

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

Машина жасау кафедрасы

Амантай Гүлнұр Нурлыбекқызы

CAD бағдарламаларын қолдана отырып, бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткішті есептеу және
жобалау

Дипломдық жобаға
ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗБА

6B07206 – Өнеркәсіптік инженерия

Алматы 2023

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

Машина жасау кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

Ph.D. докторы



Дипломдық жобаға
ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗБА

Тақырыбы: “CAD бағдарламаларын қолдана отырып, бір сатылы цилиндрлік бәсәңдеткішті
есептеу және жобалау ”

6B07105 - Өнеркәсіптік инженерия

Орындаған

Амантай Гүлнур

Пікір беруші

Ph.D. докторы, профессор
Информациялық технологиялар кафедрасы
Смаилова А.М.



Ғылыми жетекші

Қауымдастырылған профессор

Смаилова Г.А.

“ 31 ” 05 2023 ж.

Алматы 2023

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ

«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

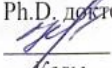
Машина жасау кафедрасы

6B07206 - Өнеркәсіптік инженерия

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

Ph.D. докторы

 Нугман Е.З.

Қолы

“ 23 ” 11 2022 ж.

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Амантай Гүлнұр Нұрлыбекқызы

Тақырыбы: «CAD бағдарламаларын қолдана отырып, бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткішті
есептеу және жобалау»

Академиялық мәселелер жөніндегі Проректордың 2022 жылғы " 23 " 11 №408-П-Ө
бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі "03" маусым 2023 жыл

Дипломдық жобаның бастапқы берілістері бұйымның құрастыру сызбасы, тетіктің
жұмысшы сызбасы, диплом жоба алдындағы практиканың мәліметтері, тетіктің
техникалық сипаттамасы

Дипломдық жобада қарастырылатын мәселелер тізімі

а) бұйымның құрастыру технологиясы; б) тетіктің механикалық өндеудің технологиялық
үрдістері; в) бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткішті есептеу

Сызбалық материалдардың тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

Тетіктің жұмысшы сызбасы және дайындаманың сызбасы – 1А1; технологиялық баптаулар
– 2А1;

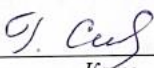
Ұсынылатын негізгі әдебиет 12 атау

Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлім атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Жалпы сипаттама	19.02.2023 - 01.03.2023	орындалды
Техникалық бөлім	01.03.2023 – 30.05.2023	орындалды

Дипломдық жұмыс (жоба) бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа (жобаға) қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Қалып бақылау	Абілқайыр Жасталап Наурызғали Ph.D. докторы, аға оқытушы	30.05.2023ж	

Ғылыми жетекші  Смайлова Г.А.
Қолы

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Амантай Г.Н.
Қолы

Күні " 06 " 06 2023 ж

АҢДАТПА

Осы ккурстық жобада технологиялық машинаның бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткішін есептеу жүргізілді.

Есептеу мыналарды қамтиды:

1. Жетектің энергетикалық және кинематикалық есебі
2. Тісті берілісті жобалау және тексеру есебі, іліністегі күшті анықтау
3. Бәсеңдеткіш біліктерін жобалау және тексеру есебі
4. Бәсеңдеткіштің мойынтіректерін таңдау және тексеру
5. Біліктің – доңғалақ күпшегінің қосылымын таңдау және тексеру есебі.

Барлық орындалған есептер негізінде бәсеңдеткіштің негізгі бөліктерінің геометриялық параметрлері, сондай-ақ оның габариттік және қосылу өлшемдері белгіленді.

АННОТАЦИЯ

В этом курсовом проекте мы рассчитали одноступенчатую цилиндрическую передачу технологической машины.

Расчеты включают в себя:

1. Энергетические и кинематические расчеты приводят к
2. Расчет конструкции и испытания зубчатого колеса, определение зацепления
3. Проектирование и испытательный расчет зубчатого вала
4. Выбор подшипников и проверка зубчатого колеса
5. Выбор контрольного расчета и соотношения вал - ступица колеса.

На основании всех проведенных расчетов были установлены геометрические параметры основных деталей коробки передач, а также ее габаритные и монтажные размеры.

ANNOTATE

In this course project, we calculated the single-stage cylindrical gear the technological machine. The calculations include:

1. Energetic and kinematic calculation leads
2. Design and test gear calculation, the definition of gearing
3. Design and test gear shaft calculation
4. Selection of bearings and gear check
5. The choice of checking calculation and the shaft - hub wheels.

Based on all of the calculations were established geometrical parameters of the main gearbox parts, as well as its overall and mounting dimensions.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 CAD бағдарламасы арқылы бәсеңдеткішті жобалау	8
1.1 CAD бағдарламасына сипаттама	8
1.2 Бәсеңдеткіштерге мағлұмат	9
2 Кинематикалық есептеу	13
3 Тісті берілісті есептеу	15
3.1 Жобалық есеп	15
3.1.1 Рұқсат етілген кернеуді анықтау:	15
3.1.2 Рұқсат етілген иілу кернеуі	15
3.1.3 Геометриялық есептеу	16
3.2 Тексеруді есептеу	19
3.2.1 Доңғалақ тістерін жанасу кернеулері бойынша тексеру	19
3.2.2. Доңғалақ тістерін иілу кернеулеріне тексеру	20
3.2.3 Іліністегі күш	21
4 Бәсеңдеткіш білігін есептеу	23
4.1 Жобалық есеп	23
4.1.1 Біліктер диаметрлері	23
4.1.2 Білік сатыларының ұзындығы	24
4.2 Біліктерді тексеру есебі	25
5 Теңселіс мойынтіректерін есептеу	31
5.1 Бәсеңдеткіш мойынтіректерінің беріктігін бағалау	31
5.1.1 Мойынтіректерді есептеу үшін тіректердің реакцияларын анықтаймыз	31
5.1.2 Мойынтіректің есептелген түзетілген ресурсы	32
5.2 Білік-күпшек қосылымын таңдау	32
5.2.1 Кілтекті тексеру есебі	32
Қорытынды	34
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	35

КІРІСПЕ

Цилиндрлік модераторлар өнеркәсіптің әртүрлі салаларында айналмалы қозғалысты берудің маңызды механизмдері болып табылады. Олар әртүрлі механизмдер мен жабдықтардың жұмысын қажетті жағдайларға бейімдеуге мүмкіндік беретін кіріс және шығыс біліктері арасындағы жылдамдық пен беріліс қатынасының өзгеруін қамтамасыз етеді.

Соңғы жылдары компьютерлік технологиялар мен бағдарламалық жасақтаманың дамуымен механизмдерді, соның ішінде цилиндрлік модераторларды есептеу мен жобалауды автоматтандыру мүмкін болды. Автоматтандырылған жобалау жүйелерінің (АЖЖ) бағдарламалары үш өлшемді модельдерді құруға, құрылымдарды талдауға және оңтайландыруға, сондай-ақ өндірістік құжаттаманы құруға арналған құралдарды ұсынады. Бұл жобалау процесін едәуір жеңілдетеді және жеделдетеді, сонымен қатар есептеулердің дәлдігі мен жасалған механизмдердің сенімділігін арттырады.

Бұл дипломдық жұмыстың мақсаты-АЖЖ бағдарламаларын қолдана отырып, бір сатылы цилиндрлік модераторды есептеу және жобалау. Жұмыстың негізгі міндеті-минималды шығындармен қажетті беріліс функциясын қамтамасыз ететін тиімді және сенімді айналмалы беріліс механизмін жасау.

