

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ
ХУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ PhD.03/30.12.2019.Т.90.01
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ
НАВОИЙ БЎЛИМИ**

БЕКНАЗАРОВ ЖАСУР ХОЛМАМАТОВИЧ

**ЎЗГАРУВЧАН ПАРАМЕТРЛИ ВА ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ ТИШЛИ
УЗАТМАЛАР КОНСТРУКЦИЯСИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ ВА
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИ**

**05.02.02-Механизмлар ва машиналар назарияси. Машинашунослик ва машина
деталлари**

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD) ДИССЕРТАЦИЯСИ
АВТОРЕФЕРАТИ**

НАМАНГАН – 2021

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси
автореферати мундарижаси**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по
техническим наукам**

**Contents of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD) on technical
sciences**

Бекназаров Жасур Холмаматович

Ўзгарувчан параметрли ва қайишқоқ элементли тишли узатмалар
конструкциясини ишлаб чиқиш ва ҳисоблаш усуллари.....3

Бекназаров Жасур Холмаматович

Разработка конструкций и методы расчета зубчатых передач с переменными
параметрами и упругими элементами.....19

Beknazarov Jasur Kholmamатович

Development of designs and methods for calculating gears with variable
parameters and elastic elements.....35

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ
List of published works.....38

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ
ХУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ PhD.03/30.12.2019.Т.90.01
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ
НАВОИЙ БЎЛИМИ**

БЕКНАЗАРОВ ЖАСУР ХОЛМАМАТОВИЧ

**ЎЗГАРУВЧАН ПАРАМЕТРЛИ ВА ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ ТИШЛИ
УЗАТМАЛАР КОНСТРУКЦИЯСИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ ВА
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИ**

**05.02.02-Механизмлар ва машиналар назарияси. Машинашунослик ва машина
деталлари**

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD) ДИССЕРТАЦИЯСИ
АВТОРЕФЕРАТИ**

НАМАНГАН – 2021

Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2020.2.PhD/T1595 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертация Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Навоий бўлимида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус и инглиз (резюме) Илмий кенгаш веб саҳифаси (www.nammqi_info@edu.uz) ва «ZiyoNet» Ахборот таълим порталида (www.ziyounet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар:

Джураев Анвар Джураевич
техника фанлари доктори, профессор

Расмий оппонентлар:

Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович
техника фанлари доктори, профессор

Собиров Холхўжа Аббозович
техника фанлари номзоди, доцент

Етакчи ташкилот:

Наманган муҳандислик-технология институти

Диссертация ҳимояси Наманган муҳандислик-қурилиш институти ҳузуридаги PhD.03/30.12.2019.T.90.01 рақамли илмий кенгашнинг 2021 йил «19» ИЮН соат 10⁰⁰ даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 160103 Наманган, Ислоҳ Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: nammqi_info@edu.uz)

Диссертация билан Наманган муҳандислик-қурилиш институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (~~18710~~ рақами билан рўйхатга олинган). (Манзил: 160103 Наманган, Ислоҳ Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23)

Диссертация автореферати 2021 йил «05» ИЮН куни тарқатилди.
(2021 йил «10» ~~феврал~~ даги 14 рақамли реестр баённомаси)



Н.Ф.Байбобоев

Илмий даража берувчи илмий кенгаш
ранси, т.ф.д., профессор

В.М.Турдалиев

Илмий даража берувчи илмий кенгаш
илмий котиби, т.ф.д., доцент

А.Х.Умурзақов

Илмий даража берувчи илмий кенгаш
кошидаги илмий семинар рани, т.ф.д., доцент

КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда машинасозликнинг барча соҳаларида энергия-ресурстежамкор, иш унуми юқори ва сифатли маҳсулот тайёрлайдиган машина ва механизмларни қўллаш етакчи ўрин эгалламоқда. «Дунё миқёсида турли соҳалар учун янги машина ва механизмларни ишлаб чиқарилиши ҳамда юқори тезликда ишлайдиган ускуналарни пайдо бўлиши натижасида, тишли редукторларни ишлаб чиқариш жадаллигини йилига 10-15 % га ортиб бораётганлигини ҳисобга олсак»¹, турли хил технологик жараёнларни бажаришда юқори тезликда ишлайдиган ва титрашларни сўндирадиган тишли механизмларни амалиётга жорий этишни тақозо этади. Шу жиҳатдан энергияни кам сарфлайдиган, иш унуми юқори ҳамда титрашларни сўндирадиган тишли ғилдиракли механизмлардан турли хил технологик машиналарнинг юритмаларида кенг фойдаланиш муҳим аҳамиятга эга ҳисобланади.

Жаҳонда деярли барча соҳалардаги технологик машиналарда кенг қўлланиладиган тишли ва эгилувчан бўғинли механизмларнинг янги самарали конструкцияларини яратиш, параметрларини асослаш учун структуравий, кинематик ва динамик тадқиқ қилиш, уларнинг илмий-техникавий ечимларини ишлаб чиқишга йўналтирилган илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Бу борада, тоғ-кон саноати ишлаб чиқаришида технологик машиналар юритмаларида ишлатиладиган таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдиракли редукторларнинг конструкцияларини яратиш, тишли ғилдиракли механизмларда ишқаланиш, едирилиш ва шовқинни камайтириш, уларнинг технологик иш жараёни ва параметрларини асослашга алоҳида эътибор берилмоқда.

Республикада машинасозликни ривожлантиришда меҳнат ҳамда энергия сарфини камайтириш, ресурсларни тежаш, машина ва механизмларнинг янги авлодларини яратишда ресурстежамкор техника ва технологияларни ишлаб чиқиш юзасидан кенг қамровли чора-тадбирлар амалга оширилиб, муайян натижаларга эришилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида, жумладан «...макроиқтисодий барқарорликни мустаҳкамлаш ва юқори иқтисодий ўсиш суръатларини сақлаб қолиш, миллий иқтисодиётнинг рақобатбардошлигини ошириш, ... иқтисодиётда энергия ва ресурслар сарфини камайтириш, ишлаб чиқаришга энергия тежайдиган технологияларни кенг жорий этиш»² бўйича муҳим вазифалар белгилаб берилган. Ушбу вазифаларини амалга оширишда, жумладан, кончилик технологик машиналарининг энергия ва ресурстежамкорлигини таъминлаш, юритмалари учун таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдиракли механизмларнинг янги истиқболли конструкцияларини яратиш муҳим аҳамият касб этмоқда.

¹. www.kommersant.ru/doc/4141286.

². Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида» ги Фармони.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикаси янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида»ги Фармони ва 2018 йил 27 апрелдаги ПҚ-3682-сон «Инновацион ғоялар, технологиялар ва лойиҳаларни амалий жорий қилиш тизимини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида», 2019 йил 17 январдаги ПҚ-4124-сон «Кон-металлургия тармоғи корхоналари фаолиятини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида»ги қарорлари ҳамда мазкур фаолиятга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация иши муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги. Диссертация иши бўйича тадқиқотлар фан ва технологиялари ривожланишининг II «Энергетика, энергия ва ресурстежамкорлик» устувор йўналишига мос келади.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Тишли механизмларни валларидаги юкланишларни камайтириш, тишли ғилдиракли роторли ва эгилувчан бўғинли механизмларнинг янги самарали конструкцияларини яратиш ва машиналарнинг узатиш механизмларини тадқиқ этиш билан D.Irwin (АҚШ), J.C.Warner, M.W.Gravel ва G.T.Monza (Франция), Zh.Na, J.Qimi, Wh.Wei ва Ch.Y.Li (Япония) Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов, А.А.Мальшев, И.И.Артоболевский (Россия) шуғулланишган. Механизм ва машиналар конструкцияларини яратиш, назарий асосларини ва мақбул ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш бўйича J.Thomsen, N.Fuglede, L.Chen, R.A.Morrison, R.G.Parker, R.C.Binder ва бошқалар томонидан тадқиқот ишлари олиб борилган. Тишли илашишни назарий асослари, тишли узатмаларни анализ ва синтез қилиш бўйича тадқиқотлар Ф.Л.Литвин, В.Н.Кудрявцев, М.А.Крейнес, М.С.Разовский, А.А.Гавриленко, И.И.Ивашков, Н.В.Воробьев ва бошқалар томонидан ўтказилган.

Республикада машиналар узатиш механизмларининг янги турларини яратиш, такомиллаштириш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича Ҳ.Ҳ.Усмонхужаев, А.Д.Джураев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Ғ.Ш.Зокиров, Ғ.О.Боходиров, С.З.Юнусов, Ш.Ш.Кенжабоев, А.Х.Умурзақов, Х.А.Собиров, В.М.Турдалиев ва бошқалар томонидан илмий-тадқиқот ишлари олиб борилган.

Мазкур тадқиқотлар натижасида яратилган машина ва механизмлар машинасозликнинг турли соҳаларида муайян ижобий натижаларга эришилган ҳолда қўлланилиб келинаётган бўлсада, аммо узатмаларда ҳосил бўладиган ишқаланишни, едирилишни, шовқинни кескин камайтира оладиган тишли ғилдиракли узатмаларни ишлаб чиқиш ва ишчи қисмлари параметрларини асослаш бўйича тадқиқотлар етарлича ўтказилмаган.

Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилаётган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Навоий давлат кончилиқ институти илмий-тадқиқот ишлари режасига мувофиқ № БВ-Атех-2018-374 «Ўзбекистон Республикаси

шароити учун тишли ғилдираклар ишлаб чиқариш технологияларини такомиллаштириш» мавзусидаги амалий лойиҳаси доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади ўзгарувчан параметрли, таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган механизмнинг ресурстежамкор конструкцияси ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

технологик машиналар юритмалари учун таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган механизмларнинг конструктив схемаларини ишлаб чиқиш;

таркибли қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган узатмаларни структуравий таҳлил қилиш, ортиқча боғланишларни бартараф этиш усулини ишлаб чиқиш;

тишли ғилдираклар қайишқоқ элементларини айланма силжишини ҳисоблаш усулини ишлаб чиқиш, боғланиш графикларининг таҳлили асосида узатиш нисбатини аниқлаш;

юритмада қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган «Вальц» технологик машинасининг электр юритгичи динамик механик характеристикасини, технологик параметрлари, қайишқоқ элементлари ва бикирлик-диссипатив хусусиятларини инобатга олиб динамик таҳлилинини амалга ошириш;

юритгич вали, тишли ғилдираклар ва ишчи барабанлар валлари ҳаракат қонунлари, юкланишларини ҳамда бурчак тезликларининг тебраниш қамровини мос қайишқоқ элементларининг айланма бикирлик коэффицентларига боғлиқ ҳолда ўзгаришини аниқлаш;

таркибида қайишқоқ резинали втулкаси бўлган тишли ғилдиракли модернизация қилинган Ц2У-160 русумли икки поғонали редукторни тензометрик усулда комплекс «Кварц», «vibXpert» ўлчов асбобларини қўллаб етакловчи ва етакланувчи таркибли тишли ғилдираклар валларидаги бурчак тезликларни, буровчи моментни ҳамда шовқинни ўзгариш қонуниятларини аниқлаш;

қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган модернизация қилинган редукторни тўлиқ омилли тажрибаларини амалга ошириш натижасида параметрларини оптимал қийматларини аниқлаш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида машинасозлик саноатида кенг фойдаланиладиган «Вальц» технологик машинасининг Ц2У-160 русумли редукторининг таркибли тишли ғилдиракли узатиш механизми олинган.

