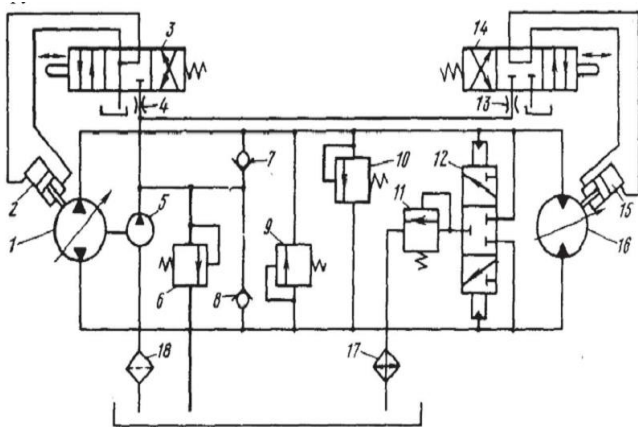




Bảng 1. Một số thông số chính của bơm thủy lực pittông hướng trục có kết cấu dạng đĩa nghiêng của hãng "Zauer"

Kích cỡ	Thể tích làm việc (l/vòng)	Áp suất (MPa)		Tốc độ vòng quay, vòng <sup>-1</sup>		Công suất (kW)	Momen xoắn định mức (N.m)	Khối lượng (kg)		Mômen lớn nhất khi áp suất 35MPa, N.m	Công suất cài đặt (kW)
		Định mức	Cực đại	Định mức	Cực đại			Loại điều chỉnh được	Loại không điều chỉnh được		
20	0,033	21	35	3800	3800	46	110	44	27,2	161	64,1
21	0,052	21	35	3500	3500	68,5	170	53	34,5	258	94,2
22	0,070	21	35	3200	3200	85	230	61	40,0	339	115,5
23	0,089	21	35	2900	2900	97	294	78	47,2	446	134,0
24	0,119	21	35	2700	2700	122	392	124	70,0	593	167,0
25	0,166	21	35	2400	2400	150	545	163	79,4	828	207,0
26	0,227	21	35	2100	2100	178	750	233	104,3	1133	256,0
27	0,334	21	35	1900	1900	240	1100	268	153,3	1667	331,0
28	0,559	21	35	1800	1800	380	1850	469	310,3	2785	523,0



Hình 2. Sơ đồ mạch thủy lực mô tả nguyên lý làm việc của hệ truyền động thủy tĩnh

Để duy trì quá trình làm việc trong thời gian dài và ổn định hệ truyền động thủy tĩnh được hỗ trợ bởi hệ thống cấp bù năng lượng (hình 2). Trên hình 2 giới thiệu kết cấu của hệ truyền động thủy tĩnh bao gồm các máy thủy lực có thể thay đổi thể tích làm việc 1 và 16. Đây là cấu trúc của một hệ tuần hoàn dạng mạch hở. Chất lỏng làm việc được tạo ra áp suất tại đường hút, được làm mát và qua bộ lọc, sau đó được dùng để bù đắp lại phần thể tích đã tổn thất.

Hệ thống bao gồm bơm thủy lực 5 với van an toàn 6, van điều chỉnh áp suất 11 có chức năng giới hạn áp suất của chất lỏng trong đường ống cấp, van phân phối ba vị trí 12, van hồi một chiều 7, 8 và van an toàn số 9,10.

**2. XÁC ĐỊNH PHẠM VI THAY ĐỔI TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY TĨNH VỚI MÁY THỦY LỰC CÓ KHẢ NĂNG THAY ĐỔI THỂ TÍCH LÀM VIỆC**

Hệ truyền động thủy tĩnh có phạm vi thay đổi tỉ số truyền lớn  $u_t$  được xác định:

$$u_t = \frac{n_{dc}}{n_{bmax}} = \frac{i_b \cdot V_{vb} \cdot \eta_{vb} \cdot \eta_{vdc}}{i_{dc} \cdot V_{vdc}} \tag{1}$$

Trong đó:

$n_{dc}$  – tốc độ quay tại trục của động cơ thủy lực, s<sup>-1</sup>;  
 $n_{bmax}$  – tốc độ quay lớn nhất của trục dẫn động bơm thủy lực, s<sup>-1</sup>;

