

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ  
МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ  
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

Дүйсен Ә.Е.

Түзу сызықты бығыттауыш манипулятордың механизімін тиімді жобалау

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ  
МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ  
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы



ҚОРТАУҒА ЖІБЕРІЛДІ  
Кафедра меңгерушісі  
физ-мат. ғыл. ғылымы, профессор  
А.Калтаев  
2019ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың механизімін  
тиімді жобалау»

5B071200 – «Машинажасау» мамандығы бойынша

Орындаған

Дүйсен Ә.Е.

Ғылыми жетекші

техн. ғыл. канд., ассоц. проф.

*Г.А. Абдраимова* Абдраимова Г.А.

«15» *сентябрь* 2019ж

Алматы 2019ж

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ  
МИНИСТРЛІГІ



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5B071200 – «Машина жасау»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі  
физ-мат-ғыл. д-ры, профессор  
А.Калтаев  
«» 2018ж.



Дипломдық жұмысты орындауға  
ТАПСЫРМА

Білім алушы Дүйсен Әсет Еркінұлы

Тақырыбы Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың механизімін  
тиімді жобалау

Университет басшысының 2018 жылғы «06» қараша № 1252 –б  
бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2019 жылғы « » мамыр

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Механизмнің  
кинематикалық характеристикалары

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз.

Әдебиеттік шолу

б. Негізгі бөлім

в. Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың механизімін тиімді  
жобалау

г. Негізгі элементтерді беріктікке, қатаңдыққа АРМ FEM жүйесімен  
есептеу

ж. Жұмыстың қорытындысы

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)


Сызбалық материалдар 7 слайдпен көрсетілген


Ұсынылатын негізгі әдебиет 10 атау


Дипломдық жұмысты дайындау  
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-потенттік шолу	21.02.2019	
Негізгі бөлім	19.03.2019	
Түзу сызықты бағыттаушы манипулятордың механизімін тиімді жобалау	19.04.2019	

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен  
норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған  
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер аты, әкесінің аты, тегі, (ғылыми дәрежесі, атағы)	ҚолҚойылға н күні	Қолы
Норма бақылау	Е.Т. Бекенов, техн. ғыл. канд.,ассоц.проф	13.05.2019	

Ғылыми жетекші  Г.А. Абдраимова

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Ә.Е. Дүйсен

Күні

“ 15 ” мамыр 2019 .

## МАЗМҰНЫ

.Кіріспе	7
1 Негізгі ұғымдар	8
1.1 Механизмдер және машиналар теориясының негізгі ұғымдары	9
1.2 "Материалдар кедергісі" ғылымының негізгі ұғымдары	10
1.3 Шекті элементтер әдісінің негіздері	11
1.4 Бағдарламалық комплекс "APM WinMachine"	12
2 Серпімді буынды механизмнің квазистатикалық кернеулі- деформациялы күйі	13
2.1 Серпімді сырықты жүйелердің шекті элементтер әдісіндегі негізгі теңдеулері	14
2.2 Серпімді буынды механизміндегі кернеулі-деформациялық-күйді зерттеу алгоритмі	15
3 Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың механизімін тиімді	16
3.1 Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың орналасу күйлеріне байланысты кернеулі-деформациялы күйлерін есептеу	17
3.2 Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың орналасу күйлеріне байланысты орын ауыстыруға есептеу	18
Қорытынды	
Пайдаланылған әдебиетер тізімі	

## **АҢДАТПА**

Берілген дипломдық жұмыста квазистатикалық серпімді буынды механизмнің, түрлі күштер әсері кезіндегі және олардың әр түрлі орналасулары кезіндегі кернеулі деформациялық күйі және тепе-теңдік орнықтылығы толық талданды. Көп нұсқалық сандық есептеулер арқылы кернеулердің сыртқы күштер мен қиманың өлшемдеріне тәуелділігі, сонымен қатар жазық тетіктің квазистатикалық орналасуына байланысты нәтижелер алынған. АРМ Structured бағдарламалық кешені негізінде, күштік, кинематикалық, геометриялық, иілгіштік параметрлерін, олардың оңтайлы параметрлерін және буындардың беріктік параметрлерін тағайындау мақсатымен, ҚҚС есептелуі жүргізілді.

## **АННОТАЦИЯ**

В данной дипломной работе подробно проанализировано квазистатическое упругое напряженно-деформированное состояние, равновесия плоских механизмов при действии различных сил и при разных их положениях. Многовариантными числовыми расчетами установлены зависимости напряжений от внешних сил и размеров сечения, а также изгибные формы потери устойчивости звеньев от квазистатического положения плоского механизма. На основе программного комплекса, АРМ Structured проведен расчет НДС механизма с упруго-деформируемыми звеньями для различных силовых, кинематических, геометрических, упругих параметров механизма с целью назначения оптимальных их параметров и параметров прочности звеньев.

## **ANNOTATION**

In this diploma thesis, the quasi-static elastic stress-strain state, the elastic stability of the equilibrium of plane mechanisms under the action of various forces and in different positions are analyzed in detail. Multivariate numerical calculations establish the dependencies of stresses on external forces and cross-sectional dimensions, as well as flexural forms of loss of stability of links from the quasistatic position of a plane mechanism. Based on the software package, АРМ Structured, the calculation of the VAT mechanism with elastically deformed links for various power, kinematic, geometric, elastic parameters of the mechanism is carried out with the purpose of assigning optimal parameters and strength parameters of the links.

## КІРІСПЕ

Жұмыс атқарушы буыныды манипулятор механизмін жобалау және беріктікке есептеуге бағытталған. Жұмыста түрлі әдістерді, әдістемелер мен олардың кинематикалық талдануының компьютерлік бағдарламалары арқылы жүзеге асырылады. Дипломдық жұмыстың өзектілігі: Сырықтар жүйесінен құрылған механизмдермен конструкциялар үшін иілудің тиімділігін жоғалту пайда болады және конструкцияда кернеу мен орын ауыстыру күрт өсуіне байланысты жартылай немесе толық жұмыс істеу қабілетін жоғалтуға болады. Сондықтан иінірлікті механизмді пресс автоматтарда қолдану тиімді болады. Ол үшін мынадай мақсаттар қойылды:

-қолданыста жүрісі реттелетін жылжымалы кран механизміне анализ жасау  
-Манипулятор механизмнің звеноларын беріктікке есептеу;

Жұмыс атқарушы буыны реттелетін кран механизмнің кернеулік-деформациялық күйін АРМ WinMachine программасымен салыстыра отырып тиімді жобалау. Осы алдыға қойған мақсаттарды шеші барысында жобалауға тиімді әдістер қолданылды. Машина жасау технологиясының әбден жетілдіруі қажетті машиналардың қоғамдық өндірістің қажеттіліктерімен анықталады. Ортақ құрастырылым және машинаның конструктивтік ресімдеуі оның өндірісінің технологияларына ықпал етеді. Машиналар конструкциясын оның технологиясын есепке алуымен өндеу керек.

# 1 Теория негіздері

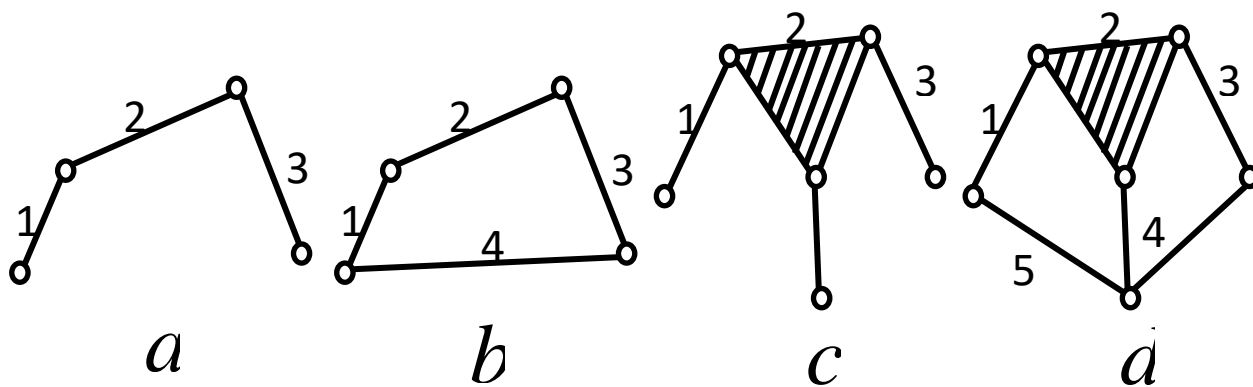
## 1.1 Механизмдер және машиналар теориясының негізгі ұғымдары

Адамдардың қол және ой еңбегін жеңілдету мақсатында механикалық қозғалыс арқылы энергияны, материалды және информацияны бір түрден басқа түрге айналдыратын жабдық машина деп аталады. Негізгі арналуына байланысты машиналарды төрт түрге бөлеміз: энергетикалық, технологиялық, транспорттық және информациялық.

Механизмде конструктивті түрде кинематикалық жұпты алмастыратын кинематикалық тізбекті кинематикалық қосылыс деп айтады.

Кинематикалық тізбектер мен қосылыстар. Өзара кинематикалық жұп жасап байланысқан звенолар жүйесі кинематикалық тізбек деп аталады. Барлық кинематикалық тізбектер жазық және кеңістік кинематикалық тізбектерге бөлінеді. Сонымен қатар кинематикалық тізбектер жай және күрделі, ашық және тұйық болып бөлінеді (әрі қарай - КТ).

Жай КТ – те әрбір звено екіден артық кинематикалық жұпқа кірмейді (1а – сурет.). Күрделі КТ - те кем дегенде бір звено екіден артық кинематикалық жұпқа қатысады (2с,d – сурет.). Тұйық КТ - те әрбір звено кем дегенде екі кинематикалық жұпқа қатысады (2b,d-сурет.). Ашық КТ - те тек бір ғана кинематикалық жұпқа кіретін звенолар болады.



1.1–сурет-Кинематикалық жұптардың шартты белгіленулері

Кинематикалық тізбектің жалпы түрдегі структуралық формуласы. Егер кеңістіктегі звеноның қозғалысына ешқандай байланыс шарттары қойылмаса, онда оның еркіндік дәрежесі алтыға тең болады. Демек, КТ-тің звеноларының саны  $k$  болса, онда кинематикалық жұп құрғанға дейінгі звенолардың жалпы еркіндік дәрежесінің саны  $6k$  тең. Звенолардың кинематикалық жұп құрап қосылулары олардың салыстырмалы қозғалысына жұптардың класына қарай әртүрлі байланыстар санын қояды.