Мақсатқа жету үшін келесі міндеттерді орындау қажет:

1. Цилиндрлік модераторларды есептеу мен жобалаудың қолданыстағы әдістерін, сондай-ақ олардың жұмыс істеу принциптерін зерттеу.
2. Таңдау АЖЖ бағдарламалары, олар есептеулерді орындау және модераторды жобалау үшін қолданылады.
3. Геометриялық параметрлерді және беріліс функциясының талаптарын ескере отырып, модератордың үш өлшемді моделін жасаңыз.
4. Тістердің қажетті өлшемдерін анықтау және беріліс қатынасын таңдау үшін редукторлардың параметрлік есебін жүргізу.
5. Материалдарды таңдауды, технологиялық операцияларды анықтауды және беріктікті есептеуді қоса, модератор бөлшектерін жобалаңыз.
6. АЖЖ бағдарламасын қолдана отырып, модераторға статикалық және динамикалық талдау жасау қажет.

1 CAD бағдарламасы арқылы бәсеңдеткішті жобалау

1.1 CAD бағдарламасына сипаттама

Жобалаудың автоматтандыру жүйесі (ЖАЖ) - автоматтандыруға арналған жүйе, жобалау функциясын ақпараттық технологиялар арқылы іске асыру, ұйымдық-техникалық жүйе, жобалау процессін автоматтандыруға арналған. Сондай-ақ САПР-аббревиатурасы кең қолданылады. [1]

1960 жылдары «CAD-тың әкесі» доктор Дж. Ханратти бірінші коммерциялық бағдарламалау жүйесі PRONTO-ны жасады. Бұл жүйе CAD жүйесінің бастауы деп аталады. Бірнеше жылдан кейін тағы бір компьютер ғалымы Иван Сазерленд Массачусетс технологиялық институтында «Скетчбук – адам мен машинаның графикалық байланыс жүйесі» атты диссертациясын ұсынды. Бұған CRT-де көрсетілетін жасанды жарық қалам нысаны кіреді. Бұл эскиз дәптері әдеттегі әдістерге қарағанда жылдамырақ және көп еңбекті қажет ететін. Сондай-ақ 1970 жылдары MCS доктор Ханратти ADAM (автоматты дизайн және өндіріс) жүйесін енгізді. Содан кейін 2D жүйесі 3D жүйесіне түрлендіріледі.

Жобалауды автоматтандыру жүйесі (ЖАЖ) бағдарламасын қазақ тіліне аудару үшін көбіне CAD аббревиатурасы қолданылады (англ. computer-aided design) жобалаудағы компьютерлік технологияларды қолдану деген мағына. Бірақ МемСТ 15971-90 стандартында бұл сөз тіркесті «жобалауды автоматтандыру» терминінің стандартты ағылшын тілінің эквиваленті деп келтіреді. [1]

CAD-тың негізгі мақсаты - инженерлердің жұмыстарының эффективтілігін арттыру, сонымен қатар:

- жобалаудағы еңбек ету көлемін азайту.
- жобалау уақытын азайту.
- жобалау мен дайындау бағасын және эксплуатация шығынын азайту.
- жобалаудың сапасын және техникoэкономикалық дәрежесін

арттыру.

- натуральді модельдеу және сынау шығындарын азайту.

Қазіргі таңда осы CAD бағдарламалары инженерлердің жұмысын оңайландыру мақсатында қолданылады. Яғни осы бағдарламалар арқылы көптеген компаниялардың уақыт жағынан, сапа жағынан алға басуына ықпал етуде. Қолданыста көп бағдарламалар: AutoCAD, SolidWorks, КОМПАС-3D, Autodesk Inventor, тағы да басқалары. Менің тоқталған бағдарлама КОМПАС-3D бағдарламасы.

КОМПАС-3D – мыңдаған кәсіпорындар мен жүздеген мың кәсіби пайдаланушылар үшін стандартқа айналған ресейлік импортқа тәуелсіз 3D дизайн жүйесі.

КОМПАС-3D машина жасау (көлік, ауыл шаруашылығы, энергетика, мұнай-газ, химия және т. автомобиль жасау, металлургия, өнеркәсіптік және азаматтық құрылыс, халық тұтынатын тауарлар және т.б.

Менің дипломдық жоба бойынша бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткішті КОМПАС-3D бағдарламасы арқылы есептеп, жобалайтын боламыз.

CAD бағдарламаларында инженерлер мен дизайнерлерге дизайнға қатысты әртүрлі тапсырмаларды орындауға мүмкіндік беретін көптеген функциялар мен құралдар бар. Міне, CAD бағдарламалары ұсынатын негізгі мүмкіндіктердің кейбірі:

- Үш өлшемді модельдерді құру: АЖЖ графикалық құралдар жиынтығымен үш өлшемді нысан модельдерін жасауға мүмкіндік береді. Олар инженерлерге конструкцияларды физикалық түрде жасамас бұрын визуализациялауға және талдауға мүмкіндік береді.

- Сызбаларды құру: АЖЖ автоматты түрде үш өлшемді модельдерге негізделген екі өлшемді сызбаларды жасайды. Бұл егжей-тегжейлі сипаттамаларды, Құрастыру сызбаларын және технологиялық карталарды қоса алғанда, егжей-тегжейлі өндірістік құжаттаманы жасауға мүмкіндік береді.

- Талдау және модельдеу: АЖЖ статикалық және динамикалық талдау, беріктікті талдау, жылу өткізгіштік және т.б. сияқты әртүрлі талдаулар мен модельдеулерді орындауға мүмкіндік береді.

- Деректерді басқару: АЖЖ жоба деректерін тиімді басқаруға мүмкіндік береді, соның ішінде сақтау, ұйымдастыру, нұсқау және жоба бойынша бірлесіп жұмыс істеу. Бұл топтық ынтымақтастықты жеңілдетеді және жобалық деректердің тұтастығын қамтамасыз етеді.

- Басқа жүйелермен Интеграция: АЖЖ көбінесе өндірісті басқару жүйелері (MES) немесе өнімнің өмірлік циклін басқару жүйелері (PLM) сияқты басқа бағдарламалық жүйелермен интеграциялануға мүмкіндік береді. Бұл дизайн мен өндіріс процесінің әртүрлі кезеңдері арасында деректер алмасуды автоматтандыруға мүмкіндік береді.

1.2 Бәсеңдеткіштерге мағлұмат

Бәсеңдеткіш – бұл машиналардың жетектеріне кіретін және айналу моменттерін арттыру мақсатында жетектегі біліктің бұрыштық жылдамдығын төмендетуге қызмет ететін механизм. Бәсеңдеткіште тісті берілістерді, тізбекті берілістерді, бұрамдықты берілістерді қолданады, сонымен қатар оларды әртүрлі – бұрамдық және тісті, тізбекті және тісті және т.б. берілістерде қолданады.

Бәсеңдеткіш көлік, жүк көтеру, өңдеу және басқа машиналарда қолданылады.

Бәсеңдеткіштің негізгі сипаттамалары – ПӘК, беріліс қатынасы, берілетін қуат, біліктердің максималды бұрыштық жылдамдығы, жетекші және жетектегі біліктердің саны, берілістер мен сатылардың түрі мен саны.

Бір цилиндрлік тісті жұптың көмегімен бұрыштық жылдамдықты бірнеше ондаған рет өзгертуге болады.

Бәсеңдеткіштің бөлшектері корпустың (картердің) негізі мен корпустың қақпағынан тұратын шойын немесе болат корпусқа орнатылады. Корпус

бәсеңдеткіштің бөліктерін орналастыруға және бекітуге, жұмыс кезінде туындайтын күштерді қабылдауға, бөлшектерді және майларды ластанудан қорғауға қызмет етеді.

Салқындату бетін ұлғайту мақсатында және егер қажет болған жағдайда, тіректердің қаттылығын арттыру үшін корпус бөлшектері қабырғалармен қамтамасыз етіледі.