Тадқиқотнинг предмети таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган механизмни структуравий, кинематик, динамик ва математик моделлари, параметрлари, иш режимлари ва кўрсаткичлари ҳамда уларнинг ўзгариш қонуниятлари ҳисобланади.

Тадқиқотнинг усуллари. Тадқиқот жараёнида қайишқоқ элементли тишли ғилдиракларнинг юкланишларини, тебраниш ва ҳаракат қонунларини аниқлашда олий математика, машина ва механизмлар назарияси, тебранишлар назарияси, машиналар динамикаси, ишчи қисмларининг ҳаракат режимларини

асослашда машинасозлик ва технологик машиналарни синаш усулларидан фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдиракларга эга янги тишли узатманинг конструктив схемаси ишлаб чиқилган ва ортиқча боғланишларни аниқлаш усули асосланган;

амортизатор-втулкаларнинг радиуслари ҳамда унинг динамик параметрларини ҳисобга олган ҳолда тишли ғилдиракларнинг қайишқоқ элементларини айланма силжишлари ва механизмнинг узатиш нисбати аниқланган;

юритмасида қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган «Вальц» технологик машинаси электр юритгичини механик характеристикаси, технологик қаршилиқни, қайишқоқ элементларнинг биқирлик-диссипатив хусусиятларини инобатга олган ҳолда динамик параметрлари асосланган;

технологик машинада амортизация ленталарни ишчи барабанлар орасидан ўтишида ҳосил бўлган технологик қаршилиқ ортиши билан валларнинг бурчак тезликларини камайиши қонуни аниқланган;

таркибли тишли ғилдираклар валларидаги бурчак тезликлар, буровчи момент ва шовқиннинг қайишқоқ элементлар биқирликларига ҳамда қаршилиқ моментларига боғлиқ ҳолда ўзгариши асосланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагилардан иборат:

тишли узатманинг ташқи халқа ва ступица орасига қайишқоқ элемент қўйиш орқали такомиллаштирилган конструкцияси ишлаб чиқилган ва Ц2У-160 русумли редукторида қўлланилган;

тавсия этилган тишли ғилдиракли механизмни рационал параметрлари ҳамда иш режими кўп омилли тадқиқотлар ёрдамида аниқланган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги изланишларнинг замонавий услуб ва воситалардан фойдаланган ҳолда ўтказилганлиги, тишли узатманинг параметрларини назарий жиҳатдан асослашда назарий механика ва олий математика қоидалари асосида амалга оширилганлиги, тажрибалар натижаларига математик статистика услублари билан ишлов берилганлиги, назарий ва амалий тадқиқотлар натижаларининг ўзаро адекватлиги, бажарилган тадқиқотлар асосида модернизация қилинган «Вальц» машинаси синовлари асосида олинган ижобий натижаларини амалиётга жорий этилганлиги билан асосланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти юритмада қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган «Вальц» технологик машинасини динамик таҳлилида электр юритгич механик характеристикаси, технологик параметрлари, қайишқоқ элементларни, биқирлик-диссипатив хусусиятлари инобатга олинганлиги, аниқланган ҳаракат қонунлари ва боғланиш графикларини таҳлили асосида тишли узатма параметрларини тавсия қийматларини аниқланганлиги билан изоҳланади.

Олинган натижаларининг амалий аҳамияти технологик машиналар юритмалари учун таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган

механизмларнинг конструктив схемаларини ишлаб чиқилганлиги, тўлиқ омилли тажрибаларини амалга ошириш натижасида параметрларининг оптимал қийматлари аниқланганлиги ҳамда, модернизация қилинган редукторни ишлаб чиқаришга қўлланилганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши. Ўзгарувчан параметрли ва қайишқоқ элементли тишли узатмалар конструкциясини ишлаб чиқиш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича олинган натижалар асосида:

қайишқоқ элементли тишли ғилдиракни ишлаб чиқаришни ўзлаштириш учун лойиҳа-конструкторлик ҳужжатлари ва ҳисоблаш усуллари «NAVOIY SUV TA'MINOTI» МЧЖга жорий этилган (Уй-жой коммунал хизмат кўрсатиш вазирлигининг 2020 йил 28 декабрдаги 01/05-4956-сон маълумотномаси). Натижада, Ц2У-160 икки поғонали редукторнинг такомиллашган конструкциясини ишлаб чиқиш имкони яратилган;

ишлаб чиқилган таркибли қайишқоқ элементли тишли ғилдиракли механизм билан жиҳозланган Ц2У-160 икки поғонали редукторнинг такомиллашган конструкцияси «NAVOIY SUV TA'MINOTI» МЧЖга жорий этилган (Уй-жой коммунал хизмат кўрсатиш вазирлигининг 2020 йил 28 декабрдаги 1/05-4956-сон маълумотномаси). Натижада, эксплуатацион самарадорликни 12-15 фоизга оширишга эришилган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Тадқиқот натижалари 2 та халқаро ва 6 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги. Диссертация мавзуси бўйича жами 13 та илмий иш чоп этилган, шулардан, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг диссертациялар асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 3 та мақола, жумладан, 2 таси Республика ва 1 таси хорижий журналларида нашр этилган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, умумий хулосалар, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертация ҳажми 104 бетни ташкил этган.

ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Кириш қисмида олиб борилган тадқиқотнинг долзарблиги, унга бўлган талаб, тадқиқот мақсади ва вазифалари асосланган, тадқиқот объекти ва предмети тавсифланган, тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига боғлиқлиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён қилинган, олинган натижаларнинг илмий ва амалий аҳамияти очиб берилган, тадқиқот натижаларининг амалиётга қўлланилиши, нашр қилинган ишлар ва диссертация тузилиши келтирилган.

Диссертациянинг «**Тишли механизмларнинг конструкцияларини такомиллаштириш, анализ ва синтез қилиш методлари бўйича ҳозирги кундаги ҳолат таҳлили**» деб номланган биринчи бобида тишли ғилдираклар параметрларига таъсир этувчи асосий омиллар таҳлили келтирилган. Тишли

ғилдиракли механизмларни лойиҳалаш, моделлаштириш ва ҳисоблаш усулларини такомиллаштириш, эксплуатацион характеристикаларини аниқлаш, механизмларни кинематик ва динамик таҳлил қилиш бўйича олиб борилган тадқиқотлар таҳлили келтирилган. Шунингдек, тишли ғилдиракли механизмларни конструктив хусусиятлари ва ўзига хос томонлари кўриб чиқилган.

Таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираклари бўлган механизмнинг янги конструктив схемаси тавсия этилган.

Диссертациянинг «Таркибли, қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган юритмани назарий тадқиқотлари натижалари» деб номланган иккинчи бобида тишли узатма ғилдираги қайишқоқ элементи айланма силжиши, узатиш нисбати ҳамда редуктор ва электр юритгични инобатга олган машина агрегати динамика масалаларини ечиш натижалари келтирилган.

Тишли механизмларда ортиқча боғланишларни аниқлаш, уни бартараф этиш муҳим ҳисобланади. Ортиқча боғланишлар қуйидаги формула билан аниқланади:

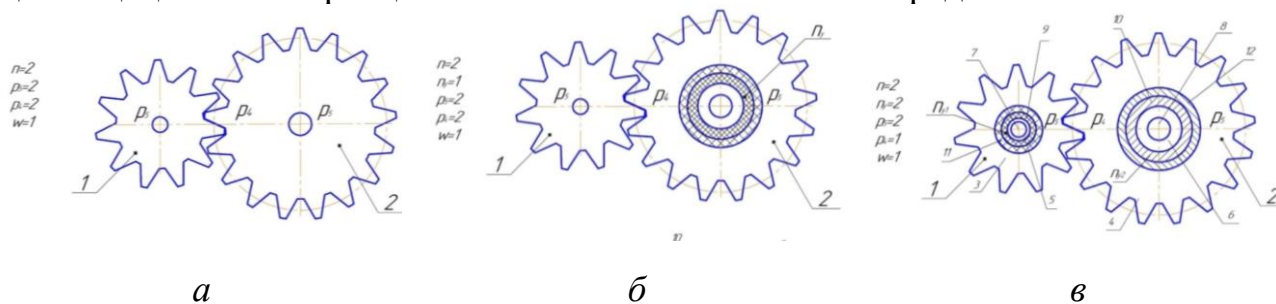
$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 = 3. \quad (1)$$

Кинематик жуфтликдаги ишқаланишни камайтириш, механизмнинг ишлаш ресурсини кўпайтириш учун эластик элементли механизмларда фойдаланиш тавсия этилади. Бунинг учун механизмлардаги ортиқча звеноларни аниқлашда қайишқоқ элементларни ҳисобга оладиган формула тавсия этилди:

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 - n_y, \quad (2)$$

бунда n_y -механизмлардаги қайишқоқ элементлар сони.

(2) формуладан кўриниб турибдики, механизмга киритилган ҳар бир қайишқоқ элемент ортиқча боғланишни биттага камайтиради.



1-расм. Тишли узатмалар схемалари

1-расмда тишли ғилдираклар вариантлари келтирилган. Бунда: *a*-вариант учун: $q=3$; *b*-вариант учун: $q=2$; *v*-вариант учун: $q=1$; q -боғланишларни эркинлик даражаси.

Натижаларни таҳлил қилиш шуни кўрсатдики, учинчи уланиш (1-расм, *v*) вариант энг мақбул ҳисобланади, унда ортиқча уланиш биттагача камаяди.

Тишли узатмадаги ортиқча боғланишларни тўлиқ йўқ қилиш учун етакловчи тишли ғилдирак айланмиш валидаги подшипникка ўрнатиш учун корпусга резинали втулкалардан фойдаланиш тавсия этилади.

Мавжуд тишли механизмларнинг асосий камчиликларига ғилдиракларнинг тишларини бир-бирига нисбатан ишлашишидаги ўзаро қаттиқ таъсири ва юкланишларни тишли ғилдиракларнинг валларига тўғридан-тўғри ўтишидир.

