



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)
دانشکده مکانیک

پروژه پایانی درس هیدرولیک و نیوماتیک

طراحی آچار تماما هیدرولیکی

نگارش
مصطفی کویری ۹۷۲۸۰۷۶

استاد درس
دکتر محمد زارعی نژاد

تدریسار
مهندس میرحقگو

بهمن ۱۴۰۱

چکیده

در این پروژه قصد داریم که به کمک نرم افزار FluidSim یک آچار هیدرولیکی برای باز بسته کردن لوله‌های نفتی و گازی طراحی کنیم. بدلیل خطرات احتمالی از جمله اشتعال یا انفجار در اثر وجود جریان برق تمام اجزا و پارامترهای مدار باید کاملاً هیدرولیکی بوده و از هیچ المان الکتریکی استفاده نشود.

واژه‌های کلیدی:

پمپ، شیر، فشار، دبی، هیدروموتور، سیلندر

صفحه	فهرست مطالب
۱	فصل اول تعریف صورت مسئله
۳	فصل دوم طراحی مدار و مشخص کردن المانها
۴	۲.۱. مشخصات عملکردی
۴	۲.۲. سناریو کاری و طراحی مدار
۹	فصل سوم طراحی اجزای مدار
۱۰	۳.۱. طراحی سیلندرها
۱۲	۳.۲. سیکل‌های اصلی کاری و کد زنی در متلب برای بررسی هر حالت
۱۶	فصل چهارم محاسبات بازدهی و عملکرد مدار انتخابی
۱۷	۴.۱. محاسبه برای حالت باز کردن لوله
۱۸	منابع و مآخذ

فصل اول

تعريف صورت مسئله

در این پروژه می‌خواهیم یک آچار هیدرولیکی سر چاهی طراحی کنیم که شرایط زیر را ارضاع کرده و حداقل توان مصرفی ممکن و همچنین بیشترین راندمان را داشته باشد.

- سایز لوله بین ۲ ۸/۷ اینچ تا ۹ ۱/۲ اینچ
- سرعت دورانی لوله ۵ اینچ : ۱۰۰ دور بر دقیقه
- گشتاور اعمالی به لوله ۵ اینچ : ۱۰۰۰ پوند-فوت معادل ۱۳۶۰ نیوتن-متر
- حداکثر توان موتور استفاده شده در پاور یونیت ۳۵ کیلو وات
- عدم استفاده از هیچگونه المان الکتریکی

نکات عملگری باید به خوبی رعایت شود.



