) thì ta phải xét đến mô men kích thích của chân vịt.

Trong phạm vi tài liệu này, để quá trình tính toán không quá phức tạp, ta giả thiết là tàu đầy tải, chân vịt hoàn toàn chìm trong nước và điều kiện thủy động của môi trường bên ngoài tàu luôn ổn định. Như thế ta có thể bỏ qua không xét đến mô men kích thích của chân vịt.

2.2 Mô hình rời rạc dùng cho nghiên cứu dao động xoắn hệ động lực tàu thủy

Ta thấy (hình 2.1) mô phỏng hệ trục chính tàu thủy có kết cấu trục khuỷu rất phức tạp nên việc tính toán dao động xoắn gặp nhiều khó khăn. Hơn nữa, hệ thống cơ cấu do động cơ dẫn động cũng khá phức tạp và có ảnh hưởng tới dao động xoắn của toàn bộ hệ trục.

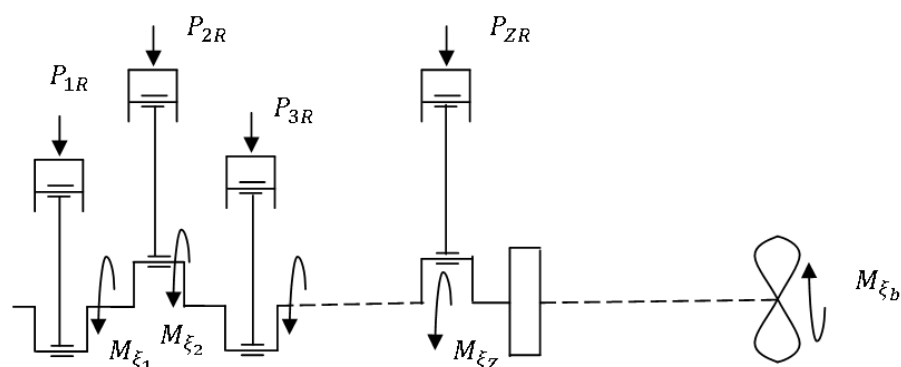
Khi phân tích hệ trục ta thấy rằng trong mô số mặt cắt nhất định tập trung các đặc tính khối lượng. Những mặt cắt nhất định đó là các vị trí của hệ trục khuỷu - thanh truyền - piston, bánh đà, chân vịt ... Hai hệ trục khuỷu - thanh truyền liên kết với nhau bởi các ổ đỡ dọc trục động cơ. Ta có thể xem rằng các mối liên kết này mang tính biến dạng, được xác định từ hệ số đàn hồi xoắn. Các lực sinh ra từ khí đốt trong buồng cháy tác động lên piston tạo thành mô men xoắn tại trục khuỷu. Các lực cản (ma sát) cũng sinh ra những mô men cản tương ứng.

Để tính toán được dao động xoắn, thông thường ta phải thay thế hệ trục khuỷu thanh truyền và các hệ chi tiết máy do trục khuỷu dẫn động bằng một hệ đàn hồi đơn giản gồm một trục hình trụ có độ cứng tương đương hệ thống thực nhưng không có trọng lượng và nhiều đĩa tròn gắn trên trục này. Hệ trục thay thế như vậy được gọi là hệ thống tương đương (hệ quy dẫn) theo mô hình rời rạc.

Nhằm đảm bảo cho dao động xoắn của hệ tương đương hoàn toàn giống như hệ trục thực (nghĩa là hệ tương đương có cùng một tần số dao động, có cùng dạng dao động như hệ trục thực), khi quy dẫn, ta phải đảm bảo hai điều kiện cơ bản sau:

Góc xoắn của hệ trục tương đương khi dao động xoắn ở bất kỳ tần số nào đều giống nhau như hệ trục thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo thế năng của hệ trục không thay đổi.

Mô men quán tính của khối lượng tương đương phải bằng mô men quán tính của khối lượng thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo động năng của hệ trục không thay đổi.



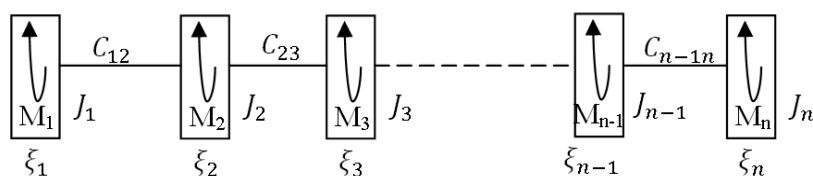
Hình 2.1

Trong đó:

$P_{1r}, P_{2r}, \dots, P_{zr}$ - lực sinh ra từ khí cháy.

$M_{\xi_1}, M_{\xi_2}, \dots, M_{\xi_n}$ - mô men cản xoắn tại các mặt cắt 1, 2, ...

M_b - mô men do chân vịt sinh ra.



Hình 2.2

Trong đó:

$C_{12}, C_{23}, \dots, C_{n-1,n}$ - hệ số cứng xoắn của các đoạn trục.

J_1, J_2, \dots, J_n - mô men quán tính của các khối lượng.

M_1, M_2, \dots, M_n - mô men cưỡng bức tác dụng lên các khối lượng.

$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$ - các hệ số cản xoắn tại các mặt cắt.

2.3. Xác định các thông số của mô hình rời rạc

2.3.1 Mô men quán tính khối lượng của hệ thống tương đương

Mô men quán tính khối lượng của nhóm piston - biên - khuỷu

- Mô men quán tính của má khuỷu

$$J_{mk} = \frac{\pi}{32} \rho h b^2 (b^2 + 2R^2) \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của cổ trục khuỷu

$$J_{ct} = \frac{\pi \rho l_1}{32} (D_1^4 - d_1^4) \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của cổ khuỷu

$$J_{ck} = \frac{\pi \rho l_2}{32} (D_2^2 - d_2^2) (D_2^2 + d_2^2 + 8R^2) \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của trọng lượng dầu trong cổ khuỷu

$$J_d = \frac{\pi \rho_1}{32} d_2^4 (2b + l_2) \left(1 + \frac{8R^2}{d_2^2} \right) \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của tấm làm kín dầu cổ khuỷu

$$J_{lk} = \frac{G}{g} R^2 \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của một trục khuỷu

$$J_k = J_{mk} + J_{ct} + J_{ck} + J_d + 2J_{lk} \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính quay của thanh truyền

$$J_{m_2} = m_2 R^2 \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính chuyển động tịnh tiến của thanh truyền và piston

$$J_{tt} = \frac{m}{2} R^2 \quad (kgm^2)$$

- Mô men quán tính của đôi trọng

$$J_{dt} = \frac{\pi \rho h}{32} (D_1^4 - d_1^4) \frac{\alpha}{360^\circ} \quad (kgm^2) \quad (2.12)$$

- Mô men quán tính khối lượng của nhóm piston - biên - khuỷu

$$J_{kt} = J_k + J_{m_2} + J_{tt} + J_{dt} \quad (kgm^2) \quad (2.13)$$

Trong đó:

h, b, T - chiều dày, chiều rộng, bán kính má khuỷu (m)

D_1, d_1, l_1 - đường kính ngoài, đường kính trong, chiều dài cổ trục khuỷu (m)

D_2, d_2, l_2 - đường kính ngoài, đường kính trong, chiều dài cổ khuỷu (m)

ρ - khối lượng riêng của vật liệu chế tạo (kg/m^3)

ρ_1 - khối lượng riêng của dầu nhờn

g - gia tốc trọng trường (m/s^2)

G - trọng lượng của tấm làm kín đầu cổ khuỷu (N)

m_2 - khối lượng quay của thanh truyền (kg)

m - khối lượng chuyển động tịnh tiến

D - đường kính của đôi trọng (m)

α - góc hình học của đôi trọng

*** Mô men quán tính khối lượng của đoạn trục rỗng**

$$J = \frac{\pi \rho l}{32} (D^4 - d^4) \quad (kgm^2)$$

Trong đó:

D, d - đường kính ngoài và đường kính trong của đoạn trục.

l - chiều dài đoạn trục rỗng.

*** Mô men quán tính khối lượng của đoạn trục đặc**

$$J = \frac{\pi \rho l}{32} D^4 \quad (kgm^2)$$

*** Mô men quán tính của đoạn trục hình côn**

$$J = \frac{\pi \rho l (D_1^4 + D_2^4)}{32 \cdot 2} \quad (kgm^2)$$

Trong đó:

D_1, D_2 - đường kính hai đầu của trục hình côn

l - chiều dài trục côn

*** Mô men quán tính của đoạn trục tổng hợp**

$$J = \sum_{i=1}^n J_i \quad (kgm^2) \quad (2.14)$$

*** Mô men quán tính của hộp số**

$$J = 0.785 \cdot 10^{-6} \cdot d_a^4 \cdot l_a + i^2 \left(0.785 \cdot 10^{-6} \cdot d_b^4 \cdot l_b + \frac{2.55 \cdot G_c \cdot d_c^2}{g} \right) \quad (kgm^2) \quad (2.15)$$

Trong đó:

l_a, l_b - chiều dài đoạn trục dẫn và bị dẫn (m)

d_a, d_b - đường kính đoạn trục dẫn và bị dẫn (m)

G_c, d_c - trọng lượng và đường kính bánh răng bị dẫn

*** Mô men quán tính của bánh đà**

$$J_{bd} = m_{bd} \cdot R_{tb}^2 \quad (kgm^2) \quad (2.16)$$

Trong đó:

m_{bd} - khối lượng bánh đà (kg)

R_{tb} - bán kính trung bình của bánh đà (m)

*** Mô men quán tính của khối lượng tập trung tại bích nối giữa hai đoạn trục**

$$J = \frac{1}{2} J_1 + \frac{1}{2} J_2 \quad (kgm^2) \quad (2.17)$$

Trong đó:

J_1, J_2 - là mô men quán tính của hai đoạn trục liền nhau.