2-расмда таркибли тишли ғилдиракдаги втулка-амортизаторнинг силжиш деформациясини ҳисоб схемаси келтирилган. Бундай ҳолда, амартизатор-втулкалар 3 ва 6 қалинлиги бўйича узатиш нисбати танланади

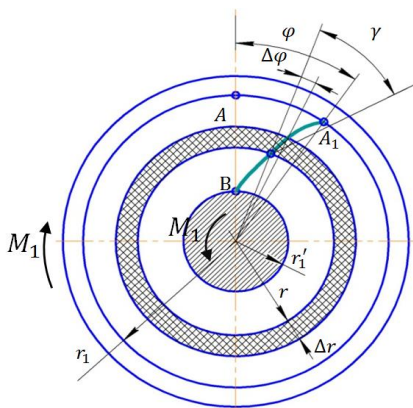
$$\Delta_1 = \frac{d_1 - d'_1}{2}, \Delta_2 = \frac{d_2 - d'_2}{2}, U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\Delta_2}{\Delta_1}, \quad (3)$$

бунда d_1, d'_1 - амартизатор-втулка 3, шестерня 1 ниг ташқи ва ички диаметрлари; d_2, d'_2 - амартизатор-втулка 6, ғилдирак 4 ларни ташқи ва ички диаметрлари; R_1 ва R_2 - шестерня 1 ва ғилдирак 4 ларнинг асосий айланалари радиуслари; ω_1 ва ω_2 - шестерня 1 ва ғилдирак 4 ларнинг бурчак тезликлари; U_{12} - узатманинг узатишлар нисбати.

Мос равишда тишли ғилдираклар қайишқоқ элементлари айланма силжиш қийматлари қуйидаги ифодалар орқали аниқланади (2-расм).

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2\pi Gl} \int_{r'_1}^{r_1} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_1}{2\pi Gl} \left[\frac{1}{2(r'_1)^2} - \frac{1}{2(r_1)^2} \right] \text{ ва } \varphi_2 = \frac{M_2}{4\pi Gl} \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right], \quad (4)$$

бунда l - втулка узунлиги, м. G - резинанинг силжиш модули, Н/м².



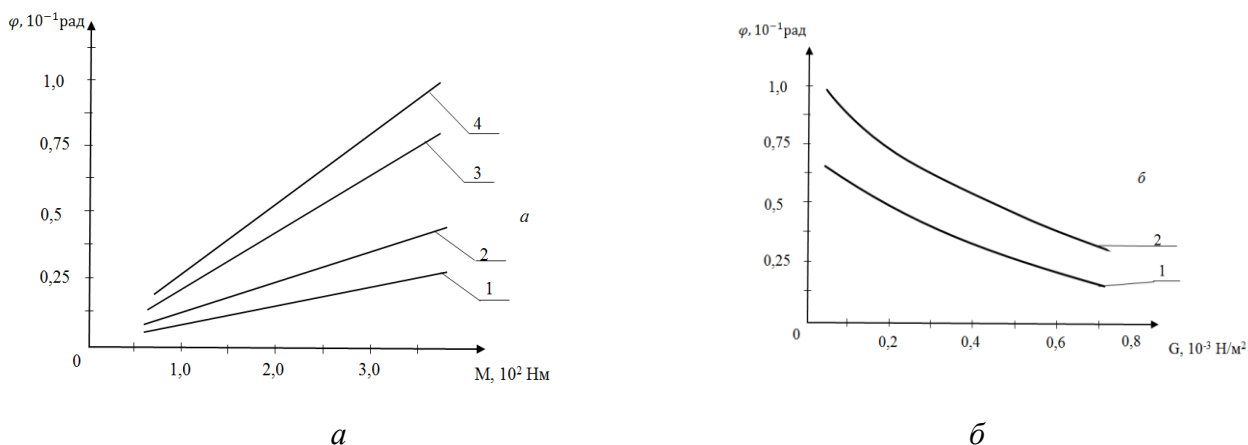
2-расм. Тишли узатма шестернясидаги втулка-амортизаторни силжиш деформациясини ҳисоб схемаси

Тавсия этилган таркибли тишли ғилдиракли механизмни узатиш нисбати ўзгарувчан бўлиб, қуйидаги формуладан аниқланади

$$U_{12} = \frac{M_1 \left[\frac{1}{r_1'^2} - \frac{1}{r_1^2} \right]}{M_2 \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right]}, \quad (5)$$

бунда M_1, M_2 – валлардаги буровчи моментлар; r_1, r_2 - амортизаторли втулкаларнинг радиуслари.

Тишли ғилдиракдаги резина втулкаларнинг силжиш бурчаги деформациясини буровчи моментларни ўзгаришига боғлиқлик графиклари 3-расмда келтирилган.



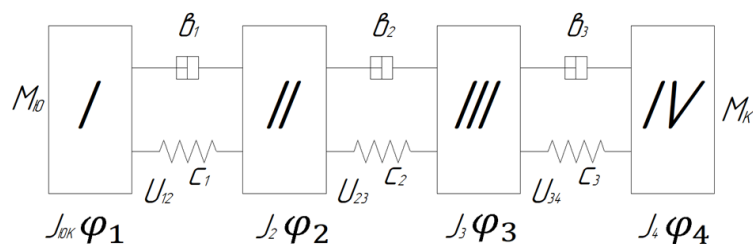
1,2- $\varphi_1 = f(M_1)$, 3,4- $\varphi_2 = f(M_2)$, $1-r_1 = 2,1 \cdot 10^{-2} \cdot m$
 бўлганда; $2-r_1 = 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot m$ бўлганда; $3-r_1 = 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot m$
 бўлганда; $4-r_1 = 5,0 \cdot 10^{-2} \cdot m$ бўлганда

1- $\varphi_1 = f(G)$, 2- $\varphi_2 = f(G)$

3-расм. Узатмадаги шестерня ва тишли ғилдиракларнинг втулка-амортизаторлари бурчак силжиш деформацияларини ўзгариш графиклари

Ташқи буровчи моментлар M_1 ва M_2 ортиши билан тишли ғилдираклардаги резина втулкаларнинг бурчак силжиш деформациялари чизиқли қонуниятда ортади. φ_1 ва φ_2 ни нисбатан катта қийматларида тишли ғилдиракларни илашишида содир бўладиган зарбларни камайтириш учун ташқи моментларни $M_1 = (0,025 \dots 0,028) \cdot 10^2 \text{ Нм}$, $M_2 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 10^2 \text{ Нм}$ қийматларда олиш тавсия этилади. Резина втулкаларнинг бурчак силжиш деформацияси миқдорини камайтириш учун силжиш модулини $(0,33 \dots 0,42) \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ қийматларда олиш мақсадга мувофиқ.

«Вальц» машинаси юритмасида таркибли тишли ғилдиракли механизми бўлган машина агрегатининг динамик ва математик моделлари тўрт массали система тарзида олинган (4-расм). Биринчи массага электр юритгич ротори ва ярим муфта массаси киради, иккинчи массага ярим муфта ва етакловчи тишли ғилдирак массалари, учинчи массага таркибли тишли ғилдирак, етакланувчи чиқувчи тишли ғилдирак ва иккинчи ярим муфта массалари киради, тўртинчи массага ярим муфта, ташқи илашувчи тишли ғилдираклар ҳамда ишчи барабанлар массалари киради. Демак, система тўрт массали машина агрегатидан иборат бўлади.



4-расм. Машина агрегати динамик модели

«Вальц» машинаси агрегатини ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламалар системаси ҳосил қилинди

$$\frac{dM_{ю}}{dt} = (\omega_c - P \frac{d\varphi_1}{dt})\psi - \frac{M_{ю}}{T_э}; \quad \frac{d\psi}{dt} = \frac{2M_k}{T_э} - \frac{\psi}{T_э} - (\omega_c - P \frac{d\varphi_1}{dt}) - M_{ю};$$

$$T_э = (\omega_c \cdot S_k)^{-1}; \quad \psi = \frac{S_k}{S} (M_{ю} + T_э \frac{dM_{ю}}{dt});$$

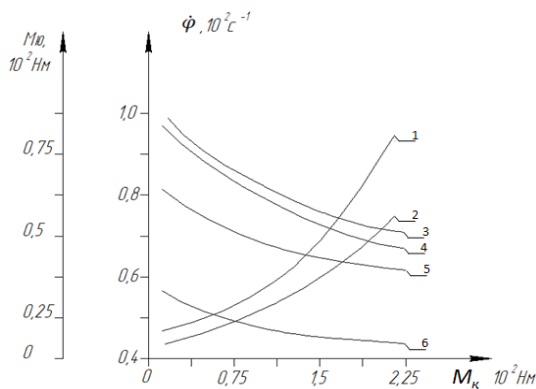
$$(J_p + J_m)\ddot{\varphi}_1 = M_{ю} - b_1(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) - c_1(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2);$$

$$(J_m + J_{z1})\ddot{\varphi}_2 = u_{12}b_1(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) + u_{12}c_1(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2) - b_2(\dot{\varphi}_2 - u_{23}\dot{\varphi}_3) - c_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - M_{k2};$$

$$[J_{z2} + u_{23}(J_{z3} + J_m)]\ddot{\varphi}_3 = u_{23}b_2(\dot{\varphi}_2 - u_{23}\dot{\varphi}_3) + u_{23}c_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - b_3(\dot{\varphi}_3 - u_{34}\dot{\varphi}_4) - c_3(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) - M_{k3};$$

$$(J_m + J_{z1} + J_{z2} + J_{z4} + J_{z5})\ddot{\varphi}_4 = u_{34}b_3(\dot{\varphi}_3 - u_{34}\dot{\varphi}_4) + u_{34}c_3(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) - M_{k4}[M_{k0} \pm \delta M(M_{k0})]$$

бунда $M_{ю}$, M_k —электр юритгич юритувчи моментлари ва унинг критик қиймати; P —полюслар жуфтлари сони; S , S_k —юритгич сирпаниши ва унинг критик қиймати; ω_c —айланиш частотаси; $T_э$ —юритгич электромагнит ўзгармас вақти; ψ —қўшимча ўзгарувчи; J_p , J_m —электр юритгич ротори ва ярим муфта инерция моментлари; J_{z1} , J_{z2} , J_{z3} , J_{z4} , J_{z5} —тишли ғилдираклар инерция моментлари; u_{12} , u_{23} , u_{34} —узатиш нисбатлари; c_1 , c_2 , c_3 —қайишқоқ элементлар айланма бикирликлари коэффицентлари; b_1 , b_2 , b_3 —диссипация коэффицентлари.