شکل ۱ - آچار سرچاهی هیدرولیکی

فصل دوم

طراحی مدار و مشخص کردن المان‌ها

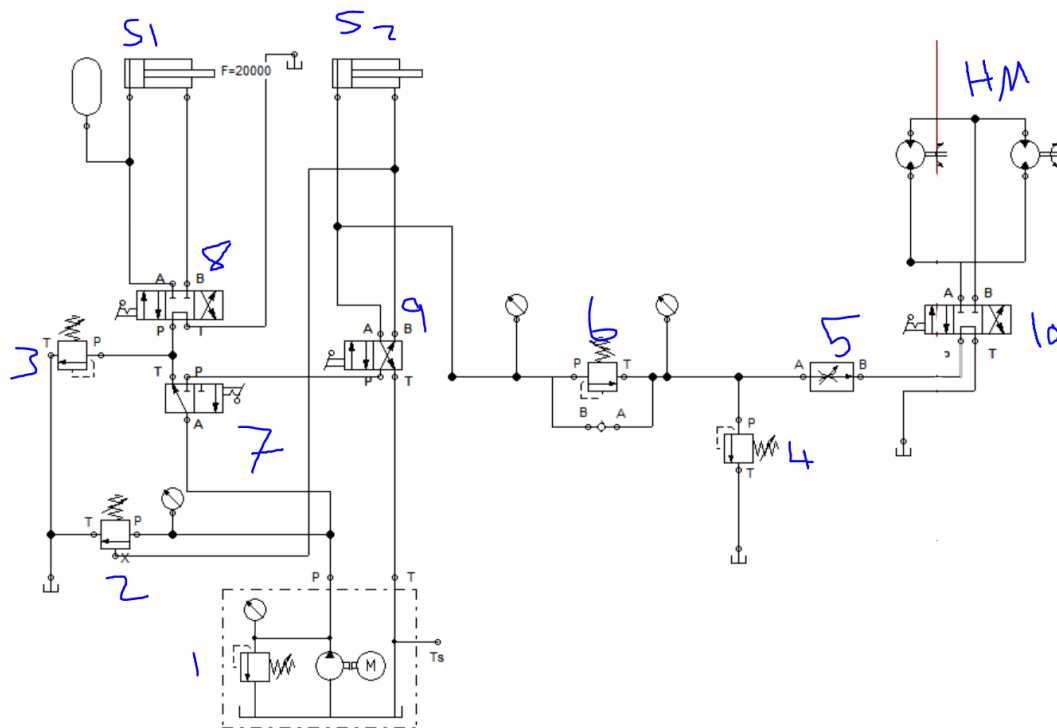
۲.۱. مشخصات عملکردی

مشخصات کلی عملکردی به این صورت است که دو هیدروموتور در دوطرف گیره آچار داریم که کاملاً شبیه بوده و با سرعت برابر می‌چرخد (جهت حرکت یکی از هیدروموتورها به کمک گیربکس برعکس می‌شود که بتواند لوله را بچرخاند). یک سیلندر برای باز و بسته کردن دهانه داریم (Clamp) همینطور یک سیلندر برای تنظیم ارتفاع. اگر سیلندر کلمپ به هر دلیل باز باشد نباید هیدروموتورها حرکت کنند. اگر هیدروموتورها حرکت نمی‌کنند مدار باید بی‌بار شود. همینطور اگر کلمپ کاملاً باز است هم مدار باید بی‌بار شود. در حالت کلی باید سعی شود در حد امکان باز شدن شیر اطمینان در کمترین فشار ممکن باشد تا اتلاف توان به حداقل برسد.

۲.۲. سناریو کاری و طراحی مدار

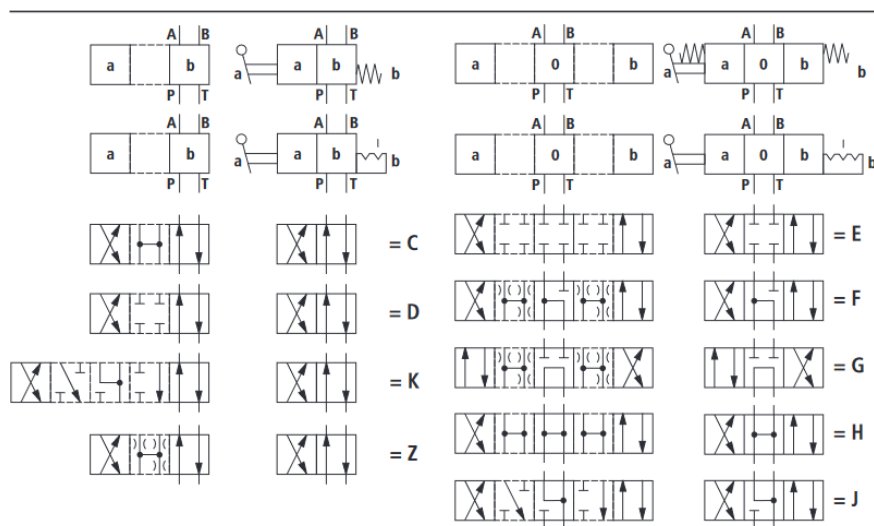
در حالت کلی به این شکل است که باید بعد از تنظیم ارتفاع و قفل شدن ارتفاع مدنظر وضعیت سیلندر کلمپ مشخص شود. بعد از بسته شدن این دهانه باید آچار آماده چرخاندن لوله باشد و با مشخص شدن جهت چرخش شروع به حرکت نماید.

در مداری که در ادامه بررسی می‌کنیم این موارد در نظر گرفته شده است.