$p_1$  - Ікласты,  $p_2$  - ІІкласты,  $p_3$  - ІІІкласты,  $p_4$  - ІІІІкласты,  $p_5$  - ІІІІІкласты кинематикалық жұптар саны болсын. Онда КТ-тің еркіндік дәрежесінің саны  $H$ :

$$H = 6k - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (1)$$

Егер КТ-тің бір звеносы қозғалмайтын болса, онда тізбектің жалпы еркіндік дәрежесі алтыға кемиді:

$$W = H - 6 \quad (2)$$

Қозғалмайтын звеноға қатысты КТ – тің еркіндік дәрежесінің саны КТ – тің қозғалғыштық дәрежесінің саны немесе КТ – тің қозғалғыштық дәрежесі (степень подвижности) деп аталады:

$$W = 6(k - 1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (3)$$

Егер  $k - 1 = n$  деп алсақ, онда

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (4)$$

мұндағы  $n$  - КТ-тің қозғалмалы звеноларының саны. (4) - теңдік кинематикалық тізбектің жалпы түрдегі структуралық формуласы болып табылады және Сомов – Малышев формуласы деп аталады.

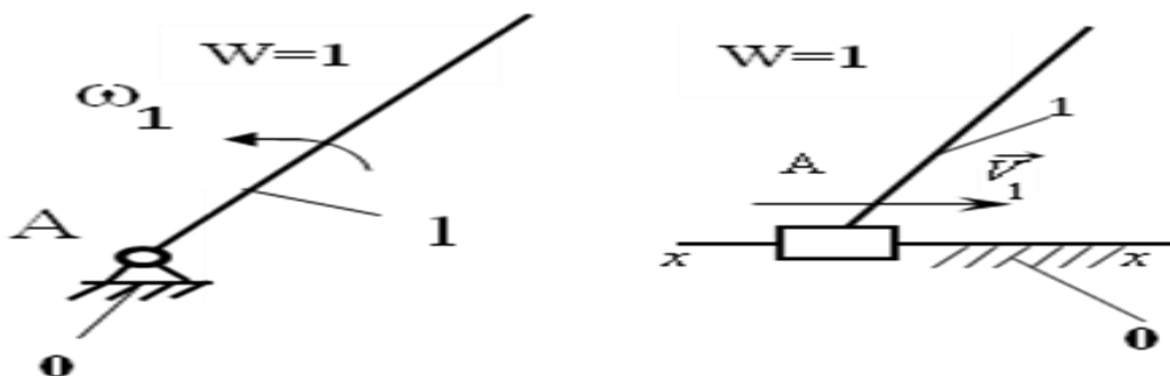
### **Механизмдердің негізгі түрлері.**

Механизмдердің құрылуының негізгі принципі. Көп звенолы механизмнің структуралық синтезі үшін (звенолар саны төрттен көп) (1) және (2) формулалары бойынша барлық мүмкін варианттарды іріктеу қиынға соғады. Бұл жағдайда механизмдердің структуралық схемасын Ассур топтары деп аталатын кинематикалық тізбектерді қабаттап тізбектеу арқылы тапқан қолайлы. Механизмдердің құрылуының негізгі принципін 1914 жылы орыс ғалымы Л.В. Ассур берген. Ол белгілі бір структуралық қасиеттері бар кинематикалық тізбектерді тізбектеп және қабаттап қосу арқылы механизмдердің құрылу тәсілін ұсынды және дамытты.

Еркіндік дәрежесі нөлге тең және еркіндік дәрежесі нөлге тең қарапайым кинематикалық тізбектерге одан әрі бөлінбейтін кинематикалық тізбек Ассур тобы деп аталады.

Ассур топтарының классификациясы. Екі звено және V класты үш кинематикалық жұптан тұратын топ II класты Ассур тобы деп аталады. Екінші кластан жоғарғы Ассур тобының класы ішкі кинематикалық

жұптардан құралған тұйық контурдың кинематикалық жұптарының санымен анықталады. (2-сурет.).



1.2-сурет- V класты кинематикалық жұп

Механизмнің класы жетекші звеноны таңдауға тәуелді. Ассур принципі бойынша кез-келген механизм I класты механизмге әртүрлі класты Ассур тобын тізбектеп немесе қабаттап жалғау арқылы құралады.

V класты кинематикалық жұп құрайтын жетекші звено мен тіреуішті I класты механизмдеп атаймыз

Механизм класын анықтау. Машина жасау саласында звенолары IV және V класты жұптарға кіретін жазық механизмдер ерекше кең таралған. Сондықтан олардың структуралық классификациясының принципін қарастыралық. Ассур тобының қозғалғыштық дәрежесі  $W = 0$ . Звенолары IV және V класты жұптарға кіретін жазық механизмдер үшін бұл шарт былай жазылады:

$$3n - 2p_5 - p_4 = 0. \quad (5)$$

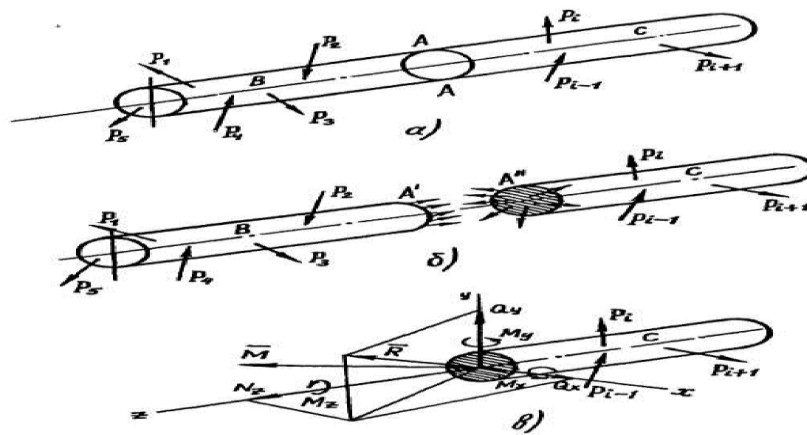
Жазық механизмдердің құрамына кіретін жоғарғы кинематикалық жұптарды тек V класты жұптардан тұратын кинематикалық тізбектермен алмастыруға болады. Сондықтан механизмдердің классификациясын қарастырғанда құрамына тек V класты жұптар кіретін механизмдерді қарастыруға болады.

## 1.2 Материалдар кедергісі ғылымының негізгі ұғымдары

Құрылыста немесе машина өндірісінде қолданылатын конструкциялық материалдар атомнан тұратыны, ал атомдар өзара атомдық күшпен байланысып тепе-теңдік күйде болатыны физика курсынан мәлім. Материалдардың беріктігі, атомдардың атомдық күш шамасына байланысты. Атомдық күш неғұрлым үлкен болса, материал солғұрлым берік, кіші болса — осал. Сыртқы күш әсерінен денеде атомдық күш қандай да бір қосымша шамаға өзгереді. Бұл қосымша шама, материалдар кедергісі ғылымында ішкі

күш деп аталып, конструкция элементтерінің сыртқы күш әсеріне қарсыласу қабілетін көрсетеді. Сондықтан, "Материалдар кедергісі" пәнінде атомдық күш емес, тек ішкі күштердің өзгеру заңдылығы зерттеледі. Ішкі күштің өзгеру мөлшері, сыртқы күштің өзгеру мөлшерімен тең болғанда ғана, конструкция элементтері жұмыс істеу қабілеті мен тепе-теңдік күйін сақтайды. Бұл күштердің өзара теңсіздігі конструкцияның орнықтылығын жоғалтуына немесе, қирап сынуына әкеліп соқтырады.

Берілген брус бір жазықтықта жатпайтын бірнеше сыртқы күштердің әсерінен тепе-теңдік күйде тұрсын (1.3 а-сурет). Брусты А—А жазықтығымен В мен С бөліктеріне бөлсек, бұл бөліктердің көлденең қима ауданы арқылы бір-біріне тигізетін әсері, яғни ішкі күштері, шамасы жағынан тең, бағыты жағынан қарама-қарсы.



1.3-сурет-Брустар

Ішкі күштерді табу үшін қию әдісі қолданылады. Бұл әдіс —"Дене тепе-теңдік күйде тұрса, онда оның кез келген бөлігі де тепе-теңдік күйде болады",— деген механика заңдылығына негізделген.

Дененің В немесе С бөліктеріне әсер ететін ішкі және сыртқы күштер өзара тепе-теңдік күйде. Сондықтан, ішкі күштерді дененің кез келген бөлігі үшін құрылған тепе-теңдік теңдеулерінен анықтауға болады. Көрсетілген көлденең А қимасындағы ішкі күштерді табу үшін сыртқы күш факторлары аз С бөлігін қарастырған ыңғайлы, өйткені, бұл бөлік үшін құрылған тепе-теңдік теңдеулері В бөлігі үшін құрылатын теңдеулерден гөрі алдеқайда ықдшамды.

Брустың В бөлігінен А қимасы арқылы С бөлігіне ішкі күштер үздіксіз жайылып таралып беріледі (1.2,б-сурет). Жалпы жағдайда, бұл ішкі күштер қиманың ауырлық центрі арқылы өтетін, басты вектор деп аталатын К күшіне және басты момент деп аталатын М моментіне келтіріледі (1.2,в-сурет). Басты векторды ОХ, ОУ, ОZ осьтерінің бойында жатқан  $N_z, Q_x, Q_y$  құраушы күштеріне, ал бас моментті  $M_x, M_y, M_z$  құраушы моменттеріне жіктейік. Бұл құраушы күштер мен моменттер ішкі күш компоненттері немесе факторлары деп аталады.  $N_z$  — көлденең қимаға перпендикуляр бойлық ось бойымен әсер

етеді, сондықтан оны бойлық күш деп, ал ОХ, ОУ осьтеріне параллель әсер ететін  $Q_x$ ,  $Q_y$  ішкі күштерін көлденең немесе жанама күштер деп атайды.  $M_x$ ,  $M_y$  моменттерін ию, ал  $M_z$  моментін бұрау моменттері деп ажыратады.

### 1.3 Шекті элементтер әдісінің негіздері

Шекті элементтер әдісі (ШЭӘ) физикада және техникада кездесетін дифференциалдық теңдеулерді шешетін сандық әдіс болып табылады.

