

HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC HYBRID THỦY - CƠ ĐIỀU KHIỂN VÔ CẤP DÙNG CHO XE TẢI NHỎ

HYDROMECHANICAL CVTs TRANSMISSION FOR A SMALL TRUCK

CHU VĂN HUỖNH*, BÙI HẢI TRIỀU, NGUYỄN THÀNH NAM

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

*Email liên hệ: huynhcv@utt.edu.vn

Tóm tắt

Điều khiển tỷ số truyền vô cấp, thu hồi, tích lũy và tái sử dụng năng lượng khi phanh là những tính năng quan trọng của hệ thống truyền lực hiện đại, có khả năng tiết kiệm năng lượng và thân thiện với môi trường. Bài báo giới thiệu một số kết quả nghiên cứu phân tích lựa chọn cấu hình hộp số phân nhánh thủy - cơ, thiết kế mạch truyền động và điều khiển thủy lực, định cỡ các phần tử thủy lực, định cỡ bộ phận thu hồi, tích lũy và tái sử dụng năng lượng khi phanh phù hợp với điều kiện vận hành của xe chuyên dụng và xe tải cỡ nhỏ.

Từ khóa: Truyền động vô cấp, hộp số phân nhánh công suất, hộp số thủy cơ, phanh tái sinh.

Abstract

CVTs control, energy recovery, storage and reuse during braking are important features of modern powertrains, which are energy efficient and environmentally friendly. The article presents some research results, analysis, selection of hydraulic-mechanical branched gearbox configuration, design of hydraulic transmission and control circuits, sizing of hydraulic elements, sizing of recovery parts, accumulate and reuse energy when braking in accordance with the operating conditions of specialized vehicles and small trucks.

Keywords: Continuously variable transmission, power split transmission, hydro-mechanical transmission, regenerative braking.

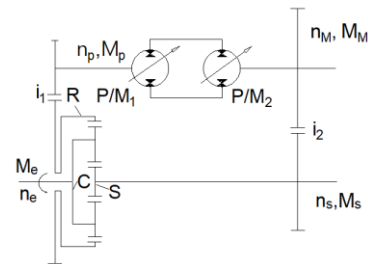
1. Đặt vấn đề

Hệ thống truyền lực hybrid thủy - cơ (phát triển trên cơ sở hộp số phân nhánh công suất (HS PNCS)) đang được sử dụng ngày càng rộng rãi trên xe chuyên dụng (máy nông, lâm nghiệp). Tuy nhiên, việc nghiên cứu, ứng dụng HS PNCS trên ô tô, đặc biệt là trên ô tô tải còn chưa được nghiên cứu ở Việt Nam. HS PNCS kết hợp được ưu điểm về điều khiển vô cấp số vòng quay với hiệu suất truyền lực cao (tương đương với hộp số

cơ khí sang số dưới tải trọng [1-3]). Ngoài ra, nhờ một bộ biến tốc thủy tĩnh kết nối song song với bộ truyền cơ khí, hệ thống truyền lực hybrid thủy - cơ còn có khả năng phanh không hao mòn, khả năng thu hồi, tích lũy và tái sử dụng năng lượng khi phanh. Do đó, lựa chọn cấu hình phù hợp, xác định kết cấu và định cỡ phần tử truyền lực và các bộ phận chức năng kèm theo là những nghiên cứu cần thiết để phát triển ứng dụng công nghệ truyền lực hybrid thủy - cơ trên xe tải và xe chuyên dụng.

2. Phân tích động học và xác định các thông số kết cấu của HS PNCS trang bị cho xe tải nhỏ

2.1. Lựa chọn cấu hình HS PNCS



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý của HS PNCS có cấu hình CRO

+ P/M_1 , P/M_2 - Bơm/động cơ thủy lực của bộ biến tốc thủy tĩnh;

+ i_1 - Tỷ số truyền phân nhánh công suất;

+ i_2 - Tỷ số truyền nhập dòng công suất;

+ R - Bánh răng bao;

+ C - Cần dẫn;

+ S - Bánh răng và số răng bánh răng mặt trời.

+ M_e , M_p , M_M , M_s - Lần lượt là mô men của: động cơ, bơm, mô tơ thủy lực và đầu ra của HS PNCS;

+ n_e , n_p , n_M , n_s - Lần lượt là số vòng quay của: động cơ, bơm, mô tơ thủy lực và đầu ra của HS PNCS.