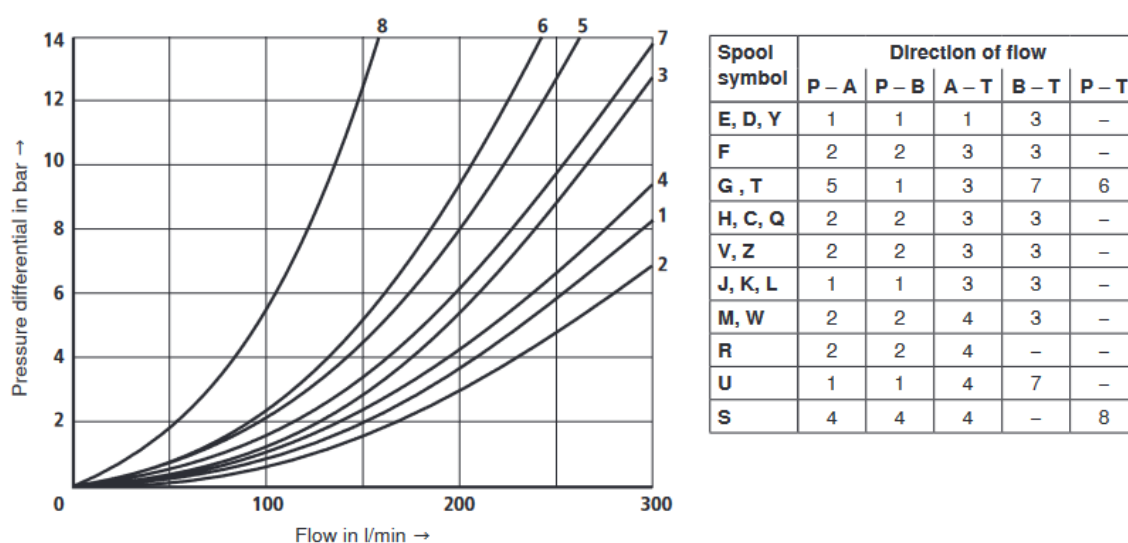
شکل ۲- مدار مربوطه

شیرهای ۱ تا ۴ شیر اطمینان، شیر ۵ کنترل جریان با جبران فشار، شیر ۶ شیر ترتیبی و شیرهای ۷ تا ۱۰ شیرهای تغییر جهت می‌باشند. در انتخاب شیرهای تغییر جهت باید از کاتالوگ‌های شرکت Rexrouth استفاده کنیم که در شکل ۳ -



شکل ۳ - انواع شیرهای ۳/۴

در ادامه دیتاشیت نمودارهای افت فشار برای این شیرها آمده است که در شکل ۴- مشاهده می کنید.



شکل ۴- نمونه ای نمودار افت فشار شیرها

با توجه به رابطه ۱- افت فشار اوریفیس و نمودار فوق ضریب مقاومت اوریفیس رو برای محاسبات آتی بدست می آوریم.

$$Q = K \times \sqrt{\Delta P}$$

(1)

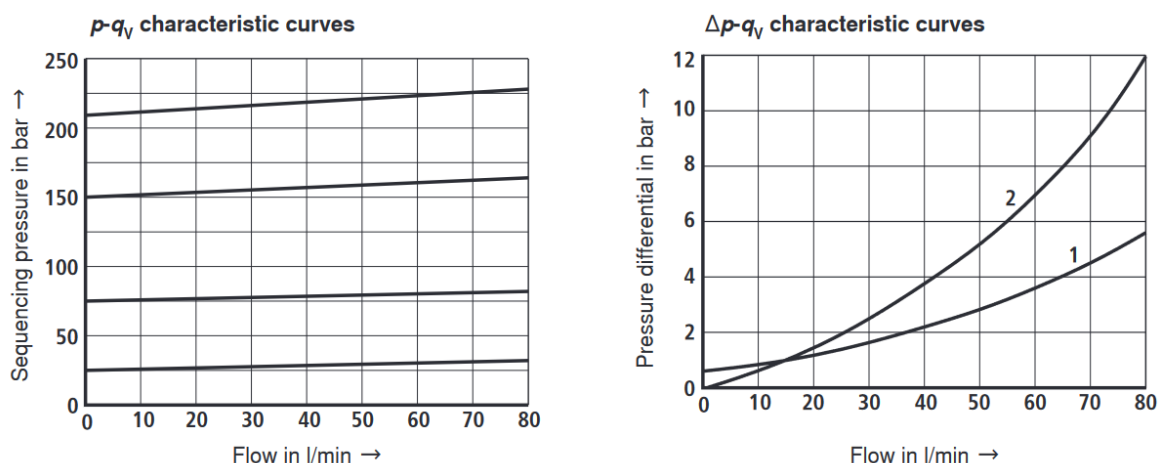
با توجه به رابطه بالا و اینکه شیرهای ما از نوع G و C و A است برای هر کدام از شیرهای ۴ / ۳ و ۴ / ۲ و ۳ / ۲ نمودارهای متفاوتی دارند k را محاسبه می کنیم به شکل زیر است:

P - T	B - T	A - T	P - B	P - A	
66	80	84	40	70.71	4 / 3
-	84	84	113	113	4 / 2
-	-	-	40	40	2 / 3

در ادامه به بررسی افت فشار ناشی از شلنگ ها می پردازیم، می دانیم افت فشار در شلنگ اگر قطر شلنگ زیاد کم نباشد قابل اغماض است ولی برای دقت بیشتر مدار طراحی شده این افت فشار را به ازای هر اتصال ۱ Bar در نظر می گیریم.

در ادامه باید شیرها کنترل فشار و جریان انتخاب شوند.

با استفاده از کاتالوگ یکی از محصولات شرکت Rexrouth شیر ترتیبی با مشخصات شکل زیر انتخاب می‌شود.