Бұл әдістің пайда болуы космосты зерттеу есептерін шешумен байланысты. Жазық кернеулі күй есебін зерттеуде олар классикалық серпімділік теориясының теңдеулерін үшбұрышты шекті элемент қасиеттерін сипаттауға пайдаланды. Осы жұмыс басқа зерттеулерге себеп болды; құрылыс механикасы және тұтас орта механикасы есептеріне шекті элемент әдісін пайдаланған біраз мақалалар пайда болды. Құрылыс механикасында шекті элементтер әдісі потенциалды энергияны минимизациялау арқылы есепті тепе-тепдік сызықты алгебралық теңдеуіне алып келді. Әдіс Лаплас және Пуассон теңдеулерімен сипатталатын есептерге қолданылады.

Сыртқы жүктемелердің әсерінен тепе-теңдікте болатын, иілгіш денені қарастырайық.  $v$  – шекаралық шарттарды қанағаттандыратын, мүмкін болатын жылжулардың ерікті өрісі. Жүйенің толық потенциалды энергиясы келесідей жазылады:

$$П(v) = U(v) - W(v) \quad (6)$$

мұндағы  $U$  – өзгерудің потенциалды энергиясы,  $W$  – сыртқы жүктемелердің потенциалы.

Мүмкін болатын жұмыстар қағидасынан шығатыны, тепе-теңдік күйдегі жүйенің толық потенциалды энергиясы аз шамада болады. Демек, шешім табу үшін (6) өрнегін, шекаралық шарттарды қанағаттандыратын, барлық  $v$  функцияларының көптігіне ықшамдау қажет, ал ең аз шаманы ікелетін функция, ворын ауыстырудың ізделіп отырған өрісі болады.

### 1.4 Бағдарламалық комплекс “APM WinMachine ”

APM Structure3D құрылым элементті ретінде белгілі бір қажеттері бар және жүктеу қабілеттінің есептерін жүргізген кезде пайдаланатын сырықтың шекті элементтерінің есепгіш адаммен белгіленетін топ деп түсіндіріледі. Көтеруші қабілетке есепті жүргізу үшін бірқатар операцияларын орындау қажет: құрылым элементтерін жасау; жасалған құрылымдық элементтерге нақты қасиеттерді беру және жүктеу қабілетінің келесідегі есептеу нәтижесінен алынатын қималардан тұратын қималардың нақты библиотекасын көрсету қажет; құрылым моделінің сырықтық элементінен жасалған құрылымдардың элементінің құрамына егізу; құрылымдық көтеруші қабілетіне есептеу жүргізу; есептеу нәтижесіне талдау және нақты

құрылымдық элементке жаңа қиманы беру; жаңа қолденең қималары модельге қайталап статикалық есептеу жасау.

Құрылым моделін орнықтылыққа есептеу жүргізу

“Есептеу” менюсынан “Есептеу параметрлері” тармағын таңдаймыз және пайда болған “Орнатулар” сұхбат терезесінде, “Орнықтылық” қосымшасын аламыз.

Орнықтылыққа есептеуді жүргізгеннен кейін “Нәтижелер” менюсында “...Орнықтылығы” тармағы белсенді болады, оны таңдаған кезде орнықтылықты жоғалту коэффициентінің шамасын құратын “Орнықтылық” сұхбат терезесі ашылады. Құрылым модельдерінің нақты қандай элементтері орнықтылықты жоғалтатыны жөніндегі егжей-тегжейлі ақпараты алу үшін, “Орнықтылық” сұхбат терезесінен пішін шерітпесін басыңыз.

Деформациялық есептеуді геометриялық сызықтық емес есептеу немесе жүктемелер осьтік құраушы жүктемелерді ескеріп есептеу деп атайды. Қағида бойынша, ол статикалық есеппен салыстырғанда анағұрлым нақты нәтиже береді.

Деформациялық есептің параметрлерін “Орнатулар” сұхбат терезесінің “Деформациялық” есеп қосымшасының енгізу өрістерінде беруге болады.

Сызықты емес есептеу

Деформациялық есептеудің болашақтағы дамуы болып, тек қана осьтік құрама жүктемелер және бұл кезде туатын қосымша күштік факторлар ғана емес, сонымен модельдердің өзінің өзгертілген пішіндері табылады. v.9.0 нұсқасында сызықтық емес есептеу қазірше тек қана пластиналық және көлемдік шекті элементтерге ғана таралады.

Өзіндік жиілік және өзіндік пішіндерді есептеу

Есепті орындау үшін “Есептеу” сұхбат терезесінде “Өзіндік жиіліктер” немесе “Алдын-ала жүктелген өзіндік жиіліктер”-ге жалау белгі қою керек.

Құрылым модельдерінің мәжбүр тербелісінің есептеу

Модельдің мәжбүр тербелісін есебі оған әсер ететін барлық жүктемелердің уақыт бойынша берілген өзгеру заңы кезіндегі оның қозғалуының талдауын білдіреді. Бұндай есепті, жүктемені “қосқан” моментінде немесе әртүрлі ауысу процесстеріндегі, мысалы: жүктеменің импульстік өзгеруіндегі және т.с.с. модельдің әрекетін білу талап етілсе жүргізген мақсатқа сай.

Есептік модельді дайындап оған әсер ететін сыртқы күштік факторларды беріп оны есептеуге жібереміз “Есептеу”/”Есептеу..”. “Есептеу” ашылған терезесінде “Мәжбүрлі тербелістер” опциясын таңдаймыз.

Жылулық есептеу және термосерпімділік есебін шығару

Жылулық есептің мақсаты жергілікті жылуөткізгіштік жағдайларында температуралардың өрісін анықтау болып табылады, яғни модельдің жеке түйіндерінде берілген температураның мәндерінде. Термосерпімділік есебін шығару үшін модельдің жеке элементтеріне температуралық жүктемені беру қажет және бұл кезде пайда болған кернеулерді, орынауыстыруларды, күштерді және т.с.с. анықтау қажет.

## Жылулық есептеу

Жылулық есептеу режиміне өту үшін “Есептеу” менюсынан “Есептеу..” опциясын, ал содан кейін ашылатын “Есептеу” сұхбат терезесінде – “Жылулық есептеу” таңдаймыз. “Статикалық есептеу” опциясындағы жалауды алып тастау керек. Жылулық есептеу аяқталғаннан кейін “Нәтижелер” менюсында “Нәтижелерінің картасы...” және ашылған “Нәтижелер шығару параметрлері” сұхбат терезесінде картаның бір түрін – Температураны көрсетіп оның нәтижелерін таңдауға болады.

Жылулық есептеуді жүргізген кезде термосерпімділік есебін шығару Температураны табумен бір уақытта термосерпімділік есебі де шығарылуы мүмкін, яғни температуралық ұлғаю салдарынан пайда болған кернеулерді анықтау.

«Есептеу» менюсынан «Есептеу..» опциясын, ал ашылған «Есептеу»– «Статикалық есептеу» сұхбат терезесінде «Статикалық есептеу» опциясындағы флажоктарды орнатумен бірге «Жылулық есепті» таңдаймыз.

Жылулық есептеу нәтижелерін қарау келесі тәсілдермен жүргізіледі: ең алдымен «Нәтижелер» менюсында «Нәтижелер картасы...» тармағын таңдаймыз, ал содан кейін ашылған «Нәтижелерді шығару параметрлері» сұхбат терезесінде бұл картаның түрін: кернеулерді, орын ауыстыруларды және т.с.с. көрсетеміз. Бұдан басқа, температураны үйлестіру өрістерінің картасын көрсетуге болады.

Температуралық жүктемені сырықтық немесе пластиналық элементтерге салған кезде термосерпімділік есептерін шығару

Егер температуралық жүктемелер АРМ Structure 3D көмегімен түйіндерге емес сырықтық және/немесе пластиналық элементтерге салынса, термосерпімділік есебі ғана (жүктемелердің басқа түрлерімен байланыста) шығарылуы мүмкін. Алайда температуралар таратылуының суретін алуға мүмкіндік болу үшін, температураны модель түйіндерінде беру дұрыс.

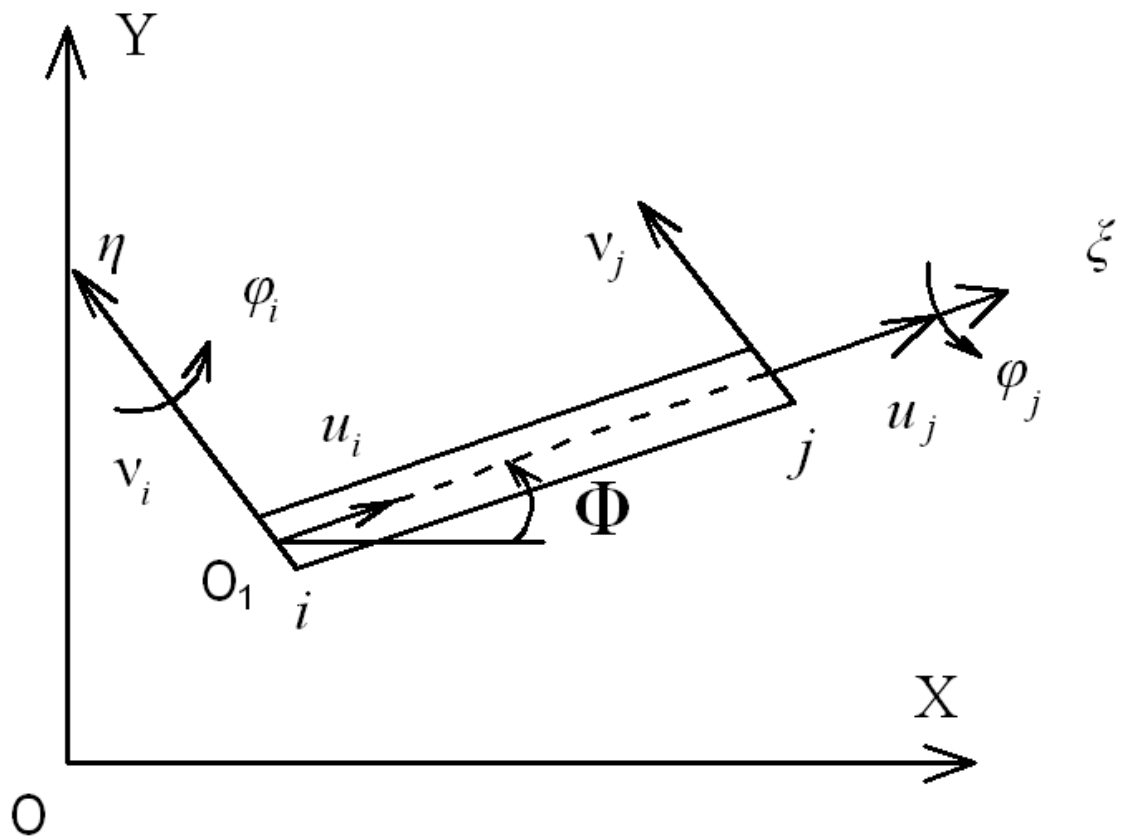
Модельдердің есепке жіберілуі стандартты тәсілмен жүргізіледі: «Есептеу» менюсынан «Есептеу...» опциясын, ал «Есептеу» ашылған сұхбат терезесінен-«Статикалық есепті» таңдаймыз.