$V_{vb}, V_{vdc}$  – thể tích làm việc (theo kết cấu) của bơm và động cơ thủy lực;

$\eta_{vb}, \eta_{vdc}$  – hiệu suất thể tích của bơm và động cơ thủy lực;

$i_b, i_{dc}$  – hệ số điều chỉnh của bơm và động cơ thủy lực:

$$i_b = \frac{V_b}{V_{vb}}; i_{dc} = \frac{V_{dc}}{V_{vdc}} \tag{2}$$

Trong đó:  $V_b, V_{dc}$  – thể tích làm việc thực tế của bơm và động cơ thủy lực, lít/vòng.

Đối với các máy thủy lực thuận nghịch ta có:

$$0 \leq |V_b| \leq |V_{vb}|; 0 \leq |V_{dc}| \leq |V_{vdc}|$$

Tương ứng ta có:

$$\begin{cases} -1,0 \leq -i_b \leq 0 \leq +i_b \leq 1,0 \\ -1,0 \leq -i_{dc} \leq 0 \leq +i_{dc} \leq 1,0 \end{cases} \tag{3}$$

Từ phương trình (1), sự thay đổi vận tốc quay tại trục của động cơ thủy lực trong hệ thống truyền động thủy tĩnh như trên hình 2 được thực hiện theo trình tự sau: Ban đầu vận tốc quay tại trục của động cơ thủy lực tăng do có sự thay đổi thể tích làm việc của bơm thủy lực ( $0 \leq |V_b| \leq |V_{vb}|, i_b = \text{var}$ ) trong khi đó thể tích làm việc của động cơ thủy lực không thay đổi tại giá trị  $V_{vdc}$  lớn nhất ( $i_{dc} = 1$ ). Trong phạm vi này tốc độ quay tại trục của động cơ thủy lực sẽ tăng đến giá trị, tương ứng với công suất lớn nhất của hệ truyền động thủy tĩnh:  $0 \leq N_{dc} \leq N_{dcmax}$ .

Trong phạm vi thay đổi thứ hai vận tốc quay tại trục động cơ thủy lực tiếp tục tăng do sự giảm thể tích làm việc của động cơ thủy lực cho tới khi đạt giá trị nhỏ nhất  $V_{vdcmin}$  được xác định bởi chế độ tự động phanh tại đó mô men

xoắn động cơ  $M_{đ.c}$  đạt giá trị nhỏ hơn giá trị mô men cản  $M_c$  tại trục của động cơ ( $M_{đ.c} \leq M_c$ ).

Phạm vi thay đổi tỉ số truyền động học  $d_t$ , theo phương trình (1) được xác định:

$$d_t = \frac{u_{tmax}}{u_{tmin}} \quad (4)$$

Trong đó:  $u_{tmax}$  - tỉ số truyền nhỏ nhất của hệ truyền động thủy tĩnh tại cuối chu kỳ thứ hai, tại đó:  $i_b = 1,0$ ,  $i_{dc} = i_{dcmin}$

$$u_{tmax} = \frac{1,0 \cdot V_{vb} \cdot \eta_{vb}'' \cdot \eta_{vdc}'}{i_{dcmin} \cdot V_{vdc}} \quad (5)$$

Trong đó:  $u_{tmin}$  - tỉ số truyền nhỏ nhất của hệ truyền động thủy tĩnh tại phía bên trái của vùng làm việc, tại đó:  $i_b = i_{bmin}$ ,  $i_{dc} = 1,0$ .

$$u_{tmin} = \frac{i_{bmin} \cdot V_{vb} \cdot \eta_{vdc}'' \cdot \eta_{vb}'}{1,0 \cdot V_{vdc}} \quad (6)$$

Trong đó:

$\eta_{vb}''$  và  $\eta_{vb}'$  - tương ứng với hiệu suất thể tích của bơm tại  $i_b = 1,0$ ,  $i_b = i_{bmin}$ ;

$\eta_{vdc}''$  và  $\eta_{vdc}'$  - tương ứng với hiệu suất thể tích của động cơ tại  $i_{dc} = 1,0$ ,  $i_{dc} = i_{dcmin}$ ;