*** Mô men quán tính của khối lượng tập trung tại bánh đà**

$$J = \frac{1}{2} J_1 + J_{bd} + \frac{1}{2} J_2 \quad (kgm^2) \quad (2.18)$$

Trong đó:

J_1, J_2 - là mô men quán tính của trục liền trước và liền sau bánh đà.

*** Mô men quán tính của chân vịt**

$$J_{cv} = J_{cv1} + J_{cv2} \quad (kgm^2) \quad (2.19)$$

Trong đó

a. Mô men quán tính khối lượng của bán thân chân vịt (khô)

$$J_{cv1} = 28.10^{-4} \cdot \rho_2 \cdot D^5 \cdot a(a+3) \quad (kgm^2) \quad (2.20)$$

b. Mô men quán tính của khối lượng nước kèm

$$J_{cv2} = 6,7.10^{-10} \cdot D^5 \cdot (a \cdot h - 0,1) \cdot (a \cdot h + 5) \quad (kgm^2) \quad (2.21)$$

Trong đó:

D - đường kính chân vịt (m)

$a = A/Ad$ - tỷ số đĩa của chân vịt

$h = H/D$ - tỷ số bước của chân vịt

*** Mô men quán tính của khối lượng tập trung tại chân vịt**

$$J = \frac{1}{2} J_{tcv} + J_{cv} \quad (kgm^2) \quad (2.22)$$

Trong đó:

J_{tcv} : mô men quán tính của trục chân vịt

2.3.2. Hệ số cứng xoắn của các đoạn trục tương đương

*** Hệ số cứng giữa hai cổ khuỷu được tính theo công thức thực nghiệm**

- Công thức của Kater:

$$C_{kt} = \frac{\pi \cdot G}{32} \left(\frac{l_1 - 0,8 \cdot h}{D_1^4 - d_1^4} + 0,8 \cdot \frac{R_1}{h \cdot b^3} + 1,5 \cdot \frac{R}{h \cdot b^3} \right)^{-1} \quad (kgm) \quad (2.23)$$

với:

G - là moduyn đàn hồi của vật liệu.

- Công thức của hãng Sulzer:

$$C_{kt} = \frac{\pi \cdot G}{32} \left(\frac{l_2 + 0,4 \cdot D_2}{D_2^4 - d_2^4} + 0,8 \cdot \frac{R_1}{h \cdot b^3} + \frac{l_1 + 0,4 \cdot D_1}{D_1^4 - d_1^4} \right)^{-1} \quad (kgm) \quad (2.24)$$

với:

$$R_1 = R - \frac{4.(D_1^3 - d_1^3)}{3\pi(D_1^2 - d_1^2)} \quad \text{- hệ số tính toán}$$

* **Hệ số cứng của các đoạn trục trơn**

$$C = \frac{\pi \cdot G \cdot D^4}{32 \cdot l} \quad (kgm) \quad (2.25)$$

Trong đó:

D, l - đường kính và chiều dài đoạn trục (m)

* **Hệ số cứng của mặt bích nối**

$$C = \frac{\pi \cdot G \cdot D^4}{32 \cdot l \cdot k_\phi} \quad (kgm) \quad (2.26)$$

Trong đó:

D, l - đường kính và chiều dài bích nối (m)

$$k_\phi = \frac{1}{\frac{1}{2} - n \left(\frac{d_\delta}{D}\right)} \quad \text{với: } n - \text{số bu lông tại mặt bích}$$

 d_δ - đường kính bu lông* **Hệ số cứng của đoạn trục hình côn**

$$C = \frac{\pi \cdot G \cdot D_1^4}{32 \cdot l \cdot k_k} \quad (kgm) \quad (2.27)$$

Trong đó:

D1 - đường kính đầu nhỏ của đoạn trục côn

l - chiều dài của đoạn trục côn

$$k_k = \frac{D_1}{3 \cdot D_2} \left(1 + \frac{D_1}{D_2} + \frac{D_1^2}{D_2^2} \right) \quad \text{- hệ số tính toán}$$

D2 - đường kính đầu lớn đoạn trục côn

* **Hệ số cứng của một đoạn trục tổng hợp**

$$C = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}} \quad (kgm) \quad (2.28)$$

* **Hệ số cứng của hộp số**

$$C = \frac{\pi \cdot G}{32} \frac{1}{\left(\frac{l_a}{D_a^4} + i^2 \frac{l_b}{D_b^4} \right)} \quad (kgm) \quad (2.29)$$

Trong đó:

l_a, l_b - chiều dài đoạn trục dẫn và bị dẫn (m)

D_a, D_b - đường kính đoạn trục dẫn và bị dẫn (m)

i - tỷ số truyền

2.3.3. Hệ số cản

Ta giả thiết rằng lực cản chỉ có ở các khối lượng rời rạc trong mô hình hệ động lực. Lực cản được phân ra hai loại là lực cản bên ngoài và lực cản bên trong, hay còn gọi là ngoại cản và nội cản. Lực cản chủ yếu là lực ma sát của các ổ trục và của các cặp piston - xy lanh của động cơ. Bên cạnh đó, lực ma sát trong của vật liệu chế tạo trục khuỷu, lực cản không khí ... đều là lực cản ảnh hưởng đến dao động của hệ trục.

Rõ ràng, lực cản trong động cơ sẽ thay đổi tùy thuộc vào điều kiện bôi trơn các ổ trục và cặp piston - xy lanh. Nếu như khe hở bạc trục phù hợp với yêu cầu kết cấu của hệ động lực, áp lực cũng như độ nhớt dầu bôi trơn đảm bảo thì lực cản sẽ giảm đáng kể. Lực cản ảnh hưởng đến biên độ dao động của hệ trục nhất là trong trường hợp cộng hưởng lớn.

Lực cản trong mô hình được quy đổi và biểu diễn dưới dạng mô men cản M_{ξ_i} . Ngoài ra mô men cản tỷ lệ với vận tốc góc của hệ trục, nghĩa là:

$$M_{\xi_i} = -\xi_i \cdot \frac{d\varphi_i}{dt} \quad (2.30)$$

Trong đó:

ξ_i - hệ số cản (Nms/radian)

Do lực cản có ảnh hưởng lớn tới dao động của hệ trục, chính vì vậy cần có những yêu cầu rất chính xác về hệ số cản này. Nhưng trong một số trường hợp, các biên độ dao động cộng hưởng thu được giữa lý thuyết và thực nghiệm khác nhau rất xa.

Thông thường các hệ số cản được tính bằng công thức thực nghiệm.

* Hệ số cản trong động cơ:

$$\xi_d = \mu \cdot F \cdot R^2 \quad (\text{Nms/radian}) \quad (2.31)$$

Trong đó:

F - diện tích đỉnh piston (m^2)

R - bán kính quay của cổ khuỷu (m)

μ - hệ số cản tương đối ($\text{Ns/m}^3\text{radian}$)

*** Hệ số cản tại chân vịt**

$$\xi_b = 128,38 \cdot D^5 \frac{4}{4,48 + h^2} (h(a + 0,75) - 0,67 \cdot a \cdot (2,3 - h) \lambda_p \cdot N) \quad (\text{Nms}) \quad (2.32)$$

Trong đó:

D - đường kính chân vịt (m)

. $h = \frac{H}{D}$ - tỷ số bước chân vịt

. $a = \frac{A}{A_d}$ - tỷ số đĩa

λ_p - hệ số tính toán

. $N = \frac{w}{2n}$ (Hz) - tần số dao động của chân vịt

Lực cản tại các ổ đỡ trục trung gian là rất nhỏ, do đó ta có thể bỏ qua hệ số cản này.

2.4. Mô hình toán học dùng cho nghiên cứu dao động xoắn.

Trong trường hợp tổng quát, mô hình động học có n bậc tự do bao gồm n khối lượng riêng biệt với các mối liên kết đàn hồi (hình 1-3).

