

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



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

Орынғали А.Қ.

Қос әсерлі пресс-автомат редукторының біліктерін шыдамдылыққа есептеу

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5В071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019



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

ҚОҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор

А. Қалтаев

«15» 05 2019 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Қос әсерлі пресс-автомат редукторының біліктерін
шыдамдылыққа есептеу»

5В071200-«Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған:

Орынғали А.Қ.

Ғылыми жетекші,
техн. ғыл. канд, ассоц. проф.

М.Б. Измамбетов
«16» 05 2019 ж.



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

5B071200—«Машинажасау»

БЕКІТЕМІН

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

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Орынғали А.Қ.

Тақырыбы «Қос әсерлі пресс-автомат редукторының біліктерін шыдамдылыққа есептеу»

Университет басшысының «06» қараша 2018 ж. № 1252-б бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «16» 05 2019 ж.

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Механизм мен оның жетегінің кинематикалық сұлбалары

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

- а) Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша әдебиеттерге шолу жасау.
- б) Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің кинематикалық талдауы;
- в) Механизм жетегінің кинематикалық есептелуі;
- г) Бәсеңдеткіш біліктерін есептеу;
- д) Бәсеңдеткіш аралық білігін САЕ жүйесінде жобалау;

Сызбалық материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)


Сызбалық материалдар 11 слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет 10 атау


Дипломдық жұмысты дайындау
кестесі

Бөлім атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша ғылыми әдебиеттерге шолу жасау.	08.02.2019-13.03.2019	
Қос әсерлі пресс-автоматмеханизмінің кинематикалық талдауы	14.03.2019-10.04.2019	
Атқарушы механизм жетегінің кинематикалық есептелуі	11.04.2019-20.04.2019	
Жетекбәсеңдеткішінің біліктерін есептеу	21.04.2019-26.04.2019	
Бәсеңдеткіштің аралық білігінСАЕжүйесінде жобалау	27.04.2019-06.05.2019	

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының
аяқталған жұмысқа қойған
қолтаңбалары

Бөлімдератауы	Кеңесшілер (аты-жөні, тегі, ғылымидәрежесі, атағы)	Қолтаңбақойылған мерзімі	Қолы
Норма бақылаушы	Е.Т. Бекенов, т.ғ.к, ассоц. профессор	16.05.2019	

Ғылыми жетекші _____  М.Б. Измамбетов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____  А.Қ.Орынғали

Күні _____ «16» 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Қос әсерлі пресс-автомат машиналары, қызметі мен ерекшеліктері	8
1.1 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің кинематикалық талдауы	8
2 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің жетегін есептеу	14
2.1 Электрқозғалтқышын таңдау	14
2.2 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің жетегін кинематикалық есептеу	14
3 Редуктор біліктерін шыдамдылыққа есептеу	17
3.1 Айнымалы жүктемелер кезіндегі бөлшектердің шыдамдылығы	17
3.2 Редуктордың жетектегі білігін жобалау	18
3.3 Білікті АРМ WinMashine CAE жүйесінде есептеу	22
Қорытынды	29
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	30

АНДАТПА

Бұл жұмыста машина жасау өнеркәсібінде кездесетін алуан түрлі машиналар арасында қолданылатын қос әсерлі пресс-автомат машинасының иінтіректі атқарушы механизмі, құрылымы мен қызметі қарастырылады. Тұйықталған векторлық контурлар тәсілімен таңдалған механизмге кинематикалық талдау жасалып, APM WinMachine кешенінде моделі жасалды. Атқарушы механизмнің жетегі беріліс қатынастары, біліктерінің айналу жиіліктері мен моменттері есептелді. Пресс-автоматтың электроқозғалтқышын таңдап, редуктор біліктеріне жобалық есептеулер жүргізіледі. Редуктор біліктерінің ішінен жетектегі білікті CAE жүйесінде есептеп, алынған нәтижелер бойынша қорытынды жасалды.

АННОТАЦИЯ

В данной работе рассматриваются структура и работа исполнительных механизмов пресс-автоматов двойного действия, которые широко используются в машиностроительном производстве. Проведен кинематический анализ выбранного механизма на основе использования метода замкнутых векторных цепей, создана компьютерная модель в системе APM WinMachine. Расчитаны передаточные отношения, частоты вращения и моменты на валах привода. Выбран электродвигатель, проведены проектные расчеты валов редуктора. Выполнено конструирование ведомого вала редуктора в системе КОМПАС 3D, получен рабочий чертеж.

SUMMARY

This paper discusses the structure and operation of actuators of double-acting automatic presses, which are widely used in engineering production. A kinematic analysis of the selected mechanism was carried out based on the use of the closed vector circuit method; a computer model was created in the APM WinMachine system. Calculated gear ratios, speed and moments on the shafts of the drive. An electric motor was selected, design calculations of the shafts of the gearbox were made. The construction of the driven shaft of the reducer in the KOMPAS 3D system was completed, a working drawing was obtained.

КІРІСПЕ

Нақтылы экономиканың барлық саласында неше түрлі машиналар, автоматтар мен автомат линияларында, сонымен қатар жабдықтарда әртүрлі механизмдер қолданысқа ие. Олардың жұмыс атқаруы қағидаларын анықтау және жаңа машиналардың механизмдерін жобалау ғылыми техникалық деңгейді дамытуы үшін, сонымен қатар Қазақстан экономикасының өрлеуі үшін де маңызы зор. Осындай міндеттерді қарастыруы кезінде механизмдер теориясы ілімі ерекше орыннан табылады [1, 2].

Бұл ілім механизмдердің құрылымын, кинематикасын және динамикалық параметрлерін қарастырады. Ол үшін арнайы эксперименттік, графиктік, аналитикалық және графоаналитикалық әдістерді қолданамыз. Кез келген машинаның бөлшектері мен түйіндері және жалпы алғанда машинаның өзі де жұмысқа қабілеттілік, сенімділік, үнемділік талаптарын қанағаттандыруы қажет [3-6]. Механизмдер теориясы туралы заңдар мен түсініктер адамның әдеттегі бақылауынан, оның өндірістік тәжірибесінен туындайды. Бөлшектердің жұмысқа қабілетті болуы оның негізгі параметрлерін жобалау кезіндегі талаптарға сай болуын айтады. Берілген уақыт ішінде өзінің параметрлерін қойылған шектерде сақтау қабілеті бөлшектің сенімділігі болып табылады. Дайындауға кеткен материалдың, уақыт пен еңбек шығындары ең аз болатыны бөлшек технологиялылығы деп аталады. Бөлшектің үнемділігін оны жобалау, және ары қарай пайдалану кезіндегі шығындары анықтайды.

Сонымен қатар бөлшектердің пішіндері заманауи талаптарға сай, техникалық күтім жасауға ыңғайлы болуы керек.

Машина көптеген жекелеген түрлі бөлшектерден тұрады. солардың біреуі ғана істен шығып кеткен жағдайда жалпы машинаның жұмысы тоқтап қалуы мүмкін. Сондықтан жобалау кезінде конструкторлардан терең білім мен тәжірибелі болуды талап етеді [7-10].

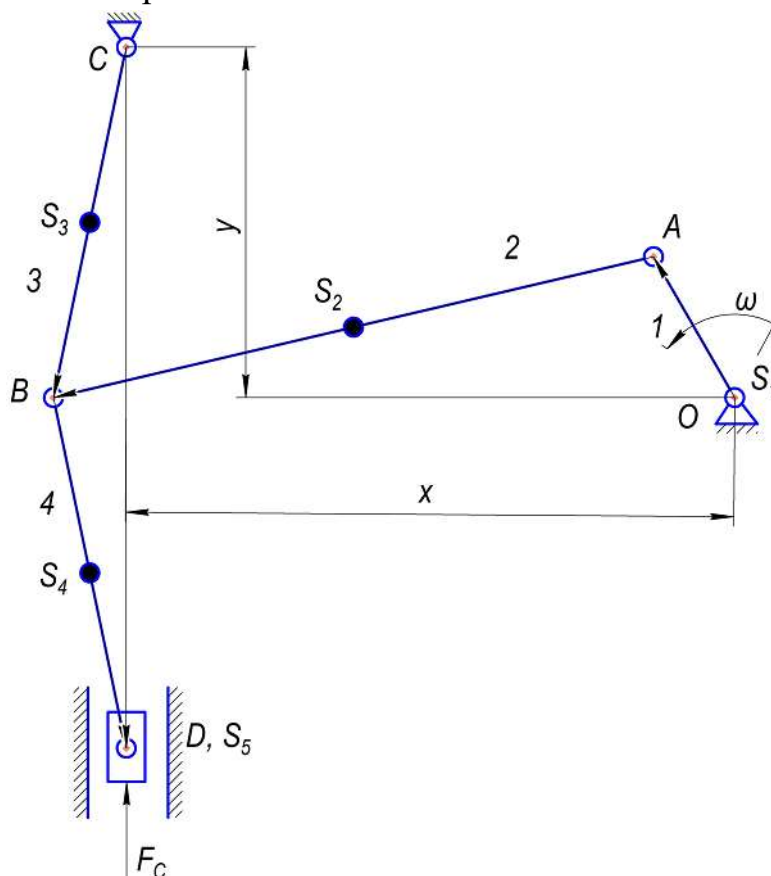
Бұл жұмыста еліміздің өнеркәсіп саласында кеңінен қолданылатын машиналар құрамында болатын қос әсерлі пресс-автомат механизмінің кинематикалық есебі мен біліктеріне зерттеу жүргізілді. Есептеу жұмыстары теориялық әдістермен шектелмей, компьютерлік АРМ WinMachine кешенінің САЕ жүйесінде орындалды.

1 Қос әсерлі пресс-автомат машиналары, қызметі мен ерекшеліктері

Қос әсерлі пресс-автомат машинасының өндірісте кең қолданылады. Ол көбіне завод белгісін қойю, таңбалау үшін таптырмайтын құрылым. Заводта штамп қою үшін қолданылады. Олар көбіне темірге оюлы сурет жасауы үшін, завод белгісі мен жалпылама белгіден кейін рельефті белгі қою үшін қолданылады. Тіпті оның автоматты түрінде де берілуі заводтарда қолданылуда. Престердің конструкциялық рәсімделуіне байланысты олар бірнешеу түрге бөлінеді: а) иінді білікті орналасуына қарай (паралелді не перпендикуляр фронт); б) иінді біліктің санына да қарай; в) жетектың орналасуына қарай (төмен, жоғары); г) жетектың гермитизациялық шамаларына қарай (ашық не жабық). Қос әсерлі пресс-автоматтарда айналшақтың бір толық айналымында жұмысшы органы сырғақ қозғалысының екі толықтай циклы орындалады. Механизмнің бұл ерекшелігін жұмыс өнімділігінің артуын қамсыз етеді.

1.1 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің кинематикалық талдауы

Қос әсерлі пресс-автоматтардың атқарушы органдары иінтіректі механизмдер болады. 1.1 - суретінде осындай алтыбуынды иінтірек механизмнің сұлбасы көрсетілген.



1.1 - сурет – Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің сұлбасы

Бұл иіктіректі механизм толық айналым жасай отырып қозғалушы 1 айналшағы жетекші буыны болып табылды. Айналшақтың айналмалы қозғалысы 2 бұлғақ пен 3 күйентесі арқылы 4 бұлғақ пен 5 сырғаққа беріледі. Қайтымды ілгерілемелік қозғалыс жасайтын сырғақ жұмыс орган болып табылады да, машина қызметін жүзеге асырылады.