Đối với hệ truyền động thủy tĩnh sử dụng loại máy thủy lực hướng trục có khả năng thay đổi thể tích làm việc của một máy thủy lực:

$$u_{tmax} = \frac{\eta_{vb}'' \cdot \eta_{vdc}'}{i_{dcmin}}, \quad u_{tmin} = \frac{i_{bmin} \cdot \eta_{vdc}'' \cdot \eta_{vb}'}{1,0} \quad (7)$$

Phạm vi thay đổi tỉ số truyền động học của hệ truyền động thủy tĩnh được xác định:

$$d_t = d_b \cdot d_{dc} \quad (8)$$

Trong đó:  $d_b$ ,  $d_{dc}$  - tương ứng là tỉ số truyền động học của bơm và động cơ thủy lực có thể thay đổi thể tích làm việc trong phạm vi hoạt động có giá trị của hiệu suất truyền lực là hợp lý ( $\Delta P = 21$  MPa).

Đối với trường hợp trong hệ truyền động thủy tĩnh sử dụng một loại máy thủy lực đồng nhất ( $v_{vb} = v_{vdc}$ ) theo phương trình số (7):

$$d_b = \frac{1}{i_{bmin}} \cdot \frac{\eta_{vb}''}{\eta_{vb}'}; \quad d_{dc} = \frac{1}{i_{dcmin}} \cdot \frac{\eta_{vdc}''}{\eta_{vdc}'} \quad (9)$$

Phạm vi thay đổi lực cản truyền động theo các điều kiện của máy di chuyển trên đường nằm trong khoảng 8...11[3].

Trong hệ truyền lực thủy tĩnh cho phương tiện đặc chủng, theo phương trình số (8), phạm vi có thể thay đổi đồng đều theo bảng 1, ta có:

$$d_b = d_{dc} = \sqrt{d_g} \cdot \sqrt{8} \dots \sqrt{11} = 2,83 \dots 3,32 \quad (10)$$

Giá trị nhỏ nhất của hệ số điều chỉnh các máy thủy lực

$i_{bmin}$ ,  $i_{dcmin}$ , một cách gần đúng bỏ qua sai số cho phép  $\frac{\eta_{vb}''}{\eta_{vb}'}$

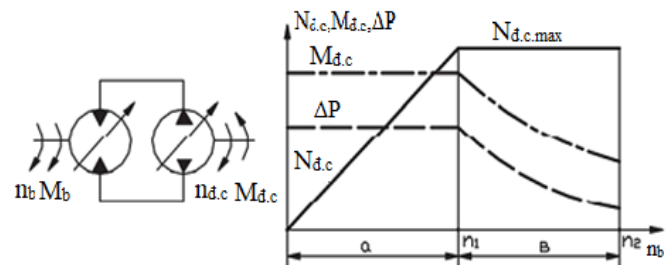
và  $\frac{\eta_{vdc}''}{\eta_{vdc}'}$  cho tính toán với tải trọng  $\Delta p = 21$ MPa, theo công

thức (9) ta có:

$$i_{bmin} = \frac{1}{d_b} = \frac{1}{2,83 \dots 3,32} = 0,3 \dots 0,35$$

$$i_{dcmin} = \frac{1}{d_{dc}} = \frac{1}{2,83 \dots 3,32} = 0,3 \dots 0,35 \quad (11)$$

Hệ truyền động thủy tĩnh với các máy thủy lực có khả năng điều chỉnh thể tích có đặc tính kỹ thuật không thay đổi được biểu thị thông qua biểu đồ sự phụ thuộc mômen  $M_{đ.c}$  và công suất  $N_{đ.c}$  được đo tại trục của động cơ thủy lực với tần số vòng quay  $M_{đ.c} = f(n_b)$  và  $N_{đ.c} = f(n_b)$  như trên hình 3.



