

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті

Ө. А. Байқоңыров атындағы Тау-кен және металлургия институты

«Тау-кен және металлургия машиналары мен жабдықтары» кафедрасы



А. К. Қожақанов

Е. А. Қасымбаев

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ МАШИНАЛАРДЫҢ ГИДРОПНЕВМОЖЕТЕГІ

Зертханалық жұмыс

5В072400 «Кен-металлургиялық машиналары мен жабдықтары» мамандығы
бойынша оқитын студенттерге арналған әдістемелік нұсқау

Алматы 2014

ЖОК 622.233.621.22

ҚҰРАСТЫРУШЫ: А. К. Қожақанов., Е. А. Қасымбаев. Гидравликалық машиналардың гидропневможетегі. Зертханалық жұмысқа арналған әдістемелік нұсқау. – Алматы: ҚазҰТУ, 2014. 1 – 29 б.

Әдістемелік нұсқау 5В072400 мамандығының Мемлекеттік стандартына, Типтік оқу жоспарына, оқу үрдісінің талаптарына және «Кен машиналарының гидравликалық жабдықтары» пәнінің мазмұнына сай құрастырылған.

Студенттердің өз бетінше жұмыс істеуіне және инженерлік мәселелерді шешу белсенділігін көтеруге бағытталған.

Зертханалық сабақтың мақсаты мен мазмұны, анықтамалар және пайдаланылған әдебиеттер тізімі келтірілген.

Кесте 6. Әдебиеттер тізімі – 5 атау.

Пікір жазған: Е. Б. Мұхамеджанов, техн. ғыл. канд. профессор

Қазақстан Республикасы Білім және ғылым министрлігінің 2014 жылғы Типтік оқу бағдарламасы бойынша басылды.

© Қ. И. Сәтбаев атындағы ҚазҰТУ, 2014 ж.

КІРІСПЕ

Гидравликалық машиналар мен гидропневможетек бүгінде халық шаруашылығының кез келген саласындағы машиналар мен механизмдерде кең қолданылады.

Соңғы кездері ашылып жатқан, автоматтандырылған желілі зауыттардың бәрі (әртүрлі ыдыстарға сұйық тағамдар құятын) гидропневмоавтоматикаға негізделген. Міне, осы айтылғандардың бәрі гидрожетектер мен аппараттардың болашақтығына куә боларлық. Бірақ гидро және пневмомашиналарды жасауда оларға көтеріңкі талаптар қойылады. Оларды жасау технологиясы, прецезионды бөлшектерді жасау, басқа машинажасау технологиясына қарағанда күрделірек. Сондықтан да болашақ гидравлика мамандары үшін оларды жасау технологиясының негіздерін білу аса маңызды мәселе болып табылады.

Бұл әдістемелік нұсқаудың мақсаты гидравликалық машиналар мен гидропневмо аппараттардың бөлшектерін жасау үрдістері мен тәсілдерін, сондай-ақ оларды өңдеудің технологиялық бағыттарын жобалау әдістерін зерделеу болып табылады.

1-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ МАШИНАЛАРДЫҢ ЖҰМЫСТЫҚ ПАРАМЕТРЛЕРІН АНЫҚТАУ

1.1 Жұмыстың мақсаты

Гидравликалық машиналардың жұмыстық параметрлерін анықтау. Жұмыс принциптерімен танысып, жұмыс теориясының негізін зерделеу.

1.2 Негізгі қалыптары

Әрбір көлемдік гидравликалық машиналар сорғы және гидромотор ретінде қолданылады және сұйықтықты ығыстырып шығару үрдісіне байланысты жұмыс істейді. Жұмыстық органы сұйықтықтың біраз көлемін машинаның қабылдау қуысына кіргізіп, кейін оны шығаберіс қуысына береді, сұйықтық қысым арқылы жұмыстық органнан шыға беріс қуысына ығыстырылады. Осыған сәйкес көлемдік сорғы және гидромоторлардың негізгі параметрлері болып жұмыс көлемі (q), беріліс (Q), арын қысымы (p_n), айналдыру моменті (M), қуат (N), тағы да көлемдік ($\eta_{об}$) және механикалық ($\eta_{мех}$) П.Ә.К. табылады.

Сорғының жұмыс көлемі – машинаның бір айналымы ішінде жұмыстық тұғыр көлемдерінің қосынды өзгерістері және ол әкелетін желіден әкететін желідегі бір айналымдағы (циклдағы) машинаның ығыстыра алатын сұйық көлемі болып табылады.

$$q_n = v k i,$$

мұндағы vk – жұмыстық тұғырдың геометриялық көлемі; i – сорғыдағы жұмыстық тұғырдың саны.

Меншікті көлем – меншікті көлем, $см^3/рад$. Машина роторының бір радиандық айналымына келетін ағып шығуы жоқ сығылмаған сұйықтықтың геометриялық берілісінің характерлік көлемінің орташа мәні мына формуламен анықталады:

$$\omega = q/2\pi.$$

Гидромашинаның (сорғы және гидромотор) теориялық (индикаторлық) қуаты N_t – машинаның теориялық берілісіндегі қуат, $Q = qn$ сұйықтық қысым деңгей айырмасы кезіндегі эквиваленттік қуат

$$N_t = Q_t \Delta p = \Delta p q n,$$

Q_t – теориялық беріліс; q және n – машинаның жұмыстық көлемі мен айналым жиілігі; Δp – қысым деңгей айырмасы.

Көрсетілген сорғы көлемдік шығындар оның көлемдік п. ә. к. арқылы сипатталады. Көлемдік п. ә. к. сорғының нақты (эффektivтік) ($Q_{эф}$) берілісін

теориялық берілісінен (Q_T) ерекшелігін көрсетеді, ол сорғының пайдалы (эффektivтік) қуатының жиынтық қуатына қатынасы болып табылады, немесе нақтылық берілістің орташа теориялық беріліске қатынасын айтады:

$$\eta_{об.н} = N_{эф} / N_T = Q_{эф} / Q_T.$$

Жоғарыдан көргеніміз жетекші қозғалтқыштан сорғыға берілген жұмыс сорғының ішкі жұмысынан сорғы тетігіндегі үйкелісті еңсеруге керек шама мәнінде үлкен. Осыған сәйкес сорғының механикалық ПӘК былай көрсетіледі:

$$\eta_{мех.н} = N_T / N_{пр} \quad \text{н/е} \quad \eta_{мех.н} = M_T / M_{пр},$$

мұндағы M_T және $M_{пр}$ – сорғыдағы теориялық (индикаторлық) айналдыру момент және білікке берілген жетекші момент (сорғының білігіндегі айналдыруға қажет момент).

Сорғы білігі тікелей жетекті қозғалтқыш білігімен жалғанатын болғандықтан, сорғы білігінің айналу жиілігі қозғалтқыш берілгендеріне сәйкес таңдалады.

Сорғы есебінде, әдетте, пайдалы берілістің, біліктің айналу жиілігі, айдау қысымы беріледі. Қажетті беріліс арқылы оның теориялық мәнін анықтайды.

$$Q_{HT} = \frac{Q_H}{\eta_{OM}}$$

Көлемдік ПӘК-ін қалыпты жұмыс жағдайында алдын ала 0.94-0.98-ге тең деп қабылдайды. Қабылданған біліктің айналу жиілігіндегі оның жұмысшы көлемін табады

$$q_H = \frac{Q_{HT}}{n_H}$$

Гидромашиналардың сипаттамалары. ГМ-ның сипаттамалары деп жұмыс жағдайы өзгергенде олардың көрсеткіштерінің өзгеруін айтады. Әдетте, ГМ-ның сипаттамаларын графикалық түрде келтіреді, ол машиналарды қолданудың мүмкін аймақтарын жақсы білуге көмектеседі. Әртүрлі жүйелердегі көлемді сорғылар мен гидромоторлар ұқсас сипаттамалармен болып келеді, бұл олар үшін ортақ заңдылықтар алуға мүмкіндік береді.