Атқарушы механизмнің кинематикалы талдау есебін тұйықталған векторлық контур әдісін қолданып аналитикалық түрде шешеді. Яғни механизм буындары векторлар ретімен қарастырылып, олардың тұйықталу шарттарын қарастырады (1.1 - сурет).

Алдымен II (2,3) диадасын A және C топсаларын ойыша \overline{AC} векторымен қосып, осы вектордың модулі мен бағытын анықтаймыз:

$$l_{AC} = \sqrt{(X_C - X_A)^2 + (Y_C - Y_A)^2}, \quad (1.1)$$

$$\varphi_{AC} = \arctg \frac{Y_C - Y_A}{X_C - X_A},$$

мұндағы

$$\begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{OA} \cdot \cos \varphi_1 \\ l_{OA} \cdot \sin \varphi_1 \end{bmatrix}.$$

$ABCA$ тұйық контуры үшін векторлық теңдеуі құрамыз:

$$l_{AB} \bar{e}_2 - l_{CB} \bar{e}_3 - l_{AC} \bar{e}_{AC} = 0, \quad (1.2)$$

бұл жерде \overline{AB} және \overline{CB} векторларының бағыттарыда белгісіз.

\overline{AB} векторының бағытталуын анықтау $l_{CB} \bar{e}_3$ өрнегін теңдеудің келесі жағына көшіреді

$$l_{AB} \bar{e}_2 - l_{AC} \bar{e}_{AC} = l_{CB} \bar{e}_3$$

сосын теңдіктің екі жақын квадраттаймыз

$$l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - 2l_{AB}l_{AC} \cos(\varphi_2 - \varphi_{AC}) = l_{CB}^2.$$

Соңғы теңдіктен алатынымыз

$$\varphi_2 = \varphi_{AC} \pm \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - l_{CB}^2}{2l_{AB}l_{AC}}, \quad (1.3)$$

мұнда плюс немесе минус таңбалары II(2,3) диаданың сборкаларына байланысты таңдап алынады.

φ_3 бұрышын келесі өрнекпен анықталады

$$\varphi_3 = \arctg \frac{Y_B - Y_C}{X_B - X_C}, \quad (1.4)$$

мұндағы

$$\begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \end{bmatrix} + l_{AB} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix}.$$

Сосын II (4,5) диадасының D және E топсалары \overline{DE} векторымен қосып, $CDEC$ тұйық контурының векторлы теңдеуін құрамыз

$$l_{CD}\bar{e}_3 + l_{DE}\bar{e}_4 - l_{CE}\bar{e}_{CE} = 0. \quad (1.5)$$

Соңғы теңдеуді координаталық өстеріне проекциялаймыз:

$$l_{CD} \cos \varphi_3 + l_{DE} \cos \varphi_4 - l_{CE} \cos \varphi_{CE} = 0, \quad (1.6)$$

$$l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4 - l_{CE} \sin \varphi_{CE} = 0. \quad (1.7)$$

(1.6) теңдеуінен φ_4 бұрышын келесідей өрнекпен анықтаймыз

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_{CE} \cos \varphi_{CE} - l_{CD} \cos \varphi_3}{l_{DE}} = \frac{x_1 + x_2 - l_{CD} \cos \varphi_3}{l_{DE}}.$$

(1.7) теңдеуін пайдалану E топсасының ординатасын анықтаймыз

$$y_E = y_C + l_{CE} \sin \varphi_{CE} = y_C + l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4$$

C және E топсалары арақашықтығы

$$l_{CE}^2 = l_{CD}^2 + l_{DE}^2 + 2l_{CD}l_{DE} \cos(\varphi_4 - \varphi_3).$$

Қарастырып отырған атқарушы механизмі D нүктесінің координатасын келесі теңдігі арқылы аламыз

$$\begin{bmatrix} X_D \\ Y_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \end{bmatrix} + l_{CD} \begin{bmatrix} \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 \end{bmatrix}.$$

Звенолардың бұрыштық жылдамдығы мен үдеулерін табу үшін $OABC$ және $CDENC$ тұйық контурдың векторлық теңдеулерін құрамыз

$$\left. \begin{aligned} l_{OA}\bar{e}_{OA} + l_{AB}\bar{e}_2 - l_{CB}\bar{e}_3 - l_{OC}\bar{e}_{OC} &= 0 \\ l_{CD}\bar{e}_3 + l_{DE}\bar{e}_4 - l_{NE}\bar{e}_{NE} - l_{CN}\bar{e}_{CN} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

Алынған векторлық теңдеулерді OXY абсолютты координаталар жүйесіне проекциялаймыз

$$\left. \begin{aligned} l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AB} \cos \varphi_2 - l_{CB} \cos \varphi_3 - l_{OC} \cos \varphi_{OC} &= 0 \\ l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AB} \sin \varphi_2 - l_{CB} \sin \varphi_3 - l_{OC} \sin \varphi_{OC} &= 0 \\ l_{CD} \cos \varphi_3 + l_{DE} \cos \varphi_4 - l_{NE} &= 0 \\ l_{CD} \sin \varphi_3 + l_{DE} \sin \varphi_4 - l_{CN} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (1.9)$$

Соңғы теңдіктерден φ_1 жалпылама координаталары бойынша дифференциалдасак

$$\left. \begin{aligned} -l_{OA} \sin \varphi_1 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= 0 \\ -l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' - l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= 0 \\ -l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4' &= 0 \\ l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' + l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.10)$$

не матрица түрінде жазсақ

$$[A] \cdot \bar{u} = \bar{B},$$

бұл жердегі

$$[A] = \begin{bmatrix} Y_A - Y_B & Y_B - Y_C & 0 \\ X_B - X_A & X_C - X_B & 0 \\ 0 & Y_C - X_D & Y_B - X_C \\ 0 & X_D - X_C & X_C - X_B \end{bmatrix}, \quad (1.11)$$

$$\bar{u} = \begin{bmatrix} \varphi'_2 \\ \varphi'_3 \\ \varphi'_4 \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} Y_O - Y_A \\ X_A - X_O \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1.12)$$

φ_1 жалпылама координаталары бойынша звенолардың \bar{u} бұрышты жылдамдықтарының аналогтарының векторларын келесі теңдігі арқылы аламыз

$$\bar{u} = [A]^{-1} \cdot \bar{B}$$

бұл шешімдер атқару мезанизмінің ерекше емес жағдайына сәйкес келеді, яғни $\det A \neq 0$ болған кезде.

Қарастырып отырған механизм нүктелерінің жылдамдықтарының аналогтары анықталу үшін, олардың координаталарын φ_1 жалпылама координата бойынша дифференциалдаймыз.

Механизм звеноларының бұрышты үдеулерін табу үшін (1.10) теңдіктері жалпылама φ_1 координаталары бойынша дифференциалдаймыз, осылар арқылы алатынымыз

$$\left. \begin{aligned} -l_{OA} \cos \varphi_1 - l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2'^2 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2'' + l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 + \\ + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = 0 \\ -l_{OA} \sin \varphi_1 - l_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2'^2 + l_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2'' + l_{CB} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 - \\ - l_{CB} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' = 0 \\ -l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 - l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' - l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4'^2 - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4'' = 0 \\ -l_{CD} \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'^2 + l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' - l_{DE} \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4'^2 + l_{DE} \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4'' = 0 \end{aligned} \right\} (1.13)$$

(1.13) теңдеулер жүйелері φ_1 жалпыламалы координаталары бойынша звенолардың бұрыштық үдеулерге байланысты сызықтық болып табылады.

(1.13) теңдеулері жүйелері матрицалық түрінде жазамыз

$$[A] \cdot \bar{w} = \bar{C},$$

бұл жердегі

$$\bar{w} = \begin{bmatrix} \varphi_2'' \\ \varphi_3'' \\ \varphi_4'' \end{bmatrix}, \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} (X_A - X_O) + (X_B - X_A)\varphi_2'^2 + (X_C - X_B)\varphi_3'^2 \\ (Y_A - Y_O) + (Y_B - Y_A)\varphi_2'^2 + (Y_C - Y_B)\varphi_3'^2 \\ (X_D - X_C)\varphi_5'^2 + (X_D - X_E)\varphi_4'^2 \\ (Y_D - Y_C)\varphi_5'^2 + (Y_D - Y_E)\varphi_4'^2 \end{bmatrix},$$

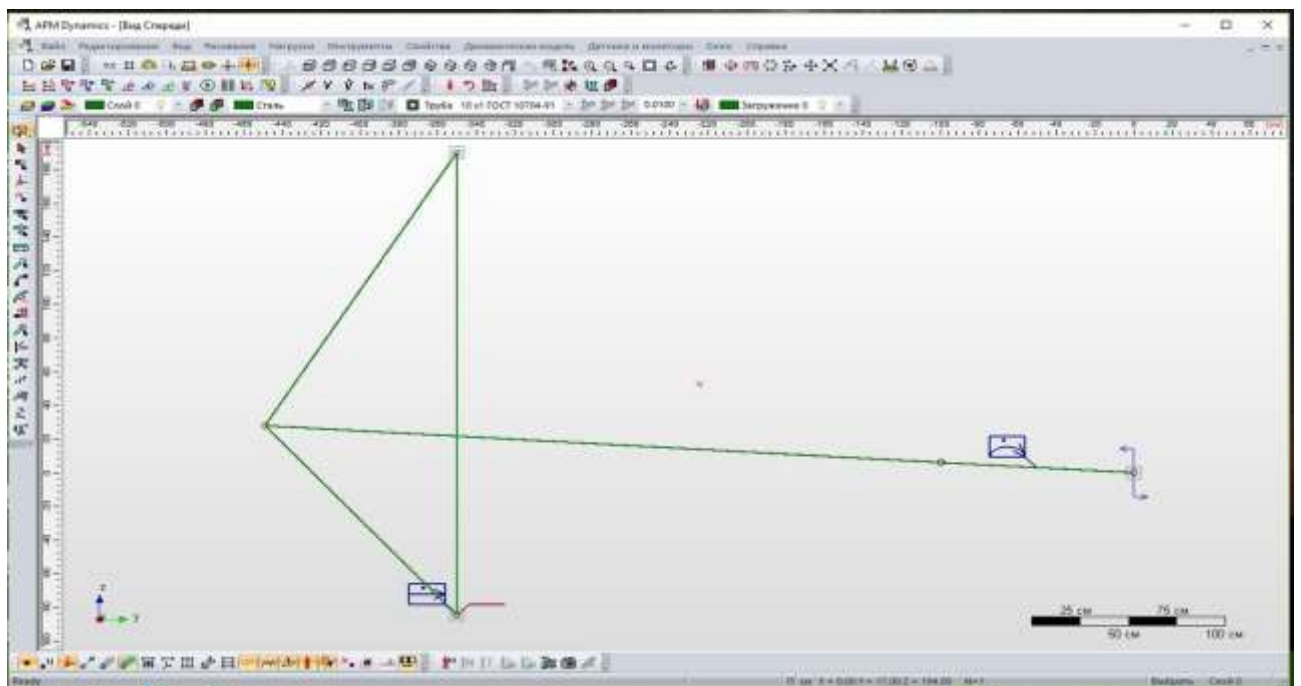
Звенолардың жалпылама φ_1 координатасы бойынша \bar{w} бұрышты үдеулері аналогтары келесі теңдік үшін алынады

