ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты

Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

Бекен М.Д.

Қашауыш білдек жетегінің кинематикасы мен белбеулі берілісін есептеу

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5В071200 – «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

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
Кафедра меңгерушісі
физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор
_____ А. Қалтаев
«14» 05 2019 ж.

Тақырыбы: «Қашауыш білдек жетегінің кинематикасы мен белбеулі берілісін есептеу»

5В071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған:
Бекен М.Д.

Ғылыми жетекші,
техн.ғыл.канд, ассоц.проф.
_____ М.Б.Измамбетов
«14» 05 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы өнеркәсіптік инженерия институты

Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5В071200 – «Машинажасау»

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

Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы *Бекен М.Д.*

Тақырыбы *«Қашауыш білдек жетегінің кинематикасы мен белбеулі берілісін есептеу»*

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

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі *«06» мамыр 2019 ж.*

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: *Қашауыш білдек механизмі мен жетегінің сұлбалары*

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а) Кіріспе. Жұмыс тақырыбы бойынша әдебиеттерге шолу жасау.

б) Қашауыш білдек механизмінің кинематикалық талдауы;

в) Қашауыш білдек жетегінің кинематикалық есептелуі;

г) Қашауыш білдек жетегінің белбеулі берілісін CAE жүйесінде есептеу;

Сызбалық материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

Сызбалық материалдар 12 слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет *11 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	
Қашауыш білдек механизмінің кинематикалық талдауы	14.03.2019 - 10.04.2019	
Қашауыш білдек жетегінің кинематикалық есептелуі	11.04.2019 - 24.04.2019	
Қашауыш білдек жетегінің ременді берілісін САЕ жүйесінде есептеу	25.04.2019 - 04.05.2019	

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған

қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер (аты-жөні, тегі, ғылыми дәрежесі, атағы)	Қолтаңба қойылған мерзімі	Қолы
Норма бақылаушы	Е.Т. Бекенов, т.ғ.к., ассоц.проф.	14.05.2019	

Ғылыми жетекші _____ М.Б. Измамбетов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____ М.Д. Бекен

Күні «14» 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе		7
1	Қашауыш білдек атқарушы механизмі, құрылымы	8
1.1	Қашауыш білдек механизмінің параметрлік синтезі	8
1.2	Қашауыш білдек механизмінің кинематикалық талдауы	9
2	Қашауыш білдек механизмі жетегінің кинематикалық есептеуі	14
2.1	Электрқозғалтқышты таңдау	14
2.2	Қашауыш білдек механизмінің жетегін кинематикалық есептеу, жетектің қызмет мерзімін анықтау	16
3	Белбеулі берілісті есептеу	19
3.1	Белбеулі берілістің жобалық есебі	19
3.2	Тегершіктің конструктивті элементтерін анықтау	21
4	Белбеулі берілісті КОМПАС 3D жүйесінде жобалау	25
Қорытынды		29
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі		30
Қосымша А		31

АҢДАТПА

Бұл жұмыста қашауыш білдегі алтыбуынды иінтіректі механизмінің кинематикасы мен оның жетегінің белдікті берілісін жобалау есептері қарастырылған. Механизмнің кинематикалық талдауы тұйықталған векторлық контурлар әдісімен орындалды. Механизм буындары мен нүктелерінің орындары, жылдамдықтары және үдеулерінің аналитикалық өрнектері алынды. Сандық нәтижелері диаграммалар мен кестелерде көрсетілді.

Қарастырылып отырған қашауыш білдек атқарушы механизмінің жетегінің кинематикалық есептелуі орындалып, құрамындағы берілістердің кинематикалық параметрлері айқындалды.

Жетек құрамындығы белбеулі берілістің жобалау есебі КОМПАС 3D кешенінде жүргізілді. Белбеулі беріліс тегершіктерінің құрылымдық элементері нақтыланып, сызбалары алынды.

АННОТАЦИЯ

В работе рассмотрены задачи кинематического анализа шестизвенного рычажного механизма долбежного стана и проектного расчета ременной передачи его привода. Кинематический анализ механизма проведен методом замкнутых векторных контуров. Получены аналитические выражения, определяющие положения, скорости и ускорения звеньев и точек механизма. Численные результаты предсталены в виде диаграмм и таблиц.

Выполнен кинематический расчет привода рассматриваемого исполнительного механизма долбежного стана. Определены кинематические параметры передач входящих в состав привода.

Проектный расчет ременной передачи привода проведен в системе КОМПАС 3D. Определены конструктивные элементы шкивов ременной передачи, получены чертежи.

SUMMARY

The paper considers the tasks of the kinematic analysis of the six-link lever mechanism of the slotting mill and the design calculation of the belt drive of its drive. The kinematic analysis of the mechanism was carried out by the method of closed vector contours. Analytical expressions are obtained that determine the positions, velocities and accelerations of the links and points of the mechanism. Numerical results are presented in the form of diagrams and tables.

The kinematic calculation of the drive of the considered actuator of the slotting mill is performed. The kinematic parameters of gear included in the drive are determined.

The design calculation of the drive belt drive carried out in the system KOMPAS 3D. The structural elements of the pulleys of the belt drive are determined, drawings are obtained.

КІРІСПЕ

Алуан түрлі механизмдер әр түрлі білдектерде, машиналарда, автоматтарда қолданылып келеді. Ғылыми техникалық даму үшін оларды жетілдіру және жаңа машиналар мен механизмдердің жобасын жасаудың маңызы зор. Механизмдер теориясы ілімі осындай мәселелерді шешудің жалпы әдістемелерін қарастырады [1, 2], механизмдердің құрылымын, олардың кинематикалық және динамикалық параметрлерін зерттейді. Зерттеу барысында аналитикалық, графиктік және графоаналитикалық, эксперименттік сияқты әртүрлі әдістер кең қолданылады [3-5].

Механизмдер мен машиналар жайындағы түсініктер мен заңдар адамдардың ерте заманнан бері тікелей бақылауларынан, олардың күнделікті іс тәжірибесі және өндірістік практикасынан туындайды. Машинаның әрбір жекелеген бөлшектері мен түйіндері, солармен қатар бүтіндей алғанда машиналрдың өздері де жұмысқа қабілеттілік, сенімділік, технологиялығы, үнемділігі мен эргономикалы талаптарды қанағаттандырулары маңызды [6, 7].

Кез келген машинаның пайдалы қызметін оның құрамындағы әр түрлі механизмдер қамтамасыз етеді. Осы жұмыста қашауыш білдегінің алтыбуынды иінтіректі атқарушы механизмі қарастырылған.

Қашау білдектері тік немесе көлбеу, ішкі және сыртқы беттерді, кез келген профильдердің паздарын және ойықтарын өңдеу үшін қолданылады. [8-10]. Оның негізгі қозғалысы - тік сызықты. Қозғалуы суппортқа қашау кескішпен немесе қашауымен бекітіліп, жүгірткінің тік жазықтықпен қайтарымды-үдемелі орын ауыстыруымен жүзеге асырылады. Жүгірткінің жетегі механикалық және гидравликалық болып келеді. Беріліс қозғалыстары - тік сызықты немесе шеңберлі болып келеді. Беріліс қозғалысы өңделетін бұйымдар қатаң бекітілген үстелдің кезеңдік орын ауыстыруларымен орындалады. Қашау білдегі жекелеген және ұсақ сериялы өндірістерде кең қолданылады.

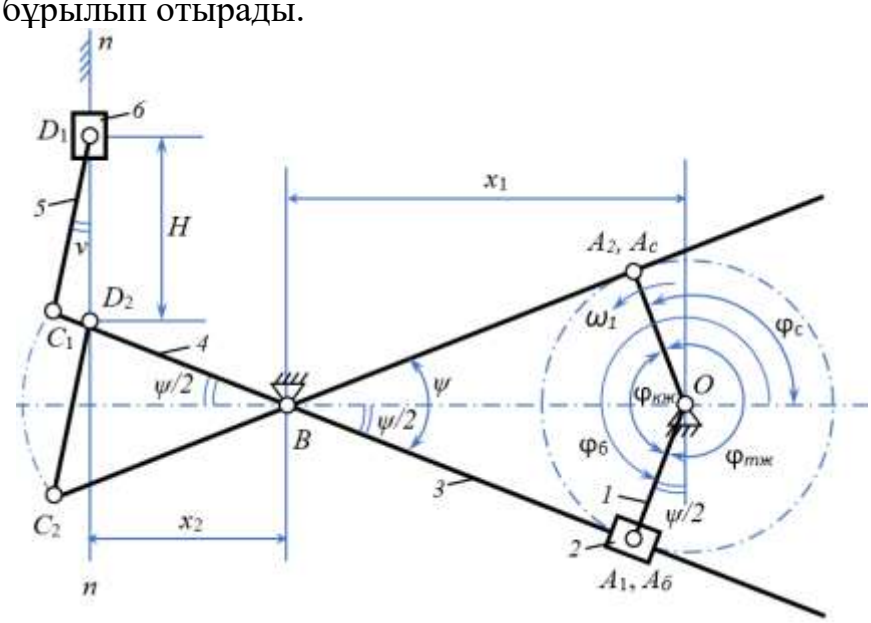
Бұл жұмыста өндірістің өңдеу салаларында қолданылу аясы өте кең машиналардың бірі қашауыш білдектің иінтіректі механизмінің кинематикасы және жетегінің есептеулері қарастырылған. Білдек жетегінің ашық белбеулі берілісінің есептелуі дәстүрлі жолмен орындалды, сондай-ақ, компьютерлік CAE жүйесінде жобалық есептеуі жүргізілді.

1 Қашауыш білдек атқарушы механизмі, құрылымы

Қашау білдектері тік немесе көлбеу, ішкі және сыртқы беттерді, кез келген профильдердің паздарын және ойықтарын өңдеу үшін қолданылады. Оның негізгі қозғалысы - тік сызықты. Қашауыш білдектің атқарушы механизмі (1.1-сурет) 1 айналшақтың айналмалы қозғалысын атқарушы буын 5 сырғақтың қайтымды-ілгерілемелі қозғалысына түрлендіреді. Сырғақтың төмен қарай қозғалысы пайдалы жұмыс атқарылатын механизмнің тура жүрісіне сәйкес келеді.