Негізгі сипаттамаларға үлестік беріліс және реттелуші сипаттама жатады. Сорғының үлестік берілісі – ротор бір рет айналғандағы немесе бір радианға бұрылғандағы оның магистральға беретін теориялық сұйық саны.

$$q_H = \frac{Q_H}{n_H}.$$

Тау-кен өндірісінде үлестік берілісі $q_H = 2, \frac{5}{63000}$ см/айн сорғылар қолданылады. Келтірілген қатынастар сорғылар мен гидромоторлар үшін ортақ

болып табылады. Реттелетін сипаттама айнымалы өнімділікті сорғыларға тән. Ол сұйықтың пайдалы шығынын реттеу көрсеткішінің өзгеруіне байланысын анықтайды.

Жоғарыда айтылғандай сорғының теориялық берілісі қысымға емес, тек оның жұмыстық көлемі мен жылдамдығына байланысты.

Сорғының нақтылы берісі қысым өскен сайын көлемдік жоғалыстар салдарынан төмендейді. Сорғыдағы көлемдік жоғалымдардан құтылу мүмкін емес, себебі жоғары жасау дәлдігіне және әртүрлі тығыздағыштар қолдануға қарамастан жылжымалы жалғастарды толық тығыздау қиын.

Сорғы жұмыс істегенде жұмыстық сұйық тұтқырлығы тұрақты деп қабылдап, жоғалымдарды жұмыстық қысымға тікелей байланысты деп санауға болады.

$$\text{Мысалы: } Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{7,1}{0,3} = 23,7 \text{ м}^3/\text{с.}$$

1-кесте

№	Q_{H} – қажетті беріліс	OM - пӘК
1	7,1	0,3
2	6,3	0,5
3	8,1	0,7
4	9,3	0,9
5	8,6	0,4
6	9,8	0,6

Есептеулер

$$1 \quad Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{6,3}{0,5} = 12,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$2 \quad Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{8,1}{0,7} = 11,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$3 \quad Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{9,3}{0,9} = 10,3 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$4 \quad Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{8,6}{0,4} = 21,5 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$5 \quad Q_{\text{HT}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{OM}} = \frac{9,8}{0,6} = 16,3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Бақылау сұрақтары

- 1 Гидравликалық машиналардың жұмыстық параметрлері қандай?
- 2 Сорғының жұмыстық көлемі
- 3 Гидромашинаның теориялық қуаты неге тең?
- 4 Меншікті көлем қандай формуламен атықталады?

2-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС

РАДИАЛДЫ-ПОРШЕНЬДІК ГИДРОСОРҒЫЛАР

Радиалды-поршеньдік гидросорғы деп, жұмысшы камерасы поршень және цилиндр беттерінен құралған, поршень остері, цилиндр блогының осіне тік, онымен 45° -қа дейін бұрыш құрайтындарды айтады.

Бір жақты әсерлі радиалды гидросорғының үйлестірушілік үлгісі 1-суретте көрсетілген.

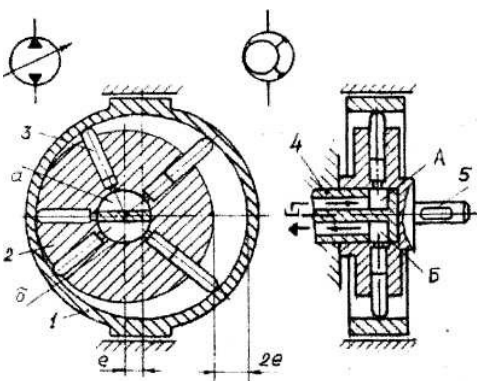
Статор (1) ротормен (2) салыстырғанда, эксцентритетті орналасқан. Роторлы радиалды орналасқан цилиндрлерде, поршеньдер бар, олар өзінің сфералық төбесінің беті мен статордың ішкі бетіне жанасады.

Цилиндрдің остері бір жазықтықта жатады және бір нүктеде қиылысады.

Жұмысшы сұйығын бөлуді цапфалық бөліп беруші (4) атқарады. Ондағы С сорушы және А айдаушы жол аб тұтастырғыш. Білік (5) ротор мен (2) тұтас біріктірілген.

Гидросорғының жұмыс істеу принципі мынадай: ротор айналған кезде, сағат тілі жүрісі бағытында, поршеньдер күрделі қозғалыс жасайды. Ол ротормен бірге айналады және өздерінің цилиндрлері бойында ілгерілі-кейінді қозғалыс жасайды да, төбесі бірдей статордың ішкі бетіне жанасып тұрады. Поршеньдер статордың ішкі бетіне центрден тепкіш күштің, сұйық қысымының әсерімен, кейде арнайы қойылған пружинаның көмегімен қысылып, тиіп тұрады.

Горизонтальдық сызықтан жоғары орналасқан жұмысшы камерасында, поршеньдер цапфалық үлестіргіш (4) жаққа қарай қозғалады, ал жұмысшы камералары сорушы (С) қуысымен қосылады.



1-сурет. Бір жақты радиалды-поршеньдік гидросорғы

Жұмысшы камерасының көлемі ұлғаяды да, жұмысшы сұйығы бос көлемді толтырады. Сору процесі осылайша жүреді.

Цапфалық бөліп берушінің А-Б аралығында поршеньдер ілгерілемелі қозғалыс жасайды, сөйтіп жұмысшы камераларының көлемдері өзгереді.

Жұмысшы камераларының горизонталь сызығының төменгі жағында орналасқандары шығу қуысымен (А) қосылған.

Бұл камерадағы поршеньдер цапфалық бөліп беруші жаққа қарай қозғалады. Сонымен, жұмысшы сұйығын гидросорғының жұмысшы камераларынан шығатын өткізгіш құбырлар арқылы айдап шығарады.

Осылайша айдау процесі жүреді.

Радиалды-поршеньдік гидросорғылардың жұмысшы камерасының көлемін ұлғайту үшін, кейде бір корпустың ішінде бір-біріне параллель бірнеше поршеньді қатар орналастырып та жасайды.

Поршеннің диаметрі гидросорғыны жұмысшы сұйығымен қамтамасыз ету шартымен анықталады және оның мәні мына тендеумен шығарылады:

$$d_n = \sqrt{\frac{4V_o}{\pi \cdot z \cdot h \cdot K \cdot m}}$$

мұндағы h – поршеннің салыстырмалы жүрісі, ол былай анықталады:

$$h = H / d_n = 0,65 \div 1,0,$$

K – поршеньдердің орналасу қатарының саны;

m – циклдер саны.

Поршеннің ұзындығы, $l = 2(e + d_n)$ - тең.

Бұл поршеннің, ротор цилиндрі ішіне ең аз бату (кіру) шамасы (ұзындығы).

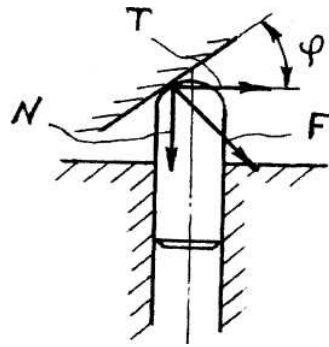
Статордың ішкі диаметрі немесе статордың ішкі тірлеу беті $D_c = D + 2e$ тең.