$$\bar{w} = [A]^{-1} \cdot \bar{C}.$$

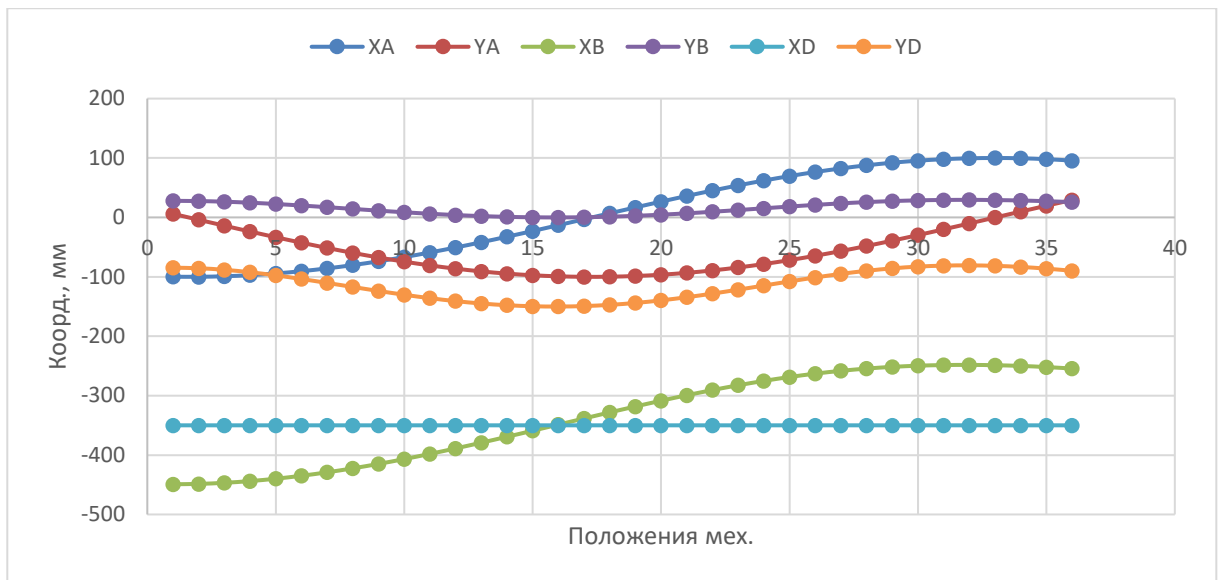
Қарастырылып отырған атқарушы механизмі параметрлерінің бастапқы мәндері:

- тірек элементтері орындары: $x_O = 0$, $y_O = 0$, $x_C = -0,7$ м, $y_C = 0,38$ м,
- буындар өлшемдері: $l_{OA} = 0,2$ м, $l_{AB} = 0,7$ м, $l_{BC} = 0,38$ м, $l_{BD} = 0,3$ м;
- айналшақтың айналулар жиілігі: $n = 58$ айн/мин;

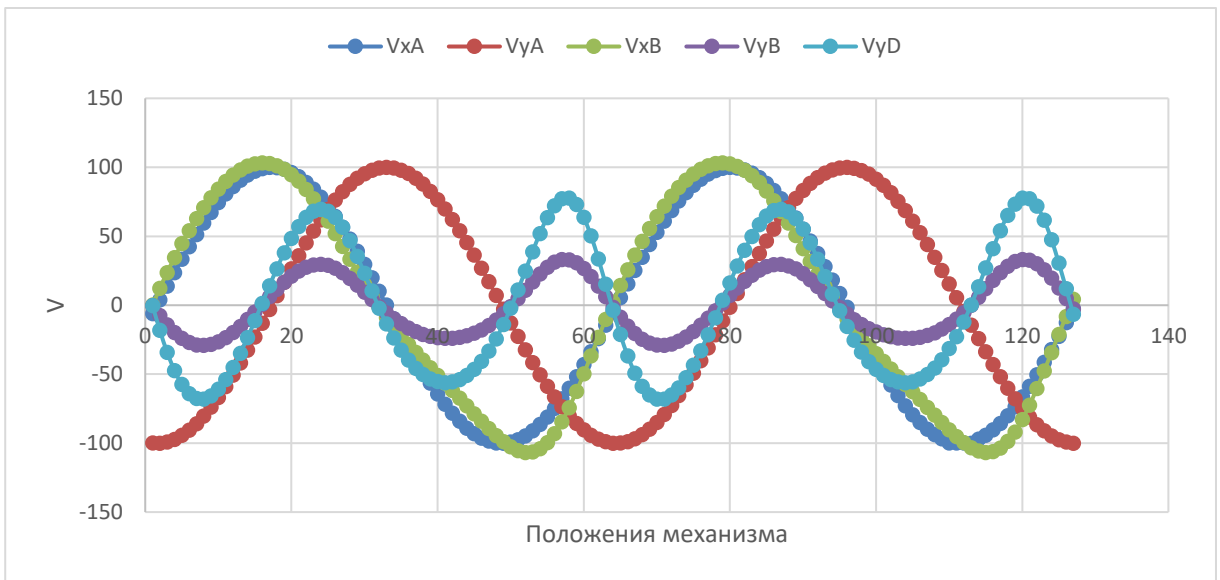
Алынған аналитикалық өрнектерін пайдаланып, нақтылы механизмнің кинематикалық талдау жүргізілді. Сонымен қатар АРМ WinMachine кешенінің АРМ Dynamics модулін қарастырылушы отырған атқарушы механизмі компьютерлік моделін жасады (1.2-сурет). Нәтижесінде қарастырылып жатқан механизм қозғалыс сипаттары анықталды. Кинематикалық талдауы нәтижесі бойынша 1.3 – 1.5 суреттерінде диаграммалармен көрсетілді.



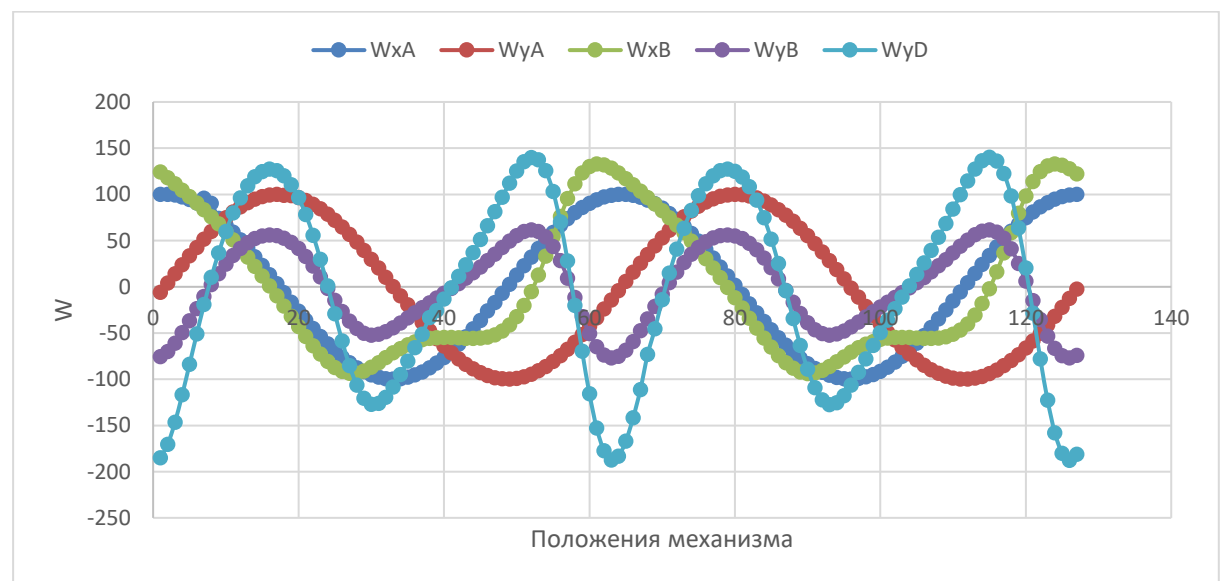
1.2 – сурет – Атқарушы механизмнің АРМ WinMachine кешеніндегі моделі



а)



б)



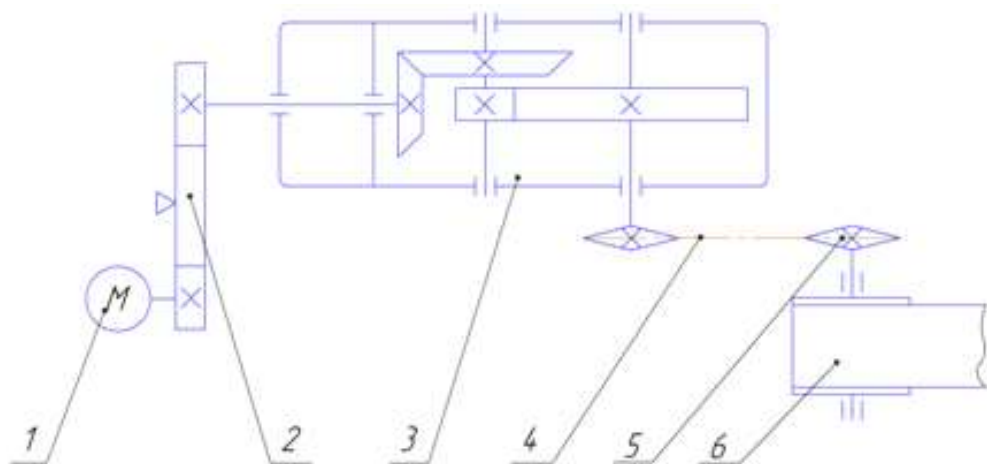
в)

1.7– сурет

2 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің жетегін есептеу

2.1 Электрқозғалтқыш таңдау

Қарастырылып отырған механизм үшін 2.1-суретте көрсетілген конустық-цилиндрлік беріліс механизмін кинематикалы есептеуін орындаймыз. Бастапқы мәлімет: жетектегі жұлдыздағы қуат $N_5 = 1,6 \text{ кВт}$; жетектеулі жұлдызша айналым саны $n_5 = 58 \text{ айн/мин}$; жүктелу сипаты – бірқалыпты; жетектің қызмет ету мерзімі $L_T = 6 \text{ жыл}$; ауысым саны – 2; шынжырлық беріліс центрлер сызығының көкжиекке көлбеулік бұрыштың мәні $\theta_{\text{ц}} = 0^\circ$; сыналы – белдікті берілістің центрлері сызығы көкжиекке көлбеу бұрышы $\theta_p = 0^\circ$; конустық тісті берілістің типі – тіктісті; цилиндрлік тісті берілістің типі – тіктісті.



- 1 – электроқозғалтқыш; 2 - сыналы - белдікті беріліс;
3 - бәсеңдеткіш; 4 - шынжыр беріліс;
5 - жетектегі жұлдыз; 6 – атқару механизм;

2.1-суреті

Электроқозғалтқыштың қажетті қуатын атқарушы механизмнің қуатына тәуелді, ал электроқозғалтқыш білігінің айналуының жиілігі жетектегі жұлдызшалы білігінің айналуының жиілігіне тәуелді. Электроқозғалтқыштың қажетті қуатты мөлшерін келесідей формула бойынша анықтайық

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_5}{\eta_0}, \quad (2.1)$$

мұнда N_5 - жетектегі жұлдыздағы қуат; η_0 - жетектегі қорытынды пайдалы әсер коэффициенті (ПӘК).