Бәсеңдеткіш қызметі бұрыштық жылдамдықты бәсеңдету және айналу моментін тісті дөңгелектер арқылы немесе білік арқылы жоғарлату болып табылады. Бәсеңдеткіш қораптан (болатты пісірілген немесе шойынды құйылған) тұрады, онда беріліс элементері орналасады – тісті дөңгелектер, біліктер, мойынтіректер және т.б. Бәсеңдеткіштерді белгілі бір машинаның жетегі үшін немесе берілген жүктеме және нақты сипатты нұсқаусыз беріліс саны бойынша жобалайды. Екінші жағдайда, бәсеңдеткіштердің сериялық өндірісі ұйымдастырылған арнайы заводтар үшін жобаланады.

Бәсеңдеткіштер машиналардың элементтерінің бірі болып келеді. Машиналардың кез келген түрінде болады. Қолдану орны көп болғандықтан тек машина жасау саласында ғана емес тау-кен, мұнай, және тағы басқа ауыр, жеңіл, ауыл шаруашылығында қолданады. [6]

Бәсеңдеткіш түрлері мен қолданылу саласы

Бәсеңдеткіш - машина жасауда жиі қолданылатын механизм. Ол моментті червякты беріліс пен беріліс арасында береді. Нәтижесінде орындаушы құрылғының білігі қажетті жылдамдықпен және күшпен айналады. Өнеркәсіпте редукторлардың әртүрлі түрлері қолданылады. Механизмдер техникалық сипаттамалары мен дизайны бойынша ерекшеленеді.

Бәсеңдеткіш түрлері

Құрылғыларды жіктеу кезінде олардың техникалық сипаттамалары мен дизайны ескеріледі. Бәсеңдеткіш негізгі түрлеріне мыналар жатады:

- Бір сатылы және көп сатылы цилиндрлік модельдер. Олар кіріс және шығыс біліктердің осьтерінің параллель орналасуымен ерекшеленеді.
- Конустық, конустық - цилиндрлік модельдер. Мұндай механизмдердің білік осьтері қиылысады.
- Бұрамдық. Біліктердің осьтері кеңістікте қиылысады.
- Біріктірілген модельдер. Олар аталған түрлердің ерекшеліктерін біріктіреді.

1. Бұрамдық редукторлар

Бұл категорияға бұрамдық, бұрамдық - цилиндрлік механизмдер жатады. Құрылғылардағы берілістің негізгі түрі - бұрын беріліс-бұранда деп аталатын бұрамдық. Күш моменті тісті доңғалақ пен трапеция тәрізді бұранда (червяк) қосылған кезде беріледі. Төзімді материалдардан жасалған. Өнеркәсіпте бұрамдық бәсеңдеткіштің 3 түрі жиі қолданылады:

- жалғыз өту;
- екі жақты;
- төрт жақты.



Сурет 1 - Бұрамдық редукторлар

2. Цилиндрлік редукторлар

Бір сатылы цилиндрлік беріліс қорабы-кіріс және шығыс біліктері арасындағы беріліс қатынасы мен айналу жылдамдығын өзгерту үшін қолданылатын беріліс түрі. Ол жұп тісті доңғалақтардан (тісті доңғалақтардан) тұрады, олардың бірі жетекші, екіншісі құл деп аталады. Доңғалақ тістері бір-бірімен өзара әрекеттеседі, айналуды жетек білігінен жетек білігіне береді.

Бір сатылы беріліс қорабы кіріс және шығыс біліктері арасындағы тұрақты беріліс қатынасын қамтамасыз етеді. Ол жетекші және жетекші дөңгелектердегі тістер санының қатынасымен анықталады. Бұл жағдайда редуктор үлкейткіш ретінде жұмыс істей алады (жетекші дөңгелектегі тістердің саны құлға қарағанда көп болған кезде) немесе кішірейткіш (жетекші дөңгелектегі тістердің саны құлға қарағанда аз болған кезде).

Бір сатылы цилиндрлік редукторлар әртүрлі өндірістік және механикалық жүйелерде кеңінен қолданылады. Олардың келесі сипаттамалары мен артықшылықтары бар: [6]

Үлкен сәттерді беру: цилиндрлік редукторлар үлкен күш моменттерін конструкциясы мен берілістерді қолдануы арқылы жібере алады.

Жоғары тиімділік: дұрыс есептеу және жобалау кезінде цилиндрлік беріліс қорабының айналу тиімділігі жоғары, бұл қуат шығынын азайтады.

Сенімділік пен беріктік: редукторлар мен цилиндрлік редуктордың басқа бөлшектері әдетте берік материалдардан жасалады, бұл механизмнің ұзақ және сенімді жұмысын қамтамасыз етеді.

Әр түрлі салаларда қолдану мүмкіндігі: бір сатылы цилиндрлік редукторлар әр түрлі салаларда, соның ішінде өнеркәсіпте, көлікте, энергетикада, машина жасауда және басқаларында қолданылады.

Бәсеңдеткіш мақсаты мен дизайны әрқашан бір-бірімен тығыз байланысты. Цилиндрлік бұйымдар өнеркәсіпте басқаларға қарағанда жиі

қолданылады. Олар көтергіш механизмдерге, металл кесетін станоктарға және басқа да жоғары өнімді жабдықтарға орнатылады. Цилиндрлік құрылғылар тігінен немесе көлденеңінен орнатылуы мүмкін. Артықшылықтары қуаттылық пен беріліс коэффициенттерінің кең ауқымын қамтиды, бұл бұл өнімдерді әмбебап етеді. [7]

Оларды жіктеу:

- кіріс және шығыс білік арасындағы қашықтық - параллель, коаксиалды;
- қадамдар саны - бір, екі, көп сатылы;
- орнату әдісі - көлденең, тік. [8]



Сурет 2 - Цилиндрлік редукторлар

2 Кинематикалық есептеу

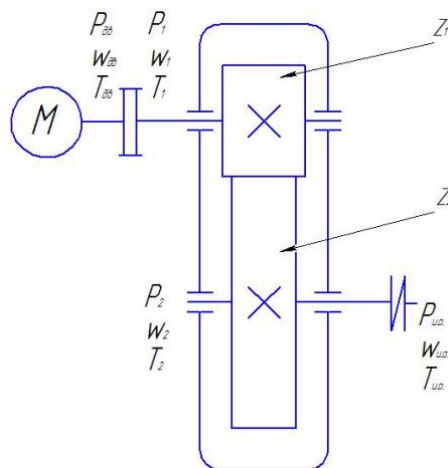
Тісті беріліс қозғалысты қозғалтқыштан машинаның атқарушы органына беруге және түрлендіруге арналған. Беріліс жетекші және жетектегі буындардан тұрады және келесідей параметрлермен сипатталады: [1]

- Қуат P (кВт)
- Бұрыштық жылдамдық ω (рад/с)
- Айналу жиілігі n (айн/мин)
- Айналу моменті T (Н.м)
- Пайдалы әсер коэффициенті (ПӘК) η
- Беріліс саны u

Берілген қуат пен шығыс білігіндегі айналу жиілігі кезінде алдымен электр қозғалтқышын таңдаймыз.