Để hình thành một HS PNCS đơn giản, có thể có 12 phương án kết nối giữa bộ biến tốc thủy tĩnh với bộ hành tinh 3 trục. Trong đó, phù hợp nhất với xe chuyên dụng là cấu hình CRO [4], trục sơ cấp của hộp số kết nối với cần dẫn C (catier), vành răng R (ring) dẫn động bộ biến tốc thủy lực và nhập dòng tại đầu ra O (out). Cấu hình CRO có ưu điểm là đơn giản, có tỷ

lệ phân nhánh công suất thủy lực giảm tuyến tính khi tăng tỉ số truyền hộp số, dẫn đến hiệu suất truyền lực tăng dần đến hiệu suất của hộp số cơ khí. Ngoài ra với cấu hình CRO, HS PNCS còn có trạng thái số 0 và thay đổi tỉ số truyền êm dịu, vô cấp, không ngắt dòng lực kéo, cho khả năng loại bỏ ly hợp ma sát. HS PNCS với cấu hình CRO được trình bày trên Hình 1.

Trục thứ cấp của hộp số có thể chọn là trục bánh răng mặt trời hoặc trục động cơ thủy lực, tùy thuộc vào cách chọn tỉ số truyền của hộp số.

Mô men và số vòng quay được phân nhánh theo quan hệ sau:

$$n_e(Z_S + Z_R) = n_S Z_S + n_R Z_R \quad (1)$$

$$M_e = M_S + M_R \quad (2)$$

$$\frac{M_S}{M_e} = \frac{Z_S}{Z_S + Z_R} \quad (3)$$

$$\frac{M_R}{M_e} = \frac{Z_R}{Z_S + Z_R} \quad (4)$$

Từ tỉ số truyền biến tốc thủy lực (i_H) và các cặp bánh răng:

$$\frac{n_M}{n_p} = \frac{V_{PM1}}{V_{PM2}} = i_H; \quad \frac{M_M}{M_p} = \frac{V_{PM1}}{V_{PM2}} = \frac{1}{i_H}; \quad (5)$$

$$i_1 = \frac{n_R}{n_p} = \frac{M_{PM1}}{M_R}; \quad i_2 = \frac{n_M}{n_S} \quad (6)$$

Xác định được các quan hệ tỉ số truyền: $i_G = n_S/n_e$ hoặc n_M/n_e ; $i_R = n_R/n_e$ và thành phần phân nhánh công suất của hộp số cho các trường hợp:

- Trục ra là trục bánh răng mặt trời:

$$i_G = \frac{n_S}{n_e} = \frac{(1 + \frac{Z_R}{Z_S}) \cdot i_H \cdot i_2}{\frac{Z_R}{Z_S} + i_H \cdot i_2} \quad (7)$$

$$\frac{P_R}{P_e} = \frac{M_R}{M_e} \cdot \frac{n_R}{n_e} = \frac{\frac{Z_R}{Z_S}}{\frac{Z_R}{Z_S} + i_H \cdot i_2} \quad (8)$$

Trong đó:

+ P_R, P_e - Lần lượt là công suất của: bánh răng bao và động cơ;

+ Z_R, Z_S - Lần lượt là số răng của bánh răng bao, bánh răng mặt trời.

Gọi $Z_R/Z_S = i_0$ là tỉ số truyền cơ sở của bộ truyền hành tinh đơn sẽ có:

$$i_G = \frac{(1 + i_0) \cdot i_H \cdot i_2}{i_0 + i_H \cdot i_2} \quad (9)$$

Và:

$$\frac{P_R}{P_e} = \frac{i_0}{i_0 + \frac{i_H}{i_1 \cdot i_2}} \quad (10)$$

Trục ra là trục động cơ thủy lực P/M_2 :

$$i_G = \frac{n_M}{n_e} = \frac{(1 + i_0) \cdot i_H}{i_0 + \frac{i_H}{i_1 \cdot i_2}}; \quad i_R = \frac{1 + i_0}{i_0 + \frac{i_H}{i_1 \cdot i_2}}; \quad P_R = \frac{i_0}{i_0 + \frac{i_H}{i_1 \cdot i_2}} P_e \quad (11)$$

2.2. Phân tích, lựa chọn, xác định tỉ số truyền của các phần tử truyền lực

Các tỉ số truyền i_0, i_G, i_H, i_1 và i_2 được xác định theo các điều kiện:

- $i_G \approx 0 \div 1$ tương đương với một hộp số có số truyền thẳng. Điều kiện này được thỏa mãn thuận lợi hơn nếu chọn trục ra của hộp số là trục P/M_2 ;

- Số vòng quay lớn nhất của bơm $P/M_1, n_{pmax} \approx n_e$;

- Tỷ lệ phân nhánh $P_R/P_e \leq 0,5$ ở các chế độ làm việc chính của xe [1, 3].

Đối tượng nghiên cứu là HS PNCS dùng cho dòng xe tải nhẹ, trên thí dụ xe chở rác 2,5 tấn, có công suất lớn nhất của động cơ 38kW/3000v/ph.