## 2 Серпімді буынды механизмнің квазистатикалық кернеулі-деформациялы күйі

### 2.1 Серпімді сырықты жүйелердің шекті элементтер әдісіндегі негізгі теңдеулері

Қатты элементтерге зерттелетін объектіні бөлу әдісі тегін. Кинематика мен қуат сипаттамаларында елеулі өзгерістер болған жерлерде кедергі қосымша элементтерге бөлінеді. Дене бүкіл әлем бойынша Окссис жүйелі координаттарына беріледі. Әрбір элемент «е», сыртқы күш әсерінен есептеледі деформацияланған: сызықтық ауыстыру және бұрылу бұрышы кез келген торап жергілікті координаттар жүйесін анықталады  $u, v$  және  $\varphi$ . (2.1-сурет)

Сонда  $u_i, v_i, \varphi_i$  және  $u_j, v_j, \varphi_j$   $i, j$  түйіндерінің кинематикалық сипаттамалары болады. Охукоординат жүйесінде орын ауыстыру және бұрылу бұрышының құраушылары  $U_i, V_i, \phi_i, U_j, V_j, \phi_j$  болады.



2.1-сурет – Шекті элемент

Глобалды және локалды координаттар жүйесінде векторлық мәндері енгізіледі.

$$\{\delta_k^e\}^T = (u_i, v_i, \varphi_i, u_j, v_j, \varphi_j)$$

$$\{\delta_r^e\}^E = (U_i, V_i, \varphi_i, U_j, V_j, \varphi_j) \quad (2.1)$$

$\{\delta_n^e\}$  және  $\{\delta_r^e\}$  векторлар арасындағы байланыс.

$$\{\delta_n^e\} = \begin{bmatrix} [T_0] & 0 \\ 0 & [T_0] \end{bmatrix} \{\delta_r^e\} = [T] \{\delta_r^e\}; \quad (2.2)$$

мұнда  $[T_0]$  - III-ретті квадратты матрица немесе бағыттаушы косинустар матрицасы деп аталады.

## 2.2 Серпімді буынды механизміндегі кернеулі-деформациялық-күйді зерттеу алгоритмі

Тұрақты қаттылықтың тік қаттылық қабырғаларына жақындаған еркін нысандар жағдайының тұрақтылығын және стреттік өзгерістердің тұрақтылығын шешуге арналған. Есептеу жүйенің түйіндерінде жинақталған күштер мен қозғалыстар бойынша жүзеге асырылады және жүктің шеттері бойынша біркелкі бөлінеді.

Кеңістікті сыртқы күштер әсерінен, элемент ішінде алты ішкі күштер пайда болады: бойлық күш  $N$ , көлденең күштер  $Q_\eta$ ,  $Q_\zeta$ , июші моменттер  $M_\eta$ ,  $M_\xi$  және бұраушы момент  $M$ . Сонда Гуктың жалпылама заңына сүйеніп, тепе-теңдік теңдеуі мен теңдеуі ескеріліп, түйіндегі орын ауыстыру  $\{\delta_n^e\}$  мен күш  $\{f_n^e\}$  векторлар арасындағы байланыстың матрицалық теңдеу алынады:

$$\{f_n^e\} = [k_n] \cdot \{\delta_n^e\}, \quad (2.3)$$

осында  $\{f_n^e\}^T = (N_{\xi}, Q_{\eta}, Q_{\zeta}, M_{\xi}, M_{\eta}, M_{\zeta}, N_{\xi}, \dots, M_{\zeta})$  (2.4)

мұндағы  $[K_n^e] = [K_{ij}]$  - симметриялы квадраттық қатандық матрицасы, осында

$$k_{11} = \frac{EF}{l}, k_{17} = \frac{EF}{l}, k_{22} = \frac{12}{l^3} EJ_\zeta, \dots, k_{12,12} = \frac{2}{l} EJ_\zeta \quad (2.5)$$

ЛКЖ және ГКЖ сәйкес шекті сырықты элементтің «е», орын ауыстыру және күштер векторлары:  $\{\delta_n^e\}, \{f_n^e\}, \{\delta_r^e\}, \{f_r^e\}$

сонда

$$\{\delta_r^e\} = [T] \cdot \{\delta_n^e\}, \quad \{f_r^e\} = [T] \cdot \{f_n^e\} \quad (2.6)$$

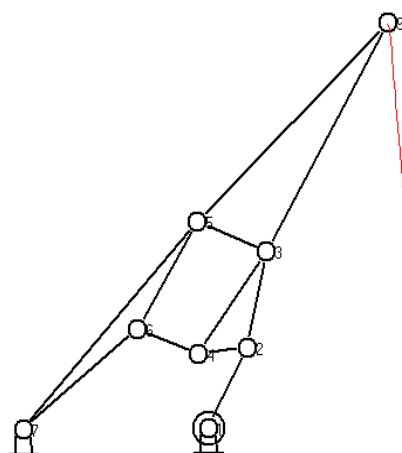


### 3 Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың механизмін кернеулі деформациялы күйі мен орнықтылыққа зерттеу

Манипулятордың қармағышының кеңістіктегі сызықты серпімді буынды механизмі (3.1-сурет). Екінші класстық бір дәрежелі жылжымалық механизмі, гидроцилиндр арқылы қозғалыс жасайды. Қаралатын есепте созылмалы және геометриялық сипаттамада келесілер қабылданды:  $P=100\text{H}$ ,  $J=1,272\cdot 10^{-8}\text{см}^4$ ,  $E=2\cdot 10^5\text{МПа}$ . АРМ WinMachine бағдарламалық кешенінде беріктікке есептелінді, кинематикалық сипаттамалары белгілі (3.2-3.4 суреттер), таралған күштің серпімді буынды механизмнің квазистатикалық кернеулі деформациялы күйіне зерттеу жасалды.

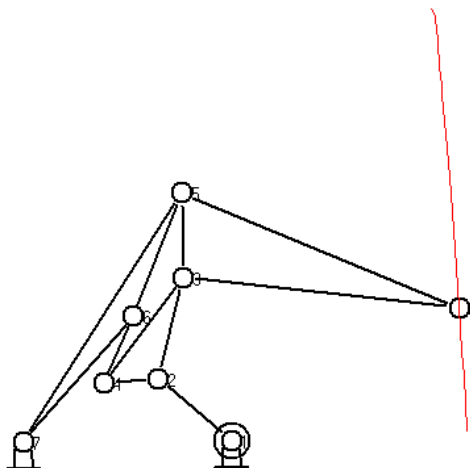


3.1-сурет-Манипулятор



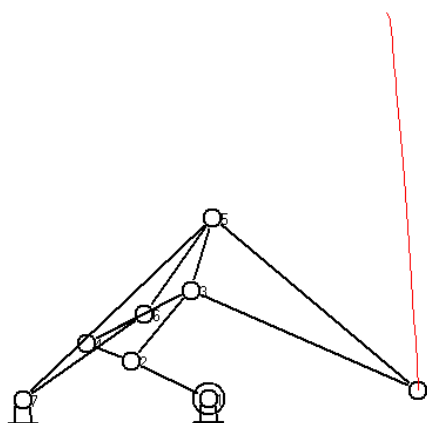
3.2-сурет – Түзу сызықты бағыттауыш манипулятордың есептеу схемасы

L1-2 =	67,53	L2-3 =	73,36	X1 =	4,67	Y1 =	-94,04
L2-4 =	39,03	L3-4 =	93,54	X2 =	35,71	Y2 =	-34,07
L3-5 =	59,66	L4-6 =	51,94	X3 =	51,19	Y3 =	37,64
L5-6 =	93,26	L6-7 =	118,17	X4 =	-3,06	Y4 =	-38,57
L5-7 =	208,26	L3-9 =	196,79	X5 =	-4,05	Y5 =	60,16
L5-9 =	212,73	L1-7 =	147,67	X6 =	-51,59	Y6 =	-20,06
L2-7 =	188,79			X7 =	-142,99	Y7 =	-94,97
				X8 =	147,93	Y8 =	209,01



3.3-сурет – Түйіндердің координаталары және буындардың ұзындықтары

X1 =	4,67	Y1 =	-94,04
X2 =	-47,05	Y2 =	-50,62
X3 =	-29,31	Y3 =	20,56
X4 =	-85,94	Y4 =	-53,90
X5 =	-30,36	Y5 =	80,21
X6 =	-64,60	Y6 =	-6,54
X7 =	-142,99	Y7 =	-94,97
X8 =	166,32	Y8 =	-0,84