1.1 Қашауыш білдек механизмінің параметрлік синтезі

Механизмнің шеткі орындары *OA* айналшағы мен *AB* кулисаның өзара перпендикуляр болатын жағдайларымен анықталады (1.1-сурет). *AB* кулисасы және оның жалғасы болып табылатын *BC* күйентесі де бір шеткі орыннан екінші шеткі орынға ауысқанда тек бірдей бір ғана ψ теңселу бұрышына бұрылса, *OA* айналшағы тура жүрісте $\varphi_{тж}$, ал кері жүрісте $\varphi_{кж}$ болатын әртүрлі бұрыштарға бұрылып отырады.



1.1 -сурет – Қашауыш білдектің атқарушы механизмі

Атқарушы буынның тура жүрісі мен кері жүрістері кезіндегі орташа жылдамдығының өзгеру еселігі механизм жұмысының экономикалық тиімділігінің көрсеткіші болып табылады [1, 2]. Бұл еселік бос жүріске кеткен өнімсіз шығындармен салыстырғанда машинаның жұмыс уақытын пайдалану дәрежесін сипаттайды және атқарушы буынның кері жүрісіндегі $V_{кж}$ орта жылдамдығының тура жүрісіндегі $V_{тж}$ орта жылдамдығына қатынасымен анықталады

$$\lambda_V = \frac{V_{кж}^{орт}}{V_{тж}^{орт}} \geq 1. \qquad (1.1)$$

Қашауыш білдекде өнім берілген кесу жылдамдығымен өңделіп, ал

кескіш аспаптың кері жүрісі жоғарылау орта жылдамдықпен жүзеге асырылуы керек.

Қарастырылып отырған алтыбуынды кулисалы атқарушы механизмнің осындай талаптарға сәйкес параметрлік синтезі автордың [11] жұмысында толық баяндалған. Бастапқы мәліметтер ретінде:

- атқарушы буын болып табылатын 5 сырғақтың жүрісі H=0,1м;
- оның орташа жылдамдығының өзгеру еселігінің мәні λ_V=1,6;
- сырғақ пен бұлғақ арасындағы қысым бұрышының мүмкіндік мәні $[\nu]$=17,5° деп алынды.

Есептеулер нәтижесі 1.1-кестеде келтірілген.

1.1- кесте – Механизмнің синтезделген геометриялық параметрлері

Ψ, град	l_{OA}, м	l_{BC}, м	l_{CD}, м	h, м	x_1, м	x_2, м
42,64	0,08	0,14	0,1	0,06	0,22	0,11

1.2 Қашауыш білдек механизмнің кинематикалық талдауы

$\Delta OA_C B$ үшбұрышын қарастырып (1.2-сурет), айналшақтың бастапқы және соңғы орындарына сәйкес $\varphi_б$ және $\varphi_с$ бұрыштарын, механизмнің тура және кері жүрістерінің $\varphi_{тж}$ және $\varphi_{кж}$ бұрыштарын анықтаймыз:

$$\angle\varphi_б = \pi + \angle A_C OB = \pi + \arccos(l_{OA}/l_{OB}) = 248{,}68^0\,(-111{,}32^0),$$

$$\angle\varphi_c = \pi - \angle A_C OB = \pi - \arccos(l_{OA}/l_{OB}) = 111{,}32^0,$$

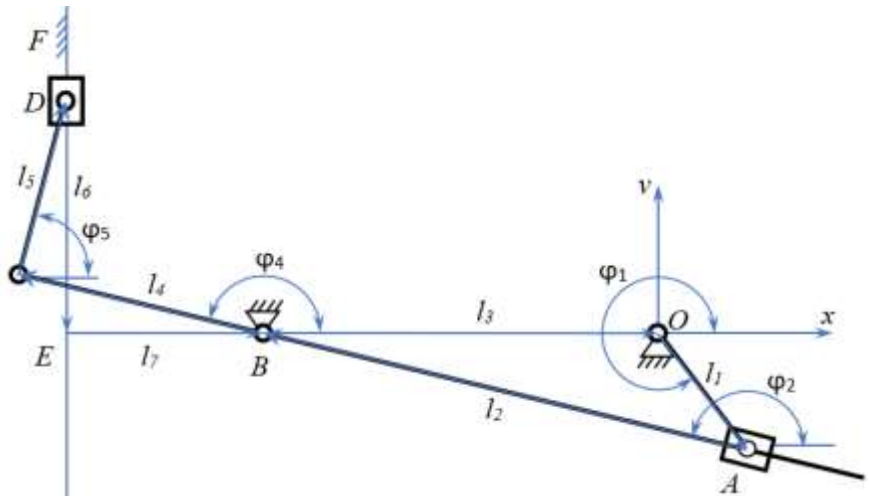
$$\angle\varphi_{кж} = 2\cdot\angle A_C OB = 2\arccos(l_{OA}/l_{OB}) = 137{,}36^0,\ \angle\varphi_{тж} = 2\pi - \angle\varphi_{кж} = 222{,}64^0.$$

Механизмнің кинематикалық сипаттамаларын анықтау үшін *OABO*, *BCDEB* тұйықталған контурларының сәйкес векторлық теңдеулерін жазамыз (1.2 - сурет)

$$\bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BO} = 0 \qquad (1.2)$$

$$\bar{l}_{BC} + \bar{l}_{CD} + \bar{l}_{DE} + \bar{l}_{EB} = 0 \qquad (1.3)$$

(1.2) теңдеуін координат остеріне проекциялап, келесі түрде жазамыз



1.2 - сурет – Тұйықталған векторлық контурларды құру

$$\begin{cases} l_{OA}\cos\varphi_1 + l_{AB}\cos\varphi_2 + l_{BO}\cos\varphi_3 = 0, \\ l_{OA}\sin\varphi_1 + l_{AB}\sin\varphi_2 + l_{BO}\sin\varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (1.4)$$

(1.4) теңдеулер жүйесінен $\varphi_3 = 0$ екенін ескеріп, φ_2, l_{AB} айнымалы параметрлері анықталады

$$\varphi_2 = arctg\frac{l_{OA}\sin\varphi_1}{l_{OA}\cos\varphi_1 + l_{BO}},\ l_{AB} = \frac{l_{OA}\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}.$$

(1.3) теңдеуінен $l_{DE_x} = 0$, $\varphi_7 = 0$, $l_{EB_y} = 0$ ескеріп, координата өстеріне проекциялаймыз

$$\begin{cases} l_{BC}\cos\varphi_2 + l_{CD}\cos\varphi_5 + l_{EB} = 0, \\ l_{BC}\sin\varphi_2 + l_{CD}\sin\varphi_5 - l_{DE} = 0. \end{cases} \quad (1.5)$$

Соңғы теңдеулерден φ_5 және l_{DE} шамаларын анықтаймыз

$$\varphi_5 = \arccos\left(-\frac{l_{BC}\cos\varphi_2 + l_{EB}}{l_{CD}}\right),\ l_{DE} = l_{BC}\sin\varphi_2 + l_{CD}\sin\varphi_5.$$

Жылдамдық аналогтарын анықтау үшін (1.4) және (1.5) теңдеулерін жалпыланған координата бойынша дифференциалдаймыз. Сонда сәйкесінше алатынымыз:

$$\begin{cases} -l_{OA}\sin\varphi_1\cdot\varphi_1' - l_{AB}\sin\varphi_2\cdot\varphi_2' + l'_{AB}\cos\varphi_2 = 0, \\ l_{OA}\cos\varphi_1\cdot\varphi_1' + l_{AB}\cos\varphi_2\cdot\varphi_2' + l'_{AB}\sin\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (1.6)$$

$$\begin{cases} -l_{BC}\sin\varphi_2\cdot\varphi_2' - l_{CD}\sin\varphi_5\cdot\varphi_5' = 0, \\ l_{BC}\cos\varphi_2\cdot\varphi_2' + l_{CD}\cos\varphi_2\cdot\varphi_5' - l'_{DE} = 0, \end{cases} \quad (1.7)$$

мұндағы $\varphi_1' = 1$, φ_2'– 1 және 2 буындардың бұрыштық жылдамдықтарының аналогтары; l'_{AB}- A нүктесімен беттесетін 2 буынның G нүктесінің салыстырмалы жылдамдығының аналогы. (1.6), (1.7) теңдеулер жүйелерінен келесі жылдамдықтар аналогтарын табамыз

$$\varphi_2' = -\frac{l_{OA}\cos\varphi_1 + l'_{AB}\sin\varphi_2}{l_{AB}\cos\varphi_2},\ l'_{AB} = l_{OA}\sin(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (1.8)$$

$$\varphi_5' = -\frac{l_{BC}\sin\varphi_2\cdot\varphi_2'}{l_{CD}\cos\varphi_5},\ l'_{DE} = l_{BC}\cos\varphi_2\cdot\varphi_2' + l_{CD}\cos\varphi_2\cdot\varphi_5', \quad (1.9)$$

Үдеу аналогтарының аналитикалық анықтамасы (1.8), (1.9) теңдеулердің жалпыланған координаты бойынша дифференциалауға негізделген:

$$\begin{cases} -l_1\cos\varphi_1 - l_2\varphi_2''\sin\varphi_2 - l_2\left(\varphi_2'\right)^2\cos\varphi_2 + l_2''\cos\varphi_2 - 2l_2'\varphi_2'\sin\varphi_2 = 0; \\ -l_1\varphi_1'\sin\varphi_1 + l_2\varphi_2''\cos\varphi_2 - l_2\left(\varphi_2'\right)^2\sin\varphi_2 + l_2''\sin\varphi_2 + 2l_2'\varphi_2'\cos\varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (1.10)$$

$$-l_4\varphi_2''\sin\varphi_2 - l_4\left(\varphi_2'\right)^2\cos\varphi_2 - l_5\varphi_5''\sin\varphi_5 - l_5\left(\varphi_5'\right)^2\cos_5 = 0 \quad (1.11)$$

