

А.Б.Рахматулина¹, К.К.Нурахметова², А.Е.Удербаетова³,
А.А.Наурызбаева⁴, Б. Оңғар⁵

¹Академик Ө. А. Жолдасбеков атындағы Механика және машинатану институты,
Алматы, Қазақстан

^{2,5}Логистика және көлік академиясы, Алматы, Қазақстан

^{3,4}Алматы технологиялық университеті, Алматы, Қазақстан
E-mail: kazrah@mail.ru

ЖҮК КӨТЕРГІШТІҢ ГИДРОЦИЛИНДРЛІК ТІЗБЕКТІ ТИІМДІ ЖОБАЛАУ

Аңдатпа. Мақалада жүккөтергіш механизмнің гидроцилиндрлік тізбегін оптималдау есептері қарастырылған. Гидравликалық цилиндрлердің жұмыс істеу принциптері талданды. Гидроцилиндрлерінің жаңа тізбегі қай нүктелерде күш минималды мәнге ие болатыны көпөлшемді оптималдау әдісі қолданылып анықталды. Гидравликалық цилиндрлердің олардың геометриялық өлшемдері мен сыртқы сипаттамаларын анықтайтын негізгі параметрлері болып табылатын номиналды қысым; таяқшаға күш, таяқшаның қозғалу жылдамдығы, поршеньнің соққысы қарастырылды. Кернеулік-деформациялық күйі талдау барысында, таңдап алынған гидроцилиндр материалы берік екенін анықталды.

Түйінді сөздер. Цилиндр, қуат, жұмыс камерасы, қозғалу жылдамдығы, жаңа тізбек

Кіріспе.

Гидравликалық цилиндрлер (гидравликалық қуат цилиндрлері) қозғалатын сұйықтықтың энергиясын шығыс буынының ілгерілемелі қозғалысының механикалық энергиясына айналдыруға арналған [1].

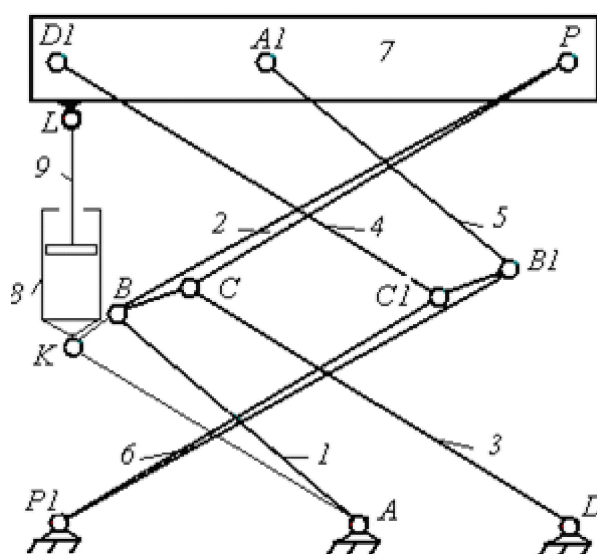
Осы зерттеудің нәтижелері бойынша коммутациялық есепке алу модулінің пневмогидравликалық жүйелерінің үлгілерін құрастыру әдістемесін әзірлеу және енгізу ауысу үшін қажетті жүйенің жұмыс шарттары (режимдері).

Материалдар мен тәсілдер.

Жүйенің механикалық элементтерінің соқтығысуы кезіндегі үлгі параметрлері, сандық біріктіру процесінде клапандардың, катушкалардың жабылуы және ашылуы [2,3,4,5]. Коммутация кезіндегі көп сатылы гидравликалық цилиндрдің әрекетін зерттеу осыған байланысты индикативті болып табылады, өйткені бұл жағдайда режимді ауыстыруды сәтті модельдеу есептеу алгоритмінің негізі болып табылады. Гидравликалық цилиндрлер (гидравликалық цилиндрлер) - шығыс қосқышының кері қозғалысы бар гидравликалық қозғалтқыштар. Құрылымдық қарапайымдылығына, айтарлықтай күш жұмсау қабілетіне, төмен құнына, жоғары өнімділігі мен сенімділігіне байланысты гидравликалық цилиндрлер ең көп таралған көлемді гидравликалық қозғалтқыштар болып табылады.