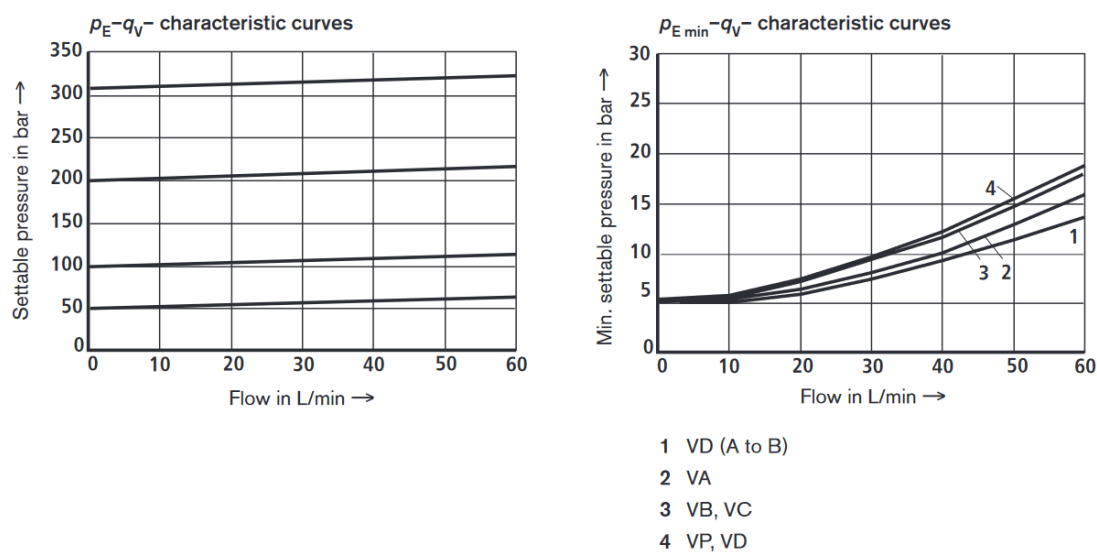


شکل ۵ - نمودارهای افت فشار و کاری شیر ترتیبی.

با توجه به این نمودارها و رابطه ۱ مقاومت هیدرولیکی این شیر در صورت جریان از خود شیر به مقدار ۲۰ و در جهت برگشت از شیر یکطرفه به مقدار ۲۸.۲۸ محاسبه می‌شود. انتخاب فشار باز شدن این شیر منوط به طراحی سیلندر Clamp بوده که در فصل بعد بررسی می‌شود.

در ادامه از محصولات شرکت مربوطه شیر اطمینانی با مشخصات و نمودارهای زیر انتخاب می‌شود.

Characteristic curves (measured with HLP46 and $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$)



شکل ۵- نمدارهای شیر اطمینان موردنظر

در ادامه بازه کلی هیدروموتورهای مورد استفاده بر اساس هیدروموتورهای موجود در سایت Rexrout مانند جدول زیر است.

جدول ۱ - ویژگی‌های موتور هیدرولیکی

وضعیت تحمل فشار	جابجایی (cm ³)	
متوسط	۴۵	موتور ۱
بالا	۱۸۰	موتور ۲
بالا	۱۶۰	موتور ۳
بالا	۳۲	موتور ۴

فصل سوم

طراحی اجزای مدار

۳.۱. طراحی سیلندرها

سیلندر تنظیم ارتفاع باید وزن کل سازه و مدار را تحمل کند. تخمین وزن متمم آچار ۵۰۰ کیلو می‌باشد.

پس به سیلندر نیرویی معادل ۵۰۰۰ نیوتون وارد می‌شود که در محاسبات آتی موثر خواهد بود.

برای سیلندر کلمپ فرض به این است که نیرویی عمودی که غلطک‌ها به لوله وارد می‌کنند به شکلی هست که اصطکاک ایستایی خواهد ماند. ضریب اصطکاک ایستایی ۲ در نظر گرفته می‌شود و همینطور قطر غلطک‌ها ۶ سانتی متر در نتیجه با توجه به محاسبات زیر:

$$\mu \times N = \frac{\tau}{r} \rightarrow N = \frac{1360}{2 \times 0.03} = 22.66 \times 10^3$$

در نتیجه این سیلندر باید نیرویی معادل ۲۲.۶۶ کیلو نیوتون وارد کند که در محاسبات آتی موثر خواهد بود.

از سایت Rexrouth جدول سیلندره‌های زیر برای بررسی اولیه انتخاب می‌شوند.

Technical data

(For applications outside these values, please consult us!)