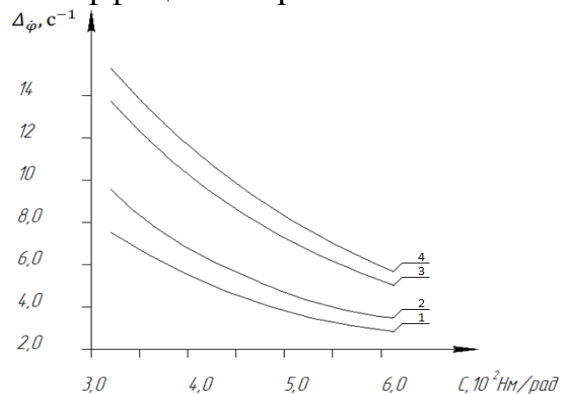


$$1 - M_{ю} = f(M_{ю}) - J_{ю} = 0,25 \text{ кгм}^2,$$

$$1 - M_{ю} = f(M_{ю}) - J_{ю} = 0,25 \text{ кгм}^2, \quad 3 - \dot{\varphi}_1 = f(M_k),$$

$$4 - \dot{\varphi}_2 = f(M_k), \quad 5 - \dot{\varphi}_3 = f(M_k), \quad 6 - \dot{\varphi}_3 = f(M_k)$$

5-расм. Электр юритгич ротори, етакловчи тишли ғилдирак, таркибли тишли ғилдирак, етакланувчи тишли ғилдирак ва ишчи барабанлар валларидаги бурчак тезликлар, юритмадаги юкланишнинг ўзгаришини, технологик қаршилик ўзгаришига боғлиқлик графиклари



$$1 - \Delta\dot{\varphi}_1 = f(C), \quad 2 - \Delta\dot{\varphi}_2 = f(C), \quad 3 - \Delta\dot{\varphi}_3 = f(C),$$

$$4 - \Delta\dot{\varphi}_4 = f(C)$$

6-расм. Машина агрегати юритгич вали, тишли ғилдираклар ва ишчи барабанлар валларининг бурчак тезликлари тебраниш қамровини мос қайишқоқ элементларнинг айланма бикирлик коэффицентларига боғлиқлик графиклари

Масалани сонли ечими асосида тишли ғилдираклар, барабан ва юритгич ротори ҳаракат қонунлари олинди, боғланиш графиклари қурилди (5, 6-расмлар). Машина агрегатининг қайишқоқ элементлари айланма

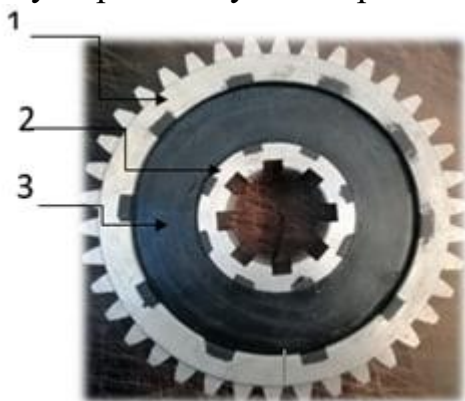
бикирликларини ортиши билан бурчак тезликларнинг тебраниш қамровлари қийматлари ночизиклик қонуниятда камайиб боради. Мос равишда таркибли тишли ғилдиракнинг қайишқоқ втулкасини айланма бикирлик коэффициентини ортиши билан $\Delta\phi_3$ қийматлари ҳам ночизиклик қонуниятда камаяди. Бунда $\Delta\phi_3$ қиймати $13,6 \text{ с}^{-1}$ дан $4,9 \text{ с}^{-1}$ гача камаяди (6-расм).

Таркибли тишли ғилдирак тишлари қадамини эътиборга олиб, яъни тишларни ўзаро илашишда зарбни камайтириш учун $\Delta\phi_3$ қийматлари $(4,0 \div 5,0) \text{ с}^{-1}$ дан ошмаслигини таъминлаш учун резинали втулка айланма бикирлик коэффициентини $(6,5 \div 7,0) \cdot 10^2 \text{ Нм/рад}$ оралиғида танлаш тавсия этилади.

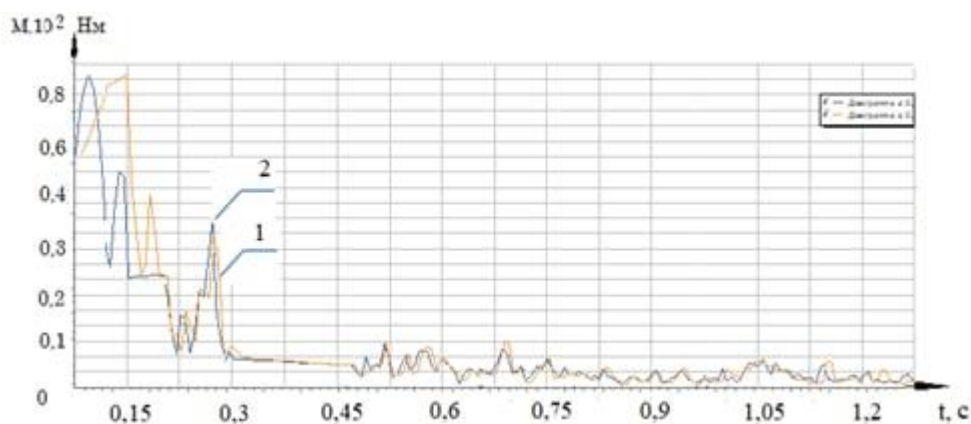
Мос равишда ишчи барабанлар бурчак тезликлари тебранишини камайтириш учун муфта бикирлик коэффициентини $(7,5 \div 8,5) \cdot 10^2 \text{ Нм/рад}$ оралиғида олиш тавсия этилади. Бунда биринчи муфтанинг қайишқоқ элементи бикрлик коэффициентини $(5,0 \div 5,5) \cdot 10^2 \text{ Нм/рад}$ оралиғида олиш мақсадга мувофиқдир. Шунингдек, $\Delta\phi_3$ ни $(4,0 \div 5,0) \text{ с}^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун таркибли тишли ғилдирак қайишқоқ элементи диссипация коэффициенти $(10,0 \div 11,0) \text{ Нмс/рад}$ оралиғида бўлиши ва муфталар қайишқоқ элементлари диссипация коэффициентлари $b_1=(5,5 \div 6,0) \text{ Нмс/рад}$ ва $b_3=(9,5 \div 10,5) \text{ Нмс/рад}$ оралиғида олиш тавсия этилади.

Диссертациянинг «Қайишқоқ элементли таркибли тишли ғилдиракли механизм конструкциясини тажрибавий тадқиқотлари натижалари» деб номланган диссертациянинг учинчи бобида таркибида қайишқоқ резинали втулкаси бўлган тишли ғилдиракли модернизация қилинган Ц2У-160 русумли икки поғонали редукторни тензометрик усулда комплекс «Кварц», «vibXpert» ўлчов асбобларини қўллаб етакловчи ва етакланувчи таркибли тишли ғилдираклар валларидаги бурчак тезликлар, буровчи момент ҳамда шовқинни ўзгариш қонуниятлари ва тўлиқ омилли тадқиқотлар асосида параметрларнинг оптимал қийматларини аниқлаш натижалари келтирилган.

7-расмда таркибли тишли ғилдиракнинг тажриба нусхаси ва 8-расмда электротензометрик усулда олинган редуктор валларидаги буровчи моментларни ўзгариш қонуниятлари келтирилган.



1-таркибли тишли ғилдирак тишли гардиши, 2-шлицали ички халқа, 3- халқали резинали втулка
7-расм. Таркибли қайишқоқ элементли тишли ғилдирак кўриниши



Таркибли тишли ғилдиракда халқаси сифатида ПЛ118-11 маркали резина ишлатилганда $C_2=(650\div 700)$ Нм/рад; 1-етақловчи тишли ғилдирак вали, 2-таркибли тишли ғилдирак вали
8-расм. Редуктор етақловчи ва таркибли резина халқали етақланувчи тишли ғилдирак валларидаги буровчи моментларни ўзгариш қонуниятлари

Тажриба натижалари таҳлиliga асосан икки поғонали Ц2У-160 русумли редукторнинг таркибли тишли ғилдираги қайишқоқ элементи айланиш бикирлигини тишли ғилдираклар бурчак тезликларини тебраниш қамровига боғлиқлик графиклари қурилди. Технологик жараёни барқарорлигини таъминлаш учун тишли ғилдирак қайишқоқ втулкаси сифатида ПЛ118-11-маркадаги резина тавсия этилади, бунда $C_2=(650\div 700)\cdot 10^2$ Нм/рад. Тажрибавий ва назарий тадқиқотлардан олинган боғланиш графиклари солиштирилганда уларнинг ўзаро фарқи $(5,0\div 9,5)$ % оралиғидалиги аниқланди.

Таркибли тишли ғилдиракда резинали втулкаси МРТУ38-5-1166-64 маркадаги резинадан тайёрланганда шовқин $(30\div 35)$ % га камаяди, лекин етақловчи тишли ғилдирак валидаги шовқин бир мунча юқори эканлиги аниқланди. Таркибли тишли ғилдиракнинг резина халқасини ПЛ118-11 маркадаги резинадан тайёрланганда $c_2=(650\div 700)$ Нм/рад, $b_2=(9,0\div 10)$ Нм/рад бўлганда, шовқин тишли ғилдираклар валларида бир текисда бўлиб, мавжуд вариантга нисбатан $(2,0\div 2,4)$ баробаргача камайиши кузатилади. Демак, шовқинни камайтириш учун таркибли тишли ғилдирак резина халқасини ПЛ118-11 маркали резинадан тайёрлаш тавсия этилади.

Тажрибада қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган модернизация қилинган редукторни тўлиқ омилли тадқиқотлари амалга оширилди. Таҳлиллар натижаларига асосан, кирувчи омилларнинг тавсия қийматлари қуйидагича танланди:

таркибли тишли ғилдирак айланиш частотаси – 85 айл/мин;

таркибли тишли ғилдирак қайишқоқ элементининг айланма бикирлиги – 120 Нм/рад;

технологик қаршилик, юкланиш моменти – 700 Нм/рад.

Бунда, таркибли тишли ғилдиракнинг бурчак тезлигини нотекистик коэффициентини $(0,06\div 0,08)$ дан ошмаслиги, чиқарилаётган маҳсулот сифати талаб даражасида бўлиши таъминланди.

Диссертациянинг «**Икки поғонали редукторга ўрнатилган қайишқоқ элементли тишли узатманинг такомиллаштирилган конструкциясини қиёсий синов натижалари ва самарадорлиги**» деб номланган

диссертациянинг тўртинчи бобида икки поғонали редукторни қиёсий синов натижалари ва икки поғонали редукторни ишлаб чиқаришга қўллашдан олинган йиллик иқтисодий самарадорлик ҳисоби келтирилган.

Ишлаб чиқаришда ўтказилган қиёсий синов натижалари шуни кўрсатдики, тишли узатмага пўлатдан тайёрланган тишли ғилдирак ўрнига қайишқоқ элементли тишли ғилдирак қўйилса механизм ишлаш муддати 14,5 фоизга ортди, механизмни механик шикастланиши 11,4 фоизга камайди.

Таркибли қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган редукторни қўллаш бўйича олинган йиллик иқтисодий самарадорлик 385 868 000 сўмни ташкил этади.