Жетектегі жалпы пайдалы әсерлік коэффициенті

$$\eta_0 = \eta_{шб} \eta_{ц} \eta_{к} \eta_{рб} \eta_{м}^3, \quad (2.2)$$

Бұндағы $\eta_{шб}$ - шынжырлы беріліс ПӘКі, $\eta_{ц}$ - цилиндрлік тістік беріліс ПӘК-і, $\eta_{к}$ - конустық тістік берілістің ПӘК-і, $\eta_{рб}$ - сыналы - белдікті берілістегі ПӘК-і, $\eta_{м}$ - домалау мойынтіректі жұбындағы ПӘК-і.

Механикалық берілістер, муфталардың мен домалауы мойынтіректерінің пайдалану әсер коэффициенттерін таңдаймыз:

$$\eta_{шб} = 0,9; \eta_{ц} = 0,96; \eta_{к} = 0,95; \eta_{рб} = 0,96; \eta_{м} = 0,99 .$$

Ондай болса
$$\eta_0 = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,76 ,$$

$$N_{дв} = \frac{1,6}{0,76} = 2,1 \text{ кВт}.$$

Қуаттылығы $N_1 = 2,1 \text{ кВт}$, номиналді айнарудың жиілігі $n_1 = 2850$ айналым/мин болатын 4АМ90L2У3 типтік асинхрондық үш фазалы электрқозғалтқышын таңдалды.

2.2 Қос әсерлі пресс-автомат механизмінің жетегін кинематикалық есептеу

Жетектегі берілістер саны келесі формуламен анықтайды

$$u = \frac{n_1}{n_5} = \frac{2850}{58} = 49, \quad (2.3)$$

бұндағы n_1 - электрқозғалтқыш білігінің айналымдарының саны, айн/мин, n_5 - жетектегі біліктің айналымдарының саны, айн/мин.

Сондағы жетек үшін жалпы беріліс саны

$$u = u_{шб} u_{рб} u_p, \quad (2.4)$$

мұндағы $u_{шб}$ - шынжырлық берілістің беріліс саны, $u_{рб}$ - белбеулік берілістің беріліс саны, u_p - редуктордың берілістері саны.

Жетектің берілістер сандарын қабылдайды: шынжырлы берілістің , $u_{шб} = 2$ белдіктік берілістің $u_{рб} = 1,95$, цилиндр тісті беріліс $u_{ц} = 4$, конусты тістік берілістер $u_{к} = 3,15$.

Жетек біліктерінің айналымы нақтылы саны келесі ретпен анықталды:

- Редуктордағы жетекші білігінің айналымдар саны, айналу/мин:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{pb}} = \frac{2850}{1,95} = 1462$$

- Редуктордың аралықтағы білігінің айналымы саны, айн/мин:

$$n_3 = \frac{n_2}{n_k} = \frac{1462}{3,15} = 464$$

– Редуктордың жетектегі білігі айналымдар саны, айн/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{n_u} = \frac{464}{4} = 116.$$

– Механизм жетекші білігінің айналымдар саны, айн/мин:

$$n_5 = \frac{n_4}{n_{шб}} = \frac{116}{2} = 58$$

Жетектің біліктерінің бұрыштық жылдамдықтар, c^{-1} :

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} \quad (2.5)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi 2850}{30} = 299 \quad \omega_2 = \frac{\pi 1462}{30} = 153$$

$$\omega_3 = \frac{\pi 464}{30} = 48,56 \quad \omega_4 = \frac{\pi 116}{30} = 12,14$$

$$\omega_5 = \frac{\pi 58}{30} = 6,1$$

– Жетектің жетектегі білігінің айналдырушы момент, $N \times mm$:

$$T_5 = \frac{N_5}{\omega_5} 10^6 = \frac{1,6}{6,1} 10^6 = 245903$$

– редуктордың жетектегі білігінде айналу момент:

$$T_4 = \frac{T_5}{u_{шб} \eta_{шб} \eta_M} = \frac{245903}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,99} = 137992,69$$

– редуктордың аралық білігіндегі айналу моменті:

$$T_3 = \frac{T_5}{u_{шб} u_{\psi} \eta_{шб} \eta_{\psi} \eta_M^2} = \frac{245903}{2 \cdot 4 \cdot 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2} = 35924,37$$

– редуктордың жетекші білігіндегі айналу моменті:

$$T_2 = \frac{T_5}{u_k u_{шб} u_{\psi} \eta_{шб} \eta_k \eta_{\psi} \eta_M^3} = \frac{245903}{3,15 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3} = 12000,06$$

– электрқозғалтқыш білігінде айналдыру моменті:

$$T_1 = \frac{T_5}{u \eta_0} = \frac{245903}{49,1 \cdot 0,76} = 6400,2$$

Жетектің қызмет ету мерзімі сағат бойынша мына формуламен анықталды:

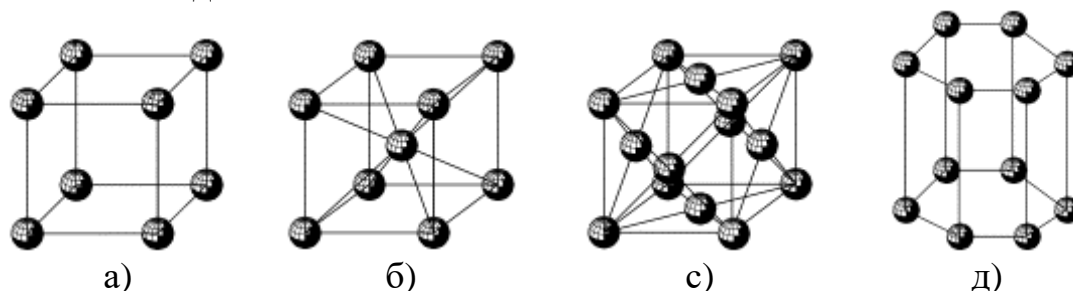
$$L_h = 365 L_{\Gamma} t_c n_c K_c, \quad L_h = 365 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0,85 = 29784 \text{ сағ.}$$

мұнда L_{Γ} —жетек қызмет ету мерзімінің жылдары, t_c —ауысымның ұзақтығы; n_c —ауысу саны; K_c —ауысымның пайдаланушылық коэффициенті.

3 Редуктор біліктерін шыдамдылыққа есептеу

3.1 Айнымалы жүктемелер кезіндегі бөлшектердің шыдамдылығы

Статикалық жүктеу кезінде бөлшектердің қирау механизмі. Тұтас изотропты дене түріндегі материал моделі үлкен сызықтық өлшемді объектілерге ғана қолданылуы мүмкін. Аз көлемдерде, әдетте, құрылымның анизотропиясы байқалады, ол материалдың механикалық қасиеттерінің елеулі өзгеруіне және олардың ыдырауына әкеліп соқтырады. Егер металдар молекулалық деңгейде қарастырылса, онда олар тығыз буылған кристалдық торы бар бірдей сфералық атомдардан тұрады деп айтуға болады. Атомның өлшемі әдетте $(1 \div 2) \cdot 10^{-7}$ мм аспайды. Ұзындығы 10^{-7} мм-ге тең бірлік *ангстрем* деп аталады. Периодтық құрылымды құрайтын атомдар жиынтығы – *кристалдық тор* деп аталады, ал атомдардың орналасқан нүктелері – *тор түйіндері* деп аталады. Түйіндік нүктелердің орналасқан жері бойынша торлар металдардың кристалды торлары *кубтық*, (3.1а - сурет) *көлемді-центрленген* (3.1б - сурет), *жақтаулы-центрленген* (3.1с - сурет) және *гексагональді* (3.1д - сурет) бола алады. Мысалы, темір, хром және молибден кубтық көлемді-центрленген құрылымға ие болса, алюминий және мыс кубтық *жақтаулы-центрленген* болады.

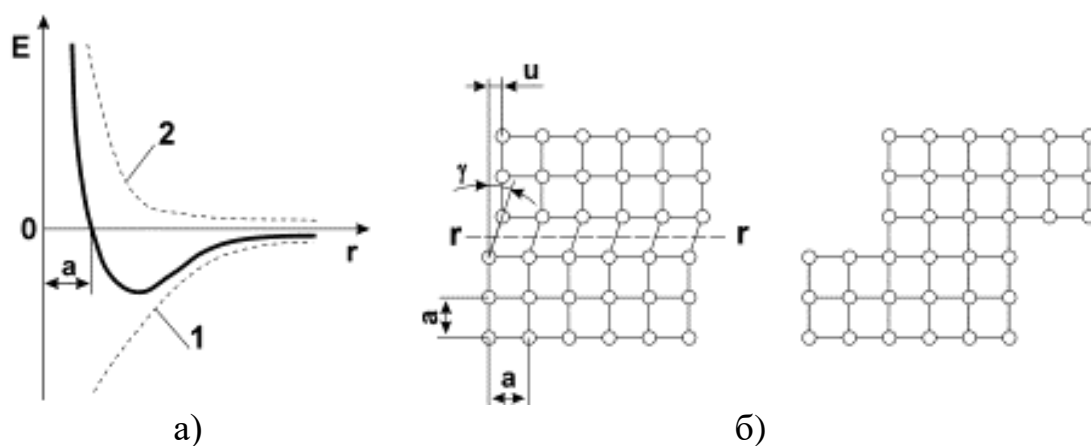


3.1 - сурет

Кристалды тор екі параллельді процесспен сипатталады: итерумен (3.2а - сурет, қисық 1) және тартылу (қисық 2). Тартылу күші электрондардың оң зарядталған өз атомының ядросымен өзара әсерлесу арқасында пайда болады, ал итеру - электрондардың көрші атомдардың ядросымен әсерлесу нәтижесінде пайда болады.

Нәтижесінде жүктеме болмаған кезде атомдар әрқашан бір-бірінен *a* қашықтықта орналасады, онда олардың өзара әрекеттесу күші, сәйкесінше, *E* энергиясы да нөлге тең. Кристалды тордың бұндай жағдайы орнықты немесе тепе-теңдікте болып табылады. Соңғы сыртқы күштерді қолданудан туындаған атомдардың қандай да бір аз ығысуы кезінде, олар жүктемені алғаннан кейін бастапқы күйге қайтып оралады. Егер орын ауыстырулар салыстырмалы аз болса, атомдардың өзара әсерлесу күшін осы орын ауыстыруға қатысты сызықтық деп (3.2б - сурет), ал деформацияны - серпімді деп санауға болады. Абсолюттік симметрия жағдайына негіздей отырып, $u=a/2$ қашықтыққа жылжыған атомдардың басқа атомдар тобымен әрекеттесуі қабаттардың

қайтарымсыз ығысуына әкеліп соғатынын нақты айтуға болады. Қабаттардың ығысуы шамасы u болатын пластикалық деформациялар тудырады.



3.2 - сурет

Егер бөлшектер айнымалы жүктемелердің әсерінде болса, онда олардың ішіндегі көлемінде пайда болатын ауыспалы кернеулердің кейбір мәндерінің салдарынан сызаттардың пайда болу процесі жүре бастайды, мәнісінде, осы бөлшектердің кенеттен бұзылуына әкеліп соғады. Сызаттардың пайда болуы ақаулардың жиынтығымен байланысты, ал олардың саны бөлшектердің жүктеу циклдарына тәуелді болып келеді.