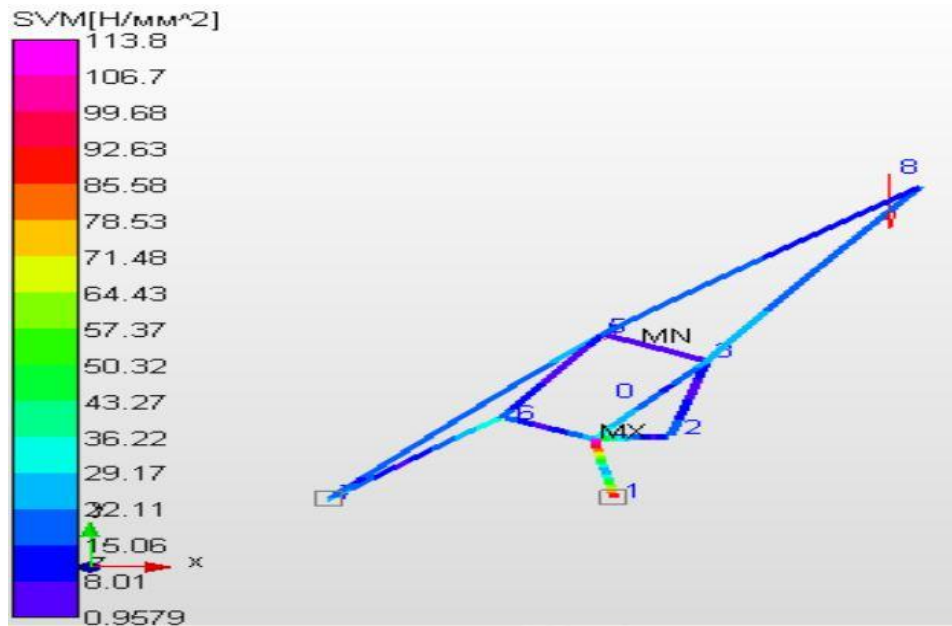


3.4-сурет-Түйіндердің координаталары ұзындықтары

**1-орналасу күйі:**

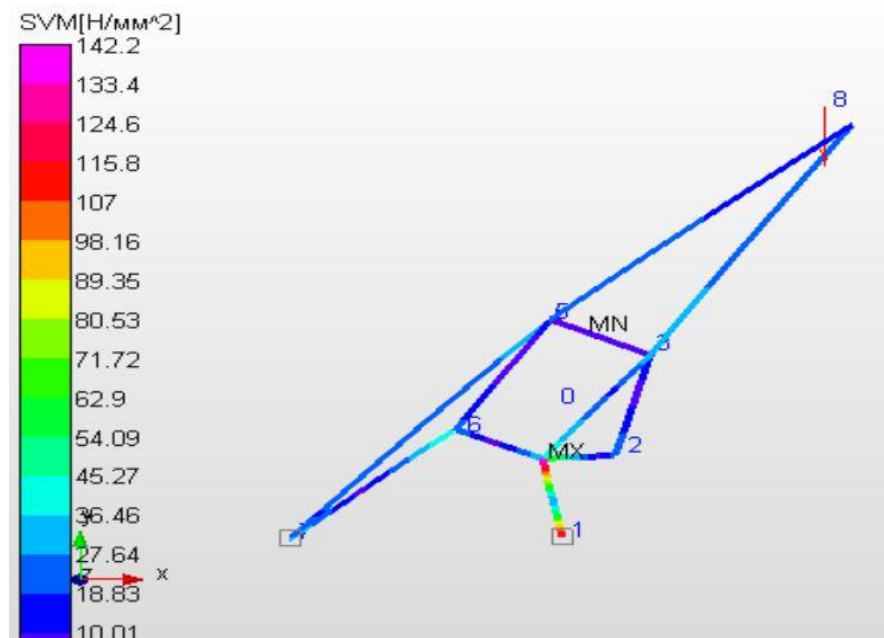
3.7-суретте-

манипулятор элементтерінде пайдаланбаған эквиваленттік кернеу көрсетілген. Механизм 1-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 2 элементте байқалды 113.8 МПа- тең. Ең аз кернеу 8.01 МПа-тең.



3.7-сурет - Механизмнің элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=1000\text{H}$

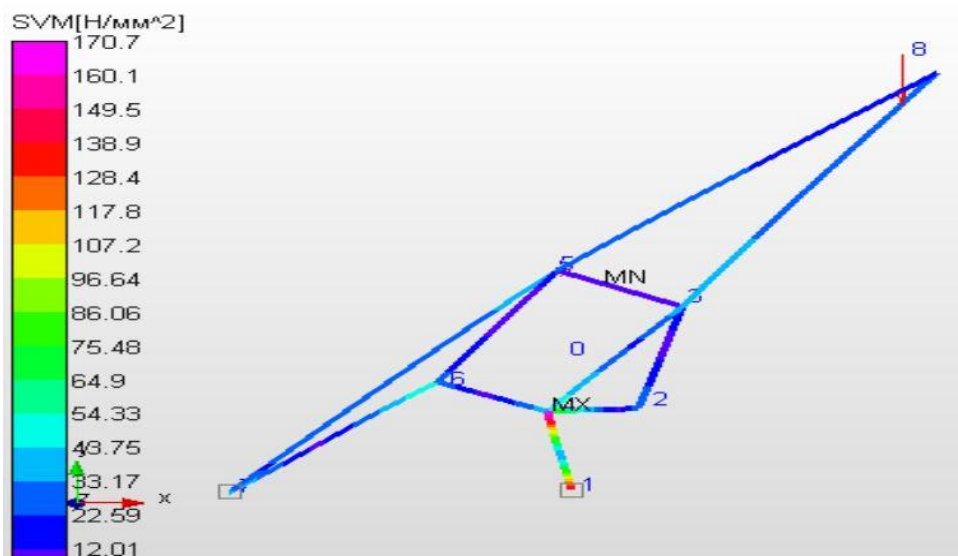
3.8-суретте манипулятор пайдаланған эквивалентті кернеу көрсетілген. Механизм 1-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 2 элементте байқалды,  $142.2\text{ МПа}$ - тең. Ең аз кернеу  $18.83\text{ МПа}$ -тең.



3.8-сурет- Механизмнің элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=2000\text{H}$

3.9-суретте- манипулятор элементтерінде пайдаланған эквивалентті кернеу

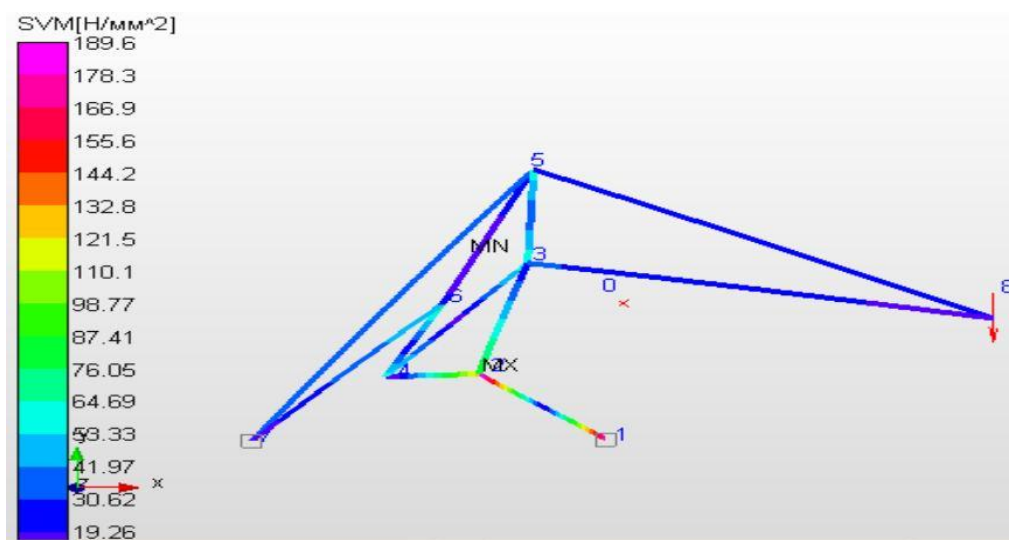
көрсетілген. Механизм 1-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 2 элементте байқалды, 170.7 МПа- тең. Ең аз кернеу 22.59МПа-тең.



3.9-сурет-. Механизмнің элементтерінде пайда болған эквиваленттіккернеу, күш

3.10-суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу көрсетілген. Механизм 3-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды, 189.6 МПа- тең. Ең аз кернеу 30.62МПа-тең.

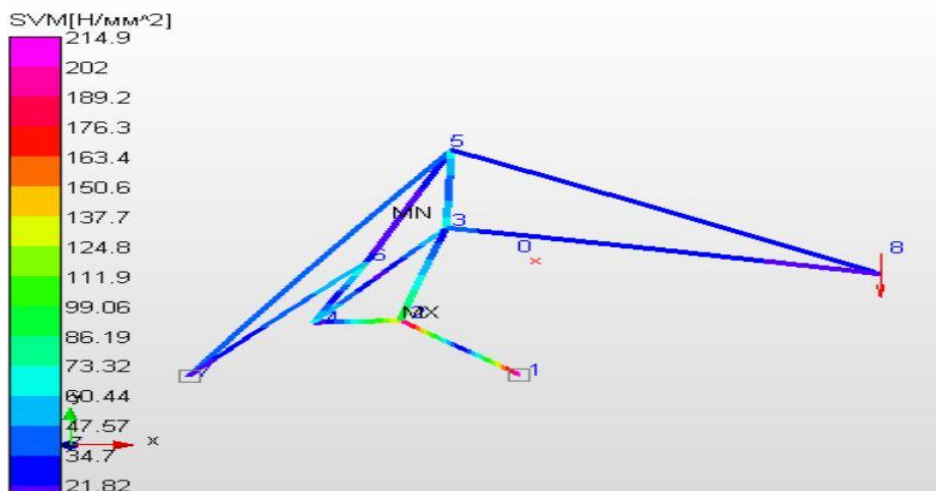
**3-орналасу күйі:**



3.10-сурет- Механизмнің элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=1000$

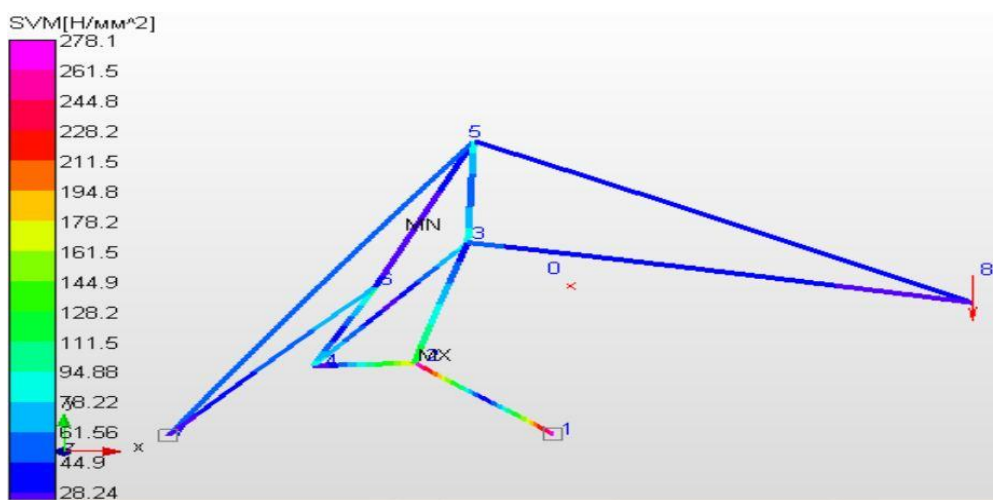
3.11–суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквивалентті

кернеу көрсетілген. Механизм 3-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды, 214.9 МПа- тең. Ең аз кернеу 34.7МПа-тең.