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL	Piston rod ØMM in mm		Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F ₁ kN		Traction force ¹⁾ F ₃ kN		Volumetric flow at 0.1 m/s ²⁾		Available stroke length in mm
	at a nominal pressure of			Piston A ₁ in cm ²	Ring A ₃ in cm ²	at a nominal pressure of		at a nominal pressure of		OFF q _{V1} l/min	ON q _{V3} l/min	
	160 bar	250 bar				160 bar	250 bar	160 bar	250 bar			
25	14	–	1.46	4.91	3.37	7.85	–	5.39	–	2.94	2.02	600
32	18	–	1.46	8.04	5.50	12.86	–	8.79	–	4.82	3.30	800
40	22	–	1.43	12.56	8.76	20.10	–	14.02	–	7.54	5.26	2000
	–	25	1.64		7.65	–	31.40	–	19.13		4.59	
50	28	–	1.46	19.63	13.47	31.40	–	21.55	–	11.78	8.08	2000
	–	32	1.69		11.59	–	49.06	–	28.97		6.95	
63	36	–	1.49	31.16	20.98	49.85	–	33.57	–	18.69	12.59	2000
	–	40	1.68		18.60	–	77.89	–	46.49		11.16	
80	45	–	1.46	50.24	34.34	80.38	–	54.95	–	30.14	20.61	2000
	–	50	1.64		30.62	–	125.60	–	76.54		18.37	
100	56	–	1.46	78.50	53.88	125.60	–	86.21	–	47.10	32.33	3000
	–	63	1.66		47.34	–	196.25	–	118.36		28.41	
125	70	–	1.46	122.66	84.19	196.25	–	134.71	–	73.59	50.51	3000
	–	80	1.69		72.42	–	306.64	–	181.04		43.45	
160	–	100	1.64	200.96	122.46	–	502.40	–	306.15	120.58	73.48	3000
200	–	125	1.64	314.00	191.34	–	785.00	–	478.36	188.40	114.81	3000

شکل – ۶ جدول سیلندره‌های مورد بررسی

با توجه به میزان جابجایی کم سیلندر کلمپ بین یکی از دو سیلندر اول انتخاب می‌کنیم و همینطور برای سیلندر دوم ماکسیمم جابجایی عمودی ۲ متر کافی است. پس یکی از سه سیلندر بعدی انتخاب خواهد شد.

در ادامه جدول پمپ‌های شرکت Rexrouth آمده است که با توجه به دبی نامی این پمپ‌ها پمپ مدنظر انتخاب می‌شود.

Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

Size	NG		5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	4.93	10.3	12	16	22.9	28.1	32	45.6	56.1	63	80.4
Speed maximum ¹⁾	n_{nom}	rpm	5600	3150	3150	3150	2500	2500	2500	2240	2000	2000	1800
	$n_{max}^{2)}$	rpm	8000	6000	6000	6000	4750	4750	4750	4250	3750	3750	3350
Flow at n_{nom}	q_v	L/min	27.6	32	38	50	57	70	80	102	112	126	145
Power at $\Delta p = 350$ bar	P	kW	14.5 ⁴⁾	19	22	29	33	41	47	60	65	74	84
$\Delta p = 400$ bar	P	kW	–	22	25	34	38	47	53	68	75	84	96
Torque ³⁾													
at V_g and $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	24.7 ⁴⁾	57	67	89	128	157	178	254	313	351	448
$\Delta p = 400$ bar	T	Nm	–	66	76	102	146	179	204	290	357	401	512
Rotary stiffness	c	kNm/rad	0.63	0.92	1.25	1.59	2.56	2.93	3.12	4.18	5.94	6.25	8.73
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm ²	0.00006	0.0004	0.0004	0.0004	0.0012	0.0012	0.0012	0.0024	0.0042	0.0042	0.0072
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	5000	5000	5000	5000	6500	6500	6500	14600	7500	7500	6000
Case volume	V	L		0.17	0.17	0.17	0.20	0.20	0.20	0.33	0.45	0.45	0.55
Mass (approx.)	m	kg	2.5	6	6	6	9.5	9.5	9.5	13.5	18	18	23

Size	NG		90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	90	106.7	125	160.4	180	200	250	355	500	710	1000
Speed maximum ¹⁾	n_{nom}	rpm	1800	1600	1600	1450	1450	1550	1500	1320	1200	1200	950
	$n_{max}^{2)}$	rpm	3350	3000	3000	2650	2650	2750	1800	1600	1500	1500	1200
Flow at n_{nom}	q_v	L/min	162	171	200	233	261	310	375	469	600	852	950
Power at $\Delta p = 350$ bar	P	kW	95	100	117	136	152	181	219	273	350	497	554
$\Delta p = 400$ bar	P	kW	108	114	133	155	174	207	–	–	–	–	–
Torque ³⁾													
at V_g and $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	501	594	696	893	1003	1114	1393	1978	2785	3955	5570
$\Delta p = 400$ bar	T	Nm	573	679	796	1021	1146	1273	–	–	–	–	–
Rotary stiffness	c	kNm/rad	9.14	11.2	11.9	17.4	18.2	57.3	73.1	96.1	144	270	324
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm ²	0.0072	0.0116	0.0116	0.0220	0.0220	0.0353	0.061	0.102	0.178	0.55	0.55
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	6000	4500	4500	3500	3500	11000	10000	8300	5500	4300	4500
Case volume	V	L	0.55	0.8	0.8	1.1	1.1	2.7	2.5	3.5	4.2	8	8
Mass (approx.)	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	325	336