ХУЛОСАЛАР

1. Тишли ғилдиракли механизмлар конструкцияларини такомиллаштириш орқали қайишқоқ элементларни инобатга олган ҳолда тишли механизмлар классификацияси ишлаб чиқилди. Таркибли, қайишқоқ элементли ғилдираклари бўлган тишли механизмларнинг янги конструктив схемалари ишлаб чиқилди.

2. Қайишқоқ элементли тишли механизмларни кўзгалувчанлик даражасини аниқлашнинг ва умумлашган формуласи тавсия этилди. Бунда текис механизмларда ортиқча боғланишларни бартараф этиш методикаси ишлаб чиқилди.

3. Тишли ғилдиракларнинг қайишқоқ втулкаларини бурчак силжиш деформацияларини аниқлаш формулалари олинди. Тишли ғилдираклар қайишқоқ втулкалари бурчак деформацияларини уларнинг валларидаги буровчи моментларига боғлиқлик графиклари қурилди. Узатмада ғилдираклар тишларини ўзаро илашишидаги зарбани камайишини таъминлаш учун $M_1=(0,025...0,028) \cdot 10^2$ Нм, $M_2=(0,03...0,036) \cdot 10^2$ Нм қийматлари тавсия этилди. Ғилдираклар қайишқоқ втулкалари бурчак силжишларини камайтириш учун силжиш модулининг қийматларини $(0,33...0,42) \cdot 10^{-2}$ Н/м² оралиғида олиш тавсия этилади.

4. Юритмада қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган «Вальц» технологик машинасининг динамика масаласини сонли ечими асосида ротор вали, тишли ғилдираклар ва ишчи барабанларнинг бурчак тезликларини, ҳамда юритгич юкланишини ўзгариш қонуниятлари олинди. «Вальц» технологик машинаси юритмасидаги тишли ғилдираклар, ишчи барабанлар бурчак тезликлари нотекислик коэффицентлари ва юритгич юкланишини мос инерция моментларига боғлиқлик графиклари қурилди. Машина агрегати биринчи уч массанинг инерция моментлари ҳисоб қийматларига нисбатан кўпроқ олиш тавсия қилинган бўлса, тўртинчи массада, яъни ишчи барабанлар инерция моментларини ҳисоб қийматларига нисбатан камайтириш мақсадга мувофиқ бўлади. Келтирилган графиклар таҳлилига асосан массаларнинг инерция моментларини тавсия қийматлари $(J_p + J_M) \geq (0,6 \div 0,8) \text{ кгм}^2$, $(J_M + J_{z1}) \geq (0,9 \div 1,0) \text{ кгм}^2$, $\{J_{z2} + U_{z23}^2 (J_{z3} + J_M)\} \geq (1,2 \div 1,4) \text{ кгм}^2$, $(J_m + J_{z4} + J_{z5} + J_{\delta1} + J_{\delta2}) \geq (3,7 \div 5,2) \text{ кгм}^2$.

5. Машина агрегати юритгич вали, тишли ғилдираклар ва ишчи барабанлар валлари бурчак тезликлари тебраниш қамровини мос қайишқоқ элементларининг айланма бикирлик коэффицентларига боғлиқлик графиклари қурилди. Тишларни ўзаро илашишида зарбни камайтириш учун $\Delta\phi_3$ қийматлари $(4,0\div 5,0) \text{ с}^{-1}$ дан ошмаслигини таъминлаш учун қайишқоқ элемент халқасини айланма бикирлик коэффицентлари $(6,5\div 7,0)\cdot 10^2$ Нм/рад оралиғида танлаш тавсия этилди. Мос равишда ишчи барабанлар бурчак тезликлари тебранишни камайтириш учун муфта бикирлик коэффицентини $(7,5\div 8,5)\cdot 10^2$ Нм/рад оралиғида олиш, биринчи муфтанинг қайишқоқ элементи бикирлик коэффицентини $(5,0\div 5,5)\cdot 10^2$ Нм/рад оралиғида олиш тавсия этилган.

6. Электр юритгич ротори, тишли ғилдираклар ва ишчи барабанлар валларидаги бурчак тезликлари, нотекислик коэффицентларини ҳамда барқарор ҳаракатга чиқиш вақтини қайишқоқ элементларнинг диссипация коэффицентларига боғлиқлик графиклари қурилди. $\Delta\phi_3$ ни $(4,0\div 5,0) \text{ с}^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун таркибли тишли ғилдирак қайишқоқ элементи диссипация коэффицентини $(10,0\div 11,0)$ Нмс/рад оралиғида бўлиши тавсия этилади. Мос равишда муфталар қайишқоқ элементлари диссипация коэффицентларини $b_1=(5,5\div 6,0)$ Нмс/рад ва $b_3=(9,5\div 10,5)$ Нмс/рад оралиғида олиш тавсия этилади.

7. «Вальц» технологик машинаси узатмасида қўйилган модернизация қилинган Ц2У-160 русумли редукторнинг кирувчи тишли ғилдираги вали, қайишқоқ элементли ва чикувчи тишли ғилдиракларидаги бурчак тезликларни ишчи барабанидаги қаршилик моментини ўзгаришига боғлиқлик графиклари қурилди. Технологик машинада амортизация ленталарини ишчи барабанлар орасидан ўтказилишида улардан келадиган технологик қаршилик ортиши билан валларнинг бурчак тезликлари ночизиқли қонуниятда камайишига олиб келиши аниқланди. Тишли ғилдирак валларидаги бурчак тезликлар тебраниш қамровини етарли даражада ошмаслигини таъминлаш учун технологик қаршилик $(1,4\div 1,5) \cdot 10^2$ Нм дан ошмаслиги мақсадга мувофиқлиги белгиланди.

8. Модернизация қилинган икки поғонали Ц2У-160 русумли редуктор таркибли тишли ғилдираги қайишқоқ элементи айланиш бикирлигини тишли ғилдираклар бурчак тезликлари тебраниш қамровига боғлиқлик графиклари қурилди. технологик жараёни барқарорлигини таъминлаш учун халқани ПЛ118-11-маркадаги резинадан тайёрлаш тавсия этилади, бунда $c_2=(650\div 700)\cdot 10^2$ Нм/рад, $b_2=(9,0\div 10)$ Нмс/рад. Тажрибавий ва назарий тадқиқотлардан олинган боғланиш графиклари солиштирилганда уларнинг ўзаро фарқи $5,0\div 9,5$ фоиз оралиғидалиги аниқланди.

9. Тишли ғилдираклар валларидаги шовқинни ўзгариш қонуниятлари мавжуд ва тавсия қилинган вариантлар учун олинди. Таркибли тишли ғилдиракда резина халқасини ПЛ118-11 маркадаги резинадан тайёрланганда шовқин мавжуд вариантга нисбатан $(2,0\div 2,4)$ баробаргача камайиши кузатилди. Демак, шовқинни камайтириш учун таркибли тишли ғилдирак резина халқасини ПЛ118-11 маркали резинадан тайёрлаш тавсия этилади.

10. Тажрибада қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган модернизация қилинган редукторни тўлиқ омилли тадқиқотлари натижаларига асосан, кирувчи омилларнинг тавсия қийматлари қуйидагича танланди: таркибли тишли ғилдирак айланиш частотаси 85 айл/мин; таркибли тишли ғилдирак қайишқоқ элементи айланма бикирлиги 120 Нм/рад; Технологик қаршилиқ, юкланиш моменти 700 Нм/рад. Бунда таркибли тишли ғилдиракнинг бурчак тезлигини нотекислик коэффициентини $(0,06 \div 0,08)$ оралиғида, чиқарилаётган маҳсулот сифати талаб даражасида бўлиши таъминланди.

11. Тавсия қилинган қайишқоқ элементли таркибли тишли ғилдирак ўрнатилган икки поғонали редукторни қиёсий синовлари натижасида юқори ишончлилиқ ва самарадорлигини кўрсатди. Синов натижалари асосан пўлатдан тайёрланган тишли узатма ўрнига қайишқоқ элементли тишли узатма қўйилса механизм ишлаш муддати 1,2 баробарга ортди, механизмнинг механик шикастланиши 11,4 фоизга камайди. Ишлаб чиқарилган таркибли қайишқоқ элементли тишли ғилдираги бўлган икки поғонали редукторни ишлаб чиқаришга қўллашдан олинган йиллик иқтисодий самара 385 868 000 сўмни ташкил этди.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/30.12.2019.Т.90.01. ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ ИНЖЕНЕРНО-
СТРОИТЕЛЬНОМ ИНСТИТУТЕ**

**НАВОИЙСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ АКАДЕМИИ НАУК РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

БЕКНАЗАРОВ ЖАСУР ХОЛМАМАТОВИЧ

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕМЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ И УПРУГИМИ
ЭЛЕМЕНТАМИ**

05.02.02 – Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD) ПО
ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

НАМАНГАН – 2021

Тема диссертации доктора философии (PhD) зарегистрирована под номером В2020.2.PhD/T1595 Высшей аттестационной комиссией при Кабинете Министров Республики Узбекистан.

Диссертация выполнена в Навоийском отделении Академии наук Республики Узбекистан.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский и английский) размещен на веб-странице по адресу (www.pammqi_info@edu.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» по адресу (www.ziyo.net.uz).

Научный руководитель:

Джурасв Анвар Джурасевич
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович
доктор технических наук, профессор

Собиров Холхужа Аббозович
кандидат технических наук, доцент

Ведущая организация:

Наманганский инженерно-технологический институт

Защита диссертации состоится «19» июня 2021 г. в 10⁰⁰ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.2019.T.90.01 при Наманганском инженерно-строительном институте (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: pammqi_info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-строительного института (регистрационный номер 18710). (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23)

Автореферат диссертации разослан «05» июня 2021 года
(Протокол рассылки № 14 «10» февраля 2021 года).



[Handwritten signatures of the officials listed below]

Н.Г.Байбобоев

Председатель научного совета по
присуждению ученой степени, д.т.н., профессор

В.М.Турдалиев

Ученый секретарь научного совета по
присуждению ученой степени, д.т.н., доцент

А.Х.Умурзаков

Председатель научного семинара при ученом совете
присуждение ученой степени, д.т.н., доцент

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире во всех отраслях машиностроения ведущие места имеет использование энергосберегающие, высокопроизводительные машины и механизмы, позволяющие получение продукции высокого качества. «В мировом масштабе для различных отраслей в результате внедрения новых машин и механизмов, работающих на высоких скоростях, учитывая интенсивность выпуска редукторов в году на 10-15 %»¹, использование зубчатых механизмов, позволяющих выполнение различных технологических процессов на высоких скоростях считается важной задачей. Поэтому особое внимание уделяется широкому использованию в приводах различных технологических машинах зубчатых механизмов, обеспечивающих энергосбережение при высокой производительности и снижающие вибрации.