Жұмыс камерасының конструкциясына байланысты гидравликалық цилиндрлер

поршенді, поршенді, телескопиялық және сифонды болып бөлінеді. Гидравликалық цилиндрді таңдаудағы негізгі талап машинаның жетекпен шығыс қосылымының қажетті F күші мен V жылдамдығын қамтамасыз ету болып табылады. Шығару гидравликалық цилиндрдің өзегі немесе корпусы болуы мүмкін. Жұмыс ортасының әрекет ету бағытына байланысты гидравликалық цилиндрлер бір ғана қызмет атқарады, мұнда сұйықтық әсерінен қосылыс қозғалысы тек бір бағытта және екі бағытта болуы мүмкін. Сұйықтықпен индукцияланған қосылыс екі қарама-қарсы бағытта мүмкін. Гидравликалық цилиндрді есепке ала отырып, жұмыста қарастырылған механизмге тиімді қуат беруді анықтау қажет [6, 7, 8, 9, 10, 11]. Мойынтірек тізбегіндегі гидравликалық цилиндр тізбегі АВ топсасы мен платформа арасында орналасқан. Ол үшін гидравликалық цилиндрлердің жаңа тізбегі қай нүктелерде ең аз күш мәніне ие болатынын анықтау қажет. Сондай-ақ мәндерді тауып, олардың қатынасы қажетті мәннен аспайтынына көз жеткізу керек.



1 сурет – Жүккөтергіш механизм сұлбасы

Айнымалы $x_{K_l}, y_{K_l}, x_{L_l}, y_{L_l}$ шамалар K және L топсаларының локальді координаталары. Берілген талаптарға сай болу үшін біз [6] еңбекте көрсетілген көпөлшемді оптималдау әдісін қолданды.

Есептеулер үшін біз бастапқы параметрлерді таңдауымыз керек:

1) Жүк көтергіштігі (Q) есептік жүктеменің максималды мәніне тең алынады.
2) Көтеру биіктігі (H) тірек тірегі осьтік сәуленің астына орнатылған кезде дөңгелектердің ілінуін қамтамасыз етуі керек және серіппелердің деформациясын ескере отырып, белгілі бір шеті болуы керек. Сонымен қатар, көтергіштің салмағы мен өлшемдерін азайтуға тырысу керек. Жоғарыда айтылғандарды ескере отырып, көтеру биіктігі үшін $H = 0,4 \dots 2,5$ м алуға болады.

3) Қолмен басқарылатын көтергіштің өнімділігі (берілген биіктікке көтерілу уақыты) физикалық мүмкіндіктермен шектеледі және жобалау барысында анықталады.

4) Көтергіштің жұмыс цилиндрінің диаметрі (D) оның өнімділігі мен көтеру қолындағы күшіне байланысты таңдалады. Практика көрсеткендей, $D=100$ мм осы талаптарға сәйкес келеді. Алайда, егер кейінгі есептеулер қабылданған өлшемнің қолайсыздығын көрсетсе, онда оны сол немесе басқа бағытта реттеуге болады.

Нәтижелер.

Үш өлшемді гидравликалық жетектердегі ең үлкен қосылымдар поршеньді гидравликалық цилиндрлер болып табылады және әдетте бір бағыттаушы өзекке қосылады. Гидравликалық цилиндрлердің геометриялық өлшемдері мен сыртқы сипаттамаларын анықтайтын негізгі параметрлер: номиналды қысым; стерженьге түсетін күш, стерженнің жылдамдығы, поршеньдің соққысы L . Бұл параметрлер D поршенінің диаметрін анықтау үшін қолданылады; жолақ диаметрі d ; поршеньдің поршень арқылы қозғалу жылдамдығын сақтау үшін қажетті сұйықтық ағынының жылдамдығы. Гидравликалық цилиндрде инерциялық, гравитациялық және үйкеліс күштерін есепке алмай бір жақты шток босатылған кезде (сұйықтық поршень қуысына түседі) қалыптасқан теориялық күш формула бойынша барлық күштердің тепе-теңдік формуласымен анықталады.

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (1)$$

мұндағы

F_1 – соташықтағы күш, Н;

p_1 – поршень қуысындағы қысым, Па;

S_1 – поршень қуысының жұмыс (тиімді) аймағы, m^2 ;

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2)$$

p_2 – сотағыштың қысым, Па;

S_2 – ұшының жұмыс (тиімді) аймағы, m^2 ,

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2). \quad (3)$$

Шығару буынына (жұмыс органына) әсер ететін күш шамасы жағынан бағыты бойынша оған қарама-қарсы күшке тең екендігін ескеру қажет.