Áp dụng phương trình Lagrang bậc 2 vào việc thiết lập mô hình toán học cho dao động xoắn của hệ:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial R}{\partial q_j} \quad (2.33)$$

Trong đó:

T, Π - động năng và thế năng của hệ

q_j - hệ trục tổng quát

Q_j - lực tổng quát

R - hàm số lực cản Relei

Đối với hệ trục tổng quát, ta tiếp nhận $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$. Các biểu thức năng lượng của hệ được viết dưới dạng:

Động năng:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n J_i \varphi_i^2 \quad (2.34)$$

Thế năng:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n-1} C_{i,i+1} (\varphi_{i+1} - \varphi_i)^2 \quad (2.35)$$

Hàm lực cản:

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{\xi_i \varphi_i^2}{2} \quad (2.36)$$

Để xác định Q_j ta cần xác định khả năng sinh công của hệ:

$$\delta A = \sum_{i=1}^n M_i \cdot \delta \cdot \varphi_i$$

Các lực Q_j theo định nghĩa là hệ số trước sự biến thiên $\delta\varphi_i$ của hệ trục:

$$Q_j = \frac{\delta A}{\delta \varphi_j} = M_j; \quad j = i \div n \quad (2.37)$$

Sau khi thay (1-34), (1-35), (1-36) vào (1-33) ta thu được hệ các phương trình vi phân sau:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} \dot{\varphi}_1^2 \frac{dJ_1}{d\varphi_1} + C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) + \xi_1 \dot{\varphi}_1 &= M_1(\varphi_1) \\ J_k \ddot{\varphi}_k + \frac{1}{2} \dot{\varphi}_k^2 \frac{dJ_k}{d\varphi_k} - C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \xi_k \dot{\varphi}_k &= M_k(\varphi_k) \\ J_n \ddot{\varphi}_n + \frac{1}{2} \dot{\varphi}_n^2 \frac{dJ_n}{d\varphi_n} - C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) + \xi_n \dot{\varphi}_n &= M_n(\varphi_n) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

Hệ phương trình (1.38) được viết dưới dạng tổng quát:

$$J_k \ddot{\varphi}_k + \frac{1}{2} \dot{\varphi}_k^2 \frac{dJ_k}{d\varphi_k} - C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \xi_k \dot{\varphi}_k = M_k(\varphi_k) \quad (2.39)$$

Với $k = 1 \div n$

$$C_{01} = C_{n,n+1} = 0$$

Các phương trình trong hệ (1.39) biểu diễn sự cân bằng của các mô men sau đây:

$$J_k \ddot{\varphi}_k + \frac{1}{2} \dot{\varphi}_k^2 \frac{dJ_k}{d\varphi_k} : \text{mô men của lực quán tính}$$

$$M_{k-1,k} = C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) : \text{mô men đàn hồi}$$

$$M_{k,k+1} = C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1})$$

$\xi_k \dot{\varphi}_k$: mô men cản

$M_k(\varphi_k) = M_k(t)$: mô men ngoại lực

Hệ phương trình thu được ở trên (2.39) là hệ các phương trình phi tuyến mà khi giải hệ này ta sẽ gặp rất nhiều khó khăn. Nếu ta tuyến tính hóa, việc giải sẽ đơn giản hơn nhiều mà kết quả đạt được đủ độ chính xác cần thiết. Nếu động cơ làm việc bình thường, vận tốc góc của máy sẽ dao động xung quanh giá trị trung bình w_0 :

$$w_k = w_0 + \Delta w_k(t) \quad (2.40)$$

Sau khi lấy tích phân (1.40) ta có

$$\varphi_k = \omega_0 t + \Delta \varphi_k(t); \Delta \varphi_k = \int \Delta \dot{\varphi}_k dt \quad (2.41)$$

Thay (1.41) vào hàm M_K và ta phân tích chúng dưới dạng Macrolen sẽ có:

$$M_K(\varphi_k) = M_K(\omega_0 t + \Delta \varphi_k) = M_K(\omega_0 t) + \frac{\partial M}{\partial \varphi_k} \Delta \varphi_k + \dots \quad (2.42)$$

Trong thực tế ta thấy $\Delta \varphi_k \leq 3^\circ$ nghĩa là 0.05 radian.

Như vậy với bước làm gần đúng đầu tiên ta có.

Đối với mô men quán tính

$$J_k = J_{k0} + \Delta J_k(\varphi_k)$$

Thông thường do $\Delta J_k \ll J_{k0}$, nên ta có:

$$J_k \approx J_{k0} \quad (2.44)$$

Do $\omega_k = \omega_0 + \Delta \omega_k \approx \omega_0$ nên $\omega_k^2 = \dot{\varphi}_k^2 \approx \omega_0^2$

Trên cơ sở đó ta có:

$$\frac{1}{2} \dot{\varphi}_k^2 \frac{dJ_k}{d\varphi_k} \approx \frac{1}{2} \omega_0^2 \frac{dJ_k}{d\varphi_k} = -M_{kj}(\varphi_k)$$

$$M_{kj}(\varphi_k) \approx M_{kj}(\omega_0 t) \quad (2.45)$$

$$M_{kj}(\omega_0 t) = M_p (R \cdot \omega_0)^2 \left(\frac{1}{4} \cdot \lambda \sin \omega_0 t - \frac{1}{2} \cdot \lambda \sin 2\omega_0 t - \frac{3}{4} \cdot \lambda \sin 3\omega_0 t - \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 \sin 4\omega_0 t \right)$$

Trong đó:

$\lambda = R/l - R$ và l là bán kính quay của cổ khuỷu và chiều dài thanh truyền.

M_p - khối lượng piston và thành phần quy đổi khi mô hình hóa.

Từ phương trình (1.43) và (1.45) ta có hệ phương trình sau:

$$J_{k0} \ddot{\varphi}_k - C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \xi_k \dot{\varphi}_k = M_k(\omega_0 t) + M_{kj}(\omega_0 t) \quad (2.46)$$

$k = 1, 2, 3, \dots, n$

Hệ phương trình (2.46) là hệ phương trình vi phân tuyến tính. Việc giải hệ này sẽ dễ dàng hơn khi giải hệ (2.39).

CHƯƠNG III: NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XOẮN TỰ DO

Dao động tự do được hiểu là quá trình dao động khi một lực đưa hệ ra khỏi vị trí cân bằng và bỏ lực đó ra, Quá trình chuyển động có xu hướng trở về vị trí cân bằng ban đầu.

Sau khi đặt:

$$M_K(w_0t) = 0$$

$$M_{Kj}(w_0t) = 0 \quad (3.1)$$

thì từ hệ phương trình (1.46) ta thu được hệ phương trình viết cho dao động xoắn tự do của hệ trục tàu thủy.

$$J_{k0}\ddot{\varphi}_k - C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \xi_k\dot{\varphi}_k = 0 \quad (3.2)$$

Với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

và các điều kiện ban đầu:

$$\varphi_k(t = 0) = \varphi_{k0}$$

$$\dot{\varphi}_k(t = 0) = \dot{\varphi}_{k0}$$

Ta thấy lực cản ảnh hưởng trước tiên đến biên độ dao động cộng hưởng. Trên thực tế không ảnh hưởng đến tần số dao động riêng của hệ. Do vậy, khi giải bài toán dao động tự do, ta cho các hệ số cản $\xi_k = 0$.

Từ đó ta có hệ sau:

$$J_{k0}\ddot{\varphi}_k - C_{k-1,k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + C_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) = 0 \quad (3.3)$$

$$C_{0,1} = C_{n,n+1} = 0$$

với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

Ta thấy dao động tự do là một dao động tuần hoàn và nghiệm của phương trình vi phân trên có dạng:

$$\varphi_k = A_k \sin \omega t \quad (3.4)$$

Ở đây w và A_k là các giá trị cần tìm. Thay (2.4) vào (2.3) ta thu được hệ phương trình n ẩn.

$$(C_{k-1,k} + C_{k,k+1} - J_{K0}\omega^2)A_k - C_{k-1,k}A_{k-1} - C_{k,k+1}A_{k+1} = 0 \quad (3.5)$$

với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

Ta thấy điều kiện để tồn tại nghiệm của hệ (2.5) khác 0 là định thức của chúng phải bằng 0.

Nếu viết Δ dưới dạng đa thức ta sẽ có:

$$\Delta = a_n \omega^{2n} + a_{n-1} \omega^{2(n-1)} + \dots + a_1 \omega^2 = 0 \quad (3.7)$$

Các hệ số a_1, a_2, \dots, a_n là các hàm phụ thuộc vào các thông số của hệ động học.

Ta sẽ có n nghiệm:

$$\omega_0, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_{n-1} \quad (3.8)$$

Đây là những tần số dao động tự do của hệ với $w_0 = 0$ tương ứng với chuyển động của hệ như là một vật cứng tuyệt đối. Còn mọi $w_j \neq 0$, ứng với mỗi w_j ta sẽ tìm được một biên độ A_{Kj} từ các hệ phương trình sau:

$$-C_{k-1,k} A_{k-1,j} + (C_{k-1,k} + C_{k,k+1} - J_K \omega_j^2) A_{Kj} - C_{k,k+1} A_{k+1,j} = 0 \quad (3.9)$$

với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

$$j = 1, 2, 3, \dots, n-1$$

Nếu đặt: $A_{Kj} = \alpha_{Kj} \cdot A_{1j}$

Hệ (2.9) sẽ được viết dưới dạng:

$$-C_{k-1,k} \alpha_{k-1,j} + (C_{k-1,k} + C_{k,k+1} - J_K \omega_j^2) \alpha_{Kj} - C_{k,k+1} \alpha_{k+1,j} = 0 \quad (3.10)$$

với $k = 1, 2, 3, \dots, n$

$$j = 1, 2, 3, \dots, n-1$$

Trong đó $\alpha_{k,j}$ là dạng biên độ dao động tự do của khối lượng thứ k ứng với tần số ω_j .

Qua sự phân tích trên ta nhận thấy một số điểm quan trọng như sau:

Hệ động học với n bậc tự do sẽ có $n-1$ tần số dao động riêng ω_j ($j = 1 \div n - 1$).

Các tần số dao động riêng ω_j là hàm số của mô men quán tính và hệ số đàn hồi của mô hình.

Tương ứng với mỗi ω_j tồn tại dạng biên độ dao động riêng α_{Kj} , chúng cũng là hàm số của mô men quán tính và hệ số đàn hồi của mô hình.