شکل ۷ – جدول پمپ‌ها

۳.۲. سیکل‌های اصلی کاری و کد زنی در متلب برای بررسی هر حالت

در این بخش از بین ۴ انتخاب برای هیدرو پمپ، ۲ انتخاب برای سیلندر کلمپ، ۳ انتخاب برای سیلندر تنظیم ارتفاع و ۲۲ انتخاب برای پمپ باید یک حالت انتخاب شود که توان کمینه مصرف می‌کند.

با کد زنی در متلب برای دو سیکل اصلی مدار (باز و بسته شدن سیلندر ارتفاع و چرخش هیدرو موتورها) توان بیشینه محاسبه می‌شود.

لازم به ذکر است که شیر اطمینان ۱۰ درصد بیشتر از ماکسیمم فشار ممکن تنظیم شده که باز نشود در حین تنظیم ارتفاع. برای سیلندر تنظیم ارتفاع سرعت بین ۱ تا ۷ cm بر ثانیه مدنظر است.

با در نظر گرفتن دو شرط سرعت سیلندر و حداکثر توان مصرفی بیان شده در صورت مسئله با کد شکل ۸ - نتیجه در شکل ۹- مشخص است.

```
clc, clear, close all

pumps = [27.6 32 38 50 57 70 80 102 112 126 145 162 171 200 233 261 310 375 469 600 852 950]
motors = [45 180 160 32]
cyl_c = [4.91 8.04]
cyl_h = [12.56 19.63 31.16]

f_c = 22.66e3
f_h = 5e3

powers = []

for p = 1 : 1 : length(pumps)
    for c = 1 : 1 : length(cyl_h)
        choice(1) = p ;
        choice(2) = c;
        a = cyl_h(c);
        p_c = f_h/(a*10^-4);
        p_c = p_c / 100000;
        q = pumps(p);
        p_a = p_c + (q/53)^2;
        p_p = p_a + (q/40)^2;
        power = p_p * q/600;
        v = q/a;
        v = v*60*1e-3

        if power < 350 && ((1<v)&&(v<7))
            i = length(powers) + 1
            powers(i,1) = power;
            powers(i,2) = choice(1);
            powers(i,3) = choice(2);
        end
    end
end
```

شکل ۸ - کد برای محاسبه اولیه سیلندر ارتفاع و پمپ

36.1408	15.0000	1.0000
0	0	0
0	0	0
46.3865	16.0000	1.0000
69.2762	17.0000	1.0000
111.1012	18.0000	1.0000
102.1401	18.0000	2.0000
199.7865	19.0000	1.0000
188.5792	19.0000	2.0000

شکل - ۹ در این شکل ستون وسط نماینگر شماره پمپ و ستون راست نمایانگر سیلندر مناسب برای آن پمپ است.

در ادامه اولویت اول چرخش لوله با شرایط داده است لذا باتوجه به ۴ نوع موتوری که داریم فشار مورد نیاز پشت هرکدام برای چرخش به شکل مورد نظر را به کمک رابطه ۲ محاسبه می‌کنیم.

$$P = \frac{T}{D}$$

جدول - ۲ فشار مورد نیاز پشت موتور

فشار مورد نیاز Bar	جابجایی cm ³	
۳۰۲.۲۲	۴۵	موتور ۱
۷۵.۵۵	۱۸۰	موتور ۲
۸۵	۱۶۰	موتور ۳
۴۲۵	۳۲	موتور ۴

با توجه به اطلاعات بالا در میابیم فشار شیر اطمینان باید بالا تر از این میزان بسته شود چرا که اگر پایین تر بسته شود قل رسیدن فشار مدار به فشار مورد نیاز برای هیدروموتور شیر تخلیه باز خواهد شد.

در ادامه برای تشخیص پمپ و موتور مورد نیاز کد زنی در متلب انجام خواهیم داد.


```

new_choice = []

for p = 1 : 1 : length(pumps)
    for m = 1 : 1 : length(motors)
        choice_2(1) = p ;
        choice_2(2) = m;

        n_m = 100
        q = n_m * motors(m)
        q = q*1e-3

        if q < pumps(p)
            i = length(new_choice) + 1
            new_choice(i,1) = q;
            new_choice(i,2) = choice_2(1);
            new_choice(i,3) = choice_2(2);
        end
    end
end
end

```

شکل - ۱۰ کد مورد استفاده برای تعیین پمپ قابل استفاده که شرایط چرخش موتور را ارضاع کند

نتیجه کد بالا این بود که تمامی ترکیب های مختلف پمپ و موتور دور مناسب برای لوله را به ما خواهند داد. پس حالا باید سعی شود پمپ و موتور جوری انتخاب شود که کمترین توان مصرف شود و همچنین بتوان شیر اطمینان را پایین تر تنظیم کرد که اتلاف هم کمتر شود.