Қозғалтқыш білігінің берілістің жетекші білігімен, ал берілістің жетектегі білігінің машинаның атқарушы органының білігімен қатаң қосылуы кезінде

$$n_{\partial\partial} = n_1, n_{u.o.} = n_2 \quad (2.1)$$



Сурет 3 – Электроқозғалқыш параметрлері

Онда жалпы беріліс саны

$$u = n_1/n_2 \quad (2.2)$$

Кіру білігіндегі айналымның санын табамыз

Беріліс санын таңдаймыз $u = 2$

Онда жетекші біліктегі айналым саны

$$n_1 = u \cdot n_2 = 2 \cdot 750 = 1500 \text{ мин}^{-1} \quad (2.3)$$

мұндағы $n_2 = 750 \text{ мин}^{-1}$ – шығыс білігіндегі айналым саны

Электр қозғалтқыштың қуаты

Электр қозғалтқышының қажетті қуаты [3]

$$P_1 = P_2 / \eta = 45 / 0,97 = 46,39 \text{ кВт} \quad (2.4)$$

мұндағы

$P_2 = 45 \text{ кВт}$ – шығыс білігіндегі қуат

$\eta = 0,97$ – беріліс ПӘК – і

Қозғалтқыштың қажет параметрі табылды:

$$P_1 = 46,39 \text{ кВт}$$

$$n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$$

Электр қозғалтқышты таңдаймыз

4A225M4Y3, параметрлері:

$$P_{\text{дв}} = 55 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{асинхрон}} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

Жетектің беріліс санын нақтылау

$$u = n_1 / n_2 = 1460 / 750 = 1,95 \quad (2.5)$$

мұндағы

$n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1}$ – қозғалтқыш білігінің асинхронды айналу жиілігі

$n_2 = 750 \text{ мин}^{-1}$ – жетектегі біліктің айналу жиілігі

Бәсеңдеткіш біліктеріндегі айналу моменттері мен бұрыштық жылдамдықтарды анықтау

Жетекші білік

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = \frac{152,8 \text{ рад}}{с} \text{ – бұрыштық жылдамдық} \quad (2.6)$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_{\text{дв}}} = \frac{46,39 \cdot 10^3}{1500} = 295 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – айналу моменті} \quad (2.7)$$

Жетектегі білік

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = \frac{78,54 \text{ рад}}{с} \text{ – бұрыштық жылдамдық} \quad (2.8)$$

$$T_2 = T_1 u \eta = 295 \cdot 1,94 \cdot 0,97 = 585 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – айналу моменті} \quad (2.9)$$

3 Тісті берілісті есептеу

Болаттың маркасы: 40X

Доңғалақты термоөңдеу: $HB > 350$

Өңдеу әдісі: Шынықтыру

3.1 Жобалық есеп

3.1.1 Рұқсат етілген кернеуді анықтау:

$HRC_1 = 48$ – тістегершігінің қаттылығы

$HRC_2 = 45$ – доңғалақтың қаттылығы

Рұқсат етілген жанасу кернеуі

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} K_{HL}}{S_{Hmin}} \quad (3.1)$$

σ_{Hlimb} – тістердің белсенді беттерінің жанасуға төзімділік шегі, $[МПа]$

K_{HL} – циклдер санының коэффициенті

S_{Hmin} – беріктік қорының минималды коэффициенті [2]

Рұқсат етілген жанасу кернеуі

Тістегершігі үшін:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{1Hlimb} K_{HL}}{S_{1Hmin}^{\frac{1014*1}{1,1}}} \quad (3.2)$$

Доңғалақ үшін:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{2Hlimb} K_{HL}}{S_{2Hmin}^{\frac{960*1}{1,1}}} \quad (3.3)$$

Рұқсат етілген жанасу кернеуі үшін төмендегіні таңдаймыз:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (922 + 873) = 808 МПа \quad (3.3)$$

3.1.2 Рұқсат етілген иілу кернеуі

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin_{a_N}}} \quad (3.4)$$

σ_{Flimb} – тістердің иілуге төзімділік шегі

S_{Fmin} – беріктік қорының минималды коэффициенті

Y_a – жүтеменің екі жақты қолданбасының әсерін ескеретін коэффициенті

Y_N – төзімділік коэффициенті

Рұқсат етілген иілу кернеуі үшін формула құраушыларды табамыз

$\sigma_{1F lim b} = \sigma_{2F lim b} = 650 МПа$ – көлемді шынықтыру үшін

S_{12Fmin} – шыңдалған темірден жасалған тісті доңғалақтар үшін

$Y_a = 1$ – жүктеменің бір жақты қолданбасы

$Y_N = 1, \underline{m.к.} N_K \geq N_{F lim d}$

мұндағы

$N_{K1} = 60nL_h = 60 * 1460 * 10000 = 876 \cdot 10^6$

$N_{K1} = 60nL_h = 60 * 750 * 10000 = 450 \cdot 10^6$

$N_{F lim d} = 4 \cdot 10^6$ – иілу кернеулері циклдерінің базалық саны

Рұқсат етілген иілу кернеуі

Тістегершігі үшін

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{1F lim b}}{S_{1Fmin aN1,75} \frac{650}{1,75}} \quad (3.5)$$

Доңғалақ үшін

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{2F lim b}}{S_{2Fmin aN1,75} \frac{650}{1,75}} \quad (3.6)$$

3.1.3 Геометриялық есептеу

Жабық тісті берілісті жобалық есептеу кезінде алдымен *осьаралық қашықтықты* анықтайды [10]

$$a_\omega \geq K_a(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} \quad (3.7)$$

мұндағы

$K_a = 430$ – қиғаш тісті және шеврондық беріліс үшін көмекші коэффициенті

$T_2 = 585Н \cdot м$ – дөңгелектегі номиналды айналу моменті

$u = 1,95$ – беріліс саны

$[\sigma_H] = 808 МПа$ – рұқсат етілетін жанасу кернеуі

$\psi_{ba} = 0,5$ – тісті доңғалақ тәжінің осьаралық қашықтығына қатысты енінің коэффициенті (ұсынылған мәндерден таңдалды)

$K_{H\beta}$ – жүктеменің түйіспелі сызықпен біркелкі таралмау коэффициенті

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 \quad (3.8)$$

мұндағы $K_{H\beta}^0 = 1,08$ – кестелік мәндерден таңдалды
 онда, $K_{H\beta} == 1,08$
Осыаралық қашықтықты табамыз

$$a_{\omega} \geq K_a(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba}[\sigma_H]^2}} = 430(2,61 + 1) \sqrt[3]{\frac{585 \cdot 1,08}{1,95^2 \cdot 0,5 \cdot 808^2}} = 101,3 \text{ мм} \quad (3.9)$$

Алынған осыаралық қашықтық мәнін ең үлкен мәнге дейін дөңгелектейміз:
 Онда **$a_{\omega} = 112 \text{ мм}$**
Тісті доңғалақ тәжінің ені

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,5 \cdot 112 = 56 \text{ мм} \quad (3.10)$$

Жақын мән ($МемСТ6636 - 69$): $b_2 = 56 \text{ мм}$

Тістегершігі тәжінің ені

$$b_1 = b_2 + 4 = 60 \text{ мм} \quad (3.11)$$

Жақын мән: $b_1 = 60 \text{ мм}$

Тісті беріліс модулі

$$m_n \geq K_m \frac{T_2 \cdot 10^3 (U+1)}{u \cdot a_{\omega} \cdot b_2 [\sigma_F]^2}, \quad (3.12)$$

мұндағы $K_m = 5,8$
 қиғаш тісті және шеврондық беріліс үшін көмекші коэффициенті
 $T_2 = 585 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – доңғалақтағы номиналды айналу моменті
 $u = 1,95$ – беріліс саны
 $a_{\omega} = 112 \text{ мм}$ – осыаралық қашықтық
 $b_2 = 56 \text{ мм}$ – тісті доңғалақ тәжінің ені
 $[\sigma_F] = 371 \text{ МПа}$ – рұқсат етілген жанасу кернеуі [10]

$$m_n = 5,8 \frac{585 \cdot 10^3 (1,95+1)}{1,95 \cdot 112 \cdot 56 \cdot 371^2} = 2,18 \text{ мм} \quad (3.13)$$

$m_n = 2,25 \text{ мм}$ таңдаймыз

Тістердің және тістің көлбеу бұрышының жиынтық саны

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta^*}{m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot \cos 30}{2,25} = 86 \quad (3.14)$$

мұндағы

$\beta^* = 30^\circ$ – тістер сызығының көлбеу бұрышының болжамдық мәні
Көлбеу бұрышының нақты мәнін анықтаймыз β

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cdot a_\omega} = \frac{86 \cdot 2,25}{2 \cdot 112} = 0,8638 \quad (3.15)$$

онда $\beta = 30,25^\circ$

Тістегершігі мен доңғалақтар тістерінің саны
Тістегершігі тістерінің саны

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{86}{2+1} = 28 \quad (3.16)$$

Доңғалақтар тістерінің саны

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 86 - 28 = 58 \quad (3.17)$$

Нақты беріліс саны

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{58}{28} = 2,07 \quad (3.18)$$

Номиналды берілістен 3,5% ерекшеленеді, бұған рұқсат етілген.