Theo điều kiện đơn giản trong kết cấu và điều khiển, dễ tìm được các linh kiện có thể chọn $i_0 = 2$, bộ biến tốc có thể tích P/M_2 không đổi.

Tỉ số truyền i_1 được xác định theo điều kiện $n_{pmax} \approx n_e$. Với cấu hình CRO, $n_{Rmax} = n_e \left(\frac{1 + i_0}{i_0} \right) = \frac{2}{3} n_e$ do đó $i_1 = \frac{2}{3}$.

Theo điều kiện:

$$\left\{ \begin{array}{l} i_{Gmax} = \frac{n_M}{n_e} = \frac{(1 + i_0) \cdot i_{Hmax}}{i_0 + \frac{i_{Hmax}}{i_1 \cdot i_2}} = 1 \\ \frac{P_R}{P_e} = \frac{i_0}{i_0 + \frac{i_{Hmax}}{i_1 \cdot i_2}} \leq 0,5 \end{array} \right. \quad (12)$$

Xác định được $i_{Hmax} = 3, i_2 = \frac{9}{23} \frac{P_R}{P_e} = 0,148$.

Tại giá trị $\frac{P_R}{P_e} = 0,5$, xác định được $i_G = \frac{27}{46}$ tương ứng $i_H = \frac{12}{23}$, do đó khoảng tỉ số truyền của HS PNCS

có hiệu suất hợp lý là $\frac{27}{46} \leq i_G \leq 1$ tương ứng với

khoảng điều khiển tỉ số truyền thủy lực là $\frac{12}{23} \leq i_H \leq 3$.

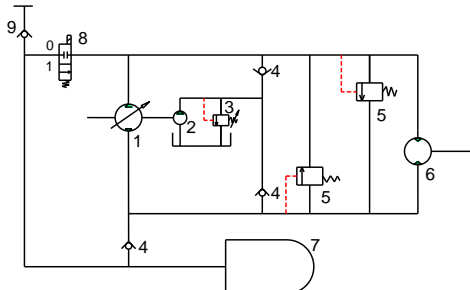
2.3. Truyền động phân tầng

Đề HS PNCS luôn làm việc trong khoảng tỉ số truyền có hiệu suất truyền lực hợp lý khi xe chuyển động trong các điều kiện vận hành khác nhau cần bố trí nối tiếp một bộ truyền 2 cấp tại trục ra của hộp số. Hai cấp truyền phân tầng, có tầng nhanh phù hợp với điều kiện chuyển động của xe trên đường tốt (bằng phẳng, chất lượng tốt) và tầng chậm phù hợp với điều kiện đường xấu (đèo dốc, chất lượng mặt đường kém). Trong khuôn khổ bài báo, không có điều kiện để phân tích chi tiết về cơ sở lựa chọn tỉ số truyền phân tầng theo các chế độ làm việc điển hình của các loại xe nghiên cứu, có thể dự kiến sơ bộ một hộp số phân tầng đơn giản với tỉ số truyền tầng nhanh $i_{p1} = 1$ và tầng chậm $i_p = \frac{1}{2}$ với $i_p = \frac{n_{tr}}{n_{vao}}$.

2.4. Các phần tử thủy lực của bộ biến tốc

Sơ đồ đầy đủ của mạch truyền động và điều khiển bộ biến tốc thủy lực trên HS PNCS dùng cho xe tải nhẹ được trình bày tại Hình 2. Chức năng thu hồi, tích lũy và tái sử dụng lượng khí phanh được thực hiện bởi bộ tích áp bố trí trên nhánh vào của bơm chính.

Cụm bơm 2 và các van 3, 4 có nhiệm vụ bổ sung dầu và giữ áp suất của nhánh nạp trong chế độ bơm



Hình 2. Sơ đồ mạch truyền động và điều khiển bộ biến tốc thủy lực của HS PNCS

1. Bơm thể tích; 2. Bơm phụ; 3. Van giới hạn áp suất đường nạp; 4. Van chặn dòng; 5. Van giới hạn áp suất đường dầu cao áp; 6. Động cơ thủy lực thể tích không đổi; 7. Bình tích áp; 8. Van phân phối 2/2; 9. Ổ cắm thủy lực.

của bơm 1 và động cơ 6 trong khoảng (5 ÷ 10 bar). Van phân phối 8 chỉ chuyển sang vị trí 1 khi hồ trợ khởi hành và tăng tốc từ năng lượng tích áp. Ổ cắm 9 để kết nối truyền dẫn năng lượng thủy lực đến các bộ phận công tác chuyên dụng.

Cần tính toán, xác định là các thông số kết cấu của bơm, động cơ và bộ tích áp.