В мире почти во всех отраслях для технологических машин ведутся научно-исследовательские работы по созданию новых эффективных конструкций зубчатых и гибких передач, обоснованию параметров на основе проведению структурного, кинематического и динамического анализа, направленных на созданию научно-технических основ их расчета. В этом направлении, в частности для горнодобывающей промышленности создание конструкций редукторов с составными зубчатыми колесами с упругими элементами используемых в приводах технологических машин, позволяющие снижение трения, износа и шума, актуальным считается проведение целенаправленных исследований по обоснованию параметров и рабочих режимов их движения.

В нашей Республике предпринимается ряд мер по проведению углубленных теоретических и экспериментальных исследований по развитию машиностроения, созданию новых поколений машин и механизмов, в частности, разработке эффективных, ресурсосберегающих редукторов для горных машин. Стратегия действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017-2021 годы, включающая «... укрепление макроэкономической стабильности и поддержание высоких темпов экономического роста, повышение конкурентоспособности национальной экономики, ... сокращение потребления энергии и ресурсов в экономике»², повсеместное внедрение энергосберегающих технологий в производство. При выполнении этой задачи, в том числе при создании новых перспективных конструкций зубчатых передач с составными зубчатыми колесами и упругими амортизаторами для редукторов горно-технологических машин, энерго- и ресурсоэффективность являются важными вопросами и имеют большое значение для машиностроения страны.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных в Указах Президента Республики

¹ www.kommersant.ru/doc/4141286.

² Указ Президента Республики Узбекистан № УП 4947 от 7 февраля 2017 года «О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан»

Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 года «О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан», №УП -4124 от 17 января 2019 года «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности предприятий горно-металлургической отрасли» и в Постановлениях №ПП-3682 от 27 апреля 2018 года «Меры по дальнейшему совершенствованию системы практической реализации инновационных идей, технологий и проектов», а также в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование проводилось в рамках II приоритетного направления развития науки и технологий республики «Энергетика, энергосбережение и ресурсосбережение».

Степень изученности проблемы. Над созданием новых эффективных конструкций механизмов с зубчатыми колесами роторов и упругими элементами проведением исследований передаточных механизмов машин, а также определением методом снижения нагруженности валов зубчатых механизмов занимали ученые D.Irwin (АКШ), J.C.Warner, M.W.Gravel ва G.T.Monza (Франция), Zh.Na, J.Qimi, Wh.Wei ва Ch.Y.Li (Япония) Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов, А.А.Малышев, И.И.Артоболовский (Россия). По созданию конструкций механизмов и машин, разработанной научных основ и методов их расчета повещены после давления J.Thomsen, N.Fuglede, L.Chen, R.A.Morrison, R.G.Parker, R.C.Binder и других. Исследования Ф.Л.Литвина, В.Н.Кудрявцева, М.А.Крайнеса, М.С.Разовский, А.А.Гавриленко, И.И.Ивашкова, Н.В.Воробьева и других направлены на анализ и синтез зубчатых передач, созданию научных основ теории зацепления.

По созданию новых типов передаточных механизмов, у совершенствованию и развитию методов расчета в нашей республике Х.Х.Усмонхужаевым, А.Д.Джураевым, К.А.Каримовым, Р.И.Каримовым, Ш.П.Алимухамедовым, Г.Ш.Зокировым, Г.А.Баходировым, С.З.Юнусовым, Ш.Ш.Кенджабоевым, А.Х.Умурзаковым, Х.А.Собировым, В.М.Турдалиевым и другими были проведены научно-исследовательский работы.

Разработанные машины и механизмы на основе этих исследований, с определенными положительными результатами применяются в различных отраслях машиностроений. Однако, в данных исследованиях не разработана зубчатые передачи позволяющие снижение трения, износа и шума в зубчатых колесах.

Связь темы диссертации с планами научно-исследовательских работ научно-исследовательского учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках прикладного проекта БВ-Аtex-2018-374 «Совершенствование технологии производства зубчатых колес для условий Республики Узбекистан» (2018-2020 гг.) предусмотренный в плане научно-исследовательских работ Навоийского государственного горного института.

Целью исследования является разработка ресурсосберегающий, эффективной конструкции механизма с переменными параметрами, с составными зубчатыми колесами с упругими элементами и методов расчета

Задачи исследования:

разработка конструктивных схем зубчатых механизмов с составными колесами с упругими элементами для приводов технологических машин;

разработать методы структурного анализа и устранения избыточных связей в зубчатом механизме с составными колесами и упругими элементами;

разработать методику расчета кругового смещения упругих элементов составных зубчатых колес привода, на основе анализа графических зависимостей определить передаточное отношение механизма;

привести динамический анализ технологической машины «Вальц» с учетом динамической механической характеристики электродвигателя, технологических сопротивлений и упруго-диссипативных свойств упругих элементов;

определение закономерностей движения, нагруженности, а также размаха колебаний угловых скоростей на валах ротора двигателя, зубчатых колес и рабочих барабанов в зависимости изменения соответствующих коэффициентов круговых жесткостей упругих элементов;

используя методы тензометрирования и применения комплексных измерительных приборов «Кварц», «vibXpert» в модернизированном двухступенчатом редукторе Ц2У-160 экспериментами определения угловых скоростей, крутящих моментов, а также шума на валах ведущего и ведомого составных зубчатых колесах, обоснование необходимых параметров;

на основе результатов полно факторных экспериментов определения оптимальных значения параметров модернизированного редуктора с составными зубчатыми колесами с упругим элементом.

Объектом исследования является двухступенчатый редуктор Ц2У-160 включающей составное зубчатое колесо с упругим амортизатором технологической машины «Вальц», широко применяемой в машиностроении.

Предметом исследования являются результаты структурного, кинематического и динамического анализа механизма с составными зубчатыми колесами с упругими элементами, расчетные схемы, математические модели, аналитические выражения, результаты численных решений задач, графические зависимости и рекомендуемые значения параметров.

Методы исследования. В процессе исследования использовались общие методы высшего математики, теории машин и механизмов, теории колебаний, динамика машин, методы испытаний технологических машин.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработана новая конструктивная схема передачи с зубчатыми колесами с упругими элементами и обоснован метод определения избыточных связей;

определены круговые перемещения упругих элементов зубчатых колес и передаточное отношение с учетом радиусов амортизаторов втулок и их динамических параметров;

обоснованы динамические параметры привода технологической машины «Вальц» с учетом зубчатого механизма с составными колесами с упругими элементами, а также динамической механической характеристики

электродвигателя, технологической нагрузки, жесткостно-диссипативных свойств упругих элементов;

определен закон уменьшения угловых скоростей валов от увеличения технологической нагрузки от амортизационной ленты, проходящей между рабочими барабанами технологической машины;

обоснованы закономерности изменения угловых скоростей валов составных колес, крутящих моментов и шума в зависимости изменения коэффициентов жесткостей упругих элементов, а также технологического сопротивления.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработана усовершенствованная конструкция зубчатой передачи с упругим элементом между наружным кольцом и ступицей;

на основе многофакторных экспериментов определены рациональные параметры, а также режимы работы зубчатого механизма с составными зубчатыми колесами с упругими элементами, который использован в редукторе Ц2У-160.

Достоверность результатов исследования. Достоверность результатов исследований основана на том, что при проведении исследований использованы современные методы и средства расчета, при теоретическом обосновании параметров зубчатых колес, применены законы теоретической механики и высшей математики, результаты экспериментов обработаны математико-статистическими методами, совмещением результатов теоретических и практических исследований. На основе полно факторных результатов производственных испытаний модернизированной машины «Вальц», внедрена в производства.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость определяется результатами исследований по динамическому анализу технологической машины с учетом зубчатой передачи с составными колесами, с упругими элементами в приводе, механической характеристики электродвигателя, технологических нагрузок и упруго-диссипативных характеристики упругих элементов, закономерностями движения рабочих органов, графических зависимостей и определением рекомендованных параметров зубчатой передачи.

Практическая значимость результатов объясняется разработкой конструктивных схем зубчатых механизмов с составными зубчатыми колесами с упругими элементами амортизаторами для приводов технологических машин, на основе полно факторных экспериментов определением оптимальных значений параметров, а также внедрением в производство модернизированного редуктора.

Внедрение результатов исследования. На основании полученных научных результатов по разработке конструкций и методов расчета зубчатых передач с переменными параметрами и упругими элементами:

для освоения производства проектно-конструкторская документация и методы расчета шестерен с упругими элементами внедрены в процесс проектирования в ООО «NAVOIY SUV TA'MINOTI» (справка Министерство

жилищно-коммунального хозяйства №01/05-4956 в 28 декабря 2020 г.). В результате удалось разработать усовершенствованную конструкцию двухступенчатого редуктора Ц2У-160;

усовершенствованная конструкция двухступенчатого редуктора Ц2У-160 внедрена в ООО «NAVOIY SUV TA'MINOTI» (справка Министерство жилищно-коммунального хозяйства №01/05-4956 в 28 декабря 2020 г.). В результате удалось повысить эксплуатационную эффективность на 12-15 %.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования были обсуждены на 8 конференциях, в том числе 6 международных и 2 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, в том числе 3 научных статей, в том числе 2 в республиканских и 1 в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертаций доктора философии (PhD) по техническим наукам.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 104 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснованы актуальность и востребованность исследования, сформулированы цели и задачи, определены объект и предметы исследования, указано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий в республике, изложены научная новизна и практические результаты исследования, обоснована достоверность полученных результатов, раскрыто их научное и практическое значение, приведены данные о внедрении результатов исследования в практику, апробации результатов, опубликованных в работах и структуре диссертации.

В первой главе **«Анализ современного состояния по совершенствованию конструкций, анализу и синтезу зубчатых механизмов»** приведены факторы влияния на параметры зубчатых колес. Представлены результаты проведенных исследований по совершенствованию методов проектирования зубчатых механизмов, моделированию и разработке методов расчета по определению эксплуатационных характеристик и по кинематическому и динамическому анализу разработанного механизма.

Предложены конструктивные схемы новых механизмов с составными зубчатыми колесами с упругими элементами (рис. 1).

Во второй главе диссертации **«Результаты теоретических исследований приводов с составным зубчатым колесом с упругим элементом»** приведены результаты исследований по определению кругового смещения упругого элемента колесо зубчатой передачи, решение задачи динамики машинного агрегата с учетом зубчатой передачи редуктора и электропривода.

В зубчатых механизмах важным является определение и ликвидация избыточных связей в кинематических парах.

Избыточные связи определяются по следующей формуле

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 = 3. \quad (1)$$

Для уменьшения трения в кинематической паре и увеличения рабочих ресурсов механизма рекомендуется использовать механизмы с упругими элементами. Для определения избыточных связей рекомендуется формула, учитывающая упругие элементы в механизмах

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 - n_y, \quad (2)$$

где n_y - количество упругих элементов в механизмах.