Сызаттардың пайда болу процесі кездейсоқ, олардың пайда болуына осал жерлерде пластикалық ығысу деформацияларының шығуы әсер етуі мүмкін. Бұндай ығысуларды жүктеу циклдарының аз мөлшерінде де байқауға болады. Тіпті нақты мерзімінің бір пайызын ғана жұмыс істеген бөлшектерде байқалатын жағдайлар да болады. Сызаттардың пайда болуына және өсуіне қауіпті жерлердің бірі беткі қабаттары болып келеді, себебі кедір-бұдырлықтар мен беттік кернеулердің өздері кернеу концентраты болып есептеледі. Бөлшектердің бұзылуына әкеліп соғатын барлық дерлік сызаттар материалдың беткі бетінен басталады. Сондықтан ақауы бар бетті жылтыратып өңдеп отыру керек, нәтижесінде, ауыспалы жүктемеде жұмыс істейтін бөлшек ұзақ мерзімге шыдайды.

Металдың айнымалы жүктеменің әсерінен туындайтын зақымдардың жинақталуына қарсыласу қабілетін *шыдамдылығы (выносливость)* деп аталады.

3.2 Редуктордың жетектегі білігін жобалау

Редуктордың жетектегі білігін жобалауды сол жақ шетінен бастап жүргіземіз.

Біліктің ең кіші диаметрі - жетекші жұлдызша бойынша диаметрі, мм:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{137992}{0,2 \cdot 25}} = 30,22$$

Жетекші жұлдызша диаметрі бойынша $d_1 = 32$ мм деп қабылдаймыз.

Қақпақ тығыздағышы (манжета) бойынша диаметрі:

$$d_2 = d_1 + 2t = 32 + 2 \cdot 1,7 = 35,4$$

мұндағы $t=1,7$ - иықшаның биіктігі.

$d_2=35$ мм деп қабылдаймыз.

Тығыздағыш ретінде резеңкелі күшейтілген *Манжета 1.1-35×58-1 МЕСТ 8752-79* манжетті таңдаймыз.

Мойынтірек орналасқан жеріндегі диаметрі, мм:

$$d_3 = d_2 + (1...5) = 35 + (1...5) = 36...40.$$

$d_3=40$ мм деп қабылдаймыз.

Түзүтісті дөңгелек орнатылған жетектегі біліктің тірегі ретінде бір қатарлы радиалды шарикті мойынтіректерді қолданамыз. Осыған сәйкес жеңіл сериялы мойынтіректі таңдаймыз: *Мойынтірек 208 МЕСТ 8338-75*, $d=40$ мм, $D=80$ мм, $B=18$ мм.

Тісті дөңгелек бойынша біліктің диаметрі, мм:

$$d_4 = d_3 + 3r = 40 + 3 \cdot 2 = 46$$

мұндағы $r=2$ мм - мойынтіректің сақина фаскасының координаты.

$d_4=48$ мм деп қабылдаймыз.

Буртик диаметрі, мм:

$$d_6 = d_3 + 3\varphi = 48 + 3 \cdot 1,6 = 52,8$$

мұндағы $\varphi = 1,6$ мм – дөңгелектің отырғызу диаметрінің фаскасы өлшемі.

$d_6 = 53$ мм деп қабылдаймыз.

Жетектегі біліктің сәйкес бөліктерінің ұзындықтарын анықтаймыз:

- жұлдызшаның бірінші сатысының (ступени) ұзындығы жетекші жұлдызша күпшегінің (ступицы) ұзындығына тең:

$l_1 = 50$ мм деп қабылдаймыз;

- Мойынтірек үшін арналған бөлік ұзындығын мойынтіректің еніне тең;

$l_3 = B = 18$ мм;

-дөңгелек бөлігінің ұзындығын цилиндрлік дөңгелек күпшегінің ұзындығынан 10 мм артық етіп қабылдаймыз:

$l_4 = l_{cm} + 10 = 64 + 10 = 74$ мм

-буртиктің енін: $l_6 = 10$ мм деп қабылдаймыз

- біліктің бос сатысының l_4' ұзындығын анықтаймыз, мм:

$$l_4' = L + K + 10 = 45 + 4 + 10 = 59,$$

мұндағы $L = 45$ мм және $K = 4$ мм - конусты тісті дөңгелектің сызықтық өлшемдері.

- тығыздағыш бөлігінің l_2 ұзындығын шамалап анықтаймыз, ол үшін редуктор корпусының қалыңдығын $\delta=8$ мм, редуктор корпусының жоғарғы фланецтың енін $K_2=43$ мм және мойынтіректің қақпағының фланецін $h=12$ мм деп аламыз, сонда

$$l_2 = K_2 + \delta - l_3 + h + 10 = 43 + 8 - 18 + 12 + 10 = 55 \text{ мм}$$

Кілтектерді таңдау және тексеру

Жетекші жұлдызша астындағы кілтек. Білік диаметрі $d_1 = 30$ мм және жұлдызша күпшегінің ұзындығы $l_{cm} = 50$ мм бойынша кілтек пен оның

ойығының өлшемдерін таңдаймыз: кілтек ені $b=8$ мм, биіктігі $h=7$ мм, біліктегі кілтек ойығының тереңдігі $t_1=4$ мм, кілтектің ұзындығын күпшек ұзындығынан 5 мм кем болатындай етіп аламыз, $l=45$ мм.

Кілтектің жұмыс бөлігінің ұзындығын анықтайық, мм:

$$l_p = l - b = 45 - 8 = 37.$$

Тексеруді жаншылу кернеуі бойынша жүргіземіз, МПа:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_4}{z d_1 l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 137992}{1 \cdot 30 \cdot 37 (7 - 4)} = 82,9 \leq [\sigma_{cm}],$$

мұндағы $z=1$ - қарастырылып жатқан жердегі кілтектер саны.

Дөңгелек астындағы кілтек. Білік диаметрі $d_4=46$ мм мен дөңгелек күпшегінің ұзындығы $l_{cm}=64$ мм бойынша кілтектің және оның жолдарының өлшемдерін таңдап аламыз: кілтек ені $b=14$ мм, шпонка биіктігі $h=9$ мм, біліктегі кілтек жолының тереңдігі $t_1=5,5$ мм, күпшектің кілтекжолының тереңдігі $t_2=3,8$ мм. Кілтектің ұзындығын күпшек ұзындығынан 8 мм кем болатындай қабылдаймыз, $l=45$ мм.

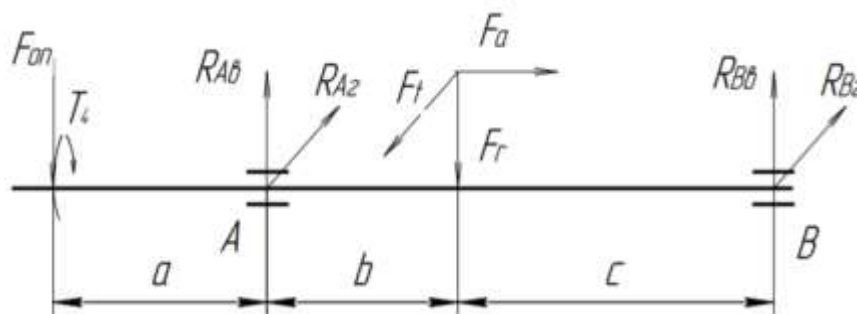
$$\sigma_{cm} = \frac{2T_4}{z d_4 l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 137992}{1 \cdot 46 \cdot 42 (9 - 5,5)} = 40,8 \leq [\sigma_{cm}],$$

Кілтектердің беріктігі қамтамасыз етілді.

Мойынтіректерді тексеру

Жетектегі біліктің айналу жиілігі $n_4=116$ айн/мин болғандықтан, алдын ала таңдалған мойынтіректі тексеруді динамикалық жүк көтергіштігі C_r бойынша жүргіземіз. Динамикалық жүк көтергіштігі $C_{rmao}=32$ кН болатын бір қатарлы шарикті радиалды жеңіл сериялы (208) мойынтірек алдын ала таңдап алынды. Тексеруді ең көп жүктелген тіректе жүргіземіз.

Тірек реакциясын статикалық теңдеулерден анықтаймыз. Вертикаль және горизонталь жазықтықтағы А және В нүктелеріне қатысты барлық күш моменттерінің теңдеулерін құрайық (3.3 - сурет).



3.3 - сурет

Тепе-теңдік шартын қарастырайық.

Горизонтальды жазықтықтағы В нүктесіне қатысты барлық күш моменттерінің жиынтығы:

$$\sum M_{zB} = 0: -R_{A2}(b+c) + F_t c = 0$$

$$\text{осы жерден } R_{A2} = \frac{F_t c}{b+c} = \frac{1140 \cdot 110}{51+110} = 779(\text{H}).$$

Вертикальды жазықтықтағы В нүктесіне қатысты барлық күш моменттерінің жиынтығы:

$$\sum M_{\epsilon B} = 0: F_{on}(a+b+c) - R_{A6}(b+c) + F_r c = 0,$$

$$\text{Мұндағы } R_{A6} = \frac{F_{on}(a+b+c) + F_r c}{b+c} = \frac{1668(89+51+110) + 415 \cdot 110}{51+110} = 2874(\text{H})$$

Мойынтіректегі толық реакция А, Н:

$$R_A = \sqrt{R_{A2}^2 + R_{A6}^2} = \sqrt{779^2 + 2874^2} = 2978.$$

Осы сияқты

$$R_{B2} = \frac{F_t b}{b+c} = \frac{1140 \cdot 51}{51+110} = 361(\text{H}).$$

$$R_{B6} = \frac{F_r b - F_{on} a}{b+c} = \frac{415 \cdot 51 - 1668 \cdot 89}{51+110} = -791(\text{H}).$$

В мойынтіректегі толық реакция , Н:

$$R_B = \sqrt{R_{B2}^2 + R_{B6}^2} = \sqrt{361^2 + (-791)^2} = 870.$$

$R_A > R_B$ болғандықтан, онда $R_{\max} = R_A = 2978 \text{ H}$.