3.11-сурет - Механизмнің элементтерінде пайда болған эквиваленттік кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=2000$  түйінге түсірілген.  $P=2000$

3.12-суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквиваленттік кернеу көрсетілген. Механизм 3-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды, 278.1 МПа- тең. Ең аз кернеу 44.9МПа-тең.

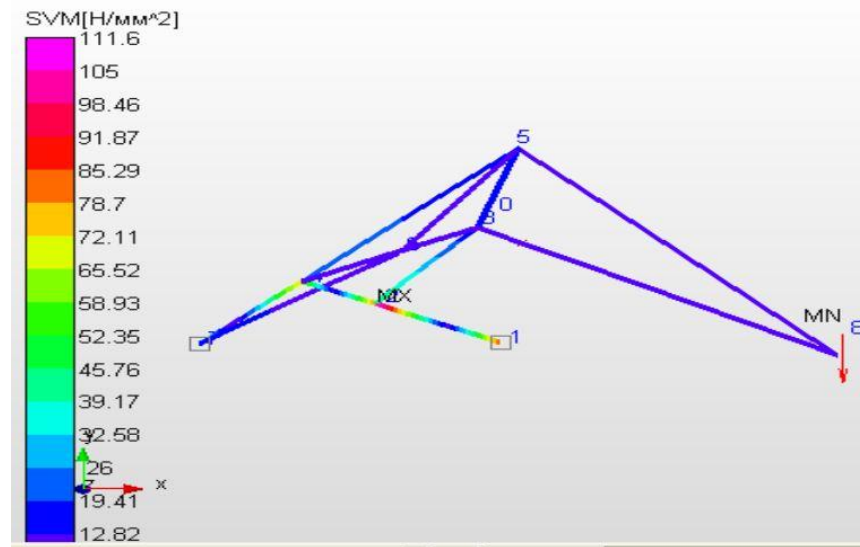


3.12-сурет- Механизмнің элементтерінде пайда болған эквиваленттік кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=2500$

3.12-суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквиваленттік кернеу көрсетілген. Механизм 3-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды,

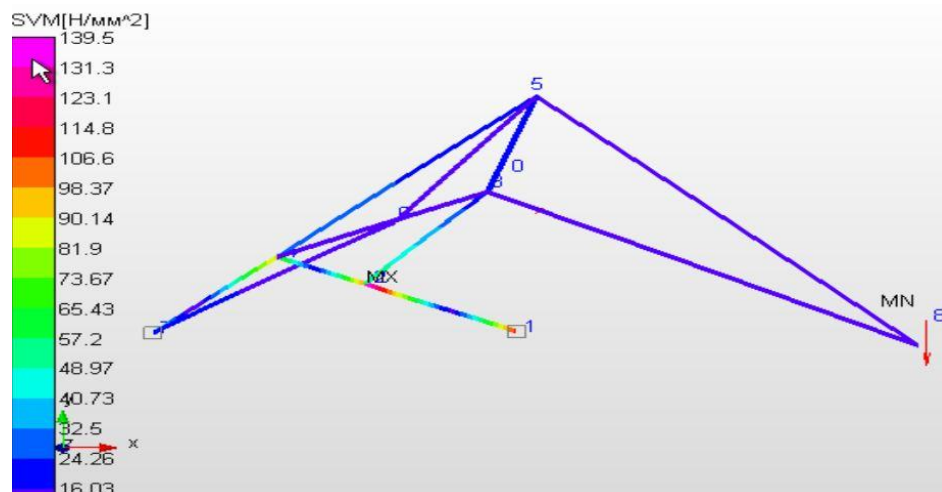
278.1 МПа- тең. Ең аз кернеу 44.9МПа-тең.

#### 4-орналасу күйі:



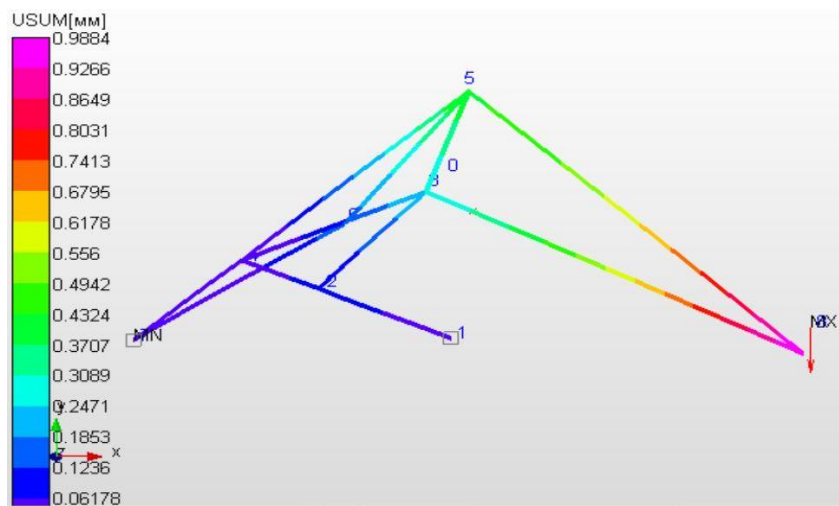
3.14–сурет-Механизмніңэлементтеріндепайда болған эквиваленттіккернеу,күш жетінші түйінге түсірілген. $P=1000Н$

3.14-суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу көрсетілген.Механизм 4-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды, 111.6 МПа- тең. Ең аз кернеу 19.41МПа-тең.



3.14-сурет-Механизмніңэлементтеріндепайдаболған эквиваленттіккернеу,күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=2000Н$

3.14-суретте- манипулятор элементтерінде пайда болған эквивалентті кернеу көрсетілген.Механизм 4-орналасу күйінде күш жетінше торапқа түсірілген, күштің әсерінен ең үлкен кернеу 3 элементте байқалды, 139.5МПа- тең. Ең аз кернеу 24.26МПа-тең.



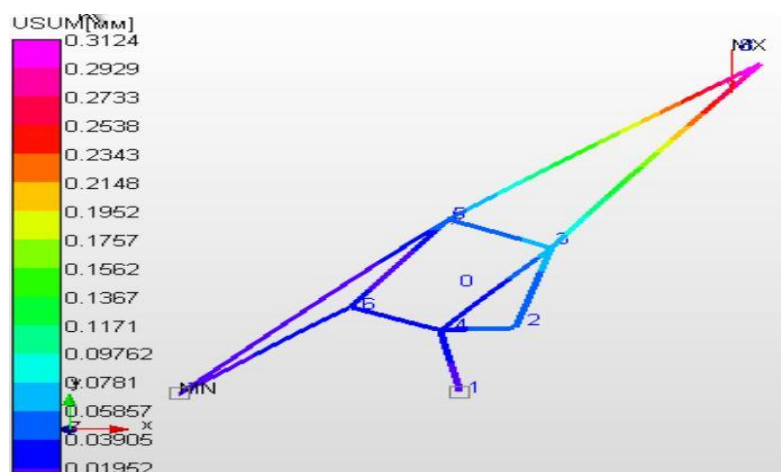
3.14-сурет-Механизмнің элементтерінде пайдаланған эквиваленттік кернеу, күш жетінші түйінге түсірілген.  $P=2500$

3.14-суретте-манипулятор элементтерінде пайдаланған эквиваленттік кернеу көрсетілген.

### 3.1 Манипулятор орналасу күйлеріне байланысты орын ауыстыруға есептеу

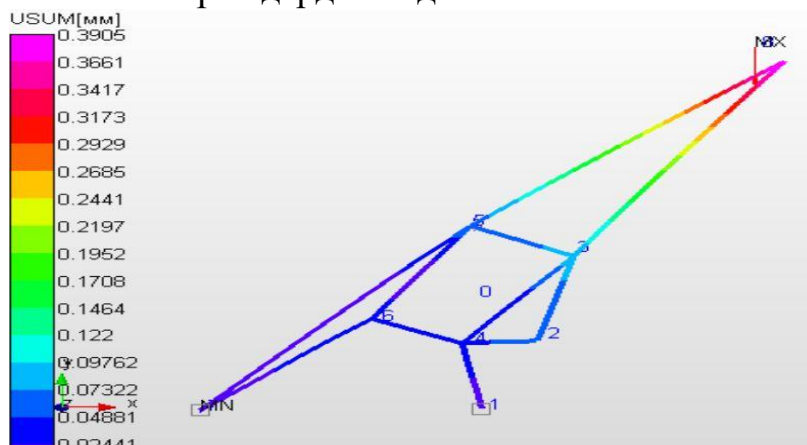
#### 1- орналасу күйі:

3.15-суретте-манипулятор 1000 Н күш түсірілген кездегі пайдаланған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру бесінші (0.3124) және жетінші түйіндерде пайдаланған.



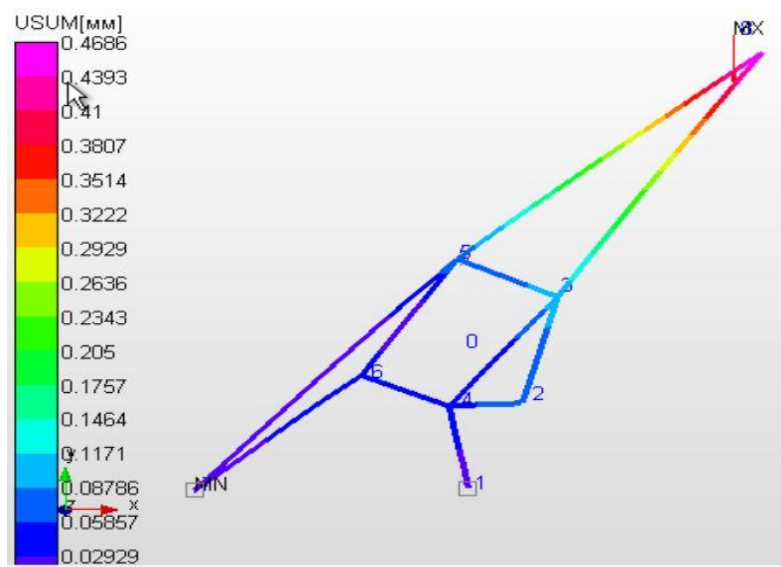
3.15-сурет- Манипулятор буындарында пайдаланған орын ауыстыру  $P=1000$

3.17-суретте -манипулятор 2000 Н күш түсірілген кездегі пайдыболған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру бесінші (0.3905 мм) және жетінші түйіндерде пайдаболған