Цапфалық үлестірушінің диаметрі, $D_0 = (4,5 \div 5,0)d_n$ -ға тең.

Гидросорғының қалған үйлестірушілік өлшемдері машина жасауда қолданылатын жай әдістермен анықталады.

Радиалды-поршеньдік сорғылардың поршенінің төбесі статордың ішкі бетіне тіреледі. Бірақ, мұндай оңай түйістірудің біршама кемшіліктері де бар.

Үлкен түйістіру кернеуінің арқасында поршень осінің төбелерінің түйіскен нүктесінде үйкелістік шығын пайда болып, ол поршеннің төбесін қыздырып жібереді (2-сурет).



2-сурет. Гидросорғының поршеннің төбесімен оның статорының ішкі бетінің түйісу белгісі

Үйкеліс шығынын және поршень мен цилиндрдің беттерінің жақсы майлануы үшін поршеньді өз осінде айналатын етіп жасау керек. Ол үшін статор поршенінің төбесімен жанасатын ішкі беті жазықтығын бір-біріне $\varphi = 15^\circ + 20^\circ$ бұрышпен орналасатындай етіп жасайды. Бұл кезде поршеннің төбесінің түйісу нүктесінен белгілі бір шамаға (2-сурет) жылжиды да, ол гидросорғы жұмыс істегенде, поршень ілгерілі-кейінді жүріспен бір уақытта өз осінде де айналмалы қозғалыс жасай алады.

Бұл кезде поршеннің осінде пайда болатын T остік тангенциалдық күш, роторды өз осі бойынша жылжытуға тырысады.

Сол үшін ротор осінің бір жағына тіреуіш ішпек орнатылады.

Нормалдық (тіп-тік бағытталған) реакция күші мына теңдеумен анықталады:

$$N = F / \cos \varphi,$$

мұндағы F – остік күш.

Тангенциалдық күш мына теңдеумен анықталады:

$$T = F \cdot \operatorname{tg} \varphi = N \sin \varphi$$

мұндағы N – нормалдық немесе тіп-тік бағытталған реакция күші.

а) гидросорғының өнімділігі

Өнімділік формуласы:

$$Q = q \cdot n = \frac{\pi d^2 \cdot h \cdot z}{4} n = \frac{\pi d^2 \cdot z \cdot e}{2} \cdot n \text{ см}^3/\text{мин},$$

мұндағы $h = 2e$ – поршеннің толық жүрісі;

q – барлық поршеньдердің жұмысшы камераларының көлемі;

n – гидросорғы роторының айналу саны;

d – поршеннің диаметрі;

e – эксцентритеттің мәні;

z – бір сорғыдағы поршеньдердің саны.

б) эксцентритеттің мөлшері

Эксцентритеттің мөлшерін e -ні өзгерту арқылы гидросорғының өнімділігін реттеп, сұйық берілу бағытын өзгертуге керіқимылды жасауға болады.

Радиалды-поршеньдік гидросорғының поршень мен цилиндр бетінің желінуін (тозуын) және поршеннің цилиндрден сыртқа шығуын болдырмау үшін, эксцентритеттің мөлшері мына тендеумен анықталады:

$$e = (0.12 - 0.16) \cdot D_c$$

немесе

$$e = (0.6 - 0.65) \cdot d_n$$

Мысалы: $l = 2(e + d_n) = 2(0,2 + 12) = 24,4 \text{ мм}$

1-кесте

№	d_n -поршеннің диаметрі	e – эксцентритеттің мәні
1	12	0,2
2	18	0,3
3	25	0,5
4	30	0,5
5	40	0,9
6	50	0,7
7	60	0,8

Бақылау сұрақтары

- 1 Радиал-поршеньді сорғының құрылымы артықшылығы мен кемшілігі
- 2 Радиал-поршеньді сорғының техникалық сипаттамасы
- 3 Радиал-поршеньді сорғының тағайындалуымен қолдану аймағы
- 4 Радиал-поршеньді сорғының әрекет принципі

3-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС

АКСИАЛ РОТОР-ПОРШЕНЬДІ СОРҒЫЛАР

АРПМ-дар аз өлшемдерде жоғары өнімділікпен және едәуір қысымдармен болып келеді, сондай-ақ олардың айналатын бөлшектерінің екпіні аз және реттеу дәлдігі жоғары. Тау-кен өндірісінде АРПМ-дар арнайы орындалған және шығарылатын машиналар түрінде қолданылады. Сериялы машиналар 1200 л/мин-ке дейінгі қысымға арналып шығарылады

Бұл машиналарды топтау келесі белгілері бойынша орындалуы мүмкін:

- конструктивті – көлбеу дискілі және көлбеу цилиндрлер блогымен;
- кинематикалық – цилиндрлер блогі айналатын және дискілері айналатын;
- реттеу тәсілі бойынша – бұрылатын дискілі және бұрылатын цилиндрлер блогімен;
- сұйықты бөлу тәсілі бойынша – жалпы немесе сфералық бөлетін және қақпақшамен бөлетін.

Ең көп тараған схема – көлбеу дискілі. Бұл машиналарда ротор осі жетектік білік осімен сәйкес келеді, ал поршеньдер қозғалысы олардың дискілермен топсалы байланысы немесе жанасуы арқылы атқарылады.

Цилиндрлер блогы айналған кезде көлбеу дискіде көлбеу жазықтықта айналады, ал поршеньдер цилиндрлер бойымен ілгері-кейін қозғалыс жасайды және бір мезгілде жетектік біліктің айналысында айналады. Блок жарты айналыс жасағанда әр поршень сұйықты сорады, ал екінші жарты айналыста – сұйықты ықсырады. Көлбеу дискі поршеньдер мен жанаса жалғасқан. АРПМ-да поршеньдер бірден дискіге тіреледі, сондықтан да шатун және топса қажет емес. Ротор айналған кезде диск көлбеу жазықтықта тек үйкеліс күші есебінде айналады және поршеньдердің ілгері-кейінді қозғалыстарын қамтамасыз етеді. Егер машина гидромотор ретінде немесе қосымша қоректендіретін сорғы ретінде жұмыс істесе, онда серіппе қажет емес. Аксиалды сорғылар роторлы поршеньді сорғылармен бір топқа жатады, сондықтан олардың құрылымы ұқсас. Аксиалды сорғылардың негізгі ерекшелігі оның цилиндрлерінің ротор осіне параллельді түрде дөңгелектеп орналасуы.

Аксиал-поршеньді сорғылардың түрліше құрылғылық орындалуының саны өте көп. Бірақ бұл сорғылардың барлық құрылғыларын 2 топқа бөлуге болады:

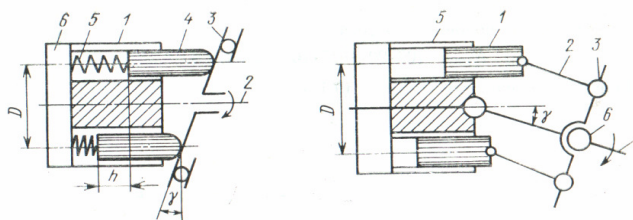
1 Көлбеу дискілі сорғылар, оларда жетекші механизм осі (жетекші білік) мен ротордың айналу осі бір сызықты құрайды;

2 Көлбеу цилиндрлі блокты сорғылар, оларда жетекші буын мен цилиндрлер блогы остері бір-біріне бұрышпен орналасқан.

Сорғылардың бірінші тобы өте жоғары қысымдарда және тез процестерде, ал екіншісінің жоғарғы айналу жиілігінде жетістіктері көп.