Доңғалақ диаметрлері

Бөлгіш:

Тістегершігінің бөлгіш диаметрі

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta = 2,25 \cdot 28 / \cos 30,25 = 72,9_{\text{мм}} \quad (3.19)$$

Доңғалақтың бөлгіш диаметрі

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta = 2,25 \cdot 58 / \cos 30,25 = 151,1_{\text{мм}} \quad (3.20)$$

Тексеруді орындаймыз

$$0,5(d_1 + d_2) = a_\omega \quad (3.21)$$

$$0,5(72,9 + 151,1) = 112 - \text{орындалды}$$

Ұштар шеңберлерінің диаметрлері

Тістегершігі үшін

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 72,9 + 4,5 = 77,4_{мм} \quad (3.22)$$

Доңғалақ үшін

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 151,1 + 4,5 = 155,6_{мм} \quad (3.23)$$

Тістер ойымдарының диаметрлері
Тістегершігі үшін

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 151,1 - 5,25 = 67,3_{мм} \quad (3.24)$$

Доңғалақ үшін

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 151,1 - 5,25 = 145,5_{мм} \quad (3.25)$$

3.2 Тексеруді есептеу

3.2.1 Доңғалақ тістерін жанасу кернеулері бойынша тексеру

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H] - \text{Жанасу беріктігін қамтамасыз ету шарты}$$

мұндағы

$Z_\sigma = 270$ – қиғаш тісті беріліс үшін

K_H – жүктеме коэффициенті

Жанасу беріктігіне есептеуде K_H табамыз

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,18 \cdot 1,08 \cdot 1,03 = 1,31 \quad (3.26)$$

Мұндағы

$K_{H\alpha}$ - тістер арасындағы жүктеменің біркелкі таралмау коэффициенті

Дәлдік дәрежесі мен шеңберлік жылдамдығына байланысты график бойынша төмендегіні таңдаймыз:

Дәлдік дәрежесі:

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60} \cdot 10^3 = \frac{5,93_m}{c} - \text{шеңберлік жылдамдық} \quad (3.27)$$

онда

$$K_{H\alpha} = 1,18$$

$K_{H\nu}$ - Динамикалық коэффициенті

$$K_{H\nu} = 1,03 \text{ (кестелік мәндерден таңдалды)}$$

$$K_{H\beta} = 1,08 - \text{бұрын анықталған}$$

Онда

$$\sigma_H = \frac{270}{112} \sqrt{\frac{585 \cdot 10^3 \cdot 1,31(2,07+1)^3}{56 \cdot 2,07^2}} = 733 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] - \text{шарт орындалды (3.28)}$$

$$[\sigma_H] = 808 \text{ МПа}$$

Кем тиелу 9,28% құрайды, бұған рұқсат етілген

3.2.2 Доңғалақ тістерін иілу кернеулеріне тексеру

Доңғалақ тістерін тексеру

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 10^3 K_F Y_{F2} Y_\beta (u+1)}{b_2 m_n a_\omega u} \leq [\sigma_F]_2 - \text{иілу кезіндегі беріктік шегі (3.29)}$$

мұндағы

K_F — иілу беріктігіне есептегендегі жүктеме коэффициенті

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,07 \cdot 1,06 = 1,13$$

мұндағы

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 = 1,07$$

$$K_{F\beta}^0 = 1,26 \text{ (кестелік таңдалған)}$$

$$K_{F\alpha} = 1 - \text{жүктеменің біркелкі таралмау коэффициенті}$$

$$K_{Fv} = 1,06 \text{ (кестелік таңдалған)}$$

$$Y_{F2} = 3,8 - \text{тістер формасының коэффициенті (кестелік таңдалған)}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{30,25}{140} = 0,78 \quad (3.30)$$

— тістің сызығы көлбеуінің коэффициенті

Онда

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 10^3 K_F Y_{F2} Y_\beta (u+1)}{b_2 m_n a_\omega u} = \frac{585 \cdot 10^3 \cdot 1,13 \cdot 3,8 \cdot 0,78 \cdot 3,07}{56 \cdot 2,25 \cdot 112 \cdot 2,07} = 207 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_2 \quad (3.31)$$

$$[\sigma_F]_2 = 371 \text{ МПа} \quad (3.32)$$

Тістегершігінің тістерін тексеру

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_F]_1 - \text{иілу кезіндегі беріктік шарты}$$

мұндағы

$$Y_{F1} = 3,62 \text{ (кестелік таңдалған)}$$

онда

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} = \frac{207 \cdot 3,62}{3,8} = 197 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_1 - \text{Орындалды}$$

$$[\sigma_F]_1 = 371 \text{ МПа}$$

Тексерудің барлық шарттары орындалды, демек, тісті доңғалақтарды жасау үшін *40Х Болат* материалын қабылдаймыз

3.2.3 Іліністегі күш

Шеңберлік

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 585 / 151,1 = 7741 \text{ Н} \quad (3.33)$$

Радиалды

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 7114 \cdot 0,364 / 0,8638 = 3262 \text{ Н} \quad (3.34)$$

мұндағы, $\alpha = 20^\circ$ – стандарттық бұрыш

Осьтік

Шеврон берілісіндегі осьтік күш теңдестірілген және есептеу кезінде ескерілмейді

Кесте 1 - Тісті беріліс есептеулерінің нәтижелері

Параметр	Мәні
Беріліс типі	Цилиндрлік шевронды
Номиналды момент, Н·м:	
Жетекші біліктегі T_1	295
Жетектегі біліктегі T_2	585
Біліктің айналу жиілігі, мин^{-1} :	
Жетекші n_1	1460
Жетектегі n_2	750
Біліктің бұрыштық жылдамдығы, рад/с :	
Жетекші w_1	152,8
Жетектегі w_2	78,54
Беріліс саны u	2,07
Тісті доңғалақ материалы:	
Тістегершігі	40Х болат
Доңғалақ	40Х болат
Тістер көлбеуінің бұрышы β	30,25
Осьаралық қашықтық a_o , мм	112
Тістер саны:	
тістегершігі z_1	28
доңғалақ z_2	58
Ілініс модулі m_n	2,25
Беріліс енінің коэффициенті ψ_{ba}	0,5

Тісті доңғалақтар тәжінің ені, мм: Тістегершігі b_1 Доңғалақ b_2	56 60
Бөлгіш шеңберлер диаметрлері, мм: Тістегершігі d_1 Доңғалақ d_2	72,9 151,1
Тістер ұштарының диаметрлері, мм: Тістегершігі d_{a1} Доңғалақ d_{a2}	77,4 155,6
Тістер ойымдарының диаметрлері, мм: Тістегершігі d_{f1} Доңғалақ d_{f2}	67,3 145,4
Іліністегі әрекеттегі күштер, Н: Шеңберлік F_t Радиалды F_r	7741 3262