Мойынтірекке түсірілетін эквиваленттік жүктеме, Н: $Q = R_{\max} V k_B k_T$, мұндағы $V=1$ - динамикалық коэффициент, $k_B=1,7$ - қауіпсіздік коэффициенті, $k_T=1$ - температура коэффициенті.

$$Q = 2978 \cdot 1 \cdot 1,7 \cdot 1 = 5063.$$

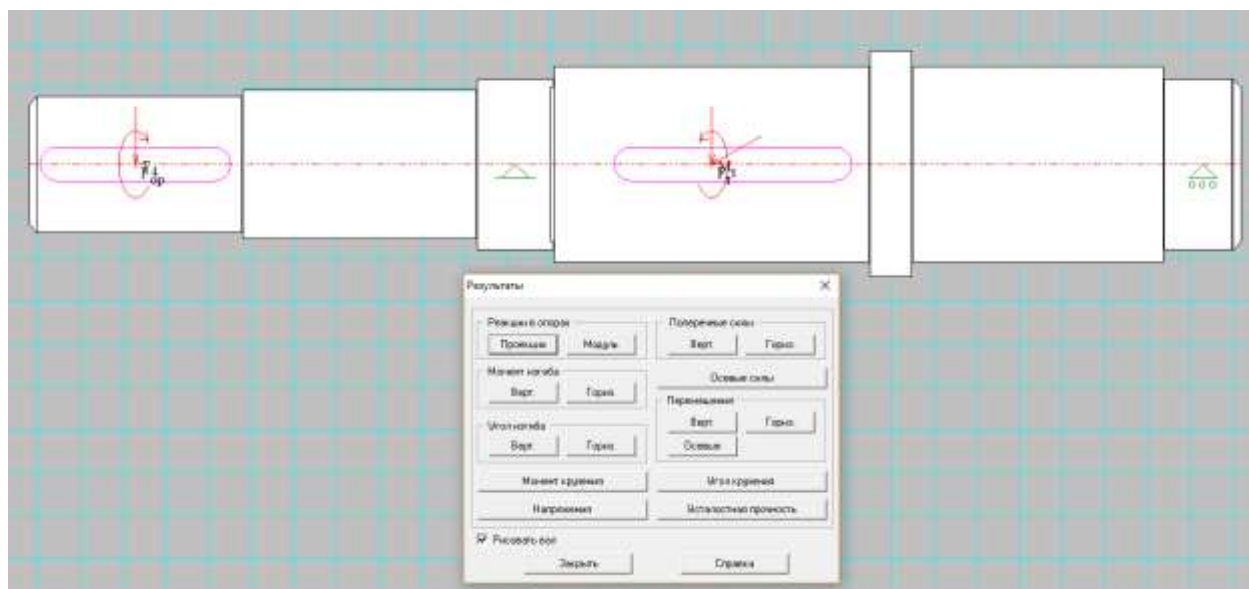
Мойынтіректің номиналды динамикалық жүк көтергіштігі, Н:

$$C_p = Q \sqrt[3]{\frac{L_h n_4 60}{10^6}} = 5063 \sqrt[3]{\frac{29784 \cdot 116 \cdot 60}{10^6}} = 29964 \leq C_{p\text{таб}}$$

Алдын-ала таңдалып алынған мойынтірек жұмысқа жарамды.

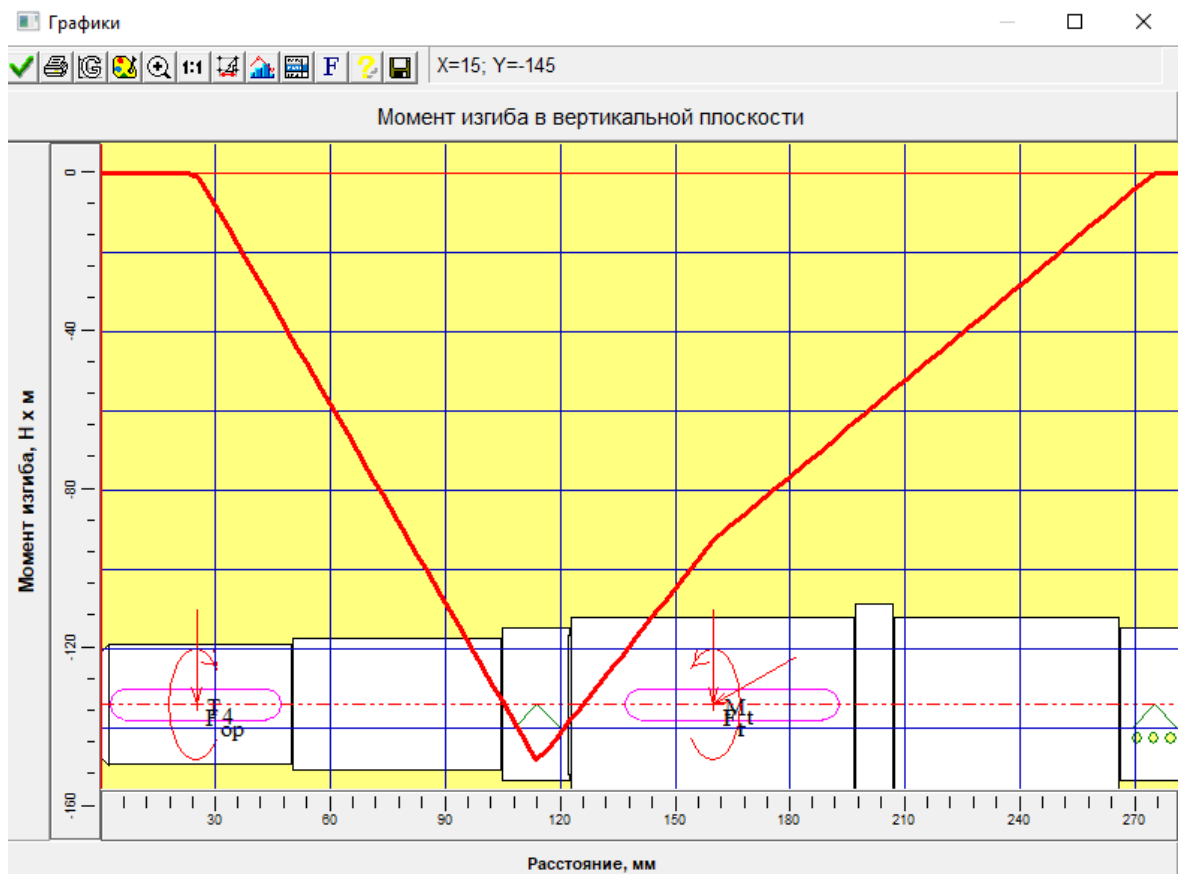
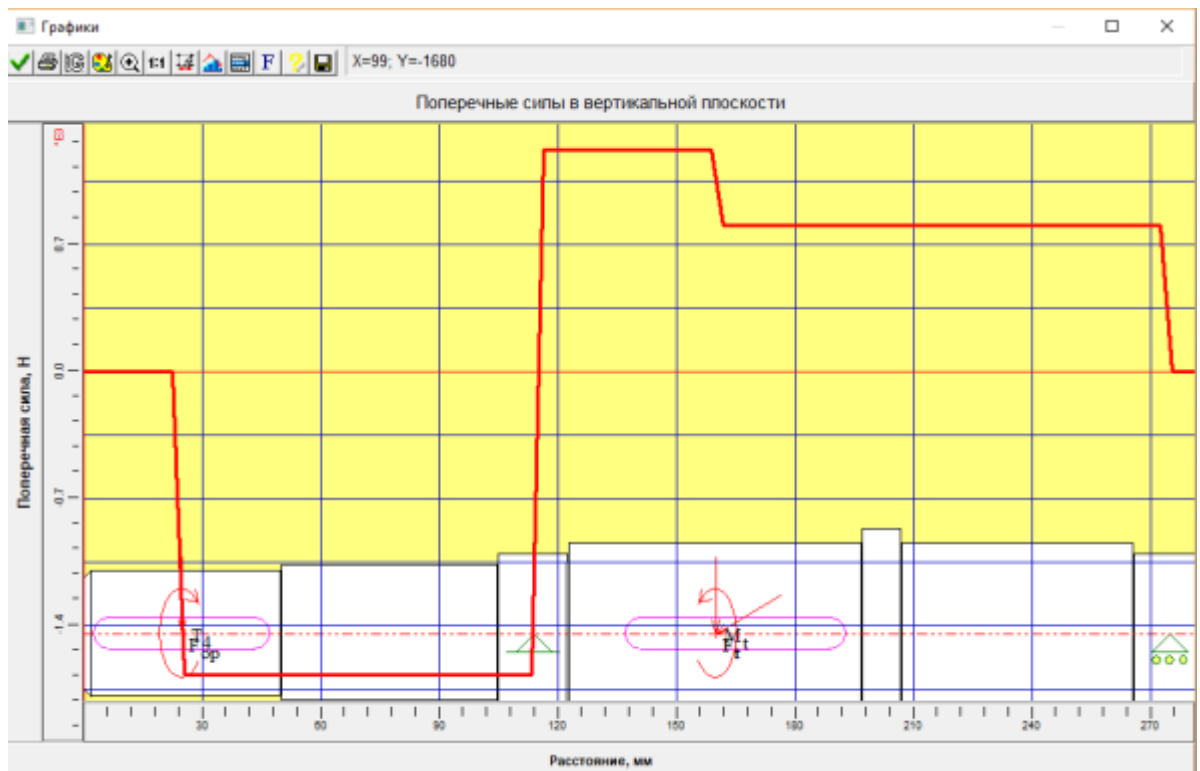
3.3 Білікті APM WinMashine CAE жүйесінде есептеу

APM WinMashine жүйесінің көмегімен редуктор білігін есептеу үшін APM SHAFT модулін іске қосамыз. Алдыңғы бөлімде анықталған біліктің конструктивті өлшемдерін пайдаланып, білік сатыларын сол жағынан бастап біртіндеп саламыз. Дайын болған білік сызбасында тіректерді орналастырамыз. Сосын APM SHAFT инструментариін пайдаланып, сыртқы күштер мен моменттерді түсіреміз. Алдымен сол жақ сатының ортасына P_{on} жынжырдың білікке қысым күшін тік бағытта және айналдырушы моментті түсіреміз (3.4-сурет). Цилиндрлік берілісте туындайтын радиалды F_r мен жанама F_t күштерін сәйкес аралықтың ортасына түсіреміз. Білік материалы мен оның жүктелу сипатын менюдің сәйкес баспалары арқылы таңдап, енгіземіз. «Есептеу» баспасы басылады, содан кейін «Нәтижелер» баспасы есептеулер нәтижелерін көруге мүмкіндік береді (3.5 - суреті).