Biên độ của các dao động tự do phụ thuộc vào điều kiện ban đầu.

Thí dụ, ta xét hệ trục với mô hình có hai bậc tự do, hệ phương trình vi phân của dao động tự do sẽ là:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - C_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

Ta tìm nghiệm dưới dạng:

$$\varphi_i = A_i \sin \omega t \quad i = 1, 2 \quad (3.12)$$

Thay (2.12) vào hệ phương trình (2.11) ta có:

$$\begin{aligned} (C_{1,2} - J_1 \omega^2) A_1 - C_{1,2} A_2 &= 0 \\ -C_{1,2} A_1 + (C_{1,2} - J_2 \omega^2) A_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Suy ra định thức của hệ này sẽ là:

$$\begin{aligned} \Delta &= J_1 J_2 \omega^4 - C_{1,2} (J_1 + J_2) \omega^2 = 0 \\ \omega_0 &= 0, \omega_1^2 = C_{1,2} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Đặt $\alpha_{1,1} = 1$; $\alpha_{2,1} = A_{2,1}/A_{1,1}$ là dạng biên độ dao động tự do cho ω_1 và được xác định từ hệ sau:

$$\begin{aligned} (C_{1,2} - J_1 \omega_1^2) - C_{1,2} \alpha_{2,1} &= 0 \\ -C_{1,2} + (C_{1,2} - J_2 \omega_1^2) \alpha_{2,1} &= 0 \end{aligned}$$

Ta rút ra:

$$\alpha_{2,1} = \frac{C_{1,2} - J_1 \omega_1^2}{C_{1,2}} = 1 - \frac{J_1 \omega_1^2}{C_{1,2}} = -\frac{J_1}{J_2} \quad (3.15)$$

Trên hình (3-1), đường a - b nối các đỉnh dạng dao động (đỉnh các véc tơ) cho ta thông tin về biên dạng động học của trục đàn hồi trong quá trình dao động tự do.

Trên trục có một mặt cắt mà ở đó không chuyển động gọi là điểm tâm dao động. Điểm tâm chia mô hình ra làm hai phần được gắn cố định và có cùng tần số dao động riêng ω .

$$\text{Phần thứ nhất có: } \omega = \sqrt{\frac{C_1}{J_1}} \rightarrow C_1 = J_1 \omega^2 \quad (3.16)$$

$$\text{Phần thứ hai có: } \omega = \sqrt{\frac{C_2}{J_2}} \rightarrow C_2 = J_2 \omega^2 \quad (3.17)$$

Hệ số cứng xoắn của hệ:

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_{1,2}} &= \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{1}{\omega^2} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \\ C_{1,2} &= \frac{\omega^2 J_1 J_2}{J_1 + J_2} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Trong trường hợp chung với mỗi dao động riêng ω_j tồn tại $\alpha_{i,j}$ và được dựng hình học tương tự như đường ab, các đỉnh của chúng nối bằng đường cong nhẵn ta sẽ thu được thông tin về biến dạng động học của trục đàn hồi.

Phương pháp quy đổi hệ n bậc tự do về hệ có ba bậc tự do để tìm nghiệm gần đúng ω_1, ω_2 .

Ta giả thiết rằng các khối lượng (J_1, J_2, \dots, J_k) được nhóm thành một khối có mô men quán tính:

$$J_1^* = \sum_{i=1}^k J_i \quad (3.19)$$

Nó được nằm ở tâm liên kết đàn hồi.

$$e_1^* = \frac{\sum_{i=1}^k J_i e_i}{J_1^*} \quad (3.20)$$

Trong đó e_i - mỗi liên kết đàn hồi giữa khối lượng thứ i với khối lượng thứ n.

$$\begin{aligned} e_1 &= e_{1,2} + e_{2,3} + \dots + e_{n-1,n} \\ e_2 &= e_{2,3} + e_{3,4} + \dots + e_{n-1,n} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Khối lượng thứ (J_{k+1}, \dots, J_p) được nhóm thành J_2^*

$$J_2^* = \sum_{i=k+1}^p J_i \quad (3.22)$$

và sẽ được nằm ở tâm đàn hồi:

$$e_2^* = \frac{\sum_{i=k+1}^p J_i e_i}{J_2^*} \quad (3.23)$$

Các khối lượng còn lại (J_{p+1}, \dots, J_n) được nhóm thành khối thứ 3:

$$J_3^* = \sum_{i=p+1}^n J_i \quad (3.24)$$

và sẽ được nằm ở tâm đàn hồi trượt.

$$e_3^* = \frac{\sum_{i=p+1}^n J_i e_i}{J_3^*} \quad (3.25)$$

Độ cứng chống xoắn của hệ quy đổi sẽ là:

$$\frac{1}{C_{1,2}^*} = e_2^* - e_1^* \quad (3.26)$$

$$\frac{1}{C_{2,3}^*} = e_3^* - e_2^* \quad (3.27)$$

Tìm số dao động tự do của hệ 3 bậc tự do được tính từ phương trình:

$$A \cdot \omega^4 - B \cdot \omega^2 + C = 0 \quad (3.28)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} A &= J_1^* \cdot J_2^* \cdot J_3^* \\ B &= J_1^* \cdot (J_2^* + J_3^*) C_{2,3}^* + J_3^* (J_2^* + J_1^*) C_{1,2}^* \\ C &= (J_1^* + J_2^* + J_3^*) \cdot C_{2,3}^* \cdot C_{1,2}^* \end{aligned}$$

Ta thấy dao động tự do có một số tính chất trực giao sau đây:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^n J_{K0} \cdot \alpha_{Ki} &= 0 \\ \sum_{k=1}^n J_{K0} \cdot \alpha_{Ki} \alpha_{Kj} &= 0 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Các tính chất trên dùng để kiểm tra độ chính xác của các kết quả thu được.

CHƯƠNG IV: THUẬT TOÁN TÍNH VÀ MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC

Theo qui phạm của nhiều tổ chức chuyên môn (Đăng kiểm) trên thế giới, trong đó có qui phạm của Đăng kiểm Việt Nam (VIREs) khi đóng mới hay hoán cải, thay mới hệ trục tàu thủy có trọng tải trên 1000TDW cần phải tính dao động xoắn hệ trục, tính ứng suất xoắn lớn nhất và phải nằm trong giới hạn cho phép. Việc xây dựng phần mềm ứng dụng cho công việc tính toán và nghiên cứu vì các lý do sau đây:

Tự động hóa công việc thiết kế, tính toán dao động xoắn hệ động lực tàu thủy nhằm đảm bảo độ tin cậy trong thiết kế và chế tạo.

Nghiên cứu, chế tạo các hệ khử dao động xoắn hệ trục khi hệ làm việc ở vùng gần cộng hưởng nguy hiểm.

Nghiên cứu các dao động xoắn cộng hưởng nguy hiểm có thể xảy ra trong quá trình khai thác và nghiên cứu chế tạo các hệ khử xoắn thích hợp.

Phần mềm ứng dụng cần phải đạt được các yêu cầu sau:

Dễ dàng, tiện ích cài đặt và làm việc trong các máy tính PC

Phần mềm có thể ứng dụng cho hệ trục của tất cả các loại tàu đang khai thác.

Dễ dàng thay đổi các thông số trong quá trình nghiên cứu tối ưu hóa dao động xoắn của hệ trục và bổ xung, chỉnh định các chương trình tính toán, thiết kế.

Trên thế giới xuất hiện nhiều phần mềm tiện ích, ứng dụng với các lĩnh vực khác nhau thí dụ như: TUTSIM, PSI (dùng cho mô phỏng), STAGRAPHICS, MATLAB ... Ngôn ngữ sử dụng các phần mềm rất khác nhau như: ALGOL, ASSEMBLY, PASCAL, TURBO C, C, C++ ... Trong tài liệu này sẽ giới thiệu việc sử dụng ngôn ngữ lập trình đồ họa LABVIEW để cài đặt các thuật toán.

4.1. Ngôn ngữ lập trình Labview

Labview (Virtual Instrument Engineering Wordbech) là một môi trường phát triển dựa trên ngôn ngữ lập trình đồ họa, thường được sử dụng cho mục đích: Đo lường, kiểm tra, xử lý và điều khiển các tham số của thiết bị.

Labview là một ngôn ngữ lập trình đa năng, giống như các ngôn ngữ lập trình hiện đại khác. Labview gồm có các thư viện thu nhận dữ liệu, một loạt các thiết bị điều khiển, phân tích dữ liệu, biểu diễn và lưu trữ dữ liệu. Nó còn có các công cụ phát triển được thiết kế riêng cho việc nối ghép và điều khiển thiết bị.

Labview khác với các ngôn ngữ thông thường ở điểm cơ bản là: Các ngôn ngữ lập trình khác thường dùng trên cơ chế dòng lệnh, trong khi đó Labview dùng ngôn ngữ lập trình Graphical để tạo ra các chương trình ở dạng sơ đồ khối.

Thiết bị ảo (VI- Virtual Instrument):

Lập trình Labview trên cơ sở thiết bị ảo. Các đối tượng trong thiết bị ảo được sử dụng để mô phỏng các thiết bị thực, nhưng chúng được đưa vào bởi phần mềm. Các VI (thiết bị ảo) tương tự như các hàm trong các ngôn ngữ lập trình khác.