4 Бәсеңдеткіш білігін есептеу

4.1 Жобалық есеп

4.1.1 Біліктер диаметрлері

Эскиздік жоба үшін біліктердің алдын ала диаметрлерін біліктердің бұралуы кезінде шартты рұқсат етілген кернеу бойынша анықтайды: [10]

$$[\tau] = 20 \div 30 \text{ МПа} \quad (4.1)$$

Жетекші білік

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{295 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 38,95 \text{ мм} \quad (4.2)$$

Білік сағағының (1-ші сатыдағы) диаметрін төмендегідей қабылдаймыз:

$$d_1 = 40 \text{ мм}$$

Онда

Біліктің 2-ші сатыдағы (шетмойны) диаметрі:

$$d_2 = 45 \text{ мм}$$

Мойынтірек астындағы білік диаметрі (3 және 5 сатылар):

$$d_{II} = 50 \text{ мм}$$

Тістегершінің астындағы білік диаметрі (4-ші саты)

$$d_{III} = 55 \text{ мм}$$

Жетектегі білік

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{585 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 48,9 \text{ мм} \quad (4.3)$$

Білік сағағының (1-ші сатыдағы) диаметрін төмендегідей қабылдаймыз:

$$d_1 = 50 \text{ мм}$$

Онда 2-ші сатыдағы диаметр

$$d_2 = 55 \text{ мм}$$

Мойынтірек астындағы білік диаметрі (3 және 5 саты)

$$d_{II} = 60 \text{ мм}$$

Доңғалақ астындағы білік диаметрі (4-ші саты)

$$d_K = 65 \text{ мм}$$

4.1.2 Білік сатыларының ұзындығы

Жетекші білік

Сағақтың ұзындығы

$l = 82_{мм}$ – МемСТ 12080-60 (қысқа орындау)

Эскиздік орналасудан білік сатыларының қалған ұзындығын табамыз:

2-ші сатының ұзындығы

$$l_2 = 27_{мм}$$

Мойынтірек астындағы сатының ұзындығы

$$l_{II} = 18_{мм}$$

Тістегершінің астындағы сатының ұзындығы

$$l_{III} = 80_{мм}$$

5-ші сатының ұзындығы

$$l_5 = 20_{мм}$$

Жетектегі білік

Сағақтың ұзындығы

$l = 82_{мм}$ - МемСТ 12080-60 (қысқа орындау)

Эскиздік орналасудан білік сатыларының қалған ұзындығын табамыз:

2-ші сатының ұзындығы

$$l_2 = 33_{мм}$$

Мойынтірек астындағы сатының ұзындығы

$$l_{II} = 20_{мм}$$

Доңғалақ астындағы сатының ұзындығы

$$l_{III} = 80_{мм}$$

5-ші сатының ұзындығы

$$l_5 = 22_{мм}$$

Мойынтіректерді алдын ала таңдаймыз

Жетекші білік

Қысқа цилиндрлік роликтері бар радиалды роликті мойынтірек
№ 2210 1-серия

$$d = 50\text{мм}$$

$$D = 90\text{мм}$$

$$B = 20\text{мм}$$

$$r = 2\text{мм}$$

$$r_1 = 2\text{мм}$$

$$S = 1,2\text{мм}$$

$$C_r = 45,7\text{кН}$$

$$C_{0r} = 27,5\text{кН}$$

Жетектегі білік

Бір қатарлы шарикті радиалды мойынтірек

№ 212 1-серия

$$d = 60\text{мм}$$

$$D = 110\text{мм}$$

$$B = 22\text{мм}$$

$$r = 2,5\text{мм}$$

$$C_r = 56\text{кН}$$

$$C_{0r} = 34\text{кН}$$

Қақпақтарды таңдау

Біліктердің геометриялық есептеулерінен кейін, сондай-ақ мойынтіректерді алдын-ала таңдағаннан кейін мойынтіректер тораптары үшін ең қолайлы қақпақтарды таңдаймыз.

Жетекші білік

21-90 МемСТ 18511-73 Қапталдық түпкі қақпақ (2-тип)

МемСТ 11641-73 1-90х46 Тығыздағыш сақинаға арналған ойығы бар түпкі қақпақ

Жетектегі білік

21-110 МемСТ 18511-73 Қапталдық түпкі қақпақ (2-тип)

МемСТ 11641-73 1-110х56 Тығыздағыш сақинаға арналған ойығы бар түпкі қақпақ

4.2 Біліктерді тексеру есебі

Ішкі күш факторларын анықтау

Эскиздік орналасудан орталық пен А және В білігінің шартты тіректері арасындағы қашықтықты анықтаймыз. [11]

$$a_1 = a_2 = 51\text{мм}$$

Сондай-ақ орналасудан В тірегі мен жалғастырғыштан консоль жүктемесінің әрекеті арасындағы иінді табамыз

$$b = 83\text{мм}$$

Білікке жүктеме беретін күштерден тіректердің реакциясын анықтаймыз
YOZ жазықтығы

$$\begin{aligned}\sum M_{Ay} &= 0 \\ F_r \cdot 0,051 - R_{By} \cdot 0,102 + F_K \cdot 0,185 &= 0 \\ R_{By} \cdot 0,102 &= F_r \cdot 0,051 + F_K \cdot 0,185 \\ R_{By} \cdot 0,102 &= 3262 \cdot 0,051 + 3023 \cdot 0,185 \\ R_{By} \cdot 0,102 &= 725,7 \\ R_{By} &= 7114,7H\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{By} &= 0 \\ R_{Ay} \cdot 0,102 - F_r \cdot 0,051 + F_K \cdot 0,185 &= 0 \\ R_{Ay} \cdot 0,102 &= F_r \cdot 0,051 - F_K \cdot 0,185 \\ R_{Ay} \cdot 0,102 &= 3262 \cdot 0,051 - 3023 \cdot 0,185 \\ R_{Ay} \cdot 0,102 &= -84,5 \\ R_{Ay} &= -828,4H\end{aligned}$$

Тексеру

$$R_{Ay} - F_r + R_{By} - F_K = -828,4 - 3262 + 7114,7 - 3023 = 0 \quad (4.4)$$

XOZ жазықтығы

$$\begin{aligned}\sum M_{Ax} &= 0 \\ \sum M_{Bx} &= 0 \\ R_{Ax} = R_{Bx} &= F_t/2 = 7742/2 = 3871H\end{aligned}$$

1 және 2 қималар қауіпті болып табылады
 Олар үшін күш факторларын анықтаймыз

Иілу моменти

YOZ жазықтығы

$$M_1 = -R_{Ay} \cdot 0,051 = -42,2H \cdot m - 1\text{-қима үшін}$$

$$M_x = -F_K \cdot x + R_{By} \cdot (x - 0,083) \quad (4.5)$$

$$x_1 = 0,083\text{мм кезінде}$$

$$M_{x1} = -3023 \cdot 0,083 + 0 = -250,9H \cdot m - 2\text{-қима үшін}$$

$$x_2 = 0,134\text{мм кезінде}$$

$$M_{x2} = -3023 \cdot 0,134 + 7114,7(0,134 - 0,083) = -42,3H \cdot m - 1\text{-қима үшін}$$

XOZ жазықтығы

$$M_1 = R_{Ax} \cdot 0,051 = 3871 \cdot 0,051 = 197,4 \text{ H} \cdot \text{м} \quad (4.6)$$