Көлбеу дискілі сорғы цилиндрлік блоктан 1 және жетекті механизмнен тұрады, ал жетекті механизм қозғалмайтын тіреуішті мойынтірекке тірелетін көлбеу диск (шайбалар) 3 және біліктен 2 тұрады. Блоктың поршеньдері немесе тығынжылдары 4 дискіге сфера түріндегі бастарымен тікелей тіреледі. Ротор өзімен қатты байланысқан біліктен 2 айналғанда дискіде үйкеліс күштері әсерінен көлбеу жазықтықта айналады, ал серіппемен 5 жүктелетін поршеньдер ілгері-кейін қоғалыс жасайды, сөйтіп бүйірдегі таратқыш құрылғы 6 арқылы сұйықты сору және айдау процесі жүреді.

Дискінің цилиндрлік блок осі арқылы көлбеу γ бұрышы блоктың берілген диаметрі D үшін поршеннің жүрісі h шамасын, сөйтіп сорғының есепте берілісін анықтайды. Дискінің ең үлкен көлбеу бұрышы 30° -тан аспайды. Аксиалды сорғының қызмет мерзімі осы бұрыштың шамасына тәуелді. Күштік айқара топсалы сорғылардың бұдан бұрынғы айтылғандардан айырмашылығы, олардың бастары тіректі дискіге 3 бекітілген топсалы бұлғақты 2 поршеньдері 1 бар. Тіректі диск жетекші білікпен 4, ал білік айқара топса 6 көмегімен блокпен 5 қатты байланысқан.

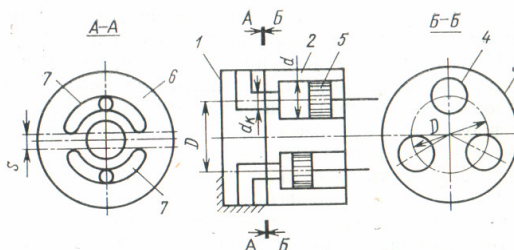


1-сурет. Көлбеу дискілі аксиалды-поршеньді сорғының сұлбасы

Аксиалды роторлы машиналар берілісі поршеньді және радиальды сорғылар үшін тағайындалған байланыстар бойынша қосиін радиусын r немесе эксцентриситетін e

$$R = \frac{D}{2\text{tg}\gamma},$$

мұндағы D – блок шеңберінің диаметрі, ауыстыру арқылы анықталады (3-сурет).



3-сурет. Сорғыдағы бүйірлік таралу жұмысының сұлбасы

Сорғының жұмысшы көлемі
$$q_H = Shz = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.1)$$

мұндағы $h = D \operatorname{tg} \gamma$ – поршеннің ең үлкен жүрісі.

Теориялық орташа беріліс

$$Q_{HT} = \frac{\pi d^2}{4} z n D \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.2)$$

Сорғының реттелу параметрі
$$u_\gamma = \gamma / \gamma_0, \quad (1.3)$$

мұндағы γ және γ_0 – дискінің өтпелі және ең үлкен көлбеу бұрышының мәндері.

Аксиалды сорғының жұмысты көлемін есептеуде (1.1) формуласын

$$q = \frac{\pi d^2}{4} z \frac{h}{d} \quad (1.4)$$

түріне келтірілген ыңғайлы.

Осыдан цилиндр диаметрі
$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi z a}}, \quad (1.5)$$

мұндағы $a = \frac{h}{d}$ 1-2 шегінде таңдалады.

Алынған q мәні блок өлшемдерімен, соның ішіндегі негізгісімен, шеңбер диаметрімен D қамтамасыз етілуі керек. Блок беріктігін анықтайтын негізгі өлшемдер болып цилиндрлер арасындағы қабырға қалыңдығы, ол $b = 0.2d$ -ға тең немесе одан үлкен деп қабылданады және боктың сыртқы бетімен цилиндр арасындағы қабырға қалыңдығы $c = 0.3d$ – тең деп қабылданатын табылады.

Қабылданған қатынастарға сәйкес цилиндрлер блогы осьтерінің диаметрі (D) және блоктың сыртқы диаметрі D_6

$$D = (0.3 - 0.4) dz, \quad (1.6)$$

$$D_6 = D + 1.6d. \quad (1.7)$$

4-суреттен осьтік күшті $F = pS$ екі құраушыға бөлуге болады:

жетекті білік осіне перпендикуляр
$$T = F \operatorname{tg} \gamma \quad (1.8)$$

және диск жазықтығына перпендикуляр
$$R = \frac{F}{\cos \gamma}. \quad (1.9)$$

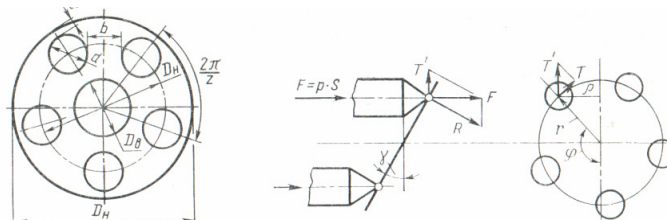
Күштердің геометриялық қосындысы T сорғының айналу моментін анықтайды.

Р құраушысы, барлық бірдей жағдайларда, дискінің көлбеу бұрышына байланысты, блоктің айналу бұрышына байланыссыз.

$$\text{Сорғының реттеу моментін} \quad M_p = \frac{1}{2} F \frac{D}{2} z \quad (1.10)$$

формуласымен анықтайды, ал реттеуші механизм қуаты

$$N_p = \frac{M_p}{t} \quad (1.11)$$



4-сурет. Цилиндрлер блогының негізгі есептік өлшемдері

Есептер. Келесі көрсеткіштермен сорғының теориялық өнімділігі мен жұмыстық көлемін анықтау: сорғының пайдалы өнімділігі – $Q=140$ л/мин; айналу жиілігі – $n=1460$ айн/мин; П.Ә.К.=0.97.

$$Q_{н.т} = \frac{Q_n}{\eta} = \frac{140}{0.97} = 145 \text{ л/мин}$$

$$q_n = \frac{Q_{н.т}}{n} = \frac{145000}{1460} = 99 \text{ см}^3$$

- 1 $Q=150$ л/мин; $n=1200$ айн/мин; П.Ә.К.=0.98
- 2 $Q=148$ л/мин; $n=1200$ айн/мин; П.Ә.К.=0.96
- 3 $Q=145$ л/мин; $n=1400$ айн/мин; П.Ә.К.=0.97
- 4 $Q=140$ л/мин; $n=1250$ айн/мин; П.Ә.К.=0.96
- 5 $Q=155$ л/мин; $n=1460$ айн/мин; П.Ә.К.=0.93

Бaqылау сұрақтары

- 1 АРПМ-дардың негізгі классификациясын атаңыз.
- 2 Сорғының реттелу параметрі.
- 3 АРПМ-ның жұмыс принципін айтыңыз.

4-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС КҮШТІК ГИДРОЦИЛИНДРДІҢ ШЕШІМІМЕН ПАРАМЕТРЛЕРІН ОРНАТУ

1.1 Жұмыстың мақсаты

Күштік гидроцилиндрдің шешімімен параметрлерін орнатып, олардың конструкцияларын зерделеп, жұмыс қабілетін анықтау.

1.2 Негізгі қалыптары

Күштік гидроцилиндрлердің негізгі жұмыстық және конструктивтік көрсеткіштері ішкі диаметрі, поршень қадамының ұзындығы, поршеннің қозғалу жылдамдығы, тудыратын тегеуіріні, сұйық шығыны, қуты және ПӘК-і.