Front Panel

Một chương trình chung trong labview gồm 3 phần chính: một là giao diện với người sử dụng

(Front Panel), hai là giao diện dạng sơ đồ khối cung cấp mã nguồn (Block Diagram) và biểu tượng kết nối (Icon / Connector). Front Panel là một panel tương tự như panel của thiết bị thực tế ví dụ các nút bấm, nút bật, các đồ thị và các bộ điều khiển. Từ Front Panel người dùng chạy và quan sát kết quả có thể dùng chuột, bàn phím để đưa dữ liệu vào sau đó cho chương trình chạy và quan sát

Front Panel thường gồm các bộ điều khiển (control) và các bộ chỉ thị (Indicator):

Control là các đối tượng đặt trên Front Panel để cung cấp dữ liệu cho chương trình. Nó tương tự như đầu vào cung cấp dữ liệu.

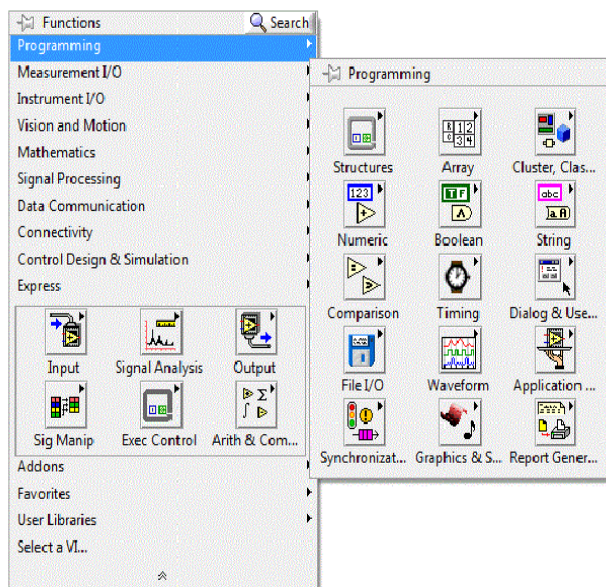
Indicator là đối tượng được đặt trên Front Panel dùng để hiển thị kết quả, nó tương tự như bộ phận đầu vào của chương trình.

Block Diagram:

Block Diagram của một VI là một sơ đồ được xây dựng trên môi trường Labview, nó có thể gồm nhiều đối tượng và các hàm khác nhau để tạo các câu lệnh để chương trình thực hiện. Block Diagram là một mã nguồn đồ họa của một VI. Các đối tượng trên Front Panel được thể hiện bằng các thiết bị đầu cuối trên Block Diagram. Các thiết bị đầu cuối chỉ mất đi sau khi loại bỏ đối tượng tương ứng trên Front Panel

Cấu trúc của một Block Diagram gồm các thiết bị đầu cuối (Terminal), Nút (Node) và các dây nối (Wire).

Terminal: là các cổng mà dữ liệu truyền qua giữa Block Diagram và Front panel, và giữa các Node trong Block Diagram. Các Terminal nằm ở dưới dạng các Icon của các Function.

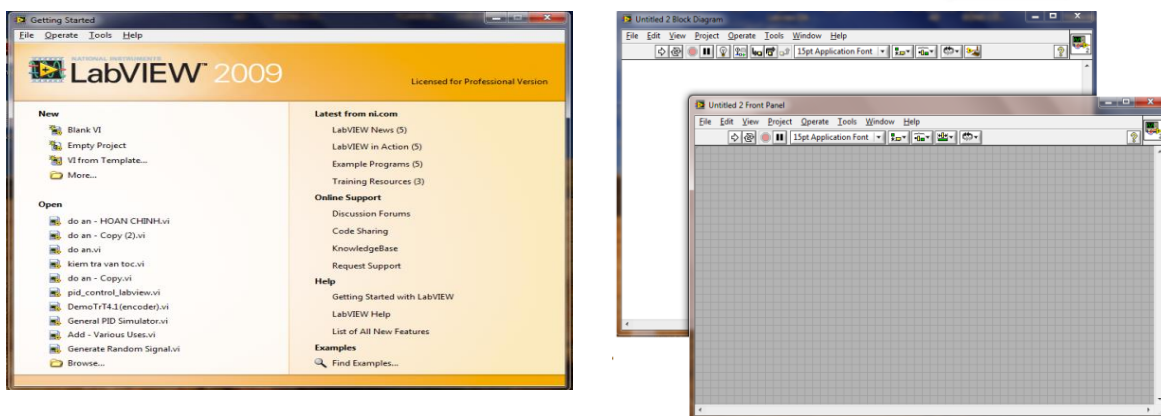


Node: Là các phần tử thực thi chương trình, chúng tương tự như các mệnh đề, toán tử, hàm và các chương trình con trong các ngôn ngữ lập trình thông thường .

Wises: Là các dây nối dữ liệu giữa các node

Khởi động chương trình

Nhấp vào biểu tượng biểu tượng Labview như hình bên. Ta có được giao diện bên hình (a) dưới.



Vào File/New VI để vào môi trường lập trình hình (b)

+ Front Panel: giao diện với người sử dụng

+ Block Diagram: Giao diện dạng sơ đồ khối cung cấp mã nguồn

Các công cụ hỗ trợ lập trình:

Việc lập trình trên Labview cần sử dụng các bản: Tools Palette, Controls Panelette, Functions Palette, các bản đó cung cấp các chức năng để người sử dụng có thể tạo và thay đổi trên Front Panel và Block Diagram

Tool Panel:

Tool Panel xuất hiện trên cả Front Panel và Diagram. Bảng này cho phép người sử dụng có thể xác lập các chế độ làm việc đặc biệt của con trỏ chuột. Khi lựa chọn một công cụ, biểu tượng của con trỏ sẽ được thay đổi theo biểu tượng của con trỏ đó.

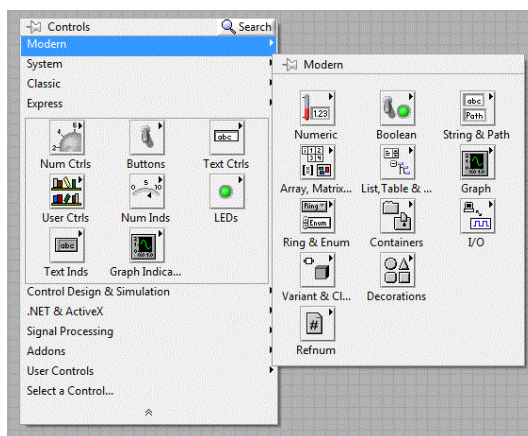
Nếu thiết lập chế độ tự động lựa chọn công cụ và người sử dụng di chuyển con trỏ qua các đối tượng trên Front Panel hoặc Block Diagram, Labview sẽ tự động lựa chọn công cụ phù hợp trên bảng tool palette.

Để truy cập vào **Tool Palette** ta chọn Menu: **Window/Show Tools palette**. Các công cụ **Tool Palette** gồm có:



Bảng điều khiển (Controls Palette):

Bảng điều khiển chỉ duy nhất xuất hiện trên front Panel. Bảng điều khiển chứa các bộ điều khiển (control) và các bộ hiển thị (Indicator). Bảng điều khiển được minh họa hình sau

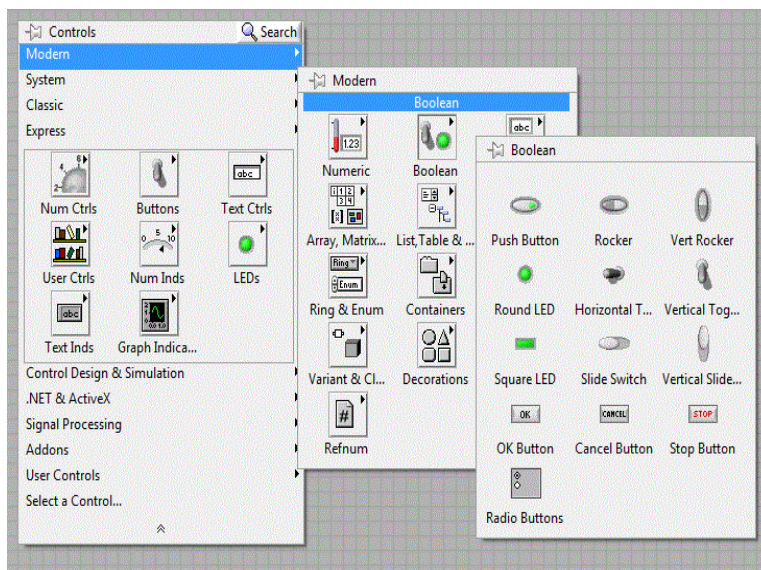


Bảng điều khiển được sử dụng để thiết kế cấu trúc mặt hiển thị gồm các thiết bị: các công tắc, các loại đèn, các loại màn hình hiển thị... Với bảng điều khiển này, người sử dụng có thể chọn các thiết bị chuẩn do hãng cung cấp. Bảng điều khiển dùng để cung cấp dữ liệu đầu vào và hiển thị kết quả đầu ra.