Стержень қозғалысының есептік жылдамдығы (27 а - сурет) жұмыс сұйықтығының ағып кетуін есепке алмай формула бойынша ағынның үздіксіздігінен анықталады.

$$V_1 = \frac{Q_{ц}}{S_1}, \quad (4)$$

мұндағы

V_1 – сотағыштың қозғалысының жылдамдығы, м/с;

$Q_{ц}$ – жұмыс сұйықтығының ағымы, m^3/c ;

S_1 – поршеньді қуыстың жұмыс аймағы, m^2 .

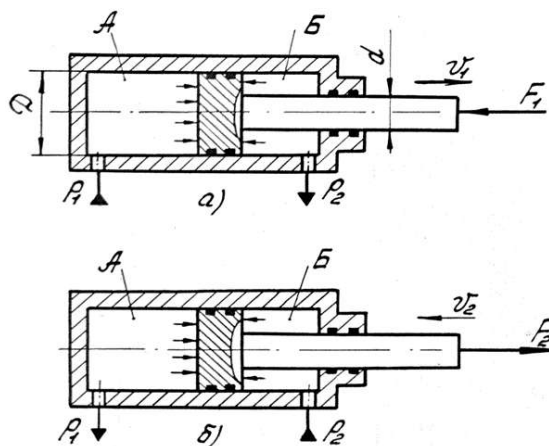
Өзекше тартылған кезде (2-сурет), сұйықтық m өзекшесінің қуысына құйылған кезде, гидравликалық цилиндр жасаған теориялық күш формуламен анықталады:

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1. \quad (5)$$

Стержень қозғалысының есептік жылдамдығы (2,сурет) формула бойынша анықталады:

$$V_1 = \frac{Q_{ц}}{S_2} \quad (6)$$

(2) және (4) формулалардан $V_1 < V_2$ екенін көруге болады, өйткені $S_1 > S_2$.



2 сурет - Гидравликалық цилиндрлердің сызбалары:
а) поршеньдік жұмыс қуысы бар; б) сотағыштың жұмыс қуысымен

Формулалар (1) - (4) гидравликалық цилиндрлердің (поршень мен өзекшенің диаметрлері) геометриялық параметрлерін анықтауда есептеледі, егер таяқшаға қажетті күштер орнатылса, шығыс буындарының жылдамдығы.

Қабырғаның қалыңдығы, гидравликалық цилиндр корпусының түбі формулалар бойынша есептеледі:

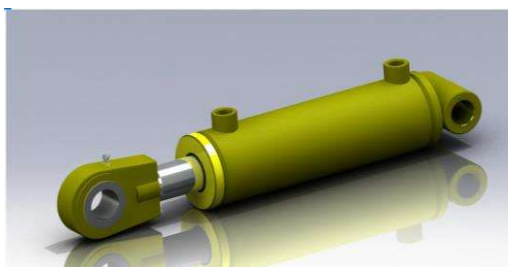
$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{max} D}{2[\delta]} \quad (7)$$

Талқылау.

Гидравликалық цилиндрлердің корпустары ГОСТ 8732-78, 35 және 45 болаттан немесе 40ХN, 40Х, 30ХGSA және легирленген болаттан жасалған жіксіз ыстықтай илектелген құбырлардан жасалған. $R_a = 0,1$ микроннан аспайды және Н8 кону арқылы өңделеді. Штанга мен поршеньдің сыртқы беттері е8-ге сәйкес өңделеді. Штанганың бетінің кедір-бұдырлығы $R_a = 0,05$ м, ал поршеньдік $R_a = 0,40 \dots 0,80$ м. Цилиндрдің беріктігін және ең нашар тұрақтылықты есептеу тұрғысынан - бұл цилиндр машинаға ілінген кезде, яғни оның артқы жағында және штангасында құлақтары бар. Мұндай гидравликалық цилиндрді келесі опциялар бойынша жүктеуге болады:

- эксцентрлік бойлық қысу жүктемелері және бүйірлік күштер;
- тек эксцентрлік бойлық қысу жүктемелері;
- орталық бойлық қысу жүктемелері және бүйірлік күштер;
- тек орталық бойлық қысу жүктемелері.

Кез келген машинаның немесе зауыттың барлық техникалық параметрлерін негізгі, негізгі және көмекші параметрлерге бөлуге болады. Техникалық өнімнің (машинаның, механизмнің) негізгі параметрі – тиісті түрдегі барлық бұйымдарға ортақ және өнімнің маңызды конструктивтік, технологиялық және пайдалану сапасына шешуші әсер ететін параметр. Әдепкі параметр басқа параметрлерге тәуелді емес мән болып табылады.