Бұл теңдеулерде φ_2'', φ_5'' - 2, 5 буындардың бұрыштық үдеулерінің, ал l_2'' - G нүктесінің салыстырмалы үдеуінің аналогы. (1.10), (1.11) жүйесінен:

$$\varphi_2'' = -\frac{l_1\sin(\varphi_1 - \varphi_2) + 2l_2'\varphi_2'}{l_2},\quad l_2'' = l_1\cos(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2\left(\varphi_2'\right)^2 \quad (1.12)$$

$$\varphi_5'' = -\frac{l_4\varphi_2''\sin\varphi_2 + l_4\left(\varphi_2'\right)^2\cos_2 + l_5\left(\varphi_5'\right)^2\cos\varphi_5}{l_5\sin\varphi_5} \tag{1.13}$$

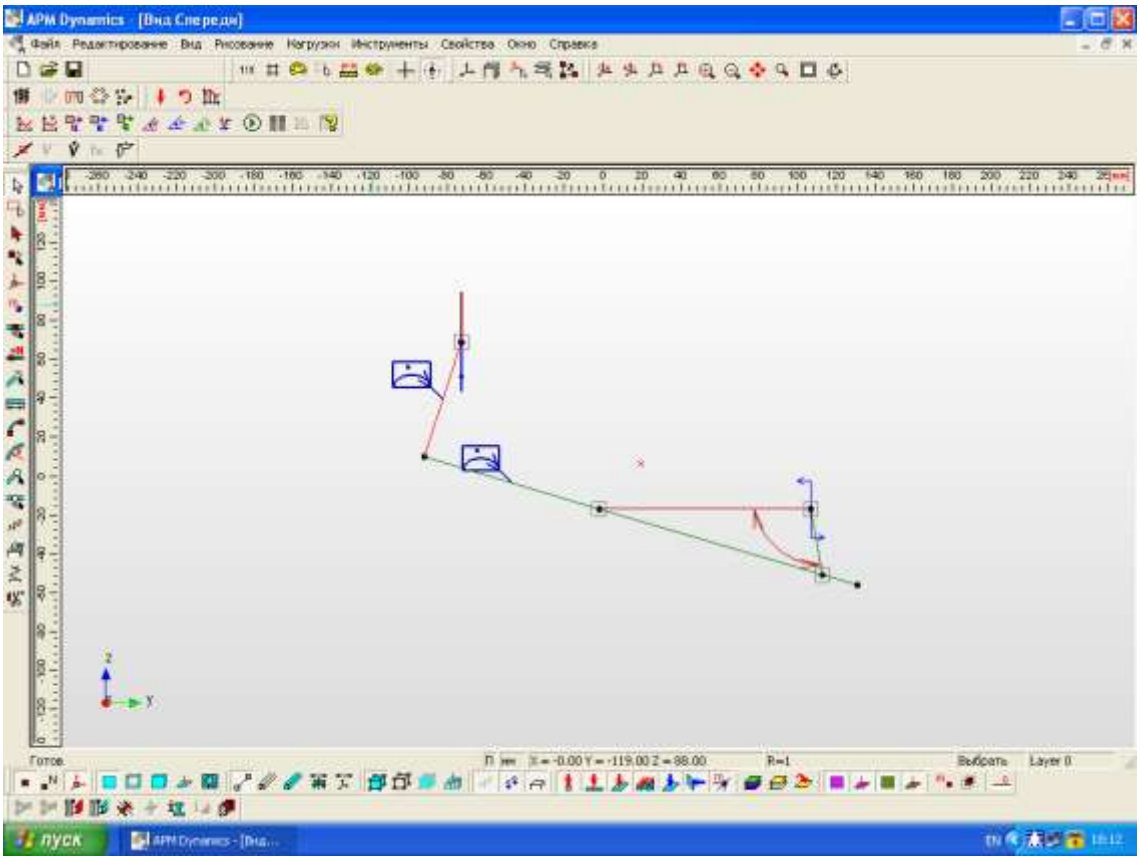
$$l_6'' = l_4\varphi_2''\cos\varphi_2 - l_4\left(\varphi_2'\right)^2\sin\varphi_2 + l_5\varphi_5''\cos\varphi_5 - l_5\left(\varphi_5'\right)^2\sin\varphi_5$$

(1.11) және (1.12) теңдеудің жалпыланған координаты бойынша дифференциалау арқылы координаттар осіндегі проекцияларда 3 және 4 буындарының массалар центрлерінің үдеулерінің аналогтарын анықтаймыз:

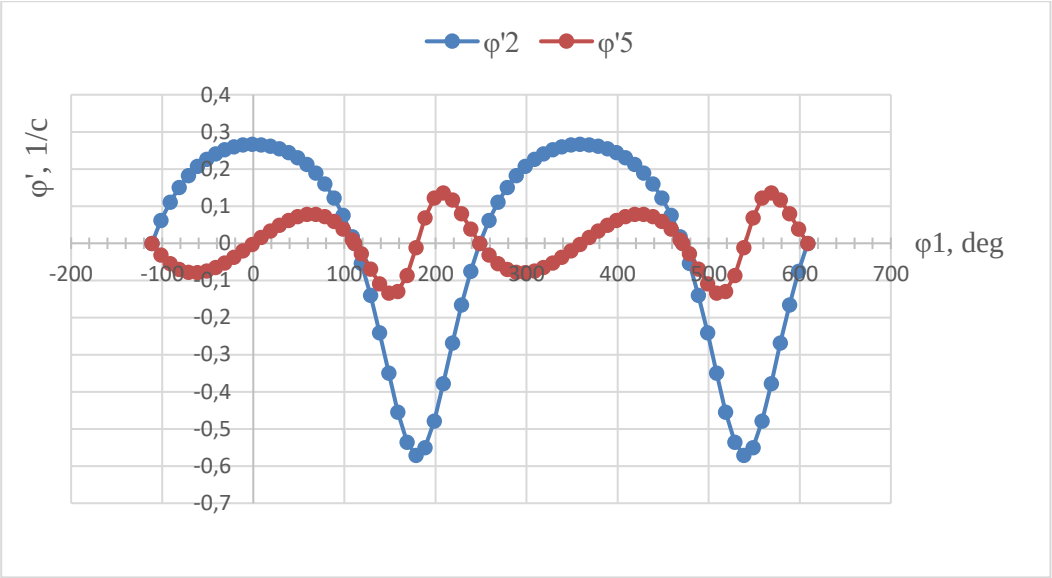
$$\begin{cases} S_{3x}'' = l_4\left(\varphi_2''\sin\varphi_2 + \left(\varphi_2'\right)^2\cos\varphi_2\right); \\ S_{3y}'' = l_4\left(\left(\varphi_2'\right)^2\sin\varphi_2 - \varphi_2''\cos\varphi_2\right). \end{cases} \tag{1.14}$$

$$\begin{cases} S_{4x}'' = l_4\left(\varphi_2''\sin\varphi_2 + \left(\varphi_2'\right)^2\cos\varphi_2\right) - \frac{l_5}{2}\left(\varphi_5''\sin\varphi_5 + \left(\varphi_5'\right)^2\cos\varphi_5\right); \\ S_{4y}'' = l_4\left(\varphi_2''\cos\varphi_2 - \left(\varphi_2'\right)^2\sin\varphi_2\right) + \frac{l_5}{2}\left(\varphi_5''\cos\varphi_5 - \left(\varphi_5'\right)^2\sin\varphi_5\right). \end{cases} \tag{1.15}$$

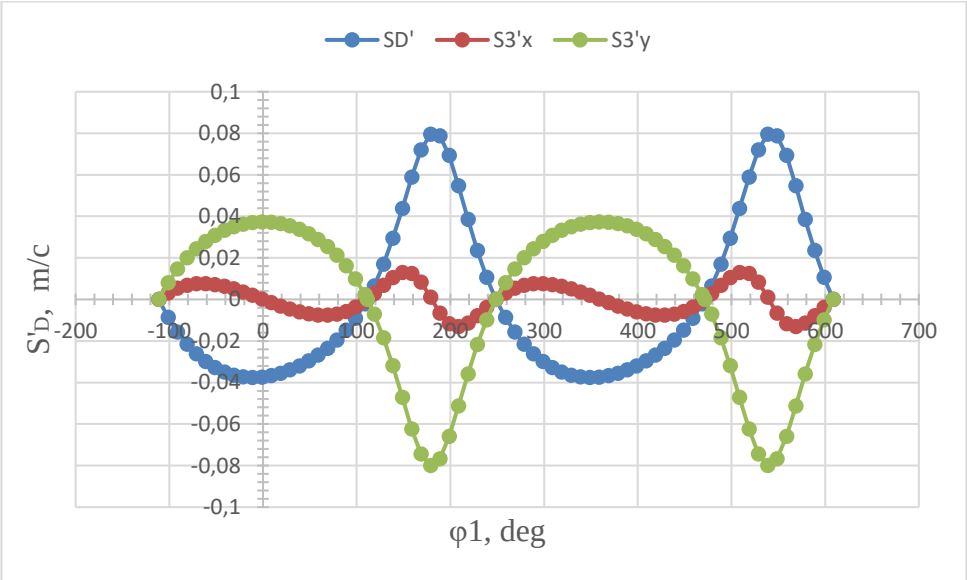
Сонымен қатар APM WinMachine кешенінің APM Dynamics модулінде механизмнің компьютерлік моделі жасалып (1.3 сурет), механизмнің қозғалыс сипаты анықталды. 1.4 – 1.5 суреттерінде механизм буындары мен нүктелерінің жылдамдықтары мен үдеулерінің диаграммалалары көрсетілген.