Из формулы (2) видно, что каждый упругий элемент, включенный в механизм, уменьшает избыточную связь на единицу. а- $q=3$; б- $q=2$; в- $q=1$.

Анализ результатов показывает, что наиболее оптимальным является третий вариант подключения (рис. 1), при котором избыточная связь снижается до единицы.

Чтобы полностью исключить избыточные связи в зубчатой передаче, рекомендуется установить резиновую втулку на корпус для установки подшипника, где установлена ведущая шестерня.

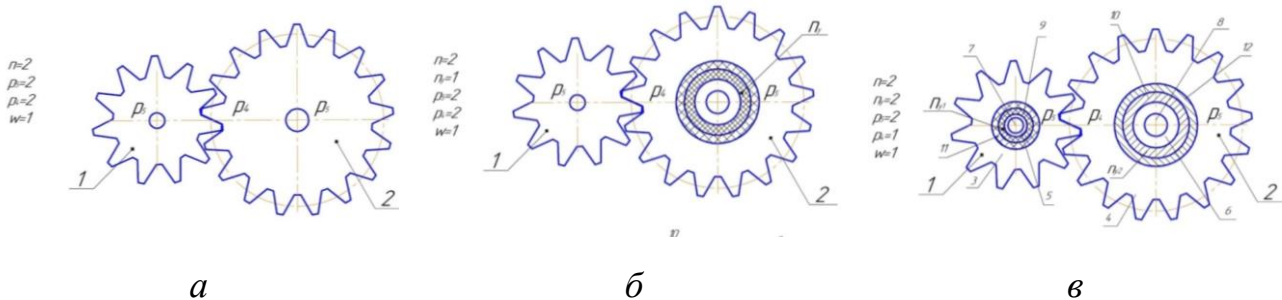


Рис. 1. Схема зубчатой передачи

Основными недостатками существующих механизмов являются жесткое взаимодействие, зубьев колес. Эти нагрузки непосредственно передаются на валы шестерен.

В предлагаемой новой схеме (см. рис. 1) шестерня 1 крепится к валу 2 посредством втулки амортизатора 3, а шестерня 4 крепится к валу 5 посредством втулки амортизатора 6. В этом случае толщина втулок амортизатора 3 и 6 выбирается в соответствии с передаточным числом

$$\Delta_1 = \frac{d_1 - d'_1}{2}, \quad \Delta_2 = \frac{d_2 - d'_2}{2}, \quad U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\Delta_2}{\Delta_1}, \quad (3)$$

где d_1, d_2 - наружный и внутренний диаметры шестерни 1 втулки амортизатора 3; d_2, d'_2 - наружный и внутренний диаметры колеса 4 втулки амортизатора 6; R_1, R_2 - радиусы основных окружностей шестерни 1 и колеса 4; ω_1, ω_2 - угловые скорости шестерни 1 и колеса 4; U_{12} - передаточное отношение.

Соответственно, величины круговых перемещений упругих элементов колес определяются из следующих выражениях (рис. 2)

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2\pi Gl} \int_{r_1'}^{r_1} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_1}{2\pi Gl} \left[\frac{1}{2(r_1')^2} - \frac{1}{2(r_1)^2} \right] \text{ и } \varphi_2 = \frac{M_2}{4\pi Gl} \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right]. \quad (4)$$

где l -длина втулки, м. G -модуль перемещение резины, Н/м².

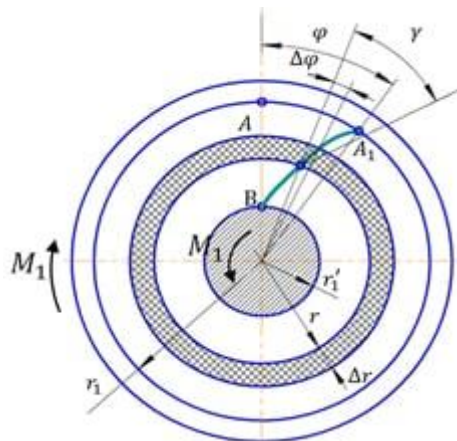


Рис. 2. Схема для расчета деформации сдвига втулки-амортизатора в зубчатой передаче

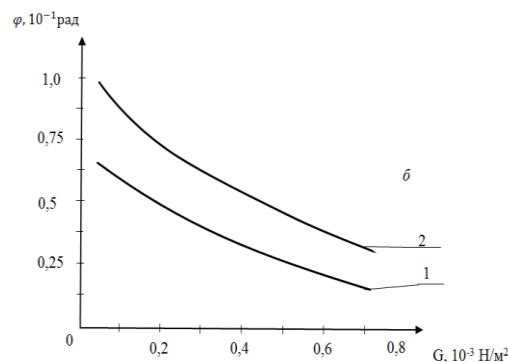
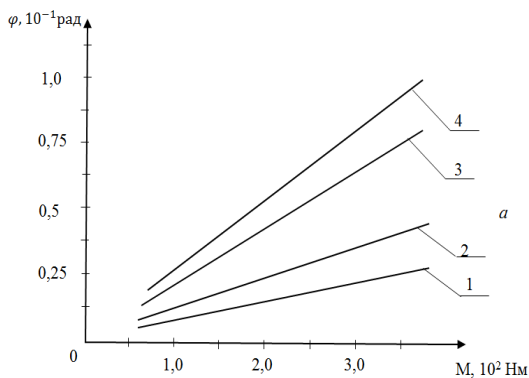
Передаточное отношение зубчатой передачи является переменным, оно определяется по следующей формуле

$$U_{12} = \frac{M_1 \left[\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_1'^2} \right]}{M_2 \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right]}, \quad (5)$$

где M_1, M_2 -крутящие моменты; r_1, r_2 – радиусы втулок амортизатора

Был получен график зависимости угловой деформации резиновых втулок на шестерне от изменения значений крутящего момента (рис. 3).

По мере увеличения внешнего крутящих моментов M_1 и M_2 угловые деформации сдвигов резиновых втулок колес увеличивается по линейной закономерности. Рекомендуются значения крутящих моментов $M_1=(0,025\dots 0,028)\cdot 10^2$ Нм, $M_2=(0,03\dots 0,036)\cdot 10^2$ Нм, обеспечивающие уменьшение ударов, возникающих при зацеплении колес при относительно больших значениях φ_1 и φ_2 . Чтобы уменьшить величия угловых деформаций сдвигов резиновых втулок, рекомендуется значения модуля сдвига в пределах $(0,33\dots 0,42)\cdot 10^3$ Н/м³.



a
 1, 2- $\varphi_1=f(M_1)$; 3, 4- $\varphi_1=f(M_1)$;
 при 1- $r_1=2,1 \cdot 10^{-2}$ м; при 2- $r_1=3,2 \cdot 10^{-2}$ м;
 при 3- $r_1=3,8 \cdot 10^{-2}$ м; при 4- $r_1=5,0 \cdot 10^{-2}$ м

б
 1- $\varphi_1=f(G)$; 2- $\varphi_2=f(G)$

Рис. 3. Графики изменения угловых деформаций втулок амортизаторов зубчатых колес

В станке «Вальц» машинный агрегат включает приводной зубчатый механизм с составным зубчатым колесом, которая состоит из четырех масс. Первая масса включает ротор электродвигателя и массу полумуфты, вторая масса включает массы ведущей шестерни и полумуфты, третья масса включает массы составной шестерни, ведомой шестерни и вторую массу полумуфты, четвертая масса включает массу половину муфты, массы рабочих барабанов. Следовательно, система состоит из четырех массового агрегата (рис. 4).

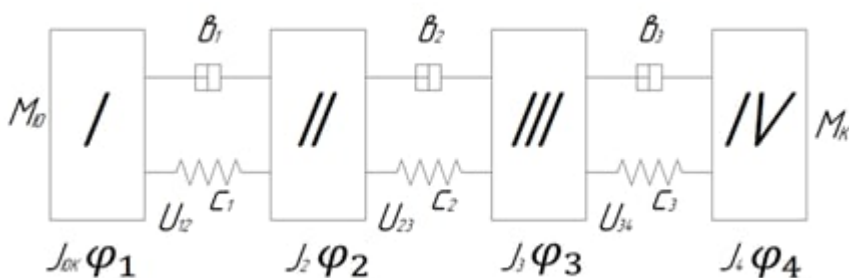


Рис. 4. Динамическая модель машинного агрегата

Получена система дифференциальных уравнений, описывающая движение машинного агрегата станка «Вальц»

$$\frac{dM_{ю}}{dt} = (\omega_c - P \frac{d\varphi_1}{dt})\psi - \frac{M_{ю}}{T_э}; \quad \frac{d\psi}{dt} = \frac{2M_k}{T_э} - \frac{\psi}{T_э} - (\omega_c - P \frac{d\varphi_1}{dt}) - M_{ю};$$

$$T_э = (\omega_c \cdot S_k)^{-1}; \quad \psi = \frac{S_k}{S} (M_{ю} + T_э \frac{dM_{ю}}{dt});$$

$$(J_p + J_m)\ddot{\varphi}_1 = M_{ю} - b_1(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) - c_1(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2);$$

$$(J_m + J_{z1})\ddot{\varphi}_2 = u_{12}b_1(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) + u_{12}c_1(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2) - b_2(\dot{\varphi}_2 - u_{23}\dot{\varphi}_3) - c_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - M_{k2};$$

$$[J_{z2} + u_{23}(J_{z3} + J_m)\ddot{\phi}_3] = u_{23}b_2(\dot{\phi}_2 - u_{23}\dot{\phi}_3) + u_{23}c_2(\phi_2 - u_{23}\phi_3) -$$

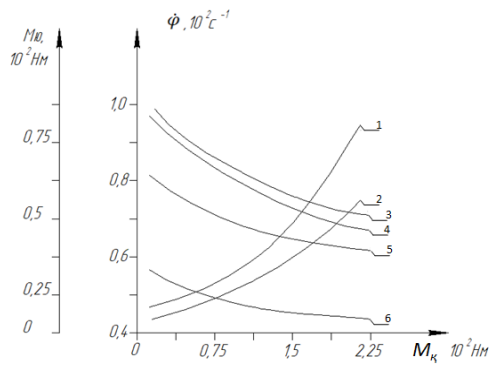
$$- b_3(\dot{\phi}_3 - u_{34}\dot{\phi}_4) - c_3(\phi_3 - u_{34}\phi_4) - M_{k3};$$

$$(J_m + J_{z1} + J_{z2} + J_{z4} + J_{z5})\ddot{\phi}_4 = u_{34}b_3(\dot{\phi}_3 - u_{34}\dot{\phi}_4) + u_{34}c_3(\phi_3 - u_{34}\phi_4) -$$

$$- M_{k4}[M_{k0} \pm \delta M(M_{k0})].$$

где $M_{ю}$, $M_{к}$ -движущие моменты и его критическое значение; P -число пар полюсов; S , $S_{к}$ -скольжение привода и его критическое значение; ω_c -круговая частота сети; $T_{э}$ - электромагнитная постоянная времени; ψ -переменная. J_p , J_m - моменты инерции ротора и полумуфты электропривода; J_{z1} , J_{z2} , J_{z3} , J_{z4} , J_{z5} - моменты инерции шестерен; u_{12} , u_{23} , u_{34} -передаточные отношения; c_1 , c_2 , c_3 -коэффициенты жесткостей упругих элементов; b_1 , b_2 , b_3 -коэффициенты диссипации.