ГЦ-нің геометриялық өлшемдерін анықтау үшін олар тудыратын ең жоғары тегеуірінді білу керек. Ол тегеуірін статикалық F_c және динамикалық F_g тегеуіріндерден құрылады. Кері қысымның мәні төгу желісіндегі сұйықтық кедергілермен анықталады. Ол конструкция, желі схемасы және орнатылған сұйықтық аспаптарға байланысты.

2-кесте. Күштік гидроцилиндрлердің стандартты көрсеткіштері

Жұмыстық диаметр, мм		Поршень қадамы, мм		Жұмыс диаметрі, мм			Поршень қадамы, мм	
цилиндр	шток			цилиндр	шток			
63(60)	40 50	400	500	125	63	70	400	630
70	40 50	630	800	140	80	90	800	900
80	40 50	630	800	160	110	125	1000	1250
90	50 63	630	800	180	110	125	1000	1250
100	70 -	630	800	220	110	125	1000	1250
110	70 -	630	800					

1.3 Күштік цилиндрлердің конструкциялары

Кен машиналарында барлық күштік ГЦ-лер қалыпты дәлдіктегі тігісіз ыстықтай топталған болат құбырлардан жасалады. Күштік гидроцилиндрлер көп жағдайларда құрама етіліп жобаланады.

Кен машиналарында жиі күштік гидроцилиндрлер топсалы бекітіледі және жұмыс барысында белгілі бұрышқа бұрылады.

Қосарланған әсерлі екі жылжымалы телескопты күштік поршеннің цилиндрі болып табылады, оның шпогы құлақшамен жалғасқан.

Цилиндрлердің поршендік бөлімдеріне сұйықты жеткізу цилиндрдің артқы қақпағындағы арна арқылы өтіп, цилиндрдің поршендік бөліміне түседі және шығатын поршеньге әсер етіп, оны шығарады. Шығатын поршень тіреуге жеткенде, ол поршенді жылжыта бастайды. Бұл ретте қақпақша жабылады және поршень тудыратын барлық тегеурін шығатын поршеньге беріледі, поршеннің қадамы тіреумен шектеледі.

Біздің жағдайда цилиндр құлақшалары осьтерінің арақашықтық 960 мм болғанда телескопты цилиндр поршеннің шығу қадамының шамасы 1010 мм болды.

Кен машиналарына арналған біржақты штокты күштік цилиндрлердің өлшем қатары 3-кестеден келтірілген. Олар кен машиналарына арналған күштік гидроцилиндрлер жобайлайтын барлық мекемелер үшін міндетті болып табылады.

3-кесте. Біржақты штокты күштік цилиндрлер

Көрсеткіштері мен өлшемдері						
Ұсынылатыны						
Ішкі диаметр D, мм	Жұм-қ қысым, МПа	Жоғарғы жұм-қ тегеурін, Н	Шток диаметрі d, мм	Өтетін тесік диаметрі, мм	Поршень биіктігі b, мм	Поршень қадамы l, мм
60(63)	10,0 16,0	28000 45000	40 50	8-16	50	80;100;125;160 200;250;320;400; 500; 630
80	10,0 16,0	50000 80000	40 50	8-16	50	80; 100; 125; 160;200;250; 400;500, 630;
100	10,0 16,0	78000 125000	70	12-25	60	80;100;125;160; 200;250;320;400; 500;
125	10,0 16,0	122500 196000	70	12-25	60	80;100;125;160; 200;250;320;400; 500;
160	10,0 16,0	201000 321000	70 90	16-32	70	80;100;125;160; 200;250;320;400; 500;1
200	10,0 16,0	314000 502000	90 100	20-40	70	80;100;1260; 200;250;320; 400;500;2000

Көп жағдайларда күштік цилиндрлер салмақ пен жылдамдық күрт өзгергенде қолданылады, бұл ретте үлкен екпін күштері пайда болады. Ондай жағдайда поршеньді соққысыз тоқтату үшін әртүрлі тұрақтандырушы немесе демпферлік құрылғылар қолданылады. Олардың әсер принциптері цилиндрдің төгу желісінде белгілі кері қысым тудыруға негізделген. Бұл ретте сұйықтың бір белгілі көлемін поршень жауып қалуы мүмкін, олар арнайы арналар арқылы

кері қысым тудыра ықсырылады немесе цилиндрдің төгу желісіне арнайы амортизаторлар қойылуы мүмкін.

Қарапайым демпфердің схемасы поршень қадамының соңында стақан арнаға кіреді, бұл ретте ол арнадағы сұйықты сақиналы жік арқылы ықсырады.

1.4 Есептеулер

Сұйықтың поршеньге түсетін қысымымен дамидын штоктағы қозғалатын есептік күш F жалпы түрде:

$$F = pS = 10 \cdot 4 = 40,$$

мұндағы: pS – қысымы p болатын сұйықтың поршенінің жұмысшы ауданына S түсетін күші.

Сұйықты шток қуысқа беру:

$$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4}(6^2 - 4^2) = \frac{2.14}{4}(36 - 16) = 15.7.$$

Күштік цилиндрдің теориялық қуаты:

$$N = S \cdot V = 15.7 \cdot 0.5 = 7.85.$$

Статикалық салмақтағы сұйықтың цилиндр қуаты:

$$\Delta N = F \cdot V = 40 \cdot 0.5 = 20.$$

Цилиндрдің ПӘК-і:

$$\eta = \frac{N}{\Delta N_{\text{кц}}} + \frac{7.85}{20} = 0.392.$$

Бақылау сұрақтары

- 1 Гидроцилиндрдің жіктелуін айтыңыз.
- 2 Қандай цилиндрлер телескоптыларға жатады?
- 3 Гидроцилиндрлердің негізгі жұмыстық параметрлерін атаңыз?
- 4 Гидроцилиндрдің қозғаушы күшінің есебі қандай факторлардың есебінен жүргізіледі?
- 5 Гидроцилиндрлердің жылдамдығын реттеу тәсілдерін атаңыз?

5-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС

ТІСТЕГЕРШТІ ГИДРОМАШИНАЛАРДЫҢ КОНСТРУКЦИЯСЫН ЕСЕПТЕУ

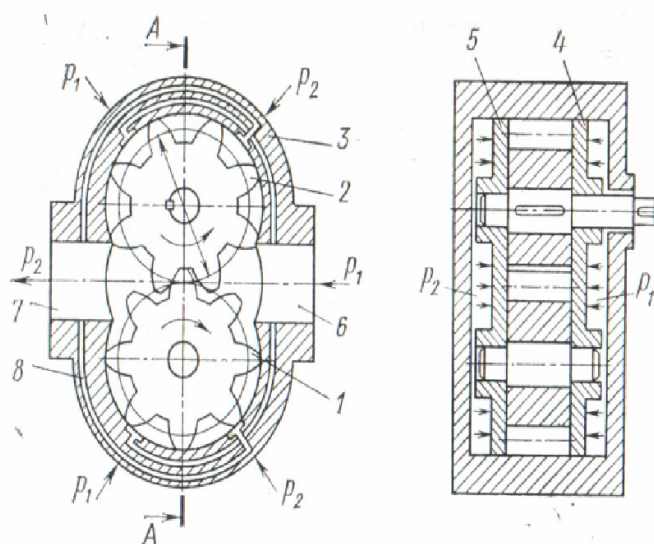
1.1 Жұмыстың мақсаты

Тістегерішті гидромашиналардың конструкцияларын зерделеп, есептеу.