Жалпы иілу моменті

1-қима үшін

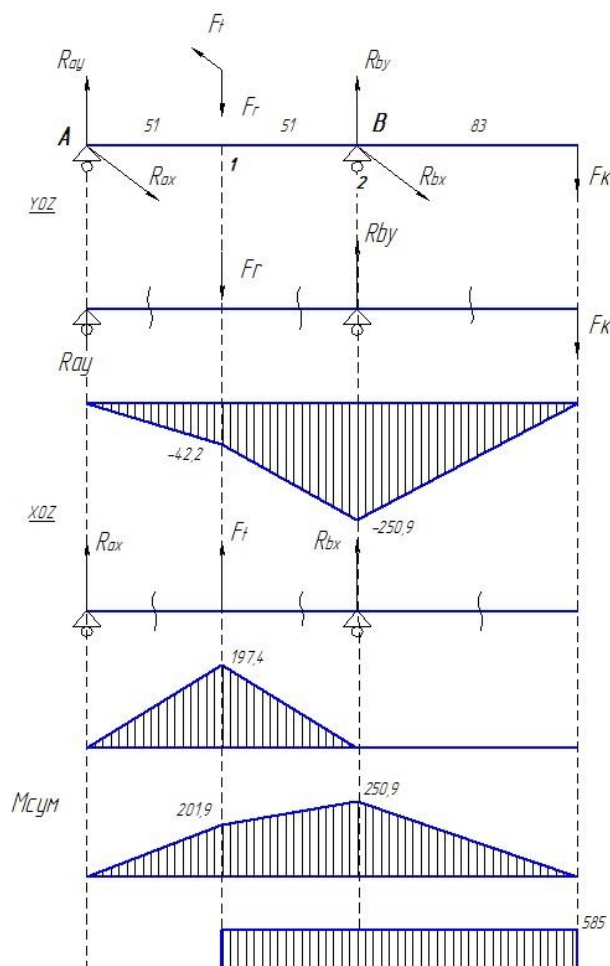
$$M_1 = \sqrt{M_1^2 + M_{1x}^2} = \sqrt{(-42,2)^2 + 197,4^2} = 201,9 \text{ H} \cdot \text{м} \quad (4.7)$$

2-қима үшін

$$M_2 = \sqrt{(-250,9)^2} = 250,9 \text{ H} \cdot \text{м} \quad (4.8)$$

Айналу моменті $M_K = 585 \text{ H} \cdot \text{м}$ тең

Жүктеме схемасын құрамыз



Сурет 4— Жүктеме схемасы

Ішкі күш факторларының эпюраларын және тораптардың құрылымын қарастырғаннан кейін 2-қиманы қауіпті деп білу керек.

Барлық алдағы есептеулерді 2-қима үшін орындаймыз

Біліктің қауіпті қималарының геометриялық сипаттамаларын есептеу

$$W_2 = \frac{\pi d^3}{32} = 3,14 \cdot \frac{60^3}{32} = 21205,8 \text{ мм}^3 - \text{иілу кезінде кедергі моменті} \quad (4.9)$$

$$W_{K2} = \frac{\pi d^3}{16} = 3,14 \cdot \frac{60^3}{16} = 42411,5 \text{ мм}^3 - \text{айналу кезіндегі кедергі моменті} \quad (4.10)$$

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{60^2}{4} = 2827 \text{ мм}^2 - \text{кедергімоментінің алаңы} \quad (4.11)$$

Білікті статикалық беріктікке есептеу

Білік материалы:

45 болат

Параметрлер:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_T = 280 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$$

$$\psi_\sigma = 0,05$$

$$\psi_\tau = 0$$

Иілу кернеуі

$$\sigma_2 = 10^3 \beta^* M_2 / W_2 = 10^3 \cdot 1,4 \cdot 250,9 / 21205 = 16,6 \text{ МПа} \quad (4.12)$$

мұндағы $\beta^* = 1,4$ – қайта жүктеу коэффициенті

Айналу кернеуі

$$\tau_2 = 10^3 \beta^* M_{K2} / W_{K2} = 1000 \cdot 1,4 \cdot 585 / 42411,5 = 19,3 \text{ МПа} \quad (4.13)$$

Қалыпты және жанама кернеулер бойынша беріктік қорының жеке коэффициенттері

$$S_{T\sigma_2} = \sigma_T / \sigma_2 = 320 / 16,6 = 19,17 \quad (4.14)$$

$$S_{T\tau_2} = \tau_T / \sigma_2 = 280 / 19,3 = 14,51 \quad (4.15)$$

Тұрақсыздық шегі бойынша беріктік қорының жалпы коэффициенті

$$S_{T2} = \frac{S_{T\sigma 2} S_{T\tau 2}}{\sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}} = \frac{19,17 \cdot 14,51}{\sqrt{19,17^2 + 14,51^2}} = 11,59 > [S] \quad (4.16)$$

$$[S] \approx 2,0$$

Біліктің статикалық беріктігі қамтамасыз етілген: $S_{T2} > [S] = 2,0$

Біліктің тозуға төзімділігін есептеу

Қауіпті қималардағы амплитудалық және орташа кернеулерді анықтаймыз:

$$\sigma_{a2} = \sigma_{3_{22max}}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{3_K(2W_{K2})max}$$

Төзімділік шегінің төмендеу коэффициенттерін анықтау

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_d + K_F - 1)/K_v \quad (4.17)$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1)/K_v \quad (4.18)$$

мұндағы

K_{σ} және K_{τ} – кернеу концентрациясының коэффициенті

K_d – көлденең қиманың абсолют өлшемдері әсерінің коэффициенті

K_F – беттердің кедір – бұдырлық әсерінің коэффициенті

K_v – беттік беріктендіру әсерінің коэффициенті

Себебі мойынтірек кернеумен орнатылғандықтан, біз төмендегідей қатынастарды қолданамыз

$$K_{\sigma}/K_d = 4,7$$

$$K_{\tau}/K_d = 2,75 \text{ - кесте бойынша таңдалды}$$

$$K_F = 1 \text{ - яғни кермемен қондыру}$$

$$K_v = 1 \text{ - беріктендірілмеген беттер үшін}$$

онда

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_d + K_F - 1)/K_v = (4,7 + 1 - 1)1 = 4,7 \quad (4.19)$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1)/K_v = (2,75 + 1 - 1)1 = 2,75 \quad (4.20)$$

Төзімділік бойынша беріктік қорларын анықтау

Қалыпты кернеулер бойынша беріктік шегі

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{250}{4,7 \cdot 11,8 + 0,05 \cdot 0} = 4,5 \quad (4.21)$$

Жанама кернеулер бойынша беріктік қоры

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{150}{2,75 \cdot 6,9 + 0,05 \cdot 6,9} = 7,76 \quad (4.22)$$

Қарастырылып отырған қима бойынша беріктік қорының коэффициенті [11]

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,5 \cdot 7,76}{\sqrt{4,5^2 + 7,76^2}} = 3,89 > [S] \quad (4.23)$$

Біліктің тозуға төзімділігі қамтамасыз етілді: $S > [S] = 2,0$

5 Теңселіс мойынтіректерін есептеу

5.1 Бәсеңдеткіш мойынтіректерінің беріктігін бағалау

Алдын ала жетектегі білік үшін мойынтіректер таңдалды: [12]

№ 212 1-серия

$$d = 60\text{мм}$$

$$D = 110\text{мм}$$

$$B = 22\text{мм}$$

$$r = 2,5\text{мм}$$

$$C_r = 56\text{кН}$$

$$C_{0r} = 34\text{кН}$$

5.1.1 Мойынтіректерді есептеу үшін тіректердің реакцияларын анықтаймыз

Реакциялар: $R_{Ax}, R_{Ay}, R_{By}, R_{Bx}$, бұлар бұрын анықталған

Мойынтіректерді есептеуге арналған тіректердің жалпы реакциялары

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{3871^2 + 828,4^2} = 3958,6\text{Н} \quad (5.1)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3871^2 + 7114,7^2} = 8099,6\text{Н} \quad (5.2)$$

$$F_{ArAmax}$$

$$F_{BrBmax}$$

$K_E = 0,56$ – жүктеменің 3ші режимі үшін эквиваленттілік коэффициенті

Эквиваленттік жүктемелер

$$F_{rA} = K_E \cdot F_{rAmax} \quad (5.3)$$

$$F_{rB} = K_E \cdot F_{rBmax} \quad (5.4)$$

Есептеулерден B мойынтірегінің көбірек жүктелгенін көруге болады, сондықтан ол үшін қосымша есептеулер жүргіземіз.