3 сурет – D50 S100 маркалы гидроцилиндр

Кейбір гидравликалық цилиндрлердің ең маңызды параметрі D цилиндрінің ішкі диаметрі болып табылады. Цилиндрдің ішкі диаметрі тұрақты шама болып табылады және гидравликалық цилиндрдің технологиялық және пайдалану сипаттамаларын анықтайды. Гидравликалық көтергіштің басқа параметрлері есептеу арқылы анықталады. Көтеру биіктігін дұрыс таңдау маңызды, өйткені ол жеңіл және жүк көліктерінің жөндеу қажеттіліктерін қанағаттандыруы керек. Агрегаттардың жердегі клиренсінің, салмағы мен өлшемдерінің айырмашылығын қамтамасыз ету қажет. Оны екі жағдайда да қосымша кенейту дөңгелектері жиынтығының көмегімен пайдалануға болады. Көтеру биіктігін дұрыс таңдау маңызды, өйткені ол жеңіл және жүк көліктерінің жөндеу қажеттіліктерін қанағаттандыруы керек. Агрегаттардың жердегі клиренсінің, салмағы мен өлшемдерінің айырмашылығын қамтамасыз ету қажет. Қысым цилиндрлеріне түсетін күш:

$$p = \frac{4(Q+Q_1)}{\pi D^2 \eta}, \quad (8)$$

мұндағы D - цилиндр поршенінің диаметрі, см;

p - поршеньге майдың қысымы 2,0...7,5 МПа (20...75 кгс/см²);

η - Гидроцилиндрдің ПӘК, $\eta = 0,85...0,95$;

$$p = \frac{4 \cdot 1000}{3.14 \cdot 4.6^2 \cdot 0.9} = 66 \text{ МПа}$$

Цилиндр ішіндегі май қысымын және оның қабырғаларының қалыңдығын біле отырып, оның беріктігін тексеруге болады. Гидравликалық цилиндр екі поршень ретінде қабылданғандықтан, гидравликалық цилиндрдің өзі мен бағыттаушы плунжердің қабырғасының беріктігіне септеу керек.

Гидравликалық цилиндрлердің беріктігін тексеру формула бойынша жүзеге асырылады

$$\delta_p = 10^{-2} \frac{0.4r^2 + 1.3R^2}{R^2 - r^2} p \leq [\delta_p], \quad (9)$$

мұндағы R және r – гидро цилиндрдің ішкі және сыртқы диаметрі, см;

p – сұйықтықтың гидравликалық қысымы, кгс/см²;

u_p - гидроцилиндр қабырғасының ішкі бетіндегі созылу кернеуі, кгс/мм²;

$[u_p]$ - - созылу кезіндегі мүмкіндік кернеулері:

- көміртекті болат үшін $[u_p] = 11...12$ кгс/мм² ($[u_p] 110...120$ МПа);

- легіріленген болат үшін $[u_p] = 15...18$ кгс/мм² ($[u_p] 150...180$ МПа).

Қорытынды.

Қарастырылған жұмыстарды талдағанда, жүккөтергіш механизмнің қолданысы кең. Сипатталған жүк көтергіш үстелінің кемшілігі тұрақты бақылауды және жылжымалы бөліктерін үнемі ауыстыруды талап ететін және жұмыс кезінде конструкцияның тұрақсыздығы салдарынан механикалық тораптардың жеткіліксіз сенімділігі болып табылады.

Қарастырылған жүккөтергіш 2,5 м биіктікке және салмағы 1000 кг-ға дейін көтеруге және көтеруге арналған. Жұмыс істеуге өте ыңғайлы. жүккөтергіш механизмнің моделі беріктігі жоғары болат конструкциясынан жасалған, платформаның үсті диапазонына кеңейтіліп, қоймаларда да, өндірісте де жүктерді көтеру және жылжыту үшін әмбебап қолдануға ыңғайлы, орнықтылығы мен беріктігі жоғары.