1.2 Негізгі қалыптары

Тістегерішті сорғылар өндірісте игерілген көлемдік сорғылардың алғашқыларының бірі. Тістегерішті гидромашиналар сорғылар ретінде және

гидромотор ретінде қолданылады. Конструкцисының қарапайымдылығы мен жұмыстағы сенімділігі олардың кең қолданылуын қамтамасыз етеді. Олардың бас кемшілігі төмен жұмыстық қысымы және реттеу қиындығы. Сондықтан да олар көбінесе күштік гидрожетектерге қызмет ететін көмекші сорғылар ретінде кең қолданылады. Дайындалу қарапайымдылығы, сенімділігі, азғана өлшемдері және аз құндылығының арқасында бұл сорғылар кең қолданыс табады. Тістегерішті сорғылардың конструктивтік ерекшеліктері – ішкі және сыртқы (дайындау күрделілігіне байланысты) айналысты тістегерішті жұмыстық органдарының айналымды қозғалыстарының болуы ғана. Бұл сорғылардың дамытатын ең үлкен қысымы, әдетте 10 МПа және кейде 15-20 МПа. Тістегерішті сорғы (сыртқы тістесу тістегеріштерімен) (1-сурет) тұғыр орнатылған, тістесіп тұратын, бірдей екі цилиндрлік 1 және 2-тістегеріштерден, оларды азғана саңылаумен қоршап тұратын қабырғадан тұрады. Тұғырды 3-қорап және остік бағытта жылжымалы бүйірлік 4 және 5-дискі-подшипниктер құрайды. Қорапта сұйықтың әкелінуі (сорылу) және әкетілуі (айдау) үшін екі арна (6 және 7) бар.

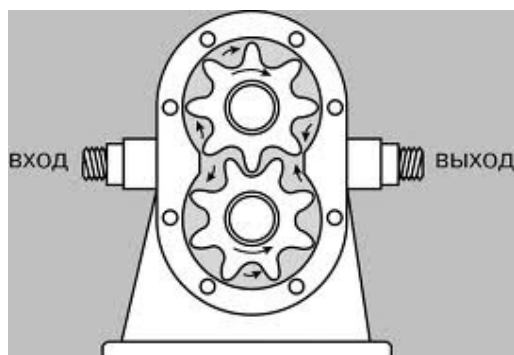


1-сурет. Тістегерішті сорғы схемасы

Тісті доңғалақтар айналуында тістесуден шығатын тістер жағында орналасқан сорғының сору тұғыры өз көлемін ұлғайтып, сұйықпен толады да, ол сұйық айдалу қуысына жеткізіліп және тістердің тістесуінде тістегеріштер ойығынан арынды құбырға шығарылады. Сорғы қорабында тістегіштер астын кеулей жонылған 4 және 5 – дискілер цапфалар үшін тірек және тістегеріштердің бүйір беттерінде тығындауыш қызметін атқарады. Бүйірлік саңылаулар сорғыдағы сұйық қысымымен автоматты реттеледі.

Ең көп тарағаны екі, сыртқы ілістегі, бірдей шестерня. Қабылдау қуысы тегеріштер тістерінің шыға беріс орнымен бірге құралады және бұл ретте жұмыстық тұғыр көлемі ұлғаятындықтан ондағы қысым төмен болады. Сорғының жұмыстық тұғыры тіс ойықтарымен және қорап оймасымен

шектеледі. Тістегеріштер айналған кезде сорғыға келіп кірген сұйық жұмыстық тұғырлармен беру қуысына апарылады және арындық желіге тістегеріштермен итеріліп шығарылады. Әдетте сорғыны беру қуысына тістердің ойықтарын толтырған сұйықтардың барлығы толық ығыстырылмайды.



2-сурет. Тістегерішті сорғының жұмыс істеу принципі

Сұйықтың бір бөлігі тістегеріштермен сорғы қақпағы аралығында тұтқылдық жік арқылы қайтадан сору қуысына барады. Ондай жоғалыстар сорғыдағы барлық жоғалыстардың 70-80 % құрайды. Сондықтан да ол жоғалымдарды азайту үшін тұтқылдық жікті автоматты теңестіргіш дискілер қолданады.

Сорғы жұмыс істеген кезде тістегеріштердің ойық орындарында сұйық жабық күйде қалып, тегершік айналған сайын оның көлемі төмендеп, қысымы күрт өседі. Тістер өзара тығыз жанасқан жағдайда бұл сорғының сынуына соқтыруы мүмкін. Компрессияны болдырмау үшін сорғы конструкцияларында, тістердің жұмысқа қатыспайтын беттерінде немесе ойық түбінде арнайы арналар қарастырылады. Ол арналардың көмегімен ойықта жабылған сұйық, сорғы қуыстарының біріне әкетіледі. Тістегерішті сорғылар кемшіліктерінің бірі – сұйықтың тістегерішке едәуір радиаль бағытта түсіретін қысымы. Тістегерішке түсетін қысым тегеурінін жеңілдету үшін тістегеріштердің шеткі бөліктерін сорғының арындық немесе сору қуыстарымен жалғастыратын арналы конструкциялар қолданады.

Сұйық қысымын көтеру үшін көпсатылы тістегерішті сорғылар қолданады. Онда бір агрегтта бірнеше сорғылардың тіркеме жалғастыра орналастырады. Ондай сорғыларда әр алдыңғы сатының өнімділігі келесі сатының шығынынан жоғары болуға тиісті. Сорғының әр сатысында сәйкес қысымға реттелген қорғағыш қақпақша болады. Тісті доңғалақтар айналуында тістесуден шығатын тістер жағында орналасқан сорғының сору камерасы өз көлемін ұлғайтып және сұйықпен толады. Ол сұйық айдалу қуысына жеткізіліп және тістердің тістесуінде тістегеріштер ойығынан арынды құбырға шығарылады. Сорғы тұрқында тістегеріштер ойығынан арынды құбырға шығарылады. Сорғы тұрқында тістегеріштер асты кеулей жонылған және дискілері цапфалар үшін тірек және тістегеріштер бүйір беттерінде тығындаушыш қызметін атқарады. Бүйірлік саңылаулар сорғыдағы сұйық

қысыммен автоматты реттеледі. Бұл қарастырылған сорғыларда тістесетін тістер арасындағы ойыстарда сұйық көлемінің кейбір көлемі жабылып қалады. Жабылған көлемнің өзгерісі әсерінен тістегеріштердің айналасында бұл ойыстарда сұйықтың жоғары пульстық қысымы пайда болуы мүмкін, бұл мойынтірекке қосымша күш және сорғыдағы шудың өсе түсуін тудырады. Компрессиямен болдырмау үшін сорғы конструкциясында арнайы арналар қарастырылады, олардың көмегімен жабылған сұйық сорғы қуысының біріне жіберіледі.

Тістегерішті сорғылардың кемшіліктерінің бірі сұйықтың тістегерішке радиалды қысым күштеріне арылту үшін арналар қолданылады, ол тістегеріштердің шеткі бөліктерін сорғының арынды және сору қуыстарымен жалғайды.

Тістегерішті гидромотор.

G типті тістегерішті гидромоторлар сыртқы іліністі тістегерішті сорғыларға ұқсас. Жұмыс істеу принципі керісінше болады. Айналу моменті оның қысымы, көлемі және тістер санына байланысты

Негізгі параметрлері;

Жұмыстық көлем – 100см³/айн дейін;

Жұмыстық қысым – 250 бар дейін;

Айналу моменті – 18 Нм дейін.