Эквиваленттік динамикалық жүктеме

$$P_r = (VXF_{rB} + YF_{aB})K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 4535,8 + 0 \cdot 657,3) \cdot 1,3 \cdot 1 = 5796\text{Н} \quad (5.5)$$

мұндағы $V = 1$ – мойынтіректің ішкі сақинасының айналу коэффициенті

$K_B = 1,3$ барлық типтегі бәсеңдеткіштер үшін динамикалық жүктеменің коэффициенті; $K_T = 1$ — температуралық коэффициенті ($t \leq 100^\circ\text{C}$)
 $X = 0, Y = 0$ — яғни осьтік күш теңдестірілген

5.1.2 Мойынтіректің есептелген түзетілген ресурсы

$a_1 = 1$ кезінде ресурсты есептейміз (тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы 90%)

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{56000}{5796} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 750} = 16032,9 \text{ ч.} \quad (5.6)$$

мұндағы $k = 3$ — шарикті мойынтірек үшін $a_{23} = 0,8$
 —ресурсты түзету коэффициенті (қолданудың әдеттегі шарты)
 $k = 3$ — яғни шарикті мойынтірек

Есептік ресурс талап етілгеннен үлкен: $L_{10ah} > L'_{10ah}$ ($16032,9 > 15000$)
 Алдын ала тағайындалған 212 мойынтірек іске жарамды.

5.2 Білік-күпшек қосылымын таңдау

Алдын ала есептеу
 Алдын ала призмалық кілтекті таңдаймыз (МемСТ 23360-78)

Параметрлер

$b = 18 \text{ мм}$ — ені
 $h = 16 \text{ мм}$ — биіктігі
 $r = 0,5 \text{ мм}$ — фасканың дөңгелектеу радиусы
 $t_1 = 10 \text{ мм}$
 $t_2 = 6,5 \text{ мм}$
 $l = 50 \text{ мм}$ — кілтектің ұзындығы

5.2.1 Кілтекті тексеру есебі

Кілтекті қосылыстың жұмыс қабілетінің негізгі критерийі бүйір беттердің мыжылуына төзімділік болып табылады.

Мыжылуға тексеру

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_2 10^3}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 585 \cdot 1000}{65(16-10)32} = 93,75 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] \quad (5.7)$$

Мұндағы, $l_p = l - b = 50 - 18 = 32_{\text{мм}}$

—кілтектің дөңгелектенген ұштары кезіндегі есептік ұзындық

Мыжылған кернеу рұқсат етілгеннен аз: $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}] (93,75 < 120)$

Алдын ала таңдалған кілтек іске жарамды.

ҚОРЫТЫНДЫ

Осы дипломдық жұмыс барысында автоматтандырылған жобалау жүйелерінің (АЖЖ) бағдарламаларын қолдана отырып, бір сатылы цилиндрлік баяулатқышты есептеу және жобалау жүргізілді. Жұмыстың мақсаты минималды шығындармен қажетті беріліс функциясын қамтамасыз ететін тиімді және сенімді айналмалы беріліс механизмін жасау болды.

Жұмыстың басында модераторларды есептеу мен жобалаудың қолданыстағы әдістеріне шолу жасалды, сонымен қатар цилиндрлік берілістердің негізгі принциптері сипатталды. Содан кейін АЖЖ бағдарламалары таңдалды, олар есептеулер жүргізу және модераторды жобалау үшін пайдаланылды. Бұл жұмыста [қолданылған АЖЖ бағдарламаларын көрсету] қолданылды.

Бағдарламаларды таңдағаннан кейін жұмыстың келесі кезеңдері орындалды:

- Геометриялық параметрлерді және беру функциясына қойылатын талаптарды ескере отырып, модератордың үш өлшемді моделін құру.
- Тістердің қажетті өлшемдерін анықтау және беріліс қатынасын таңдау үшін берілістерді параметрлік есептеу.
- Материалдарды таңдауды, технологиялық операцияларды анықтауды және беріктікті есептеуді қоса алғанда, модератор бөлшектерін жобалау.
- Оның өнімділігі мен сенімділігін бағалау үшін АЖЖ бағдарламасын қолдана отырып, модераторға статикалық және динамикалық талдау жүргізу.
- Оның өнімділігін жақсарту және қуат шығынын азайту мақсатында модератор дизайнын оңтайландыру.

Жұмысты орындау нәтижесінде берілген айналу параметрлері бар бір сатылы цилиндрлік модератор жасалды. Келесі нәтижелер алынды:

- Берілген геометриялық параметрлерге сәйкес келетін үш өлшемді модератор моделі жасалды.
- Беріліс параметрлері АЖЖ бағдарламасын қолдана отырып, қажетті беріліс қатынасын қамтамасыз ете отырып анықталды.
- Модератор бөлшектерін жобалау өндірістің беріктігі мен технологиялық талаптарын ескере отырып жүзеге асырылды.
- Модератордың статикалық және динамикалық талдауы оның өнімділігі мен сенімділігін көрсетті.

ПАЙДАЛАНҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Основы технической механики, Опарин И.С., 2010
- 2 Проектирование и расчет станочных и контрольно-измерительных приспособлений в курсовых и дипломных проектах, Аверьянов И.Н., Болотеин А.Н., Прокофьев М.А., 2010
- 3 Расчет и моделирование линейных электрических цепей с применением ПК, учебное пособие для студентов машиностроительных вузов, Гаврилов Л.П., Соснин Д.А., 2010
- 4 Проектирование цельных сверл: пособие для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / Э. М. Дечко, Е. А. Маркова, О. К. Яцкевич. – Минск: БНТУ, 2020. – 46 с.
- 5 Конструкция и принцип работы одноступенчатого цилиндрического редуктора / А.В. Кузнецов, В.А. Лукин // Технический прогресс и инновационное развитие производства. – 2015. – № 3. – С. 32-36.
- 6 Редукторы. Теория и расчет / Н.И. Горбачев, А.Ф. Захаров, А.С. Крупнов. – М.: Машиностроение, 2006.
- 7 Одноступенчатые цилиндрические редукторы: конструкция, применение, расчет / А.Г. Белоусов, А.В. Голубев, А.В. Соколов. – М.: Машиностроение, 2008.
- 8 Цилиндрические редукторы. Проектирование и расчет / А.А. Кучеренко, С.В. Петров, А.В. Костюк. – К.: Вища школа, 2007.
- 9 Design and analysis of single stage cylindrical gear reducer / K. Senthil Kumar, B. Ramesh Babu // International Journal of Engineering Research and Applications. – 2013. – Vol. 3, Issue 1. – P. 162-165.
- 10 Mathematical modeling and simulation of a single stage cylindrical gear reducer / R. Rajesh, K. Venkatesh Babu, K. Vishnuvardhan // International Journal of Engineering Research and Applications. – 2014. – Vol. 4, Issue 4. – P. 71-76.
- 11 Finite element analysis of a single stage cylindrical gear reducer / S. Srinivasa Rao, K. Ramji // International Journal of Engineering Research and Applications. – 2014. – Vol. 4, Issue 5. – P. 77-83.
- 12 Development of an optimized design for a single stage cylindrical gear reducer / S. Suresh Kumar, G. Santhosh Kumar, P. Arun Kumar // International Journal of Engineering Research and Applications. – 2015. – Vol. 5, Issue 3. – P. 14-19.