حال با توجه به موارد ذکر شده و بین موارد خروجی در شکل - ۹ انتخاب می کنیم. (زیرا تنها محدودیت طراحی آن است و بقیه محدودیت ها در هرشرایطی ارضاع می شود). البته توجه داریم که سرعت کلمپ باید کم باشد که به لوله آسیبی نرسد پس اولویت برای سیلندر کلمپ سیلندری است که مساحت بیشتری دارد. همینطور موتوری با فشار مورد نیاز کمتر انتخاب می کنیم تا اتلاف کم شود و البته پمپی با دبی کمتر که هم سرعت کلمپ را کمتر کند هم اتلاف را.

Size	NG		90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm^3	90	106.7	125	160.4	180	200	250	355	500	710	1000
Speed maximum ¹⁾	n_{nom}	rpm	1800	1600	1600	1450	1450	1550	1500	1320	1200	1200	950
	$n_{max}^{2)}$	rpm	3350	3000	3000	2650	2650	2750	1800	1600	1500	1500	1200
Flow at n_{nom}	q_v	L/min	162	171	200	233	261	310	375	469	600	852	950
Power at	$\Delta p = 350$ bar	P	kW	95	100	117	136	152	181	219	273	350	497
	$\Delta p = 400$ bar	P	kW	108	114	133	155	174	207	-	-	-	-
Torque ³⁾													
at V_g and	$\Delta p = 350$ bar	T	Nm	501	594	696	893	1003	1114	1393	1978	2785	3955
	$\Delta p = 400$ bar	T	Nm	573	679	796	1021	1146	1273	-	-	-	-
Rotary stiffness	c	kNm/rad	9.14	11.2	11.9	17.4	18.2	57.3	73.1	96.1	144	270	324
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm ²	0.0072	0.0116	0.0116	0.0220	0.0220	0.0353	0.061	0.102	0.178	0.55	0.55
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	6000	4500	4500	3500	3500	11000	10000	8300	5500	4300	4500
Case volume	V	L	0.55	0.8	0.8	1.1	1.1	2.7	2.5	3.5	4.2	8	8
Mass (approx.)	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	325	336

شکل - ۱۰ پمپ انتخاب شده.

در ادامه همانطور که گفته برای سیلندر ارتفاع مطابق شکل - ۹ و برای سیلندر کلمپ برای کمترین سرعت موارد زیر انتخاب می‌شوند.

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL	Piston rod ØMM in mm		Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F ₁ kN		Traction force ¹⁾ F ₃ kN		Volumetric flow at 0.1 m/s ²⁾		Available stroke length in mm
	at a nominal pressure of			Piston A ₁ in cm ²	Ring A ₃ in cm ²	at a nominal pressure of		at a nominal pressure of		OFF q _{v1}	ON q _{v3}	
	160 bar	250 bar				160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	l/min	l/min	
25	14	–	1.46	4.91	3.37	7.85	–	5.39	–	2.94	2.02	600
32	18	–	1.46	8.04	5.50	12.86	–	8.79	–	4.82	3.30	800
40	22	–	1.43	12.56	8.76	20.10	–	14.02	–	7.54	5.26	2000
	–	25	1.64		7.65	–	31.40	–	19.13		4.59	
50	28	–	1.46	19.63	13.47	31.40	–	21.55	–	11.78	8.08	2000
	–	32	1.69		11.59	–	49.06	–	28.97		6.95	
63	36	–	1.49	31.16	20.98	49.85	–	33.57	–	18.69	12.59	2000
	–	40	1.68		18.60	–	77.89	–	46.49		11.16	
80	45	–	1.46	50.24	34.34	80.38	–	54.95	–	30.14	20.61	2000
	–	50	1.64		30.62	–	125.60	–	76.54		18.37	
100	56	–	1.46	78.50	53.88	125.60	–	86.21	–	47.10	32.33	3000
	–	63	1.66		47.34	–	196.25	–	118.36		28.41	
125	70	–	1.46	122.66	84.19	196.25	–	134.71	–	73.59	50.51	3000
	–	80	1.69		72.42	–	306.64	–	181.04		43.45	
160	–	100	1.64	200.96	122.46	–	502.40	–	306.15	120.58	73.48	3000
200	–	125	1.64	314.00	191.34	–	785.00	–	478.36	188.40	114.81	3000