3.17-сурет-Манипулятор буындарында пайда болған орына ауыстыру  $P=2000\text{H}$

3.18-суретте- манипулятор 2500 Н күш түсірілген кездегі пайды болған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру бесінші (0.4686 мм) және жетінші түйіндерде пайда болған

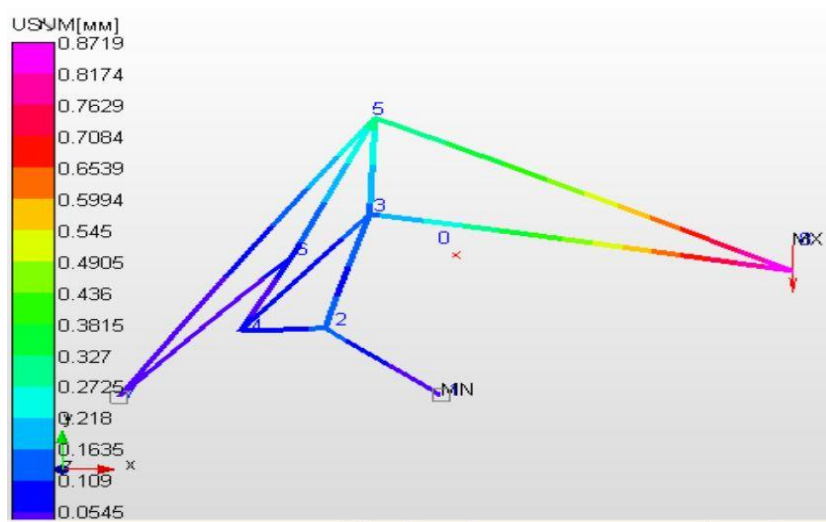


3.18-сурет- Манипулятор буындарында пайда болған орына ауыстыру  $P=2500\text{H}$

3 орналасу күйі:

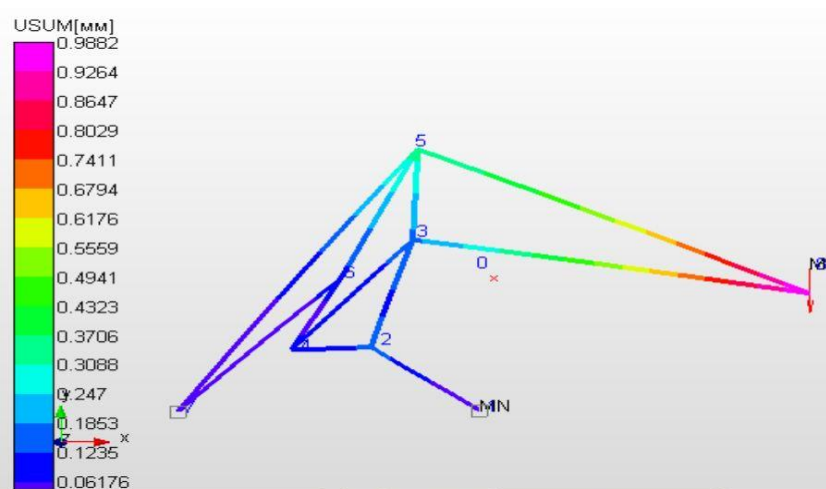
3.18-суретте- манипулятор 2500 Н күш түсірілген кездегі пайды болған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру бесінші (0.4686 мм) және жетінші түйіндерде пайда болған





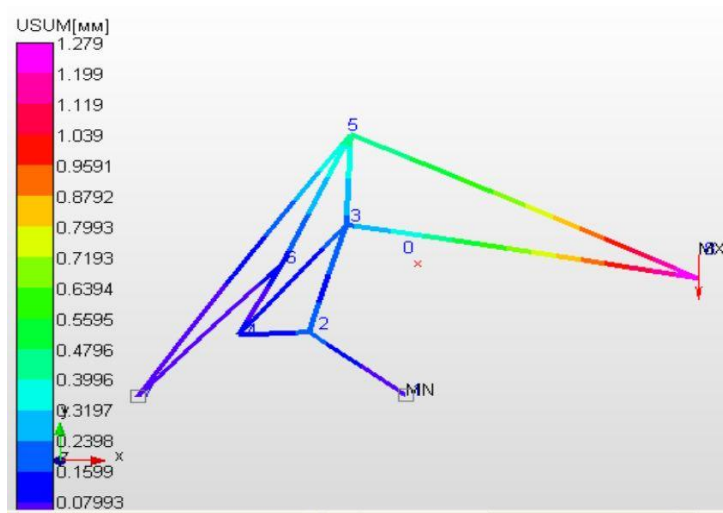
3.18-сурет-Манипулятор буындарында пайда болған орына ауыстыру  $P=1000\text{H}$

3.19-суретте-манипулятор 2000 Н күш түсірілген кездегі пайды болған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру жетінші түйінде пайда болған (0.9882 мм).



3.19-9сурет-Манипулятор буындарында пайда болған орына ауыстыру  $P=2000\text{H}$

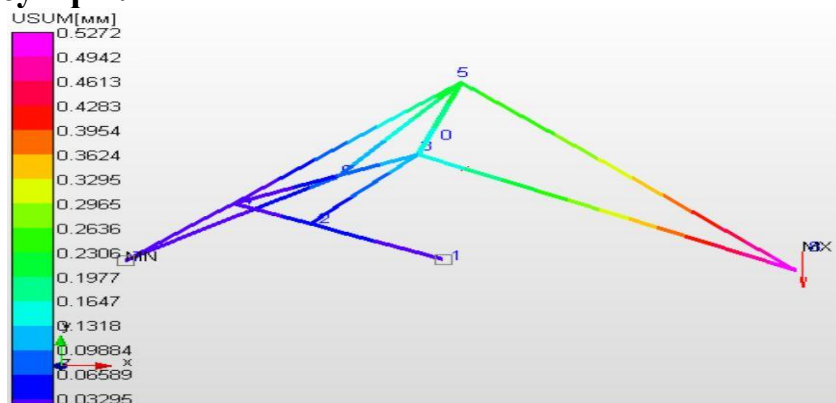
3.20-суретте-манипулятор 2500 Н күш түсірілген кездегі пайды болған орын ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру жетінші түйінде пайда болған (0.434 мм).



3.20-сурет-Манипулятор буындарында пайда болған орнына ауыстыру  
 $P=2500\text{H}$

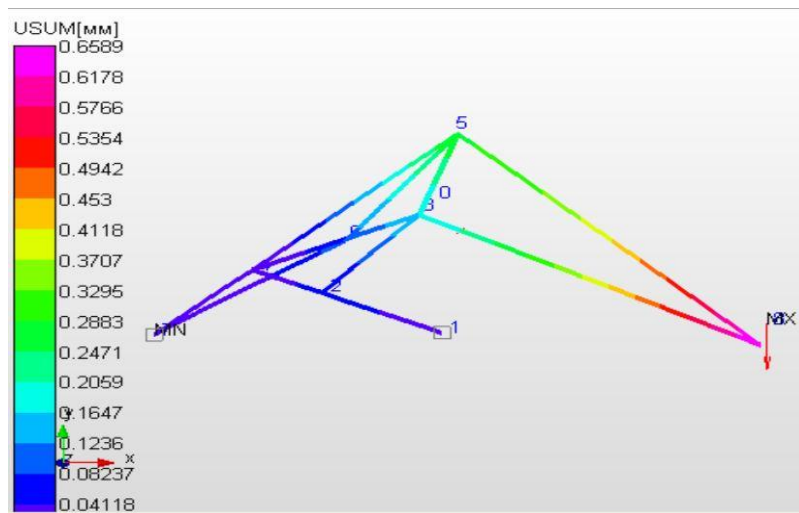
3.21-суретте-манипулятор 2000 Н күштүсірілген кездегі пайда болған орнына ауыстыру. Ең үлкен орын ауыстыру жетінші түйінде пайда болған (0.5272 мм).

**4-орналасу күйі:**



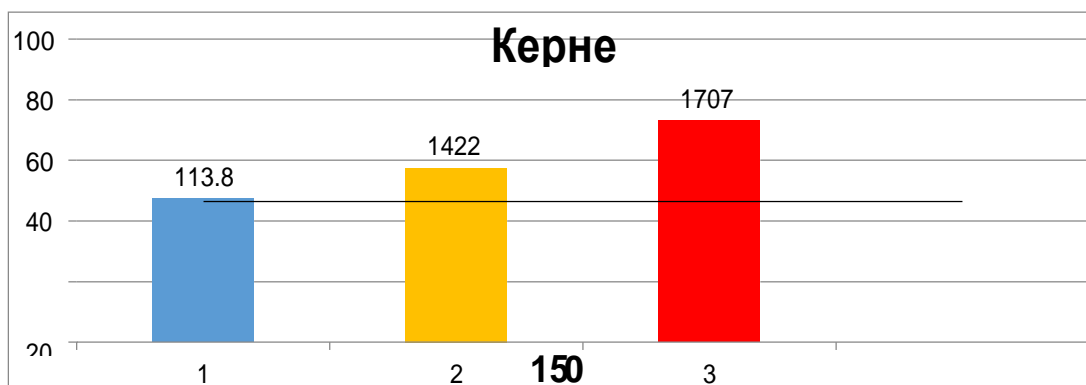
3.21-сурет-Манипулятор буындарында пайда болған орнына ауыстыру  
 $P=2000\text{H}$

3.22-суретт-манипулятор 2500 Н күштүсірілген кездегі пайда болған орнына ауыстыру.