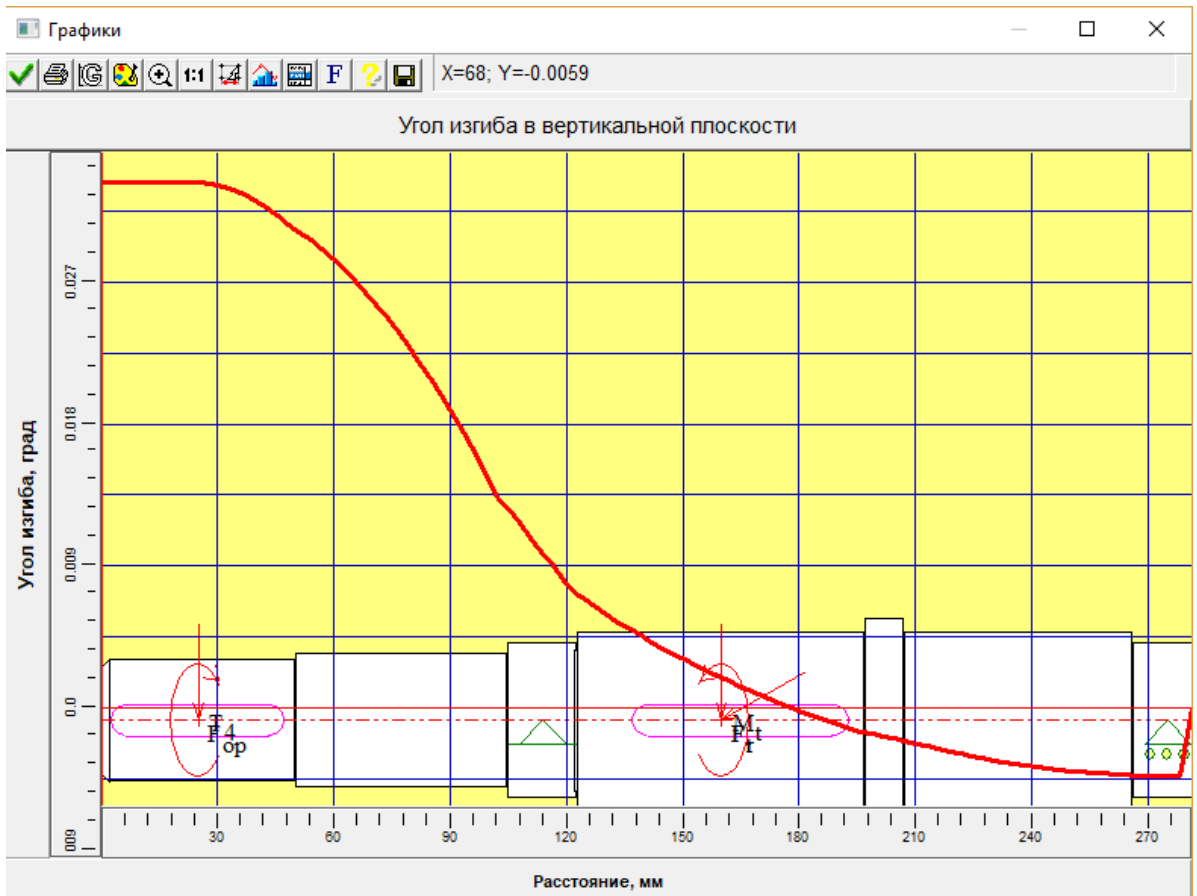
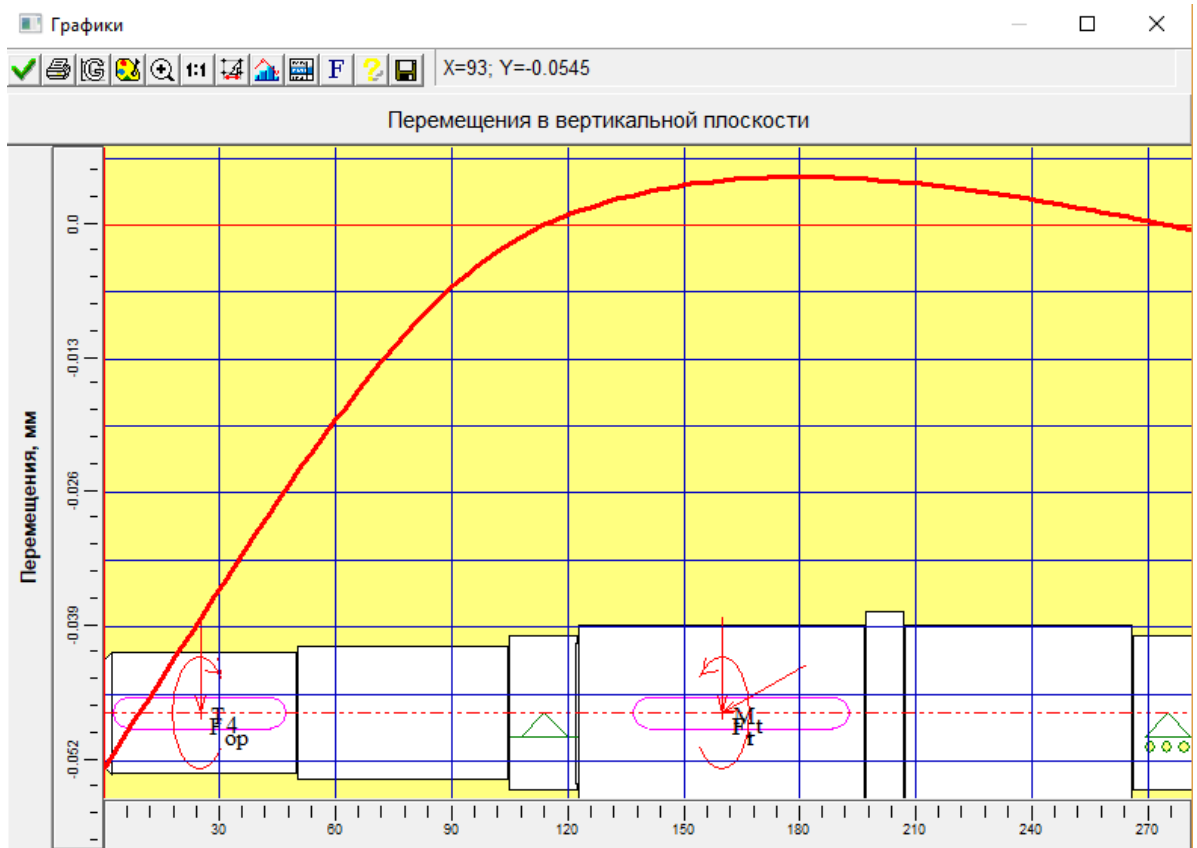


3.5 – суреттері

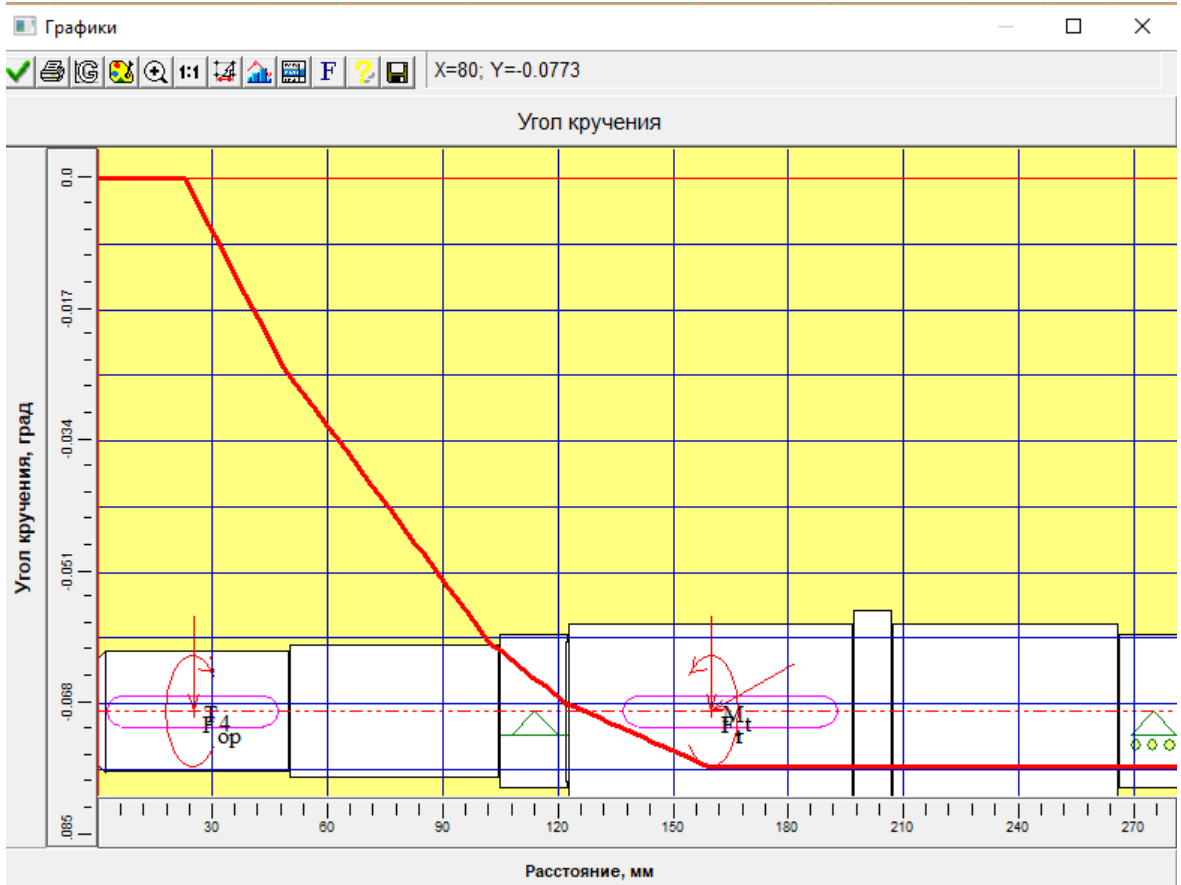
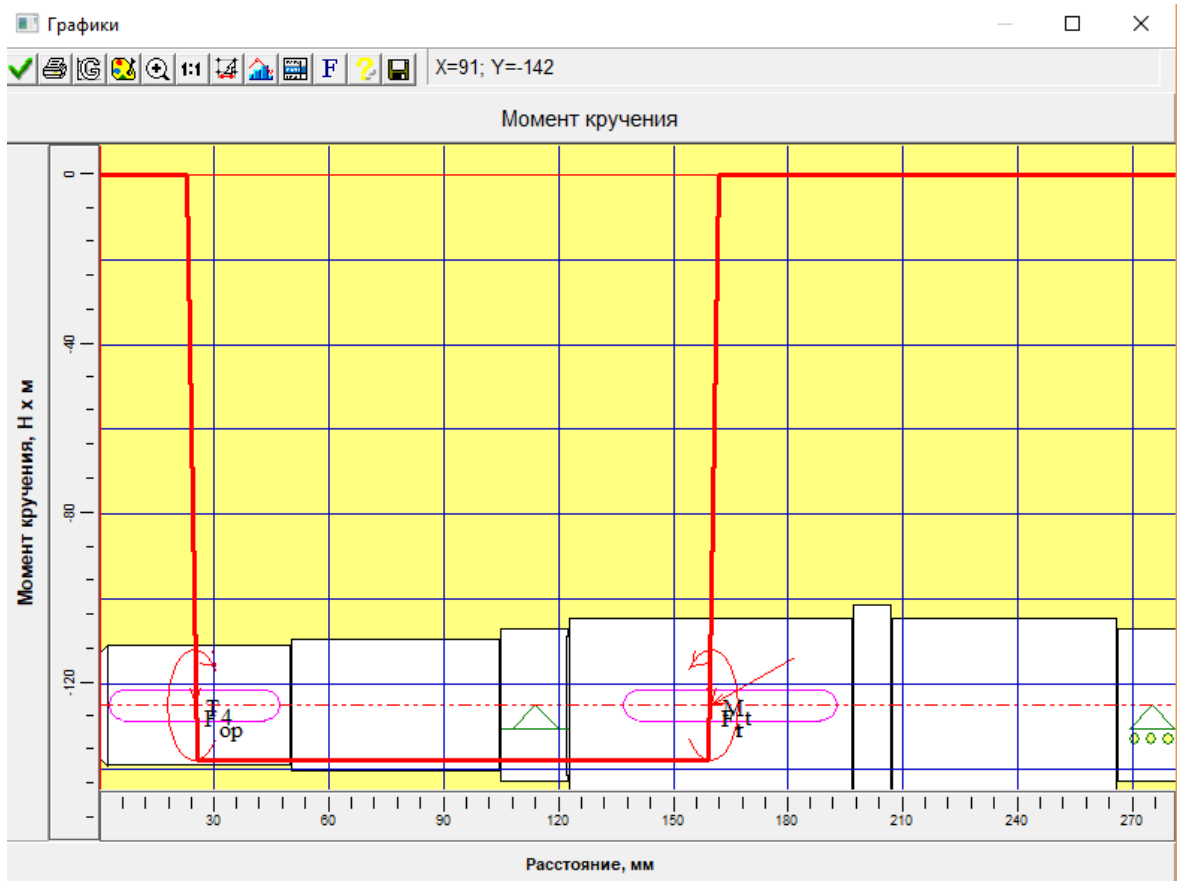
Бұл ашылған терезедегі баспалардың көмегімен білік қималарындағы көлденең күштер мен июші моменттердің (3.6-сурет), орын ауыстырулар мен иілу бұрыштарының (3.7-сурет), бұраушы моменттер мен бұралу бұрыштарының (3.8-сурет) білік бойымен өзгеру заңдылықтары – эпюраларын, білік тіректеріндегі реакция күштерін (3.9-сурет) көруге болады. Сонымен қатар APM SHAFT білік бойында туындайтын кернеулердің эквивалентті мәндері (3.10-сурет) мен біліктің шыдамдылық қоры коэффициентінің өзгеру заңдылықтарын эпюралармен көрсетіп береді (3.11-сурет).