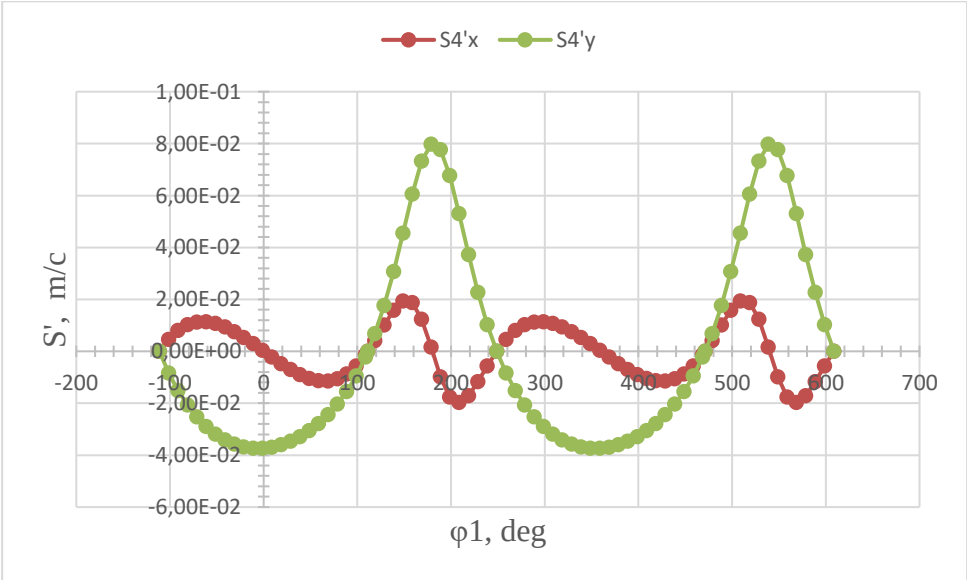
1.3 - сурет – Қашауыш білдек механизмнің компьютерлік моделі



а)

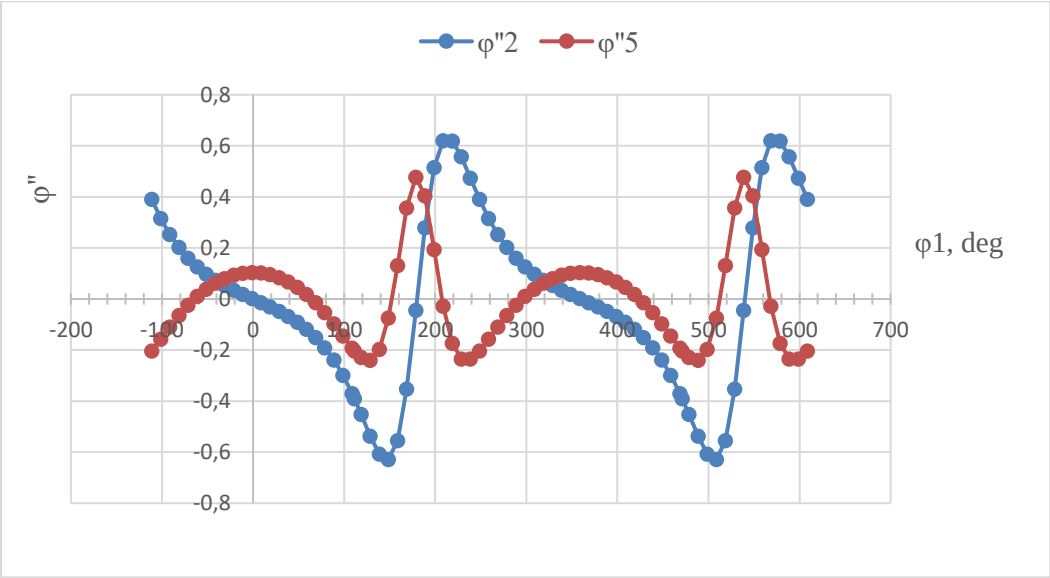


б)

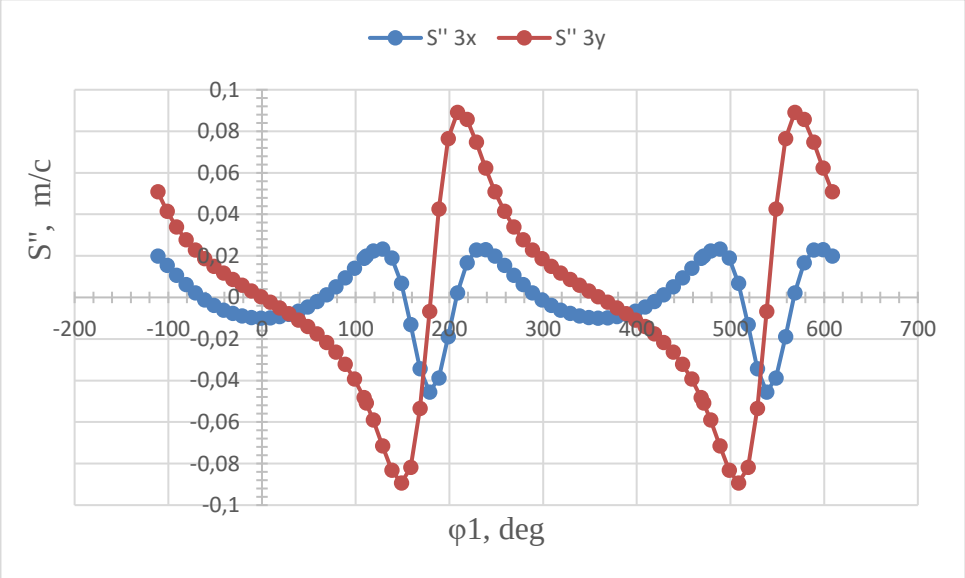


в)

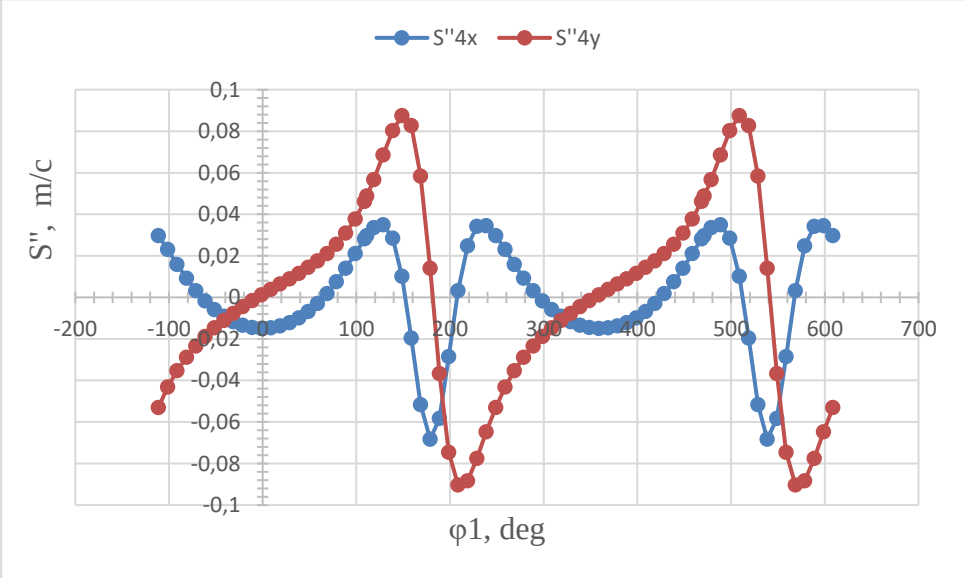
1.4 – сурет – Механизм буындары мен нүктелерінің жылдамдықтары



а)



б)



в)

1.5 – сурет – Механизм буындары мен нүктелерінің үдеулері

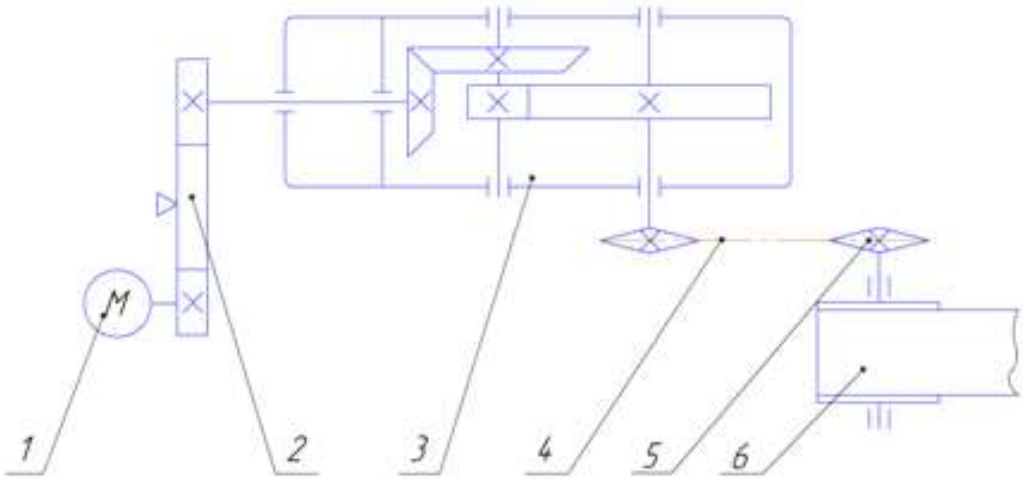
2 Қашауыш білдек механизмінің жетегінің кинематикалық есептеуі

2.1 Электрқозғалтқышты таңдау

Қарастырылып отырған атқарушы механизм үшін 2.1 суретінде көрсетілгендей конустық-цилиндрлік беріліс механизмінің (жетектің) кинематикалық есептеуін орындаймыз.

Бастапқы мәліметтері:

- жетектегі жұлдызшадағы қуат $N_5 = 2{,}2$ кВт;
- жетектегі жұлдызша айналым саны $n_5 = 140$ айн/мин;
- жүктелуінің сипаты – бірқалыпты
- жетектің қызмет мерзімі $L_Г = 6$ жыл;
- ауысымдар саны – 2;
- шынжырлы берілістің центрлері сызығының көкжиекке көлбеулік бұрышы $\theta_ц = 0^0$;
- сыналы – белдіктік берілістің центрлер сызығының көкжиекке көлбеулік бұрышы $\theta_р = 0^0$;
- конустық тісті берілістің түрі – тіктісті;
- цилиндрлік тісті берілістің түрі – тіктісті.