Một số bộ điều khiển và hiển thị trên controls palette:

Boolean Controls/Indicators:

Bộ công cụ này cung cấp 2 giá trị là True và False. Khi thực hiện chương trình người sử dụng sử dụng chuột để điều khiển giá trị của thiết bị. Việc thay đổi giá trị của các thiết bị chỉ có tác dụng khi các thiết bị đó được xác lập ở chế độ là các Control. Còn nếu ở chế độ là các Indicator thì giá trị không thay đổi vì chúng chỉ là các thiết bị hiển thị

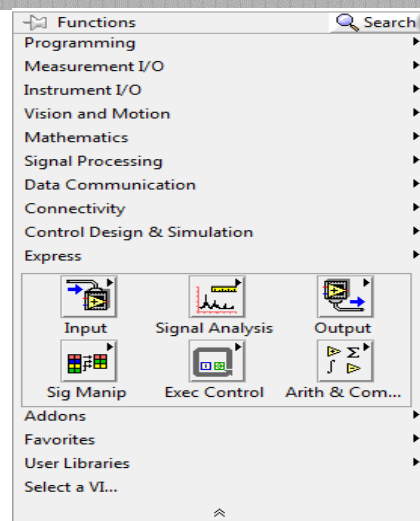


String Controls/Indicators

Các điều khiển này dùng để nhập và hiển thị các ký tự, nó cũng có thể được xác lập ở chế độ đầu vào hay đầu ra.

Functions Palette:

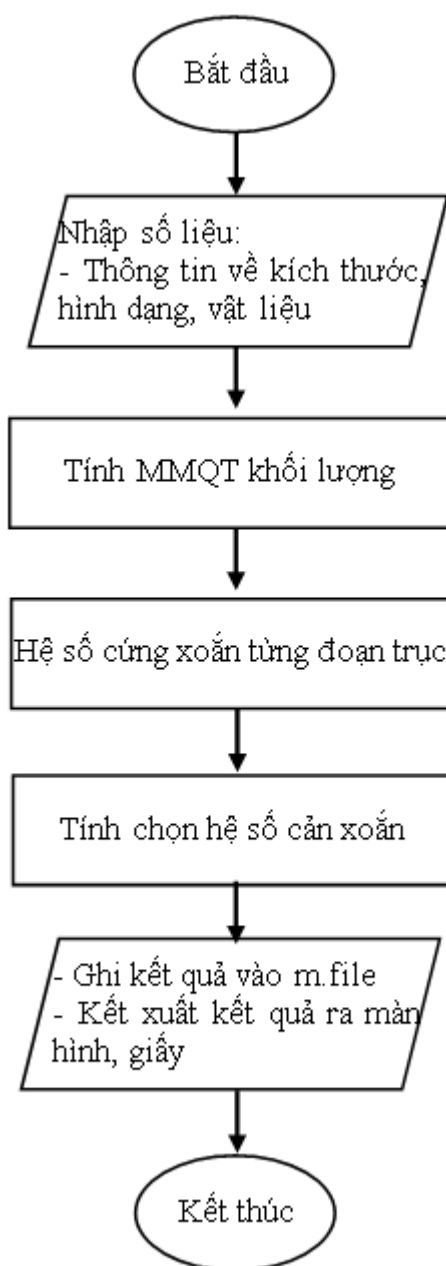
Bảng Functions palette chỉ xuất hiện trên Block diagram. Bảng này chứa các VI và các hàm mà người



sử dụng xây dựng để xây dựng nên các khối lưu đồ. Bảng Function palette được minh họa trong hình.

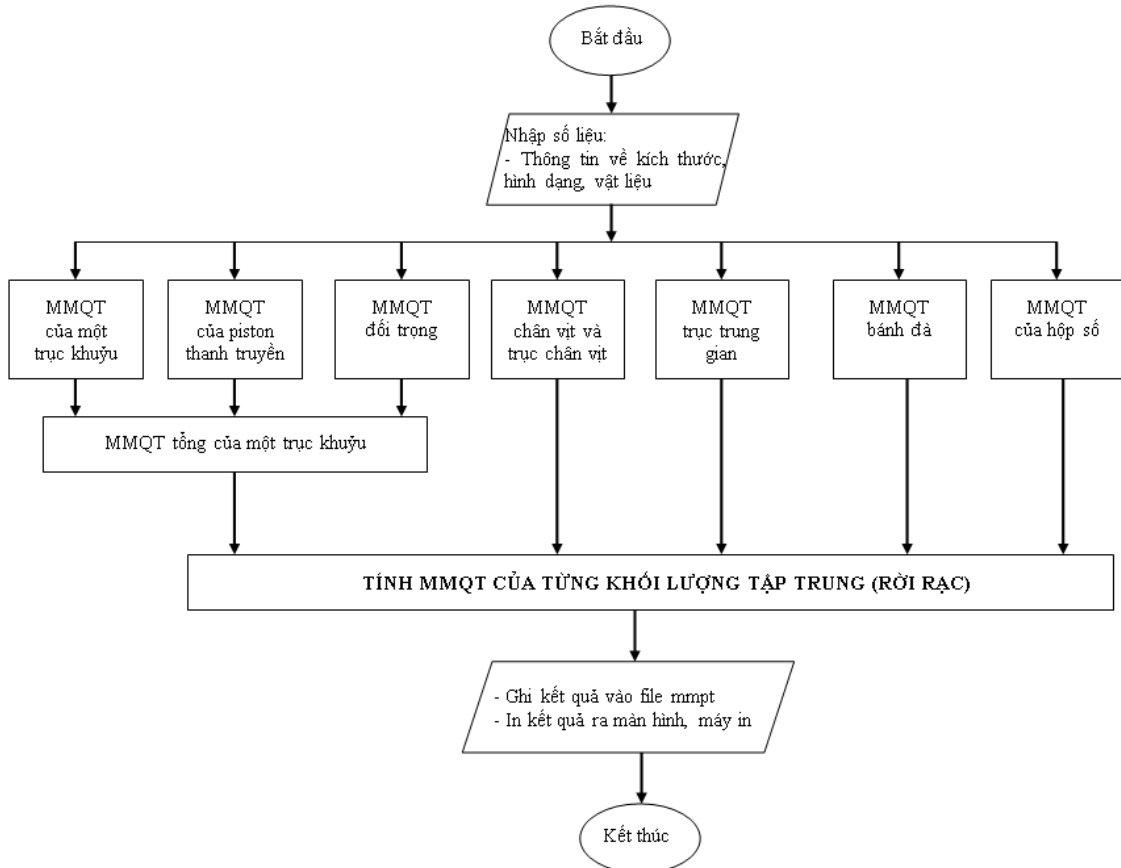
Với bảng Function palette, người lập trình thực hiện các cú pháp như: Phép lập, phép lựa chọn thông qua các nhóm hàm, chức năng đã được cung cấp bên cạnh đó từ bảng này người sử dụng người sử dụng có thể tạo ra và sử dụng lại các hàm. Các hàm toán học được minh họa thông qua các biểu tượng. Khi muốn lựa chọn thực hiện một hàm nào đó thì người sử dụng chọn biểu tượng thể hiện cho hàm đó và có thể kéo thả ở bất kỳ vị trí nào trên Block Diagram sau đó xác định những đầu vào và đầu ra cần thiết.