ӘДЕБИЕТТЕР

- [1] <http://lenkomtech.ru/o-nas/statii/articles-gidrocilindr.php>
- [2] Николенко И.В., Рыжаков А.Н. Математическое моделирование рабочего процесса в гидроприводе на основе управляемых аксиально-поршневых гидроагрегатов. Наука и образование МГТУ им. Н.Э. Баумана. 9. С. 17–31. DOI: 10.7463/0915.0812337.
- [3] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учеб. 2-е изд. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.
- [4] Лоу А.М., Келтон В.Д. Имитационное моделирование и анализ. 3-е изд. Осборн: Макгроу Хилл, 2000. (Русское изд.: Лоу А.М., Келтон В.Д. Имитационное моделирование. - С.-Петербург: Питер, 2004. - 759 с.
- [5] Николенко И.В., Рыжаков А.Н. Математическое моделирование рабочего процесса в гидроприводе на основе управляемых аксиально-поршневых гидроагрегатов. Наука и образование МГТУ им. Н.Э. Баумана. 9. С. 17–31. DOI: 10.7463/0915.0812337.
- [6] А.Б.Рахматулина. Жүккөтергіш механикасын гидроцилиндрлік тізбегімен: Монография оптим.- Алматы: Альманах, 2021. - 112 б.
- [7] Рахматулина А. Б., Турсынбек М. С., Сабидолда А. Жүккөтергіштің гидроцилиндрлік тізбегін тімді жобалау. Вестник КазННТУ №1 (119) Алматы 2017 стр 346-351.
- [8] С. Косболов, А. Рахматулина. Н. Иманбаева. Оптимальный дизайн ведущей кинематической цепи восьмизвенного плоского грузоподъемного механизма / Успехи естественных и прикладных наук 8(4) апрель 2014 г., страницы: 275-278
- [9] Косболов С.Б., Рахматулина А.Б., Танжарикова Г.П. Проектирование нового грузоподъемного механизма // Труды – Социальные и поведенческие науки. – 2013.- Т.83. - С. 689–692.
- [10] С. Косболов, Н. Иманбаева. Оптимальное проектирование ведущей кинематической цепи восьмизвенной плоской грузоподъемной связи Средиземноморский журнал социальных наук, том 5, номер 23, 2014 г.
- [11] С.Ө. Жолдасбеков, Н.С. Иманбаева, Б. Тультаев, А.Т. Нурмаганбетова, А.Б. Рахматулина, Жүккөтергіш механизмнің моделін жасаудың инженерлік әдістемесі // ҚР ҰҒА баяндамалары– 2014г. – №6. – 265-271 бб.

Ayaulym Rakhmatullina, PhD, associate professor, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan, kazrah@mail.ru

Kulzira Nurakhmetova, PhD, associate professor, Academy of logistics and transport, Almaty, Kazakhstan, nurahmetova52@mail.ru

Asemgul Uderbaeva, PhD, associate professor, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan, toleubek@mail.ru

Aigerim Nauryzbayeva, master, assistant, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan, aigerimnauryz@mail.ru

Bulbul Ongar, PhD, associate professor, Academy of logistics and transport, Almaty, Kazakhstan, ongar_bulbul@mail.ru

EFFICIENT LOAD CYLINDER DESIGN

Abstract. The article deals with the problems of optimizing the hydraulic cylinder circuit of the power mechanism. The principles of operation of hydraulic cylinders are analyzed. The new chain of hydraulic cylinders was determined by the method of multidimensional optimization, at which points the force has a minimum value. Nominal pressure, which is the main parameters that determine the geometric dimensions and external characteristics of hydraulic cylinders. The force on the rod, the speed of the rod, and the piston impact were taken in to account. During the analysis of the stress-strain state, it was found that the selected material of the hydraulic cylinder is strong.

Keywords. Cylinder, power, working chamber, speed, new scheme.

Аяуым Рахматулина, PhD, ассоц.профессор, Алматинский технологический университет, Алматы, Казахстан, kazrah@mail.ru

Кульзира Нурахметова, PhD, ассоц.профессор, Академия логистики и транспорта, Алматы, Казахстан, nurahmetova52@mail.ru

Асемгул Удербаева, PhD, ассоц.профессор, Алматинский технологический университет, Алматы, Казахстан, toleubek@mail.ru

Айгерим Наурызбаева, магистр, ассистент, Алматинский технологический университет, Алматы, Казахстан, aigerimnauryz@mail.ru

Булбул Онгар, PhD, ассоц.профессор, Академия логистики и транспорта, Алматы, Казахстан, ongar_bulbul@mail.ru

ЭФФЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА НАГРУЗКИ

Аннотация. В статье рассмотрены проблемы оптимизации цепи гидроцилиндра силового механизма. Проанализированы принципы работы гидроцилиндров. Новая цепь гидроцилиндров определялась методом многомерной оптимизации, в каких точках сила имеет минимальное значение. Номинальное давление, являющееся основными параметрами, определяющими геометрические размеры и внешние характеристики гидроцилиндров. Учитывалась сила на штоке, скорость движения штока, удар поршня. В ходе анализа напряженно-деформированного состояния было установлено, что выбранный материал гидроцилиндра является прочным.

Ключевые слова: цилиндр, мощность, рабочая камера, скорость, новая схема.