1 - электроқозғалтқыш; 2 - сыналы - белдіктік беріліс;
3 - редуктор; 4 - шынжырлы берілісі;
5 - жетектегі жұлдызша; 6 – атқарушы механизмі;
2.1 - сурет – Білдек жетегінің сұлбасы

Электрқозғалтқыштың қажетті қуаты механизмнің қуатына тәуелді (жетек сұлбасындағы жетектегі жұлдызша), ал электр қозғалтқышы білігінің

айналу жиілігі жетектегі жұлдызшасы білігінің айналу жиілігіне тәуелді. Электрқозғалтқыштағы қажетті қуаттың мөлшері келесі формула бойынша анықталады

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

мұндағы N_5 - жетектегі жұлдызшадағы қуат;

η_0 - жетектегі жалпы пайдалы әсер коэффициент (ПӘК).

Жетектің ПӘК-і

$$\eta_0 = \eta_{шб}\eta_ц\eta_к\eta_{рб}\eta_м^3, \qquad (2.2)$$

бұл жердегі $\eta_{шб}$ - шынжырлы берілістің, $\eta_ц$ - цилиндрлік тісті берілістің, $\eta_к$ - конустық тісті берілістің, $\eta_{рб}$ - сыналы - белдікті берілістің, $\eta_м$ - домалау мойынтіректік жұбының ПӘК-тері.

Механикалық берілістер, муфта мен домалау мойынтіректерінің пайдалы әсерлік коэффициентері 2.1 кестесінен таңдалады:

$\eta_{шб}$ = 0,9; $\eta_ц$ =0,96; $\eta_к$ =0,95; $\eta_{рб}$ =0,96; $\eta_м$ =0,99 .

Олай болса

$$\eta_0 = 0{,}9 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}76,$$

$$N_{дв} = \frac{2{,}2}{0{,}76} = 2.8 \text{ кВт}.$$

2.1 - кестесі - Механикалық берілістер элементінің ПӘК-тері

Беріліс элементтері	ПӘК
Жабық цилиндрлі тісті беріліс	0,96…0,97
Жабық конусты тісті беріліс	0,95…0,96
Ашық шынжырлық беріліс	0,9…0,93
Жабық шынжырлық беріліс	0,95…0,97
Жазық белдікті берілістер	0,96…0,98
Сыналы - белдікті берілістер	0,95…0,97
Домалау мойынтірегі жұбы	0,99…0,995
Муфталар	0,98

Электрқозғалтқыштың номинальді қуаты қажетті қуатынан кем болмауы керек, яғни $N_{ном} \geq N_{дв}$ шартының сақталуы керек. Электрқозғалтқыштың номинальді қуатын, типі және номинальді айналым санын анықтамалық кестелерден алынады.

Қуаты $N_1 = 3$ кВт, номинальдық айналу жиілігі $n_1 = 2840$ айн/мин болатындай 4АМ71В2У3 типті асинхронды үш фазалық электрқозғалтқышты таңдаймыз.

2.2 Қашауыш білдек механизмінің жетегін кинематикалық есептеу

Жетектегі беріліс санын келесі формуламен анықталады

$$u = \frac{n_1}{n_5}, \tag{2.3}$$

мұндағы n_1- электрқозғалтқыш білігінің айналымдар саны, айн/мин, n_5- жетектегі біліктің айналымдар саны, айн/мин.

Онда

$$u = \frac{2840}{140} = 20.3.$$

Жетектің сатыларының беріліс сандарын анықтау мен таңдау жетек беріліс санын бөлшектеуі арқылы жүргізіледі. Жетектің беріліс саны бөлшектеуі редуктор беріліс санын тұрақты қалдырып отырып, ашық берілістердің беріліс сандары өзгерту арқылы жүргізіледі.

Сонда жетектегі жалпы беріліс саны

$$u = u_{шб} u_{рб} u_р, \tag{2.4}$$

мұндағы $u_{шб}$- шынжырлы берілістің беріліс саны, $u_{рб}$- белдіктік берілістің беріліс саны, $u_р$ - редуктордың берілістер саны.

Редуктордың беріліс санын $u_р$ 2.2 кестеден таңдалып алынады, шынжырлық берілістің беріліс саны $u_{шб}$ үшін келесідей қатардан таңдап алу ұсынылады: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 3; 3,15; 4; 4,5; 5, ремендік берілістің беріліс саны $u_{рб} = 2 \ldots 4$ қабылданды.

Жетектің беріліс сандарын қабылдаймыз:

- шынжырлық берілістің $u_{шб} = 1{,}27$
- белдіктік берілістің $u_{рб} = 2$
- цилиндрлі тісті берілісте $u_ц = 4$
- конустық тісті берілісте $u_к = 2$

Жетек біліктерінің айналымының нақты сандары келесі ретпен анықталады:

- Редуктор жетекші білігінің айналымдар саны, айн/мин:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{рб}};$$

$$n_2 = \frac{2840}{2} = 1420.$$

2.2 - кесте - Конусты-цилиндрлі редуктордың берілістік сандары

Редуктор u_p	Конусты беріліс $u_к$	Цилиндрлік беріліс $u_ц$
8	2	4
9	2,24	4
10	2,5	4
11,2	2,8	4
12,5	3,15	4
14	3,15	4,5
16	3,55	4,5
18	4	4,5

– Редуктор аралық білігінің айналым сандары, айн/мин:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_k},$$

$$n_3 = \frac{1420}{2} = 710.$$

– Редуктордың жетектегі білігі айналым саны, айн/мин:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_ц}$$

$$n_4 = \frac{710}{4} = 177.5.$$

– Жетектің жетектегі білігінің айналымдар саны, айн/мин:

$$n_5 = \frac{n_4}{u_{шб}}$$

$$n_5 = \frac{177.5}{1,27} = 140.$$

Жетектің біліктерінің бұрыштық жылдамдықтар мына формуламен анықталады, $с^{-1}$:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}. \qquad (2.5)$$

Ондағы

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 2840}{30} = 297.25;$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 148.6;$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot 710}{30} = 74.3;$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot 177.5}{30} = 18.6;$$

$$\omega_5 = \frac{\pi \cdot 140}{30} = 14.65;$$

Жетектің жетектегі білігіндегі айналу момент, Н× мм:

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

$$T_5 = \frac{2.2}{14.65} 10^6 = 150170;$$

– редуктордың жетектегі білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_4 = \frac{T_5}{u_{шб} \eta_{шб} \eta_м};$$

$$T_4 = \frac{150170}{1{,}27 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}99} = 132709;$$

– редуктордың аралық білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_3 = \frac{T_5}{u_{шб} u_ц \eta_{шб} \eta_ц \eta_м^2};$$

$$T_3 = \frac{150170}{1{,}27 \cdot 4 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}99^2} = 34908;$$

– редуктордың жетекші білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_2 = \frac{T_5}{u_к u_ц u_{шб} \eta_к \eta_ц \eta_{шб} \eta_м^3};$$

$$T_2 = \frac{150170}{2 \cdot 4 \cdot 1{,}27 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}99^3} = 18558;$$

– электрқозғалтқыш білігіндегі айналдыру моменті:

$$T_1 = \frac{T_5}{u \eta_0};$$

$$T_1 = \frac{150170}{20{,}3 \cdot 0{,}76} = 9733$$

Жетектің қызмет атқару мерзімін анықтау. Жетектің қызмет мерзімдері (ресурсы) сағат бойынша мына формуламен анықталды:

$$L_h = 365 L_Г t_c n_c K_c,$$

мұнда $L_Г$ – жетектің қызмет мерзімінің жылдары, t_c – ауысымның ұзақтығы; n_c – ауысым саны; K_c – ауысымның пайдаланушылық коэффициенті.

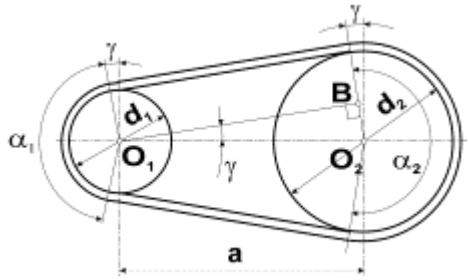
Ауысым ұзақтығы t_c = 8 сағат уақытты қабылдайды, ауысымның Опайдалану коэффициенті K_c = 0,85. Сонда $L_h = 365 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0.85 = 29784$ сағат.

3 Белбеулі берілісті есептеу

3.1 Белбеулі берілістің жобалық есебі

Жобадағы жетектің ашық сына-белдікті берілісі (3.1 - сурет) алдымен бірінші сатыдағы электродвигательден екінші сатыдағы конусты-цилиндрлі редукторға қуат беру үшін қолданылады. Сына-белдікті берілістердің есебі екі бөлімнен тұрады**:** бірінші – берілістегі геометриялық параметрлерді анықтау; екінші – белдіктің төзімділігін тексеру есебі.

Сына-белдікті берілістерді есептеу үшін жетекші біліктегі қуат P_1 тегершіктің айналу жиілігі n_1 айн/мин, белдікті берілістің беріліс саны $u_{рб}$.



3.1 - сурет

Жетекші тегершіктің ең төменгі рұқсат етілген диаметрін d_{1min}, мм анықтау үшін таблицадан айналу моментін T_1 Н*мм есепке ала отырып және алынған белдік қимасына қарап таңдаймыз.

Белдікті берілістің төзімділігін артыру үшін жетекші тегершіктің диаметрі d_1 қолданылады. $d_{1\min}$ үлкен және таблицада көрсетілген стандартты тізбектен берілген. Жетекші тегершіктің диаметрін анықтаймыз d_2, мм:

$$d_2 = d_1 u_{рб}(1-\varepsilon) \qquad (3.1).$$

мұнда $\varepsilon = 0.01...0.02$ - белдіктің серімді жылжу коэффиценті. Алынған мәнді стандартты таблицадағы жақын мәнге дөңгелектейміз.

Берілгеннен $u_ф$ нақты беріліс қатынасын анықтаймыз және оның ауытқуын Δu тексереміз - (3.2) берілген шартты формула орныдалуы тиіс

$$u_{рбф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

$$\Delta u = \frac{|u_{рбф} - u_{рб}|}{u_{рб}} 100\% =\leq 3\% \qquad (3.2).$$

Ось аралық қашықтықыты анықтаймыз. *a,* мм:

$$a = 0.55(d_1 + d_2) + h \qquad (3.3).$$

мұнда h-белдік қимасының биіктігі.