Тістегерішті сорғының жұмыстық көлемі

$$q=L bh,$$

мұндағы – сақина ұзындығы, b – сақина ені; $h=2m$ – сақинаның радиалды (жұмыстық) биіктігі (m -тістесу модулі).

$$2R=D=mz,$$

мұндағы D – бастапқы шеңбердің диаметрі, z – жетекші тістегеріш тістерінің саны екендігін ескерсек

$$q=2\pi m^2 zbn.$$

1.3 Есептеулер

1 Тістегерішті гидромашинаның өнімділігі

$$Q=2\pi m^2 zbn,$$

мұндағы z – тістерінің саны, b – тістерінің ені, n – айналу жиілігі, h – тістің биіктігі, m – тістің модельдеуі.

$$m = h/2 \quad R_0 = m^2/2 = h^2/4.$$

Қатынасын пайдалана отырып келесі теңдеуді аламыз:

$$Q = \omega b (R_0 h + h^2/4 - h^2/4 * \pi/12 * \cos^2 \alpha),$$

мұндағы z – тістерінің саны, h – тістің биіктігі, $\omega = 2\pi n$, $\alpha = 30$ ескеріп, сорғыдан орташа өнімділіктің формуласын аламыз

$$Q = 4\pi R_0 b m n,$$

$$2 R_0 = D,$$

$$Q = 2\pi D b m n,$$

мұндағы d – тістегеріштің бастапқы шеңберінің ауданы

$$D = m z.$$

Вариант нөмірі №	z	b (см)	n (Гц)	h (см)	Q (Н)
1	6	18	0,3	8	
2	8	20	0,3	4	
3	6	18	0,3	7	
4	8	20	0,3	5	
5	6	18	0,3	8	
6	8	15	0.3	6	
7	6	16	0.3	8	
8	8	17	0.3	10	

Есеп шығару реті

1 Тістегерішті гидромашина өнімділігі

$$Q = 2\pi m^2 z b n.$$

$$\text{Бұдан } m = h/2, \quad m = 8/2 = 4.$$

$$Q = 2 * 3.14 * 16 * 6 * 18 * 0.3 = 325.$$

$$R_0 = m^2/2 = h^2/4, \quad R = 8 * 8/4 = 16,$$

$$\omega = 2\pi n, \quad \omega = 2 * 3.14 * 0.3 = 2,$$

$$Q = \omega b (R_0 h + h^2/4 - h^2/4 * \pi/12 * \cos^2 \alpha),$$

$$Q = 2 * 18 (16 * 8 + 16 - 16 * 0.3 * 0.81) = 5047,$$

$$Q=4\pi R_0 b m n.$$

Бақылау сұрақтары

- 1 Тістегерішті сорғылардың кемшіліктері қандай?
- 2 Тістегерішті сорғылардың құрылғылық ерекшіліктері қандай?
- 3 Тістегерішті сорғылардың өнімділігі

6-ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС КӨЛЕМДІК ГИДРОЖЕТЕКТІ КОНСТРУКЦИЯЛАУ ЖӘНЕ ЖОБАЛАУ

Көлемдік гидрожетектер шыға беріс буынның қозғалыс сипатына және олардың реттелуге қабілеттілігімен топталады. Шыға беріс буынның қозғалыс сипатына байланысты олар ілгері-кейін қозғалмалы, айналымды және толық бұрылмайтын болып бөлінеді. Біріншілерінің шыға беріс буыны ретінде күштік гидроцилиндрлер, екіншілерінде – гидромотор, ал үшіншілерінде моментті сұйықтық цилиндрлер қолданылады.

Реттелуге қабілеттілігі бойынша гидрожетектер реттелмейтін және реттелетін болып бөлінеді.

Конструкциялық жинақталуы бойынша көлемдік гидрожетектер бөлінетін және бөлінбейтін болады.

Жұмыстық сұйықтың сорғы мен гидромотор арасында айналу циркуляция тәсілі бойынша тұйықталған және тұйықталмаған айналымды гидрожетектер болады.

Сұйық айналымы тұйықталған КГЖ-лер салыстырмалы кіші өлшемді болады, жұмыс байыптылығы жоғары, себебі жүйеге ауа кіруіне жол берілмейді және сол себептермен автоматты реттеу жүйелерінде кең қолданылады.

Бірақ олардың бас кемшілігі – жұмыстық сұйықтың тез қызуында. Гидрожетек схемасын оның арналуы мен жұмыс жағдайына байланысты таңдайды. Гидрожетектің негізгі сипаттамалары болып жылдамдық және механикалық сипаттамалары саналады. Гидрожетектің жұмыс кестелері тұрақталған және тұрақталмаған болып бөлінеді. Тұрақталған кестеде гидрожетектің жұмыстық қозғалысының уақыты екпін алу және тежелудің жалпы уақытынан артық. Егер шарт орындалмаса, гидрожетек жұмысы тұрақталмаған кестеде өтеді.

Бір кестеден екінші кестеге көшуді гидроқозғалтқышты тоқтату, қосу, жылдамдығын өзгерту, қозғалыс бағытын өзгертулер шақырады.

Гидрожетектің тұрақталған кестесі үшін кейде статикалық есептеулермен шектелуге болады, ал тұрақталмаған кесте үшін динамикалық есептеулер қажет.

Гидрожетекті есептеу үшін оның барлық элементтері: сорғы, гидромотор, гидрожелі, салмақтың қозғалыс теңдеулерін құру керек.

Сұйықтың жалпы шығыны келесідей анықталады:

$$Q_{H.I} = Q_M + Q_Y + Q_{CЖ}, \quad (1)$$

мұндағы Q_M – гидромоторға жұмсалатын шығын; Q_Y – жоғалатын шығын; $Q_{CЖ}$ – сұйықтың сығылуындағы көлем өзгерісіне шығын.

Цилиндрдің қысымдық бөлігіндегі жоғалатын шығын

$$Q_Y = \Delta Q_H + \Delta Q_M = a_H P_H + a_M P_M, \quad (2)$$

мұндағы $a_M P_M = \Delta Q_M$ – гидромотордағы көлемдік жоғалыстар;

$a_H P_H = \Delta Q_H$ – сорғыдағы көлемдік жоғалыстар.

$Q_{CЖ}$ – арындық құбырдағы P қысымы арқылы көрсетуге болады:

$$Q_{CЖ} = K_C V \frac{dP}{dt}, \quad (3)$$

мұндағы V – қысым астындағы сұйық көлемі; K_C – жүйенің серіппелік коэффициенті.

Олай болса (1) теңдеуді келесі түрде жазуға болады:

$$Q_{H.I} = q_M \omega_M + a_H P_H + a_M P_M + K_C V \frac{dP}{dt}. \quad (4)$$

Гидрожүйедегі қысым гидромотордағы салмаққа және гидрожелідегі қысым жоғалысына байланысты.

$$P_H = P_M + \Delta P = \frac{M_M}{K_M} + \Delta P, \quad (5)$$

мұндағы ΔP – сұйықтық желідегі қысым жоғалысы.

Гидромотордағы салмақ (момент):

$$M_M = J \frac{d\omega}{dt} + M_C, \quad (6)$$

мұндағы J – гидромотор білігіне келтірілген екпін инерциясы.

$$J = J_0 + \sum J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2 + m \left(\frac{r}{\omega}\right)^2, \quad (7)$$

мұндағы J_0 – гидромотор роторы мен оның білігімен тікелей жалғасқан механизмдердің екпін моменті; J_i – гидромотор білігімен i – беріліс қатынасымен жалғасқан, кейбір айналатын массаның екпін моменті; ω_i , ω – қарастырылып отырған масса мен гидромотор білігінің бұрыштық

жылдамдықтары; m – гидромотордан ϑ жылдамдығымен тік сызықты қозғалатын массалар; M_c – статикалық салмақ моменті.