4.2. Sơ đồ tổng thể quá trình tính toán

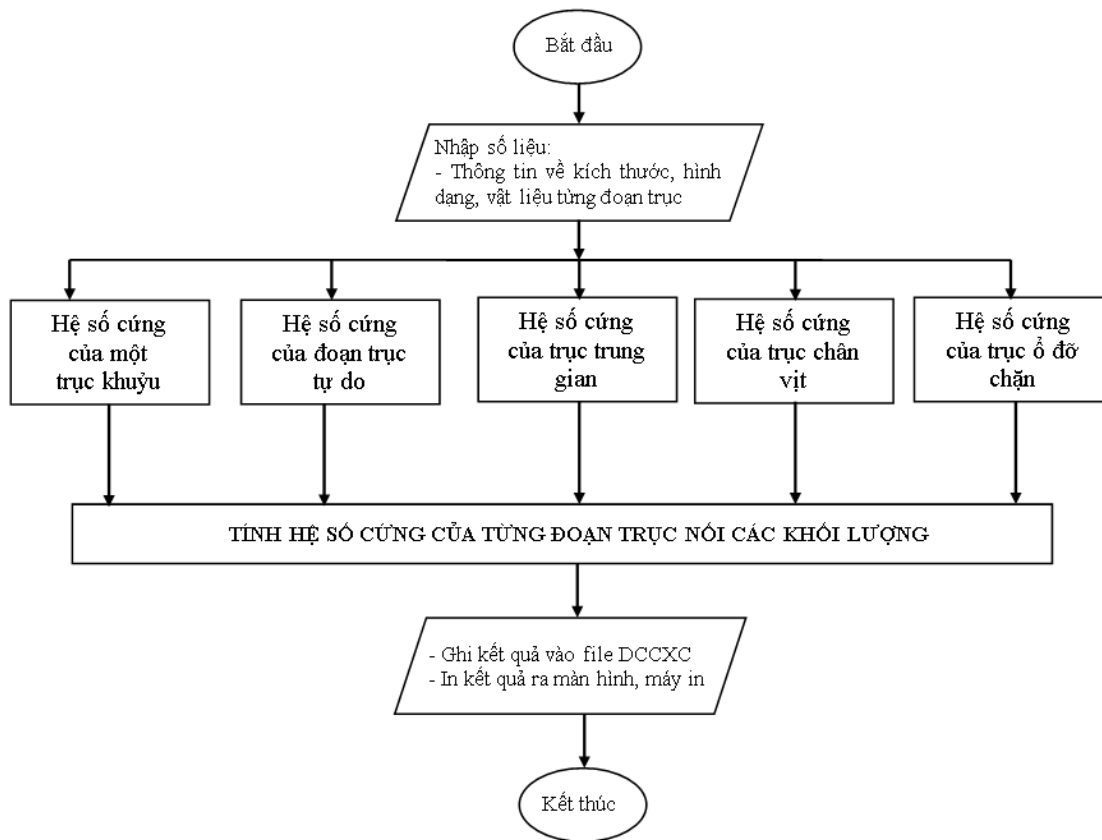


4.3. Chương trình tính mô men quán tính của hệ trục

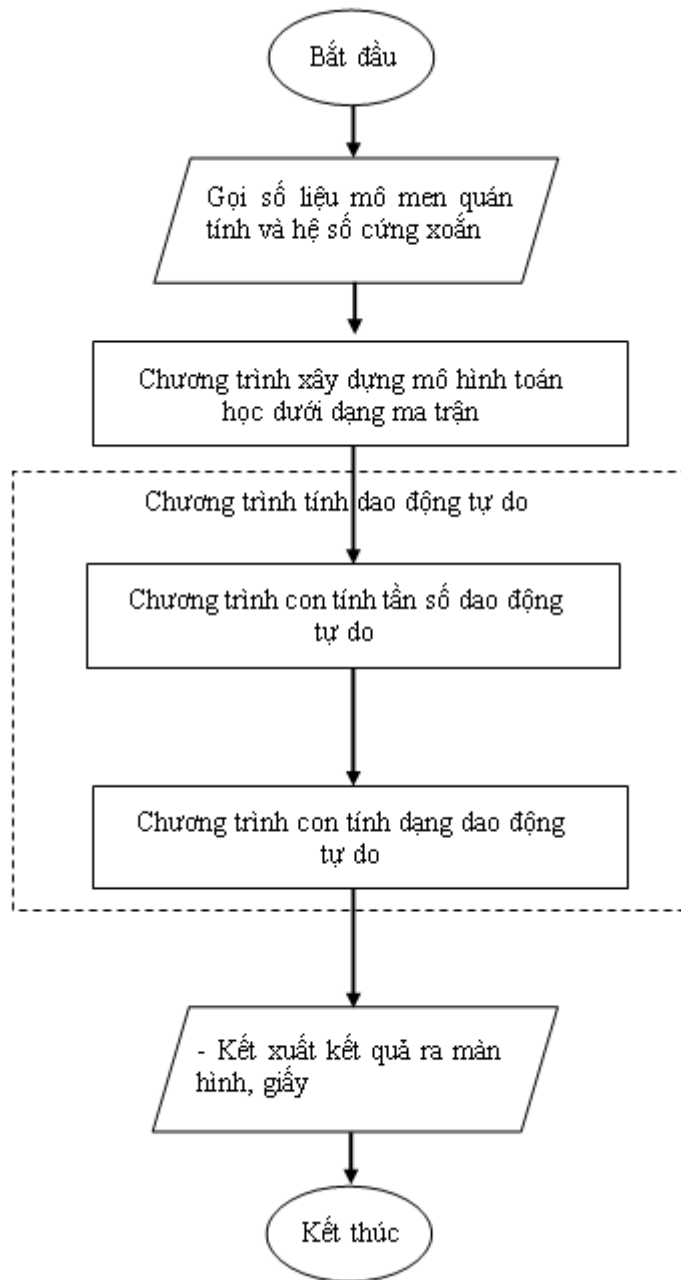
Chương trình trong phần này sử dụng các công thức tính toán đã được đưa ra tại chương I và sẽ được cụ thể trong chương trình tính ví dụ cho tàu Kim Long tại phần sau, ở đây ta chỉ xét sơ đồ khối của chương trình.



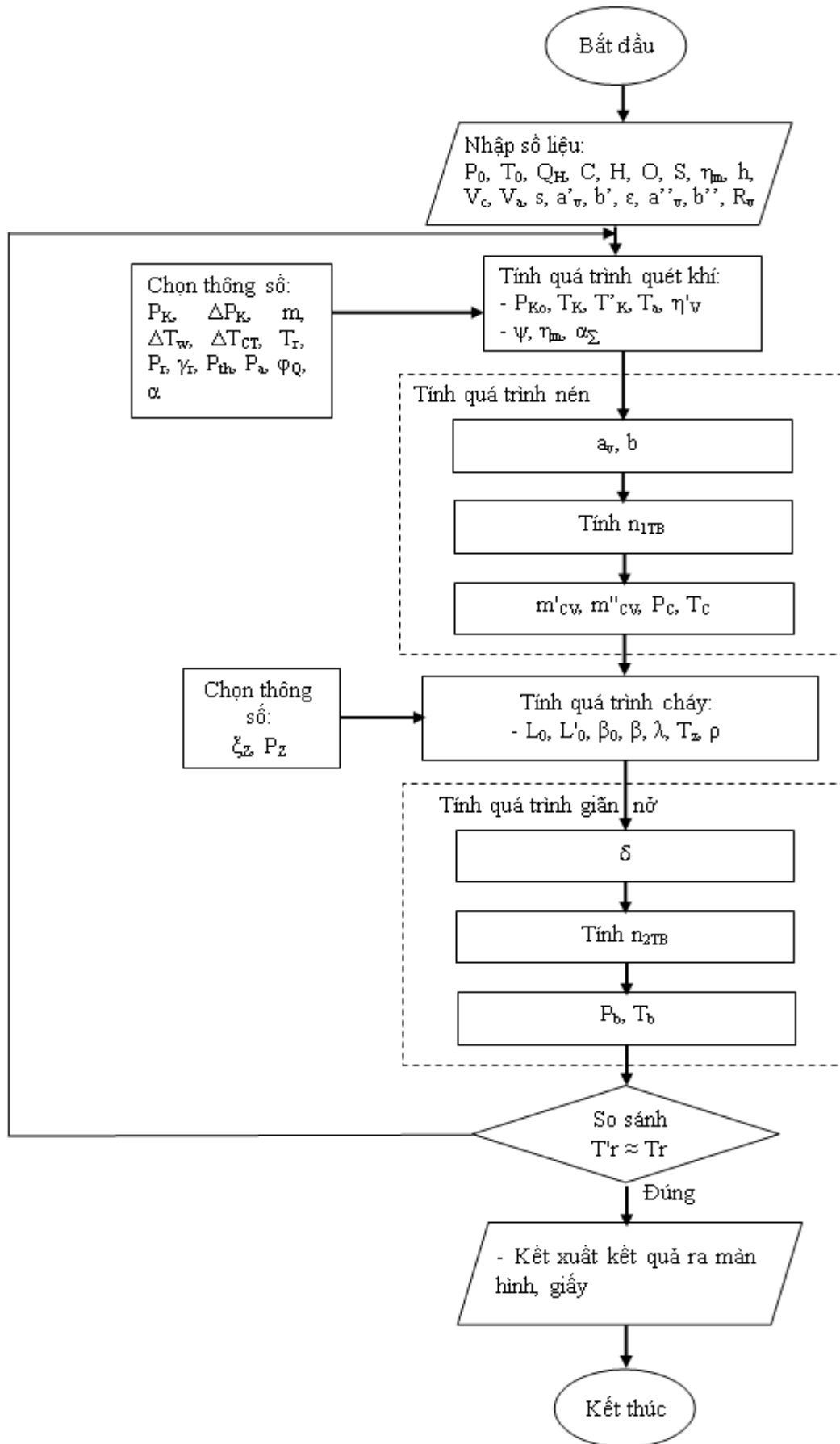
4.4. Chương trình tính hệ số cứng xoắn từng đoạn trục