Белдіктің есепті ұзындығын анықтайық l,мм:

$$l = 2a + 0.5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4a} \qquad (3.4)$$

Алынған мәнді стандартты жақындыққа дейін дөңгелектеу керек.

Белдіктің стандартты ұзындығы бойынша ось аралық қашықтықты анықтаймыз :

$$a = \frac{1}{8}\left(2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2l + \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right) \qquad (3.5).$$

Кіші тегершіктегі белдіктің оралуындағы бұрышты анықтаймыз:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ . \qquad (3.6).$$

белдіктің шеңберлік жылдамдығын анықтау v м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq [v] \qquad (3.7).$$

мұнда v - белдікке жіберілген жылдамдық , м/с; сыналы белдіктің қалыпты қимасы үшін $[v] = 25$м/с, сыналы белдіктің тар қимасында $[v] = 40$ м/с. Белдік жүрісінің жиілігін анықтаймыз:

$$U = \frac{v}{l10^{-3}} \leq [U] \qquad (3.8).$$

мұнда $[U] = 30\,\text{с}^{-1}$ – жүріс жиілігінің рұқсат етілген мәні.

Бір белдік арқылы берілетін қуаттың рұқсат етілген мәнін анықтаймыз $[P]$,кВт:

$$[P] = \frac{[P_0]}{C_p} C_a C_l C_z \qquad (3.9).$$

мұнда $[P_0]$ - бір сыналы белдік арқылы берілетін берілген келтірілген қуат, C_p, C_α, C_l, C_z - түзету коэффициенттері.

Белдік санын анықтаймыз z:

$$z = \frac{P_1}{[P]} \qquad (3.10)$$

Алынған мәнді ең жақын үлкен бүтін мәнге дейін дөңгелектейміз. Белдіктегі тепе-теңсіздікті азайту үшін $z \leq 6$ белдікті қабылдау керек.

3.2 Тегершіктің конструктивті элементтерін анықтау

Сыналы белдікті берілістегі тегергіштер жобасы негізінен сұр маркалы СЧ 15, СЧ20 шойындарынан жасалады. Тегершік құрылымы тегершік тоғыны мен дискі мен күпектен тұрады.

Тоғын деп тегершіктің сыртқы жағын атайды. Осы тоғынға белдік орнатылады. Тегершіктің тоғыны сыналы-белдік берілісінде қималы пішін арналарынан тұрады оларға қималы белдіктер орналастырылады. (3.2 суретте).

Тегершіктің сыртқы диаметрі мен ені, мм:

$$d_e = d_p + 2t\,,\ B = (z-1)p + 2f$$

мұнда d_P тегершіктің есептік диаметрі.

Сыналы-белдік берілісіндегі шойын тоғындарының қалыңдығы ,мм:

$$\delta = 1.2(t+h)\,.$$

Тегершіктің дискісі тоғын мен күпшекті қосады. Тегершік диаметрі $d_p \leq 350$ мм жалпыланған дискімен орындалады, онда кішігірім ойық болады, ол ойық массаны азайтып, тасымалдауға да жағдай жасайды.

Дискінің қалыңдығы, мм С=1,2δ.

Тегершіктің валға қондырылатын орталық бөлігін күпшек деп атайды. Күпшектің диаметрі:

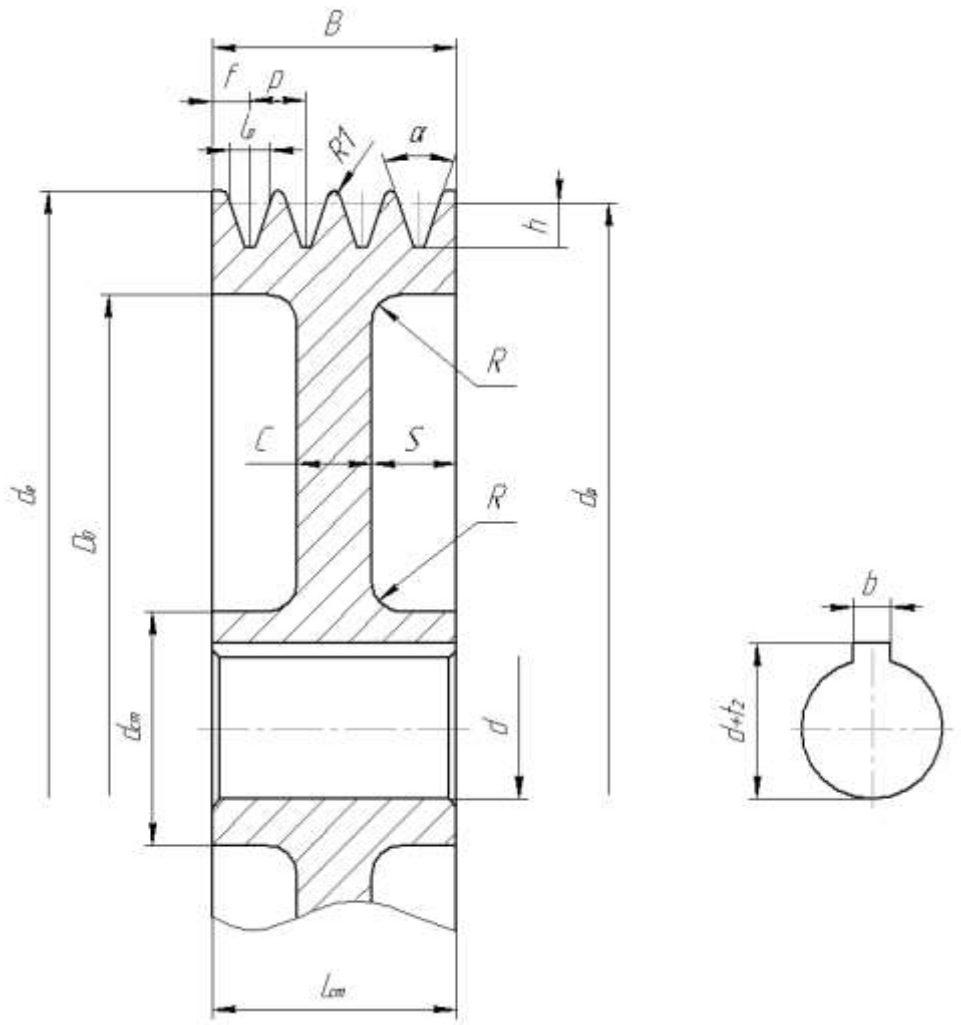
$$*\,d_{cm} = 1.6d\,,$$

d - кішігірім ойықтың диаметрі. Жетекші тегершікке валдың шығар бөлігіндегі ауданның диаметрі тең келеді.

Жетекші тегершік үшін $d = d_{эл.дв}$ формуласымен анықтауға болады:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{5}}\,.$$

Күпшектің ұзындығы: $l_{cm} = (1.2....1.5)$. Сыналы- белдікті берілістерде күпшек ұзындығы l_{cm} тегершік ені B артықтау болуы, сондай-ақ аз кем қысқалау болуы да мүмкін. Сондықтан аталған жұмыста күпшек ұзындығын тегершіктің еніне тең немесе оның яғни тегершік ені үлкен болса соған сай алу керек $(l_{cm} \geq B)$.



3.2 - сурет – Тегершік құрылымы

Бастапқы деректер $P_1 = P_{дв} = 3$кВт $n_1 = 2840$ айн/мин, маусымды аусымы - 2; жүктелу сипаты - біркелкі, сыналы-белдікті берілістегі беріліс саны $u_{рб} = 2$.

Жетекші тегершік арқылы берілетін қуат және оның айналу жиілігі бойынша УО Ту 38-40534-75 тар қималы белдікті таңдап аламыз.

Жетекші тегершіктің минимальды мүмкіндік диаметрі $d_{1\min} = 63$мм.

Жетекші тегершіктің есепті диаметрін аламыз $d_1 = 71$мм.

Жетектегі тегершіктің диаметрін анықтаймыз d_2 мм:

$$d_2 = d_1 u_{рб}(1-\varepsilon) = 71 \cdot 2(1-0.01) = 140.58,$$

белдіктің серпімді сырғанау коэффициенті $\varepsilon = 0.01$.

$d_2 = 140$мм деп аламыз. Нақты беріліс қатынасын анықтаймыз $u_ф$:

$$u_{рбф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{140}{71(1-0.1)} = 1.99$$

Берілген $u_{рб}$-дан оның Δu ауытқуын тексереміз

$$\Delta u = \frac{\left|u_{рбф} - u_{рб}\right|}{u_{рб}} 100\% = \frac{\left|1.99 - 2\right|}{2} \cdot 100\% = 0.5\% \le 3\%$$

шамамен ось аралық қашықтықты анықтаймыз a мм.

$$a = 0.55(d_1 + d_2) + h = 0.55(71 + 140) + 8 = 124,$$

Белдік қимасының биіктігі $h = 8$мм. Белдіктің есептік ұзындығын анықтайық l мм:

$$l = 2a + 0.5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 124 + 0.5\pi(140 + 71) + \frac{(140 - 71)^2}{4 \cdot 124} = 589$$

белдік ұзындығының ең жақын үлкен стандартты мәнін қабылдайық $l = 630$мм.

Белдіктің стандартты l ұзындығына сай a ось аралық қашықтықты нақтылаймыз

$$a = \frac{1}{8}\left(2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2l - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right) =$$

$$= \frac{1}{8}\left(2 \cdot 630 - \pi(140 + 71) + \sqrt{(2 \cdot 630 - \pi(140 + 71))^2 - 8(140 - 71)^2}\right) = 145.$$

Кіші тегершіктегі орау бұрышы :

$$\alpha_1 = 180° - 57° \frac{d_2 - d_1}{a} = 180° - 57° \frac{140 - 71}{145} = 153° \ge 120°.$$

Белдіктің шеңберлік жылдамдықты анықтау v,м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 71 \cdot 2840}{60 \cdot 1000} = 10.6 \le [v]$$

$[v] = 40$м/с тар қималы сыналы –белдікті мүмкін беріліс жылдамдығы;

Белдіктің жүріс жиілігі U, c^{-1} :

$$U = \frac{v}{l \cdot 10^{-3}} = \frac{10.6}{630 \cdot 10^{-3}} = 16.8 \le [U]$$

берілетін жүріс жиілігі $[U] = 30c^{-1}$.