Сұйық массасына $m_{ж}$ екпін беру үшін қажет моментті анықтаған кезде төменгі қатынасты пайдалануға болады.

$$M_{ж} = \frac{K_M}{f} m_{ж} \frac{d\vartheta}{dt}, \quad (8)$$

мұндағы ϑ – t қималы құбырдағы сұйық жылдамдығы;

$\frac{1}{f} m_{ж} \frac{d\vartheta}{dt}$ – сұйық массасына екпін беруде жоғалатын қысым айырмашылығы.

Кері қысымды ескермегендегі гидромотордағы қысымның төмендеуі:

$$P_M = \frac{1}{K_M} \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_c \right). \quad (9)$$

Құбырдағы қысым жоғалысын ескермей ($\Delta P = 0$), $P_H = P_M = P$ деп қабылдаймыз. Онда сұйықтық жүйені суреттейтін жалпы теңдеу келесідей болады:

$$Q_{H,T} = q_M \omega_M + \frac{a}{K_M} \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_c + K_c V \frac{dp}{dt} \right), \quad (10)$$

мұндағы $a = a_H + a_M$ – сорғыдағы және гидромотордағы жоғалыстар коэффициенті.

$$\omega_M = \frac{Q_{H,T}}{q_M} - \frac{a}{K_M q_M} \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_c \right) - K_c V \frac{dp}{dt}. \quad (11)$$

Егер q_M гидромотордың жұмыстық көлемі екендігін ескерсек, онда сұйықтың сығылатындығын ескермей гидрожетектің шыға беріс білігінің айналу жылдамдығының теңдеуін аламыз:

$$n_M = \frac{Q_{H,T}}{q_M} - \frac{a}{K_M q_M} \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_c \right). \quad (12)$$

Ілгері-кейін қозғалысты гидрожетек қозғалысының теңдеуі тұрақты қысыммен қызуда келесідей болады:

$$m \frac{d\vartheta}{dt} = F_0 - S_1 P_1 - S_2 P_2 - F_{TP}, \quad (13)$$

мұндағы $m \frac{d\vartheta}{dt}$ – жетектің қозғалмалы бөліктері мен жұмыстық сұйыққа екпін беруге жұмсалатын динамикалық тегеурін; S_1 және S_2 – штоксыз және штокты бөлімдердегі поршеннің аудандары, P_1 және P_2 – гидроцилиндрдің сәйкес

бөлімдеріндегі қысымдар; F_0 – поршеньге келтірілген пайдалы салмақ; F_{TP} – үйкеліс күші; m – штокка келтірілген қозғалмалы бөліктер мен жұмыстық сұйықтың массасы.

$$m = m_{II} + m_1 \left(\frac{S_1}{f_1}\right)^2 + m_2 \left(\frac{S_2}{f_2}\right)^2,$$

мұндағы m_{II} – қозғалмалы бөліктердің келтірілген массасы; m_1 және m_2 – арындық және төгу желілеріндегі жұмыстық сұйықтың массасы; f_1 және f_2 – арындық және төгу желілерінің қима аудандары.

Келтірілген теңдеулерді шешу өте күрделі, себебі гидрожетектің жұмысы кезінде күрделі тербелісті процестер орын алуларын мүмкін (қысым, жылдамдық әдістері, жоғалыстар, сұйықтың тұтқырлығының өзгеруі, т.б). Сондықтан да іс жүзіндегі есептеулерде тапсырманы қарапайымдайды. Мысалы, сорғы қысымын, үйкеліс кедергілерін, кен қысымы күштерін тұрақты деп қарастырады, ал келтірілген массаны, екпін моментін жұмыс кезінде өзгермейді деп санайды.

Мысалы: $m = m_{II} + m_1 \left(\frac{S_1}{f_1}\right)^2 + m_2 \left(\frac{S_2}{f_2}\right)^2$ осы формула арқылы жұмыстық сұйықтың массасын есептейміз (1-кесте).

1-кесте

№	m_{II} , кг	m_1 , кг	m_2 , кг	S_1 , м ²	S_2 , м ²	f_1 , м ²	f_2 , м ²
1	4	1,5	2	0,1	0,2	0,075	0,065
2	5	1,6	2,2	0,2	0,3	0,08	0,069
3	6	1,8	2,6	0,3	0,4	0,085	0,074
4	7,1	1,9	2,8	0,35	0,45	0,089	0,079
5	7,3	2	3	0,39	0,49	0,091	0,085

$$m = m_{II} + m_1 \left(\frac{S_1}{f_1}\right)^2 + m_2 \left(\frac{S_2}{f_2}\right)^2 = 4 + 1 \left(\frac{0.1}{0.075}\right)^2 + 2 \left(\frac{0.2}{0.065}\right)^2 = 4 + 1.7 + 18.85 = 24.55 \text{ кг}$$

Бақылау сұрақтары

- 1 Көлемдік гидрожетектердің негізгі параметрлері.
- 2 Сұйықтың жалпы шығыны ?
- 3 Көлемдік гидрожетектің бас кемшілігі қандай ?
- 4 Гидромотордағы салмақ (момент).

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Коваль П. В. Гидропривод горных машин. – М: Недра, 1967.
- 2 Исаков Б. И. Кен машиналары. – Алматы: ҚазҰТУ, 1999.
- 3 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных ВУЗов. /Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. – М.: Машиностроение, 1982.
- 4 Қожахан А. К. Көлемдік машиналар және сұйықтық берілістер. – Алматы, 2010.
5. Коваль П. В. Гидропривод горных машин. – М.: Недра, 1967.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе.....	3
1-зертханалық жұмыс. Гидравликалық машиналардың жұмыстық параметрлерін анықтау.....	4
2-зертханалық жұмыс. Радиалды-поршеньді гидросорғылар.....	7
3-зертханалық жұмыс. Аксиал ротор-поршеньді машиналар.....	11
4-зертханалық жұмыс. Күштік гидроцилиндрдің күштік шешімімен параметрлерін орнату.....	15
5-зертханалық жұмыс. Тістегерішті гидромашиналардың конструкциясын есептеу.....	17
6-зертханалық жұмыс. Көлемдік гидрожетекті конструкциялау және жобалау.....	22
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі.....	26

А қосымшасы

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті
«Тау-кен және металлургиялық машиналары мен жабдықтары» кафедрасы

ЗЕРТХАНАЛЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: _____

5B072400 «Кен-металлургиялық

машиналары мен жабдықтары»

(мамандықтың аты және шартты белгілері)

Орындаған _____ А.Ж.

Оқытушы

(Қызметі, ғылыми дәрежесі және атағы)

_____ А.Ж.

«____» _____ 2014 ж.

Алматы 2014

Құрама жоспар, 2014 ж.

Айбек Карипжанұлы Қожақанов

Ершат Аманжолұлы Қасымбаев

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ МАШИНАЛАРДЫҢ ГИДРОПНЕВМОЖЕТЕГІ

пәні бойынша 5В072400 «Кен-металлургиялық машиналары мен жабдықтары» мамандығы студенттері үшін зертханалық жұмыстарды орындауға арналған әдістемелік нұсқау

Редакторы

Т. С. Жақсыбаева

БЕКІТІЛДІ – ТКМИ Ғылыми-әдістемелік кеңесінің төрағасы
Рысбеков Қ.Б. 02 қыркүйек 2013 ж.

КЕЛІСІЛДІ – ТКММжЖ кафедрасының меңгерушісі
Искаков Б. И. 25 қазан 2013 ж.

Басуға қол қойылды 02.09. 2013 ж.

Таралымы 100 дана. Пішімі 60x84 1/16. № 1 баспаханалық қағаз.

Көлемі 1,8 е.-б.т. Тапсырыс № 131. Бағасы келісімді.

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті

Оқу-баспа орталығы,

Алматы қ., Сәтбаев көшесі, 22