شکل - ۱۱ سیلندر مشخص شده با قرمز برای تنظیم ارتفاع و آبی برای کلمپ

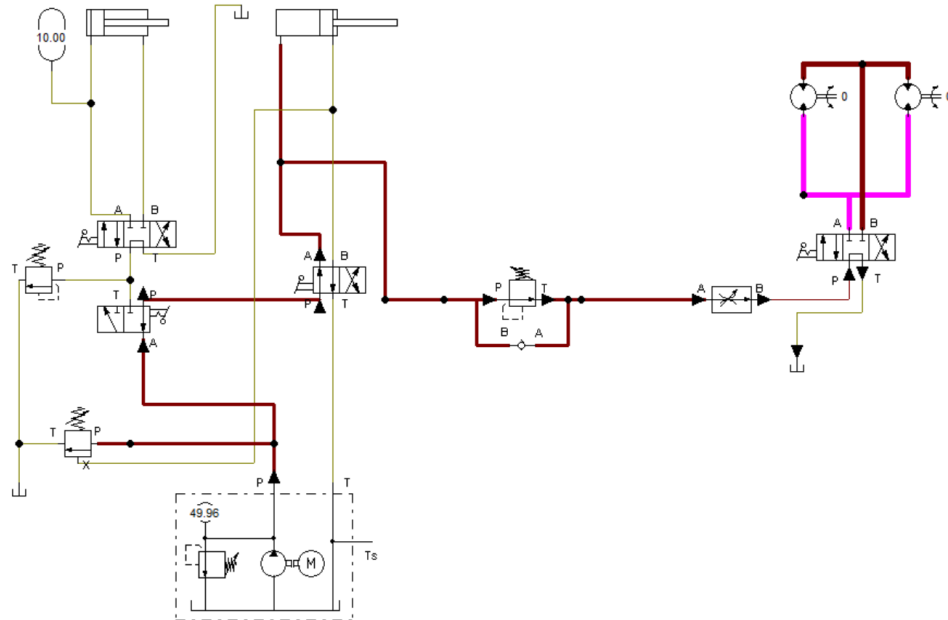
در ادامه برای کاهش اتلاف توان موتور ۳ انتخاب می‌شود.

فصل چهارم

محاسبات بازدهی و عملکرد مدار انتخابی

۴.۱. محاسبه برای حالت باز کردن لوله

در این بخش برای یکی از حالات ینی باز کردن لوله بازدهی محاسبه می‌شود.



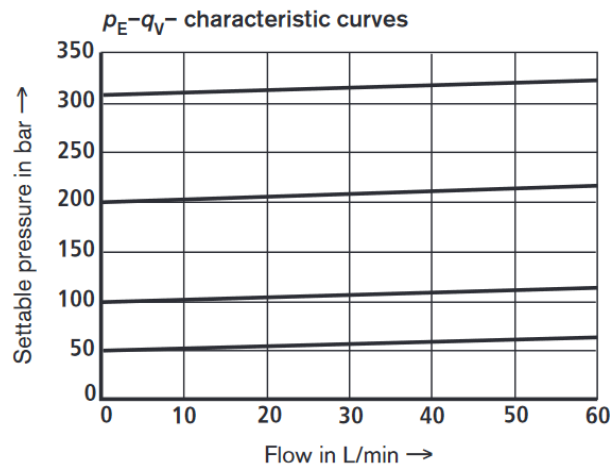
شکل - ۱۲ حالت مورد بررسی

برای محاسبات مربوطه از متلب استفاده می‌کنیم. البته میزان تنظیم شیرهای اطمینان هم در این محاسبات مشخص خواهد شد.

محاسبات زیر را برای محاسبه فشار شیر اطمینان انجام می‌دهیم:

$$Q_p - Q_c = Q_r = 233 - 100 \times \frac{160}{1000} = 217 \text{ l/min}$$

$$P = 100 + \frac{117-100}{60} * 217 = 160 \text{ bar}$$



شکل - ۱۱ منحنی شیر اطمینان

با توجه به شکل بالا و محاسبات زیر اگر روی ۱۰۰ تنظیم کنیم روی فشار ۱۶۰ دبی ۲۱۷ خواهد داد.
در ادامه بازدهی محاسبه می‌شود:

$$\eta = \frac{233 \times 160 - 217 \times 160}{233 \times 160} = 0.068$$

مشاهده می‌کنیم که بازدهی مدار به شدت پایین است. پس احتمالاً بشود مدار بهتری طراحی کرد.

منابع و مأخذ

- [1] Vacca, A. and Franzoni, G., 2021. *Hydraulic fluid power: fundamentals, applications, and circuit design*. John Wiley & Sons.
- [2] <https://www.boschrexroth.com/en/dc/>