Бір белдікпен берілетін мүмкіндік қуатты анықтаймыз, $[P]$, кВт

$$[P] = \frac{[P_0]}{C_p} C_\alpha C_l C_z = \frac{2.01}{1.1} \cdot 0.93 \cdot 0.85 \cdot 0.95 = 1.37,$$

$[P_0] = 2.01$кВт - бір белдікпен берілетін күш,

$C_p = 1.1$- жүкті есепке алар коэффициент,

$C_\alpha = 0.93$- орауға алар бұрыш коэффициенті,

$C_l = 0.85$-есептік берілістегі ұзындықтың базалық ұзындыққа әсер коэффициенті;

$C_z = 0.95$ - белдіктер арасындағы тепе теңсіз бөлінетін күшті есепке алу коэффиценті.

Белдік санын анықтайық z: $z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{3}{1.37} = 2.19.$.

$z = 3$ деп қабылдаймыз.

Жетектегі тегершікті құрылымдау

Жетектегі тегершікті жасау үшін СЧ 15 маркалы шойынды аламыз.

Тегергіштің сыртқы диаметрі ,мм:

$$d_e = d_p + 2t = 140 + 2 \cdot 2.5 = 145,$$

$d_p = 140$ мм жетектегі тегергіштің есептік диаметрі.

Тегергіш ені,мм:

$$B = (z-1)p + 2f = (3-1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40.$$

Сынамалы белдікті берілістегі шойынды тегергіштердегі тоғын қалыңдығы, мм:

$$\delta = 1.2h = 1.2 \cdot 10 = 12.$$

Дискінің қалыңдығы, мм: $C = 1.2\delta = 1.2 \cdot 12 = 14.4$.

Дискінің қалыңдығын $C = 14$мм деп қабылдаймыз.

Жетектегі тегершік үшін күпшектің ішкі диаметрі мына формула бойынша:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{5}} = \sqrt[3]{\frac{18558}{5}} = 15.5$$

Күпшектің ішкі диаметрін $d = 15$мм деп қабылдаймыз.

Күпшек сыртқы диаметрі, мм: $d_{cm} = 1.6d = 1.6 \cdot 15 = 24$.

Күпшектің сыртқы диаметрін $d_{cm} = 25$мм деп аламыз.

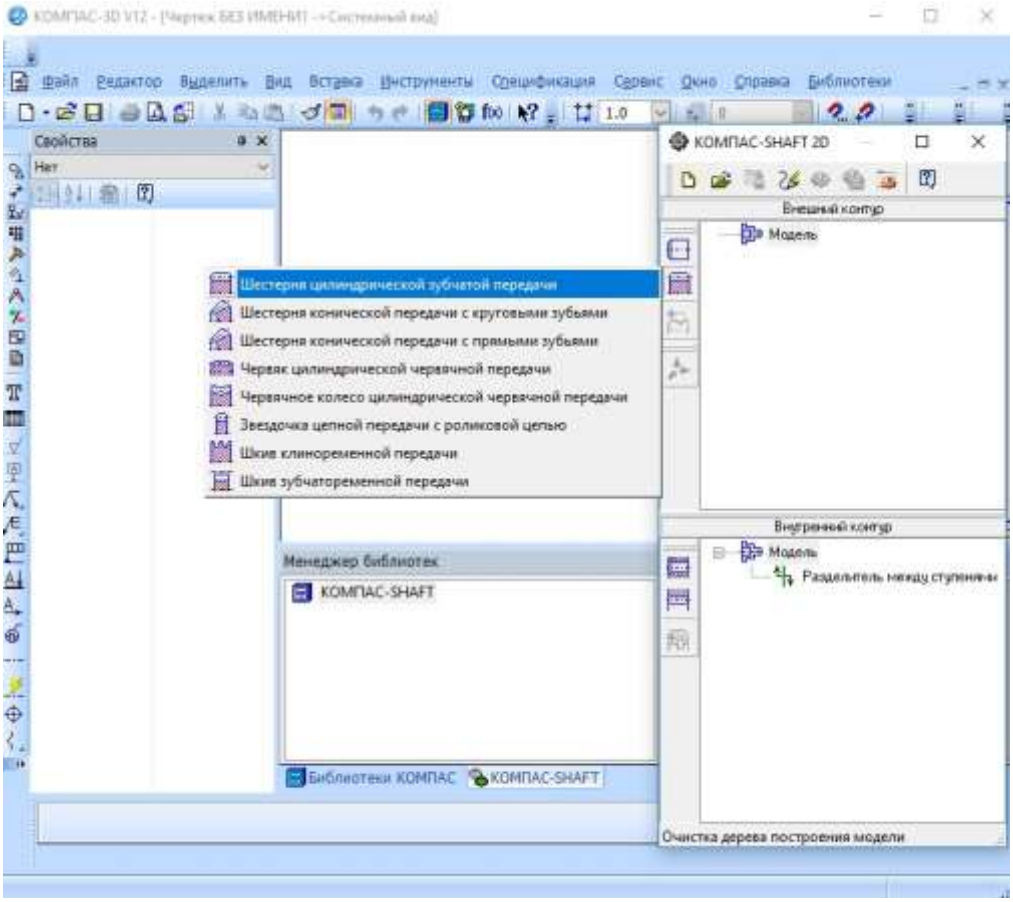
Күпшек ұзындығы,мм: $l_{cm} = (1.2...1.5)d = (1.2...1.5)14 = 16.8...21$.

Күпшек ұзындығын қабылдаймыз: $l_{cm} = 40$ мм.

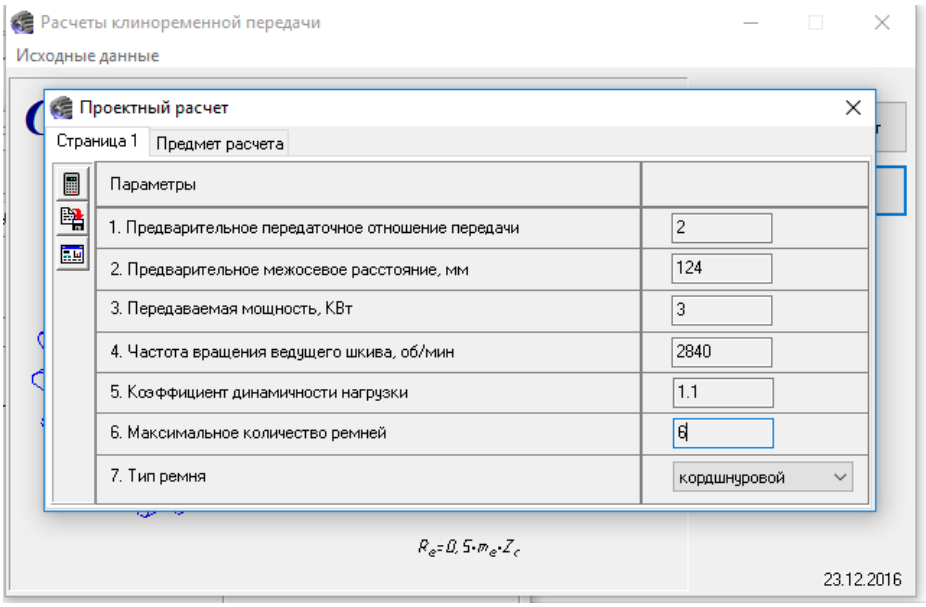
4 Белбеулі берілісті КОМПАС 3D жүйесінде жобалау

КОМПАС 3D жүйесінің көмегімен жұмысты орындау үшін КОМПАС SHAFT 2D модулін іске қосу керек (4.1- сурет). Беріліс түрі мен есептеу түрін таңдау үшін ашылмалы менюдан сәйкес баспаларды басу керек.

Сосын жүйеге бастапқы мәліметтер енгізіледі (4.2 - суреті).