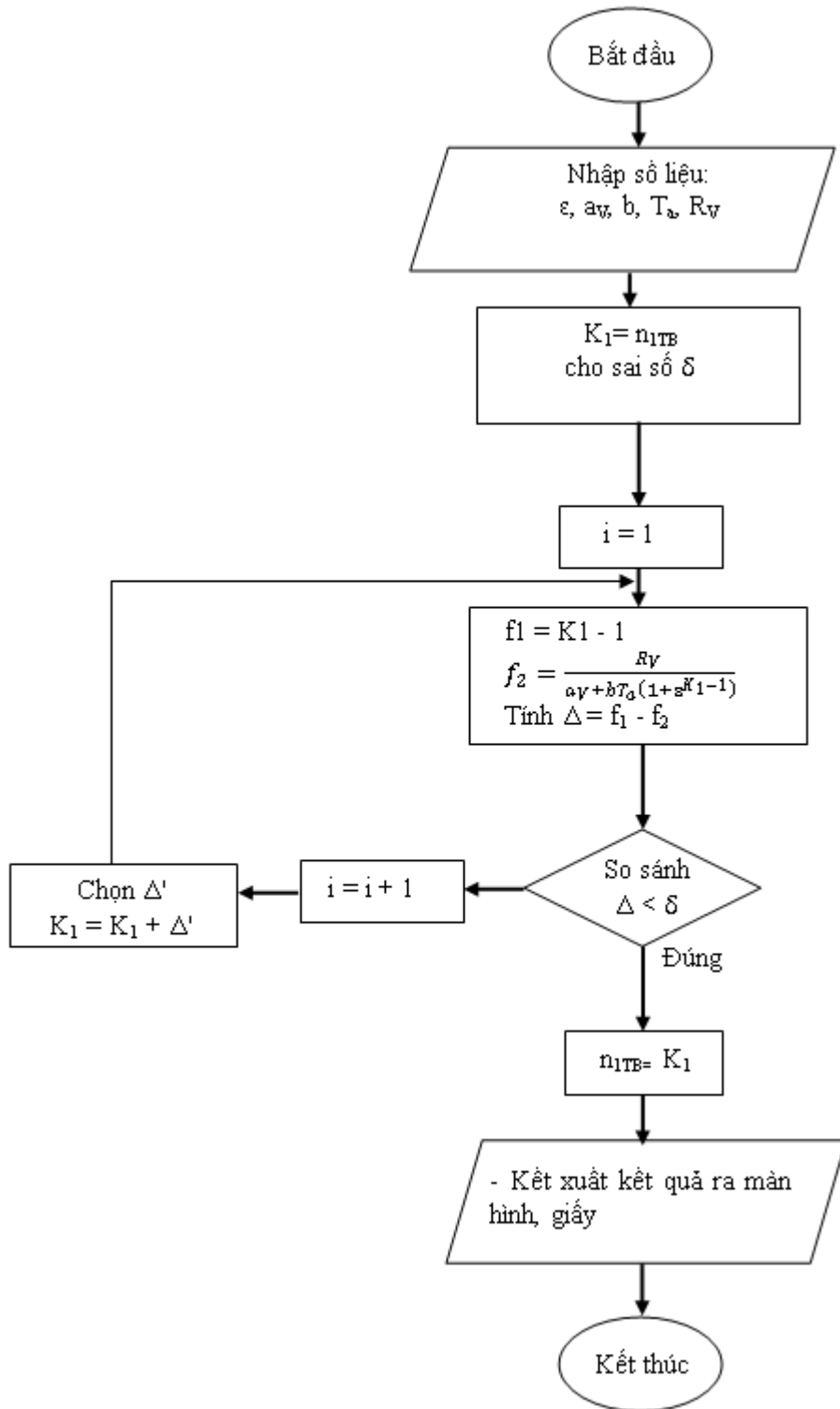
4.5. Thuật toán tính dao động xoắn tự do



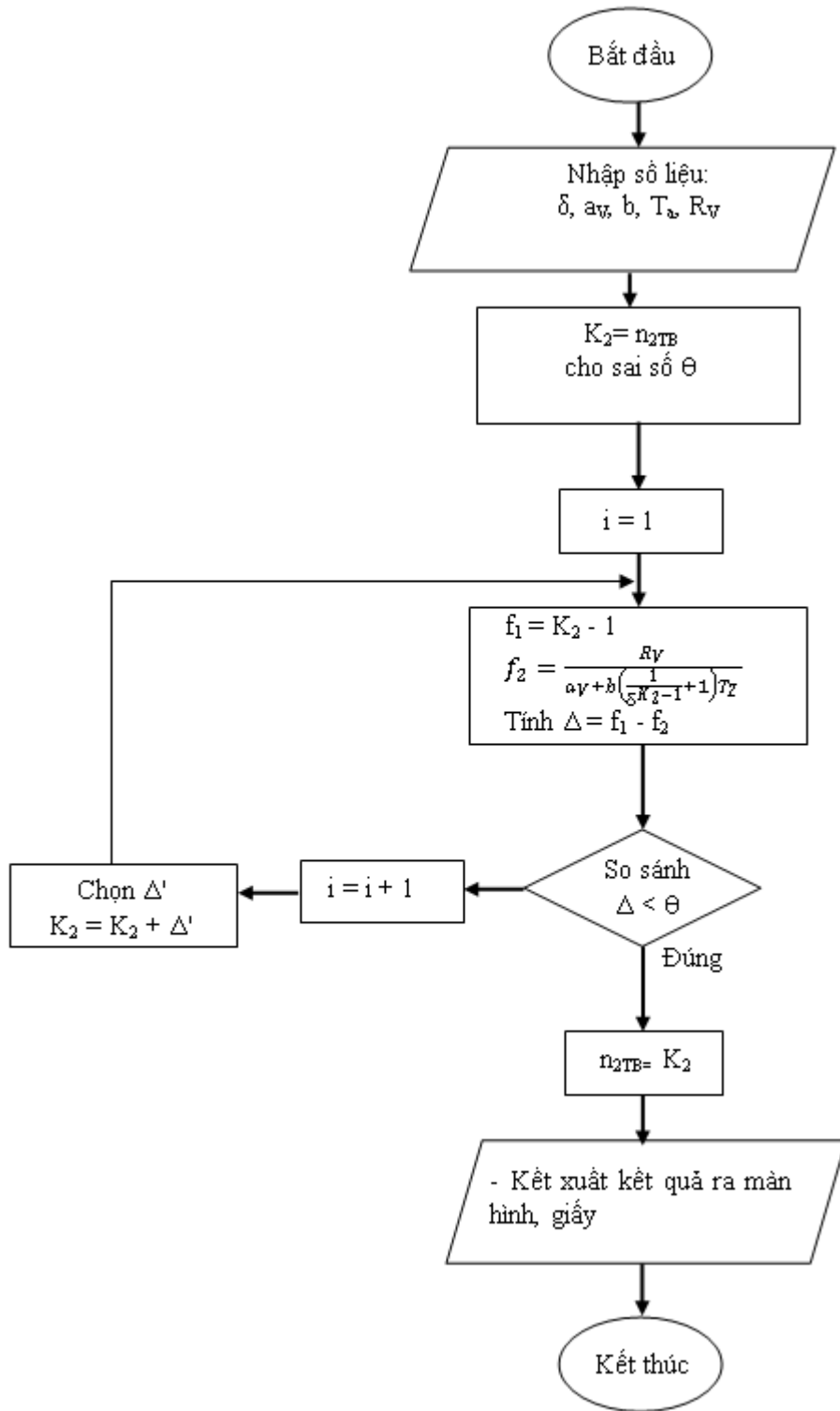
4.6. Sơ đồ khối quá trình mô phỏng:



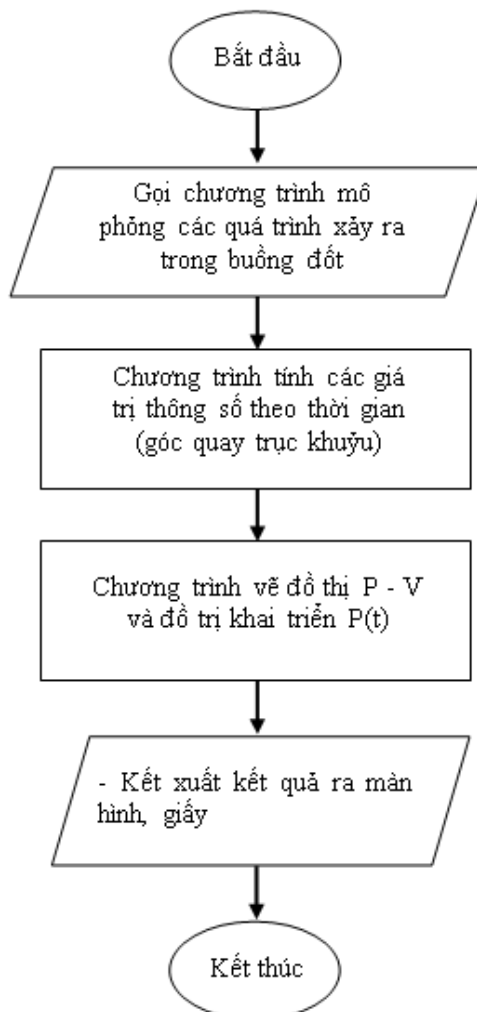
Sơ đồ thuật toán tính N_{1TB} như sau:



Sơ đồ khối tính toán N_{2TB} :



4.6. Thuật toán mô phỏng xây dựng đồ thị công



KẾT LUẬN

Kết luận

Trong báo cáo này các tác giả trình bày về cơ sở toán học của bài toán mô phỏng dao động xoắn hệ trục tàu thủy và hướng phát triển, triển khai phần mềm với Labview. Tài liệu đã nêu chi tiết các thuật toán quan trọng đó là thuật toán tính mô men quán tính của hệ trục tàu thủy, thuật toán tính hệ số cứng của các đoạn trục tàu thủy, nghiên cứu về dao động xoắn tự do và thuật toán tính dao động xoắn tự do. Bên cạnh đó, thuật toán mô phỏng xây dựng đồ thị công cũng được nghiên cứu và trình bày rõ ràng.

Hướng phát triển

Đề tài có những vấn đề cần làm rõ hơn như sau:

- Độ chính xác của phần mềm tính toán với các phương pháp thực nghiệm là thế nào.
- Các thuật toán xử lý và xác định vấn đề, giới hạn với các tín hiệu đưa về như thế nào.
- Áp dụng thuật toán và phần mềm với các tàu khác nhau như thế nào.

Xử lý được các vấn đề trên thì ta có thể phát triển, áp dụng được vào ứng dụng thực tế tính toán và theo dõi thông số dao động xoắn của hệ trục tàu thủy.

Tài liệu tham khảo

- [1] TSKH Đỗ Đức Lưu, Máy tàu thủy.
- [2] TSKH Đỗ Đức Lưu, Trang trí hệ động lực tàu thủy.
- [3] Jeffrey Travis, Jim Kring, Labview for Everyone.
- [4] VietNam Nation Instrument website, www.vietnam.ni.com
- [5] Gary Jhonson, Richard Jennings, Labview Graphical programming.