Hình 3. Đường đặc tính cơ khí của hệ truyền động thủy tĩnh với các máy thủy lực có khả năng thay đổi thể tích làm việc

Trường hợp tốc độ vòng quay tại trục của động cơ thủy lực nằm trong phạm vi thứ nhất trong giới hạn  $0 \leq n_{dc} \leq n_1$  (hình 4), ta có:

$$M_{đ.c} = \frac{V_{vdc} \cdot \Delta p}{2\pi}; \quad N_{đ.c} = \frac{i_b \cdot V_{vb} \cdot \eta_{bmax}}{60} \cdot \Delta p$$

Trường hợp  $\Delta p = \text{const}$  mômen xoắn sẽ có giá trị không thay đổi  $M_{đ.c} = \text{const}$ ; công suất của truyền động thủy tĩnh tăng tới giá trị lớn nhất  $N_{đ.c} = N_{đ.cmax}$  (khi  $n = n_1$ ).

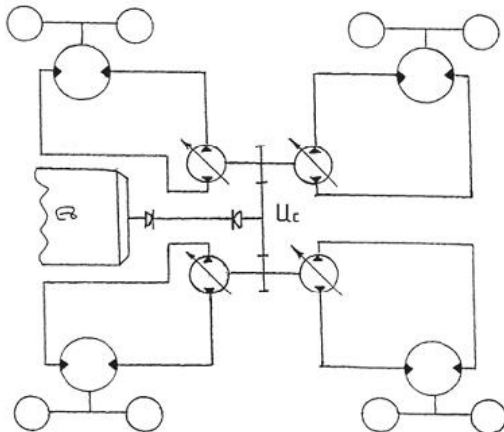
Khi tăng tần số quay tại trục của động cơ thủy lực trong phạm vi  $n_1 < n < n_2$  công suất của truyền động thủy tĩnh sẽ không thay đổi  $N_{đ.c} = \text{const}$ ; mômen xoắn tại trục của động cơ thủy lực sẽ thay đổi theo quy luật hình hybecbôn:

$$M_{đ.c} = \frac{N_{đ.c}}{n_{dc}}; \quad n_{dc} = \frac{V_{vb} \cdot \eta_{vb} \cdot \eta_{vdc} \cdot \eta_{bmax}}{i_{dc} \cdot V_{vdc}}; \quad V_{vb} = V_{vdc}$$

### 3. XÂY DỰNG CÔNG THỨC TÍNH TOÁN CHO HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY TĨNH CỦA MÁY KÉO "BIMA-300" (PÁP)

Hệ truyền động thủy tĩnh của máy kéo "Bima" (hình 4) có 4 cặp truyền động thủy tĩnh, có mỗi liên kết động học với các bánh xe chủ động, với công thức bánh xe có dạng là 4\*4. Cấu tạo của mỗi cặp bao gồm một bơm có khả năng điều chỉnh thể tích làm việc kích thước "22" của hãng "Zauer" (bảng 1) và động cơ thủy lực mômen xoắn cao, có hai cấp số và không có khả năng thay đổi thể tích làm việc

13H30 "Royc", được lắp đặt ngay tại bánh xe chủ động, tạo thành cơ cấu "động cơ - bánh xe".



Hình 4. Sơ đồ dẫn động hệ truyền động thủy tĩnh của máy kéo "Bima-300"

Khớp giảm tốc không chỉ có chức năng phân phối dòng công suất của động cơ đốt trong mà còn đảm bảo số vòng quay ổn định tại trục dẫn động bơm thủy lực để đảm bảo công suất tổn thất theo thể tích là nhỏ nhất.

Vận tốc chuyển động của phương tiện:

- Đối với trường hợp có tải:

$$V_p = 0,377 \cdot \frac{n_t \cdot V_{vb} \cdot \eta_{vb} \cdot \eta_{vdc}}{4 \cdot u_C \cdot V_{vdcmax}}$$

- Tại chế độ không tải:  $V_T = 0,377 \cdot \frac{n_t \cdot V_{vb} \cdot \eta_{vb} \cdot \eta_{vdc}}{4 \cdot u_C \cdot V_{vdcmin}}$