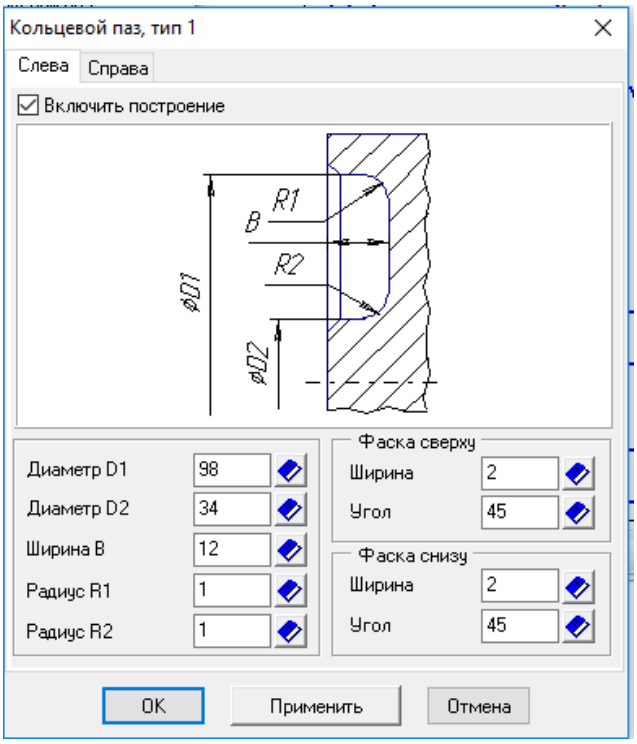


4.1 - суреті

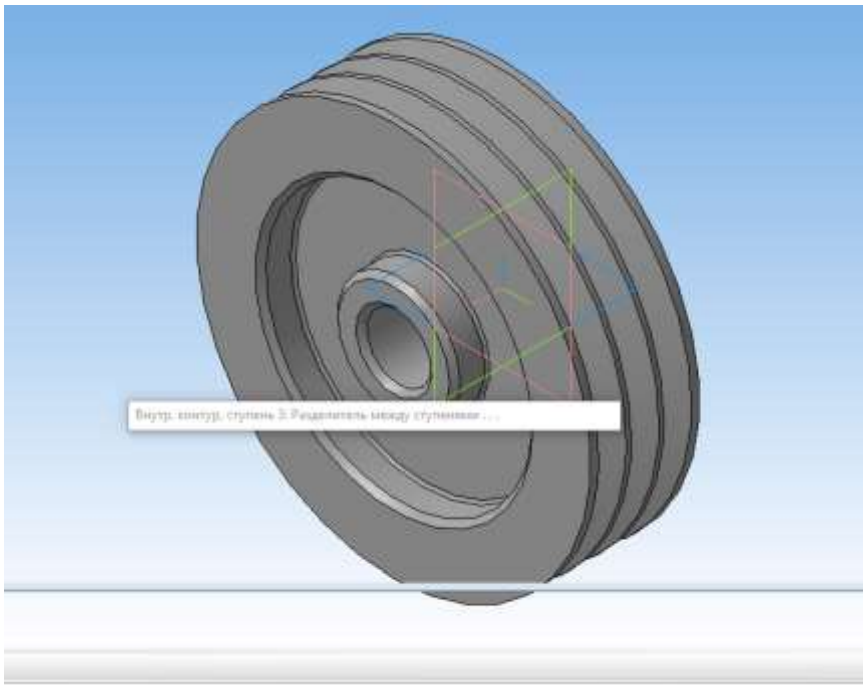


4.2 – суреті

Барлық мәліметтерді енгізіп болған соң «√» баспасын басамыз. Ашылған терезеде жетекші немесе жетектегі тегершіктің қайсысын сызу керек екендігін таңдаймыз. Шпонкалық паз түрін, ступицаның білікпен қосылыс түрін, тегершіктің конструкциясын, қажетті өлшемдерді біртіндеп таңдаймыз немесе енгіземіз (4.3-сурет). Тегершіктің сызбасын КОМПАС 3D жүйесі жүзеге асырады, оның қатты дене түріндегі 3D моделін көруге болады (4.4-сурет).



4.3 – суреті



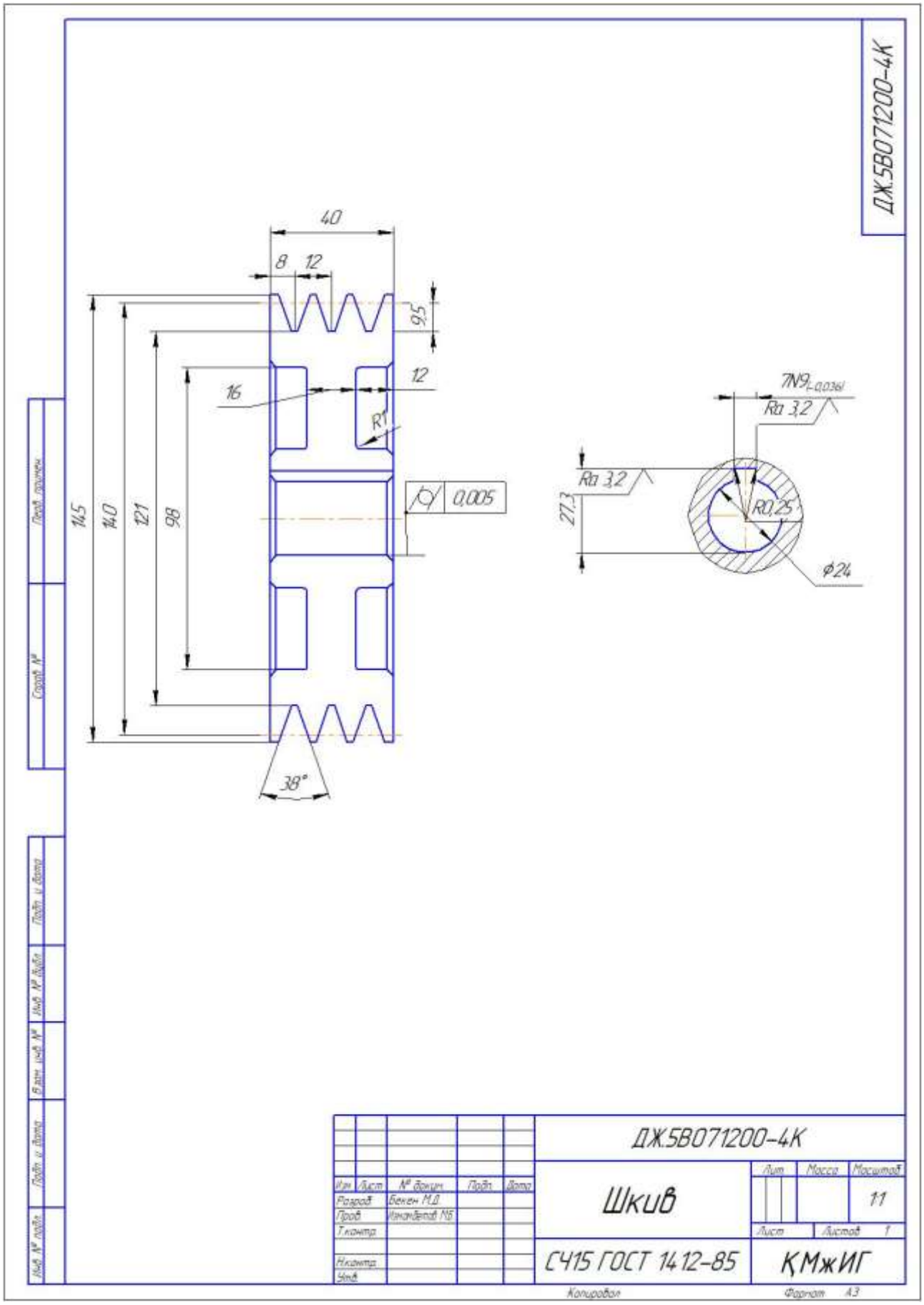
4.4 – суреті

«Сызу» терезесіде негізгі жазбаны (штамп), техникалық талаптарды, тегершіктің жасалу нұсқасын таңдаймыз, ұсынылған сызбаны жүйенің инструменттерін пайдаланып толықтыруға болады. Жобаланған белдікті берілістің параметрлері 4.4 – суретінде, ал тегершіктің дайын болған сызбасы 4.5 - суретінде көрсетілген.

Таблица 1. Проектный расчет клиноременной передачи

Наименование параметра	Ведущий шкив	Ведомый шкив
Исходные данные		
Предварительное передаточное отношение	2	
Предварительное межцентровое расстояние, мм	124	
Передаваемая мощность, Квт	3	
Частота вращения ведущего шкива, об/мин	2840	
Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы	1,1	
Тип ремня	кордшнуровой	
Определяемые параметры		
Диаметр шкива, мм	71,00000	140,00000
Действительное передаточное отношение	1,99175	
Действительное межцентровое расстояние, мм	145,00000	
Обозначение ремня	УО ТУ 38-40534-75	
Длина ремня, мм	630,00000	
Количество ремней	3	
Окружная скорость, м/с	10,55785	10,45227
Угол профиля канавок шкива	34°00'	38°00'
Наружный диаметр шкива, мм	76,00000	145,00000
Глубина канавок шкива, мм	12,00000	12,00000
Ширина канавки по наружному диаметру шкива, мм	10,00000	10,20000
Расстояние между канавками шкива, мм	12,00000	12,00000
Расстояние от торца шкива до середины крайней канавки, мм	8,00000	8,00000
Ширина шкива, мм	40,00000	40,00000
Расчет на выносливость		
Расчетное напряжение, МПа	1,92313	
Допускаемое напряжение, МПа	2,50547	
Коэффициент запаса	1,30281	

4.3 суреті – Жобаланған белдікті берілістің анықталған параметрлері



4.4-сурет-Шкивтің жұмыс сызбасы

ҚОРЫТЫНДЫ

Жұмыста ел экономикасының өндіріс салаларында кеңінен қолданыс тапқан машиналардың бірі - қашауыш білдегінің алтыбуынды иінтіректі атқарушы механизмінің кинематикасы мен оның жетегінің белдікті берілісін жобалау есептері қарастырылған. Механизмнің кинематикалық талдауы тұйықталған векторлық контурлар әдісімен орындалды. Механизм буындары мен нүктелерінің орындары, жылдамдықтары және үдеулерінің аналитикалық өрнектері алынды. Сонымен қатар APM Dynamics бағдарламалық модулінде атқарушы механизмнің компьютерлік моделі жасалып, механизмнің қозғалыс сипаты анықталды. Кинематикалық талдау нәтижелері диаграммалар мен кестелерде көрсетілді.

Қарастырылып отырған қашауыш білдек атқарушы механизмінің жетегінің кинематикалық есептелуі орындалып, құрамындағы берілістердің кинематикалық параметрлері айқындалды, яғни жетек біліктерінің айналымдар саны, бұрыштық жылдамдықтары мен айналдырушы моменттердің мәндері анықталды.

Жетек құрамындығы белбеулі беріліс дәстүрлі инженерлік формулалар арқылы есептеліп, берілісті сипаттайтын негізгі параметрлер анықталды. Анықталған параметрлерді бастапқы мәліметтер ретінде пайдаланып, белбеулі беріліс заманауи КОМПАС 3D кешенінде жобаланды. Нәтижесінде беріліс параметрлері анықталды, тегершіктерінің құрылымдық элементері нақтыланып, 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 Дунаев 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 Анурьев 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.

7 Анурьев 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.

8 Анурьев 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.

9 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.

10 Шелофаст В.В. Основа проектирования машины. -М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.

11 М.Д.Бекен, А.К. Токтасынова, Ж. Акан Орташа жылдамдық еселігі бойынша қашауыш білдек механизмінің синтезі/ Материалы научной конференции «Сатпаевские чтения-2019», КаЗНИТУ, -Алматы, 2019.