Bơm và động cơ thủy lực cần thỏa mãn điều kiện:

$$\frac{V_p \omega_p \Delta p}{2\pi} = \frac{V_M \omega_M \Delta p}{2\pi} \geq 38 \text{ kW}; \quad \frac{V_p}{V_M} = 3$$

Trong đó: Δp là chênh lệch áp suất giữa nhánh trên và nhánh dưới của mạch thủy lực.

Kết quả tính toán, lựa chọn: $V_p = 50 \text{ cm}^3/\text{vòng}$, $V_M = 16 \text{ cm}^3/\text{vòng}$, $\Delta p = 160 \text{ bar}$, áp suất giới hạn 200 bar.

Các thông số của bộ tích áp được xác định theo động năng khi phanh xe chuyên dụng và khả năng tích lũy năng lượng của thiết bị.

Cân bằng năng lượng khi phanh và tích lũy có dạng:

$$E_v = W_H = W_{12} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (13)$$

Trong đó:

$$+ E_v = \left(\frac{m v_0^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_{bxi} \cdot \omega_{bx0}^2}{2} \right) \text{ là động năng của xe}$$

trong trường hợp phanh dừng (với: m là khối lượng của xe; v_0 là vận tốc chuyển động của xe; i là số bánh xe; ω_{bx} là vận tốc góc của bánh xe);

+ W_H là năng lượng thủy lực và W_{12} là công nén khí;

+ V_1, V_2 là thể tích của bình tích áp trước và sau khi nén;

+ p là áp suất thủy lực của nhánh dưới.

Đối với quá trình đa biến [1, 5]:

$$W_{12} = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (14)$$

Quá trình nạp, xả tích áp khí phanh là quá trình nén, giãn nhanh; do đó có thể tính theo quá trình đoạn nhiệt, $n = k = 1,41$ (hệ số nén đa biến).

Đối với một thể tích V_1 và áp suất nén cực đại p_2 , tồn tại một tỷ lệ áp suất tối ưu tương ứng quá trình đoạn nhiệt:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{t.u} = k^{\frac{1}{1-k}} = 0,308$$

Từ đó có thể xác định thể tích khí ban đầu theo công thức [1, 6]:

$$V_0 = \frac{W_H (k-1)}{p_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (15)$$

Chọn $p_0 = 0,9p_1$; $p_1 = 10\text{bar}$ cho lần phanh đầu tiên với $m = 2500\text{kg}$, $v_0 = 50\text{km/h}$, xác định được thể tích $v_0 = 21\text{dm}^3$.

Áp suất p_1 và p_2 tăng dần theo mỗi lần phanh và đạt đến $p_{2\text{max}}$ là giá trị giới hạn áp suất của bộ biến tốc thủy lực.

3. Kết luận

Hybrid thủy - cơ trên cơ sở HS PNCS là một giải pháp truyền lực mới phù hợp với xe tải nhỏ và xe chuyên dụng. Lựa chọn cấu hình hợp lý, xác định các thông số kết cấu, động học và chiến lược điều khiển phù hợp cùng với nghiên cứu bổ sung phần tử thu hồi, tích lũy và tái sử dụng động năng khi phanh là những kết quả ban đầu góp phần phát triển ứng dụng truyền lực hybrid thủy - cơ trên ô tô và xe chuyên dụng.

Hệ thống truyền lực hybrid thủy - cơ trên, thí dụ ứng dụng cho xe chở rác 2,5 tấn có thể sử dụng làm cơ sở để thiết kế, chế tạo mô hình thí nghiệm truyền động thủy cơ với HS PNCS, hướng đến thiết kế chế tạo mẫu HS PNCS thay thế hộp số cơ khí phân cấp trên xe tải.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] D. Will, H. Strohl, N. Gebhardt, *Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen* Springer Verlag Berlin, 1999.
- [2] H. Murrenhoff, H. Wallentowitz, *Fluidtechnik für mobile Anwendungen*, Institut für Kraftfahrwesen Aachen, 1998.
- [3] Skirde. E, Gigling M., *Hydrostatik für leistungsverzweigte Getriebe*, VDI/MEG Kologium Agrartechnik, Mobilhydraulik, Braunschweig, 1996.
- [4] P.D.Súy, T.M.Hoàng, B.H.Triều, *Hiệu suất truyền động của hộp số phân nhánh công suất*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Số 6/2018.
- [5] Findeisen D., *Olhydraulik*, Springer Verlag, 1994.
- [6] Rotthausen S., *Verfahren zur Berechnung hydropneumatikcher Speicher Diss*, RWTH Aachen, 1993.

| | |
|--------------------|-----------|
| Ngày nhận bài: | 29/6/2021 |
| Ngày nhận bản sửa: | 05/8/2021 |
| Ngày duyệt đăng: | 20/8/2021 |