3.6-сурет



3.7-сурет



3.8-сурет

Реакции в опорах

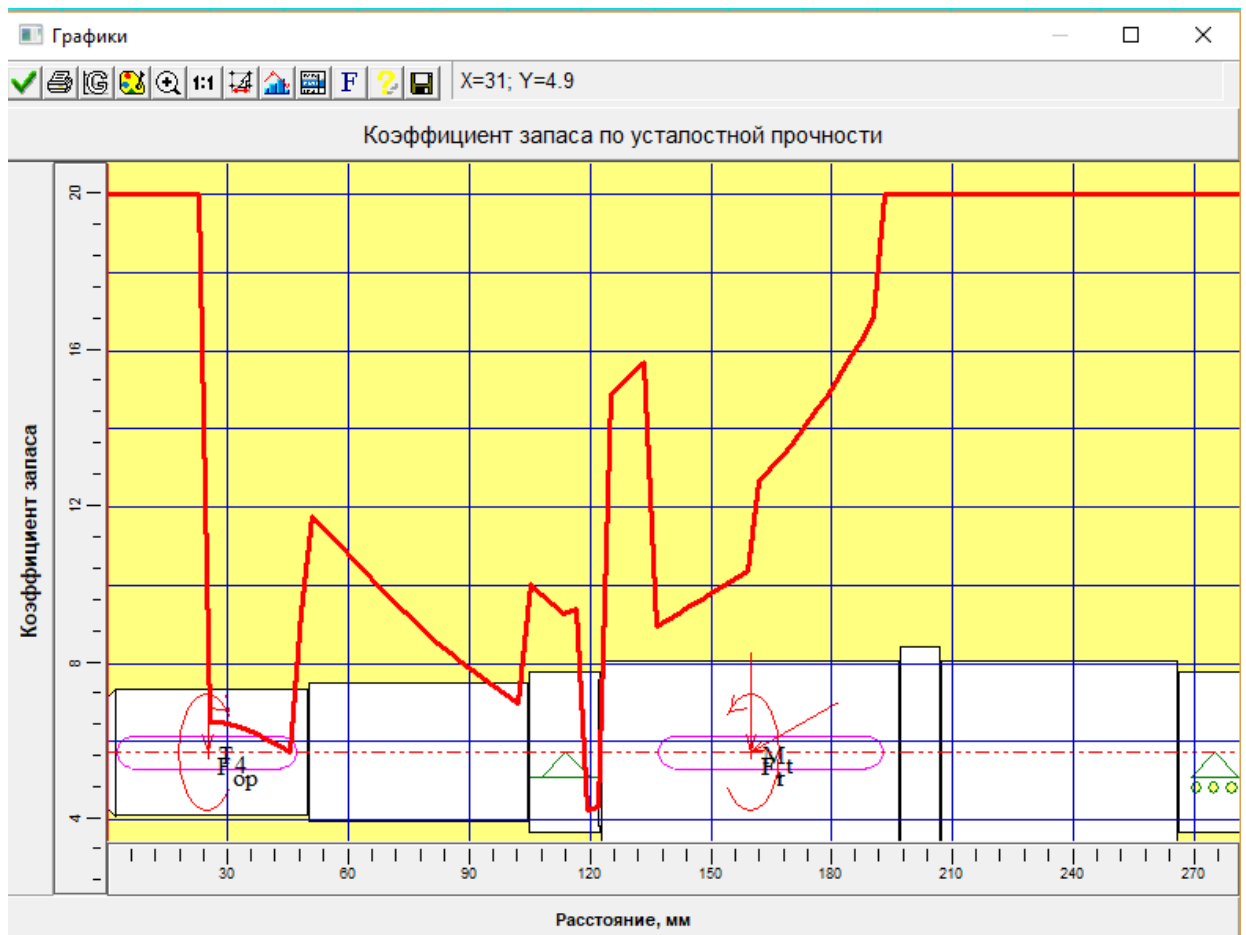
Н	Координата ...	Осевая реак...	Радиальная ...	Верт. реакци...	Гориз. реакц...
1	114.000	0.000	2999.148	2886.491	814.286
2	275.000	0.000	866.999	-803.491	325.714

Закреть Справка

3.9-сурет



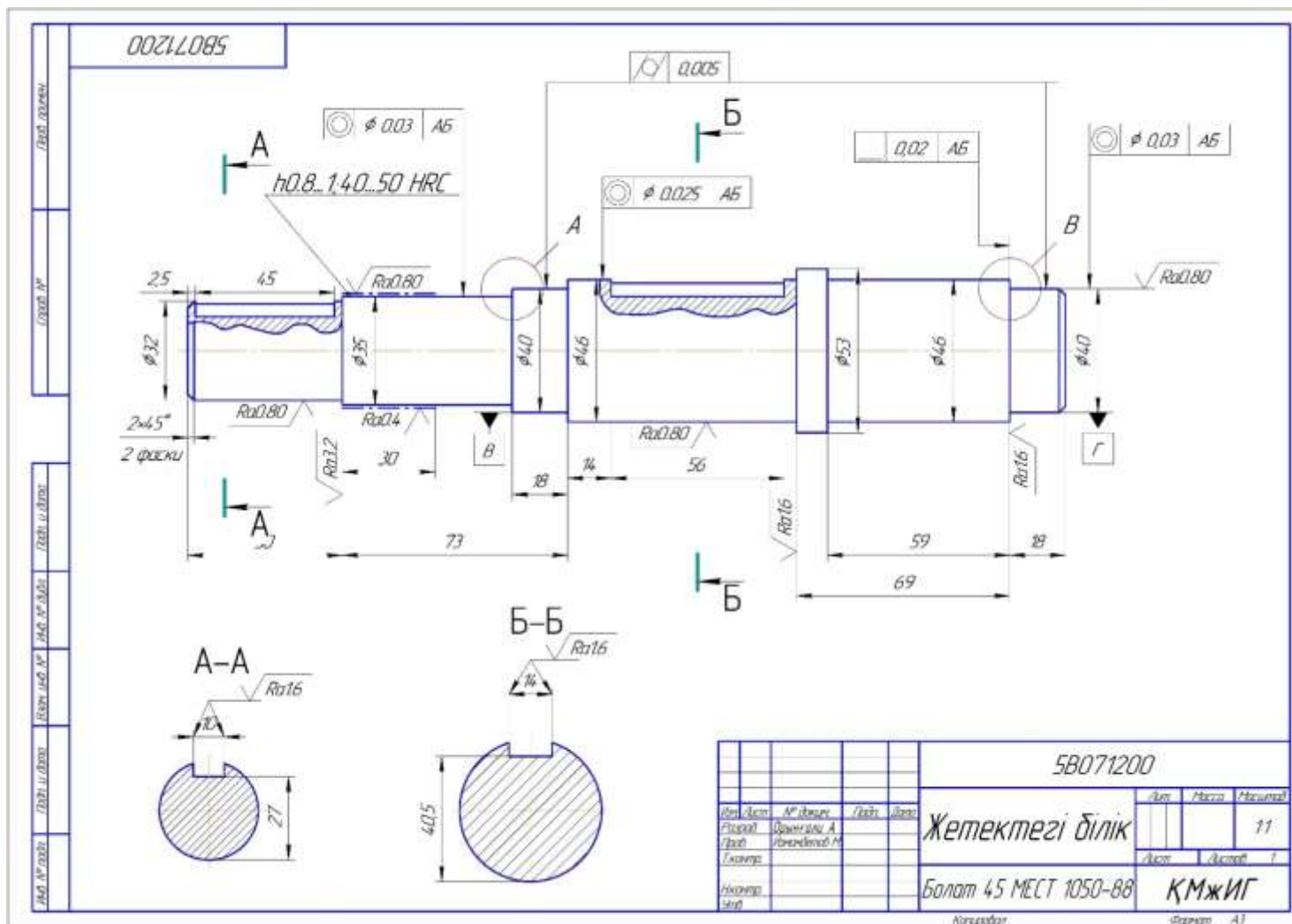
3.10-сурет



3.11-сурет

Соңғы суреттегі диаграммадан көріп отырғанымыздай, шыдамдылық қорының коэффициентінің ең кіші мәні 4-тен жоғары, яғни білік беріктігі мен шыдамдылығы қамтамасыз етілді.

Сонымен қатар, редуктордың жобаланған білігі КОМПАС 3D жүйесінде модельденіп, жұмыс сызбасы алынды (3.12-сурет).



3.12-сурет

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл жұмыста қос әсерлі пресс-автомат машинасының атқарушы иінтіректі жазық механизмнің кинематикасы мен оның жетегін есептеулер қарастырылды.

Қарастырылған механизмнің кинематикалық талдауы есебін аналитикалық әдіспен шешілді, сонымен қатар CAE APM WinMashine бағдарламалық модулінде моделденді, қарастырылып отырған механизмнің қозғалыс сипаттары анықталды. Анықталған кинематикалық параметрлер диаграммалары мен кестелері түрінде берілді.

Қарастырылып отырған жазық иінтіректі атқарушы механизмнің жетегі кинематика тұрғысында есептеліп, жетектің құрамына кіретін берілістер үшін кинематикалық параметрлері анықталды, біліктеріндегі айналдырушы моментердің шамалары анықталды.

Жетек құрамына кіретін редуктордың біліктерін есептеу жұмыстары теориялық әдістермен қатар, компьютерлік APM WinMashine жүйесінде орындалды. Сондай ақ, КОМПАС 3D жүйесінде модельденіп, жетектегі біліктің сызбалары алынды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Жолдасбеков Ө.А. Машиналар механизмдері теориясы. -Алматы: Мектеп, 1979. – 260 б.
- 2 Артоболевский И.И. Теории механизмов и машин. -М.: Наука, 1988. – 640 б.
- 3 Дуноев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Уч. пособие для машиностр. спец. – 5-е изд., дополнен. - М.: Машиностроение., 2004. – 560 с.
- 4 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. Изд-е 2-е, переработ. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.
- 5 Черниловский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологических оборудования: уч. пособие для студентов вузов. 3-е изд., испр. – М.: -Машиностроение, 2004. 560 с.
- 6 Курсовое проектирование деталей машин: уч. пособие / С.А. Чернявский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкевич, В.П. Козинцев. – 3-е изд., стеротипное. –М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
- 7 Шелофаст В.В. Основа проектирования машины. -М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.
- 8 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
- 9 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 901 с.
- 10 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 859 с.