3.22-сурет-Манипулятор буындарындапайдаболғанорынауыстыру  
P=2500H

**1-диаграмма:**

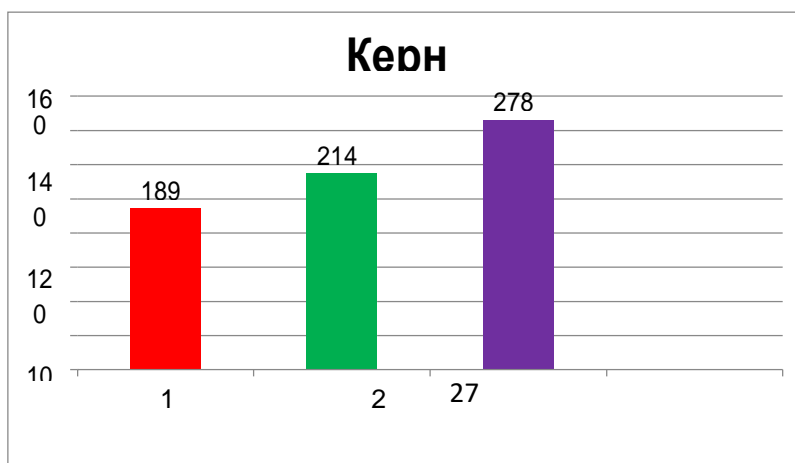


3.23-сурет-Кернеудің өзгеру диаграммасы

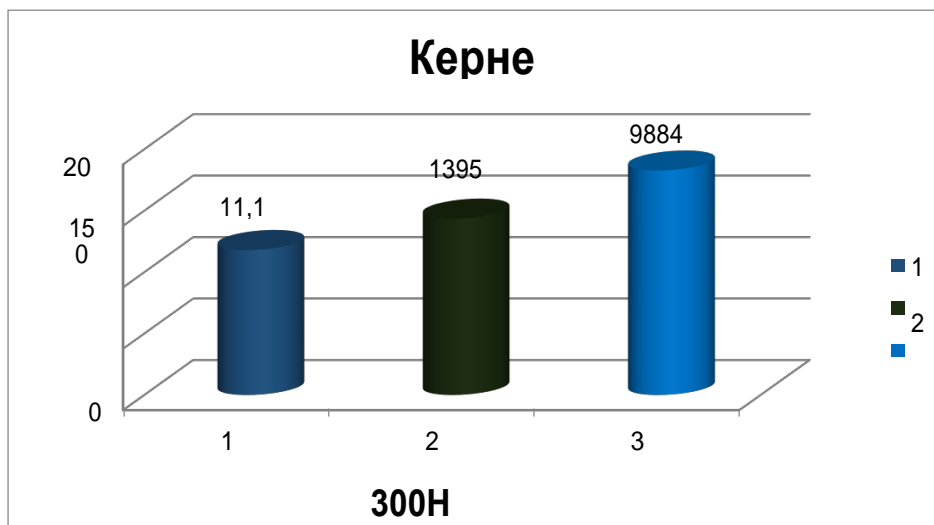
3.23 -суретте үш орналасу күйіне байланысты, 150 Н күш түсірілген кездегі кернеудің өзгеру диаграммасы. Ең үлкен кернеу үшінші көріністе байқалды(17,07 МПа)

**2-диаграмма:**

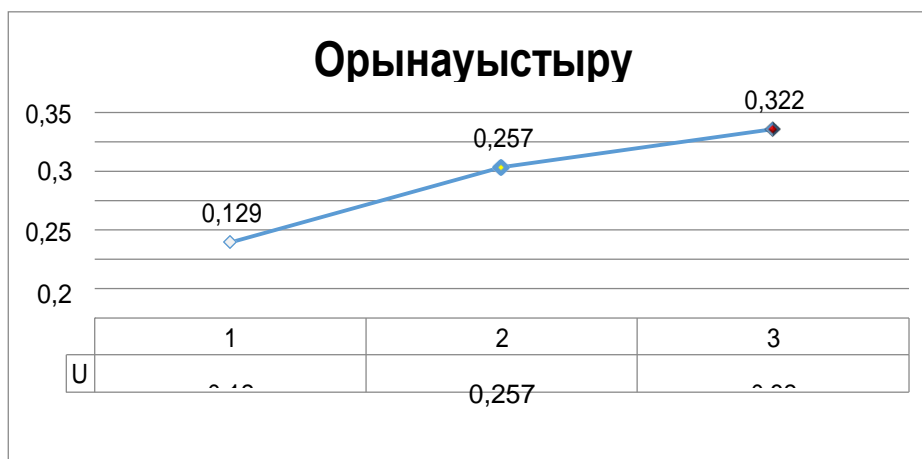
3.24–сурет-. Кернеудің өзгеру диаграммасы



3.24-суретте-үш орналасу күйіне байланысты 2000 Н күш түсірілген кездегі кернеудің өзгеру диаграммасы. Ең үлкен кернеу үшінші көріністе байқалды (**2781 МПа**)

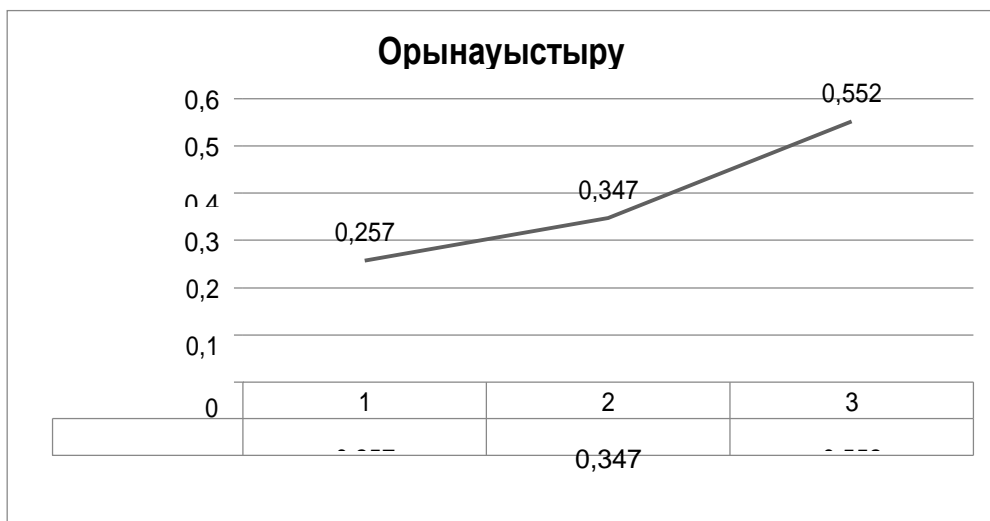


3.25-суретте- үш орналасу күйіне байланысты, 300 Н күш түсірілген кездегі кернеудің өзгеру диаграммасы. Ең үлкен кернеу үшінші көріністе байқалды (**9884 МПа**)



3.25-сурет -. Үш орналасу күйіне байланысты орын ауыстыру графигі

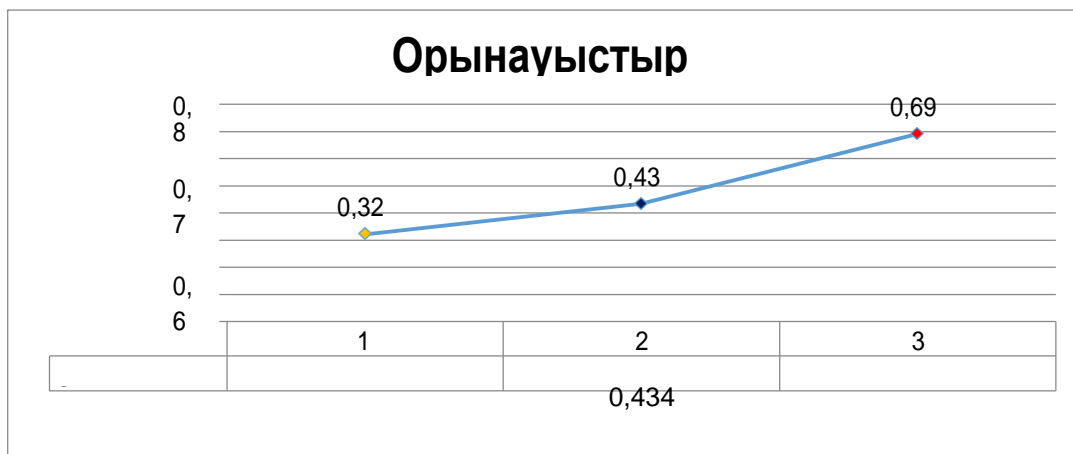
3.26-суретте көрсетілгендей 1000 Н күш түсірілген кездегі, үш орналасу күйдеге орын ауыстыру графигі көрсетілген. Ең үлкен орынауыстыру үшінші орналасу күйде (**0,322 мм**) байқалды.



3.26-сурет-Үш орналасу күйіне байланысты орын ауыстыру графигі

3.26-суретте 2000 Н күштүсірілген кездегі , үш орналасу күйдеге орын ауыстыру графигі көрсетілген.

Еңулкен орынауыстыру үшінші орналасу күйде (**0,552**) байқалды.



3.26-сурет-Үш орналасу күйіне байланысты орын ауыстыру графигі

3.27-суретте- 5000 Н күш түсірілген кездегі , үш орналасу күйдеге орын ауыстыру графигі көрсетілген.

Еңулкен орынауыстыру үшінші орналасу күйде (**0,691**) байқалды.

## ҚОРЫТЫНДЫ

Шекті-элементті модельдеу арқылы жазық және кеңістік механизмдердің серпімді квазистатикалық кернеулі-деформациялы күйіне зерттеуі жүргізілді. Жүргізілген зерттеулердің негізгі нәтижелері мыналар:

- серпімділік теориясының негізгі теңдеулерін пайдаланып орын ауыстыруды және кернеулі-деформациялық күйін анықтайтын шекті элементтер әдісінің идеясына негізделген программада есептеу жүргізілді

- жүргізілген нәтижелер бойынша негігі алынған нәтижелер келесідей;

- ең үлкен эквивалентті кернеу бағыттауыш манипулятор механизмнің орналасу күйінде 139.2 Мпа тең болды

- механизм өзінің екінші квазистатикалық орналасу күйінде орнықты. Ең үлкен орын ауыстыру 2 орналасу күйінде 0,3843 мм тең болды.

- жасалған есептеулер бойынша бағыттауыш

- манипулятормеханизмнің тиімді жұмыс істеу параметрлері таңдап алынды.

## ПАЙДАЛЫНҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Жолдасбеков Ә.А. Машиналар механизмдерінің теориясы. – Алматы, 1979. <http://lms.kazntu.kz/course/?id=919>
- 2 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.:Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1988.
- 3 Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин: курс лекций / Г. А. Тимофеев. – М.: ИД Юрайт, 2010. —351 с.
- 4 Программный комплекс АРМ WinMachine, – М.:Из-во Научно-технический центр АПМ.
- 5 Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде АРМ Structure 3D. – М.: АПМ, 2010. – 375 с.
- 6 Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам, – М.:«Машиностроение»,- 1987. –560 с.
- 7 Абдраимова Г.А. Квазистатическая упругая устойчивость плоских пространственных стержневых систем: Учеб. Пособие. – Алматы: КазНТУ, 2010 – 107 с. Ил.40. Табл. 6. Библиогр. - 18назв.