+ Mômen tại bánh xe chủ động trong trường hợp có tải:

$$M_{BP} = \frac{4 \cdot V_{vdcmax} \cdot \Delta p \cdot \eta_{MM}}{2\pi}$$

+ Mômen tại bánh xe chủ động trong trường hợp không có tải:

$$M_{BT} = \frac{4 \cdot V_{vdcmin} \cdot \Delta p \cdot \eta_{MM}}{2\pi}$$

Hệ truyền động thủy tĩnh của máy kéo "Bima-300" đảm bảo đặc tính kéo tốt và có khả năng làm việc kết hợp với các cơ cấu công tác, rơ móc của các phương tiện sử dụng trong nông lâm nghiệp. Khi khảo sát hệ truyền động máy kéo Bima-300, phạm vi của bài báo này không xem xét đến những cơ cấu, chi tiết mà có trong hệ truyền động của máy kéo với hệ truyền động cơ khí thuần túy. Cơ cấu phanh tang trống có tác dụng giữ xe dừng trên dốc, mặc dù với cấu trúc đó chúng có thể được sử dụng là phanh dừng khi xe chuyển động theo quán tính trong trường hợp cắt hoàn toàn các xylanh thủy lực của động cơ thủy lực hai cấp

**4. KẾT LUẬN**

Hệ truyền động thủy tĩnh được áp dụng trên máy kéo và phương tiện tự hành sử dụng trong khai thác nông lâm

nghiệp có khả năng thực hiện được nhiều chức năng khác nhau nhờ việc đáp ứng được đặc tính kéo tốt.

Phạm vi thay đổi tỉ số truyền động học và động lực học của hệ truyền động thủy tĩnh với các máy thủy lực cho phép điều chỉnh lưu lượng  $d_t$  tương thích với lực cản chuyển động của phương tiện trong các điều kiện khai thác khác nhau  $d_t = d_c = 8...11$

Truyền động thủy tĩnh có đường đặc tính cơ khí không đổi theo mômen xoắn và công suất, được trích suất từ trục của động cơ thủy lực.

Truyền động thủy cơ trong các hệ truyền động phổ biến, máy kéo, máy liên hợp có công suất cỡ trung bình thông thường ưu tiên sử dụng kết cấu truyền động liên hợp với bơm thủy lực cho phép thay đổi lưu lượng cùng với động cơ thủy lực không thay đổi thể tích làm việc, hộp số cơ khí có 2-3 cấp số được điều khiển bằng ly hợp và trong kết cấu của cầu sau được bố trí hệ thống phanh dừng.

Trong hệ dẫn động nếu như tốc độ quay tại trục khuỷu động cơ đốt trong không bằng với tốc độ quay lớn nhất tại trục dẫn động của bơm thủy lực, thì cần thiết phải lắp đặt giữa động cơ đốt trong và trục dẫn động của bơm thủy lực một khớp giảm tốc. Công suất lắp đặt của hệ truyền động thủy tĩnh không được phép vượt qua công suất dẫn động từ động cơ đốt trong.

Tải trọng của hệ truyền động thủy tĩnh và động học liên kết của các chi tiết và cơ cấu trong hệ truyền động theo giá trị áp suất làm việc của chất lỏng được cài đặt một cách tự động tại bất kỳ một tỉ số truyền nào, đại lượng này phụ thuộc vào lực kéo theo điều kiện bám của bánh xe chủ động với mặt đường.

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

[1]. Kumboldt LN, Golovashkin F.P., 2010. *Full-flow hydrostatic and two-flow hydromechanical transmissions of self-propelled machines*. Textbooks. - Moscow: MSTU "MAMI", 78 p.

[2]. Petrov, 1988. *VA Hydrovolume transmissions of self-propelled machines / VA Petrov*. Moscow: Mashinostroenie, 248 p.

[3]. Kurmaev AD, Korkin SN, Krammer AS, 2012. *The use of active wheeled units in trains for the carriage of krupnogaritnyh and heavy cargoes*. Proceedings of the MSTU "MAMI". Scientific peer-reviewed journal. Moscow, Moscow State Technical University "MAMI", № 2 (14), P.160-168.

[4]. Sharipov V.M., 2009. *Design and calculation of tractors*. - M.: Mechanical Engineering, 752 p.

[5]. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашини и передачи / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. Минск: Вышэйш. шк., 1987. 310 с.