По мере увеличения крутильной жесткости упругих элементов машинного агрегата значения рахмаха колебания угловых скоростей уменьшаются по нелинейному закону. По мере увеличения коэффициента жесткости упругой втулки соответствующей составной шестерни значения $\Delta\dot{\phi}_3$ также уменьшаются по нелинейному закону и значение $\Delta\dot{\phi}_3$ уменьшается с $13,6 \text{ с}^{-1}$ до $4,9 \text{ с}^{-1}$ (рис. 5, 6).

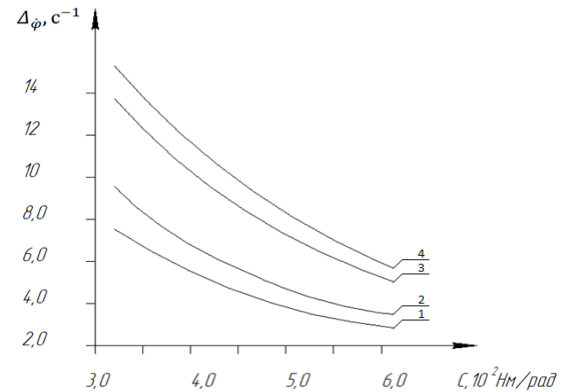


$$1 - M_{ю} = f(M_{ю}) - J_{ю} = 0,25 \text{ кгм}^2,$$

$$1 - M_{ю} = f(M_{ю}) - J_{ю} = 0,25 \text{ кгм}^2, \quad 3 - \dot{\phi}_1 = f(M_{к}),$$

$$4 - \dot{\phi}_2 = f(M_{к}), \quad 5 - \dot{\phi}_3 = f(M_{к}), \quad 6 - \dot{\phi}_3 = f(M_{к}).$$

Рис. 5. Графические зависимости изменения угловых скоростей на ведущем валу ротора электропривода, ведущей шестерни, составной шестерни, ведомой шестерни и рабочих барабанов и нагрузки в приводе от изменения технологического сопротивления



$$1 - \Delta\dot{\phi}_1 = f(C_1), \quad 2 - \Delta\dot{\phi}_2 = f(C_2), \quad 3 - \Delta\dot{\phi}_3 = f(C_3),$$

$$4 - \Delta\dot{\phi}_4 = f(C_4).$$

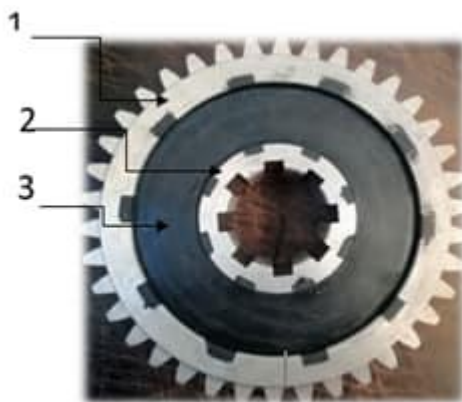
Рис. 6. Графические зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей приводного вала, зубчатых колес и валов рабочих барабанов машинного агрегата от изменения коэффициентов жесткости упругих элементов

С учетом шага зубьев шестерни, т.е. для уменьшения удара при зацеплении зубьев, значения $\Delta\dot{\phi}_3$ ($4,0 \div 5,0$) с^{-1} не превышают, коэффициенты вращения кольца упругого элемента ($6,5 \div 7,0$) $\cdot 10^2 \text{ Нм/рад}$ Рекомендуется выбор

в диапазоне $(6,5 \div 7,0) \cdot 10^2$ Нм/рад. Соответственно, также рекомендуется получить коэффициент жесткости муфты в диапазоне рекомендуемых значений $(7,5 \div 8,5) \cdot 10^2$ Нм/рад для снижения вибрации угловых скоростей рабочего барабана. Коэффициент девственности упругого элемента первой муфты рекомендовался в диапазоне $(5,0 \div 5,5) \cdot 10^2$ Нм/рад. Кроме того, чтобы обеспечить $\Delta\dot{\varphi}_3$ в диапазоне $(4,0 \div 5,0) \text{ с}^{-1}$, коэффициент рассеяния композитного упругого элемента шестерни должен быть в диапазоне $(10,0 \div 11,0)$ Нм/рад, а коэффициенты диссоциации муфты упругие элементы b_1 рекомендуется принимать в диапазоне $b_1=(5,5 \div 6,0)$ Нмс/рад и $b_3=(9,5 \div 10,5)$ Нм/рад.

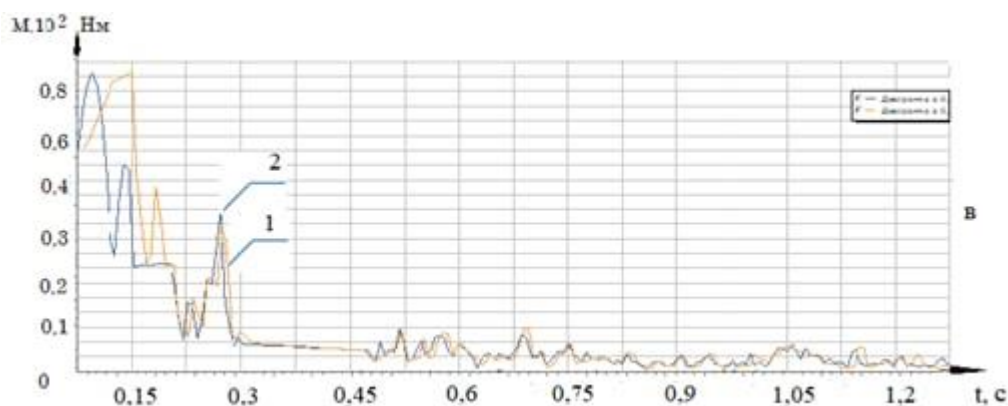
В третьей главе диссертации «**Результаты экспериментальных исследований конструкции зубчатого механизма с составными колесами и упругими элементами**» приведены результаты экспериментов по определению законов изменения угловых скоростей, крутящих моментов и шума на валах ведомого составного колеса, ведущей шестерни модернизированного двухступенчатого редуктора Ц2У-160 с составным зубчатым колесом с резиновой втулкой используя метод тензометрирования и комплекса приборов «Кварц», «vibXpert». Приведены результаты полнофакторных экспериментов по оптимизации параметров механизма.

На рис. 7 представлен общий вид составной шестерни, а на рис. 8 показаны полученные законы изменения крутящего момента на валах передач, полученные электротензометрическим методом.



1-фланец шестерни, 2-кольцевая резиновая втулка, 3-внутреннее кольцо

Рис. 7. Общий вид шестерни с упругим элементом



При использовании в качестве резиновой втулки зубчатого колеса ПЛ118-11, $c_2 = (650 \div 700)$ Нм/рад; 1-для вала ведущей шестерни первой передачи; 2-для вала шестерни второй передачи

Рис. 8. Закономерности изменения крутящих моментов на валах в шестернях с приводным валом и кольцевыми резиновыми кольцами

На основе анализа результатов экспериментов построены графики зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей зубчатых колес от изменения круговой жесткости резиновой втулки двухступенчатого редуктора Ц2У-160. Для обеспечения стабильности технологического процесса для упругой втулки рекомендована резина марки ПЛ118-11, $c_2 = (650 \div 700) \cdot 10^2$ Нм/рад. При сравнении результатов, полученных экспериментальными и теоретическими исследованиями, было выявлено, что их разница находится в диапазоне $(5,0 \div 9,5)$ %.

При использовании резины марки МРТУ38-5-1166-64 в качестве упругой втулки составного зубчатого колеса шум на валах уменьшает до $(30 \div 35)$ %. При этом шум на валу ведущего колеса остается высоким. Но, при использовании резины марки ПЛ118-11 с параметрами $c_2 = (650 \div 700)$ Нм/рад, $b_2 = (9,0 \div 10)$ Нмс/рад, шум на всех валах привода уменьшается $(2,0 \div 2,4)$ раза по сравнению с существующим вариантом зубчатых передач. Поэтому для снижения шума рекомендуется изготавливать резиновую втулку шестерни из резины марки ПЛ118-11.

В ходе эксперимента были проведены полнофакторные исследования модернизированного редуктора с шестерней с гибким элементом. По результатам анализа выбраны следующие рекомендуемые значения выходных факторов:

частота вращения составной шестерни-85 об/мин;

круговой жесткость упругого элемента составного шестерни-120 Нм/рад;

технологическое сопротивление, нагружающий момент-700 Нм.

При этом обеспечивается неравномерность угловой скорости составной шестерни передачи не было $(0,06 \div 0,08)$ и получение продукции с высокими качественными показателями.

В четвертой главе диссертации «**Результаты сравнительных испытаний и эффективность усовершенствованной конструкции зубчатого механизма с составной шестерней, установленный на в двухступенчатом редукторе**», представлены результаты сравнительных испытаний

двухступенчатого редуктора и расчет годовой экономической эффективности от внедрения в производство рекомендуемого двухступенчатого редуктора.

Результаты производственных сравнительных испытаний показали, что срок службы механизма увеличился на 14,5 %, а механические повреждения механизма уменьшились на 11,4 % при замене, существующей стальной зубчатой передачи на механизме с упругими элементами.

Экономическая эффективность от применения редуктора с зубчатым механизмом с упругим элементом передачи составляет 385 868 000 сум.

ВЫВОДЫ

1. На основе анализа исследования по совершенствованию конструкций зубчатых механизмов, а также методов их расчета. Была разработана новая классификация зубчатых механизмов. Разработаны новые конструктивные схемы зубчатых механизмов с составными колесами и упругими элементами.

2. Рекомендована обобщенная формула для определения степени подвижности зубчатых механизмов с упругими элементами. Разработана методика ликвидации избыточных связей в плоских механизмах с упругими элементами.

3. Получены формулы для определения деформаций перемещений сдвиговых упругих втулок шестерен. Построены графические зависимости изменения угловых деформаций упругих втулок шестерен от изменения крутящих моментов на их валах. Рекомендованы значения крутящих моментов $M_1=(0,025...0,028)\cdot 10^2$ Нм, $M_2=(0,03...0,036)\cdot 10^2$ Нм которые позволяют уменьшить удары при зацеплении зубчатых колес в механизме. В диапазоне для снижения углового перемещения упругих втулок зубчатых колес рекомендуется принимать значения модуля сдвига $(0,33 \dots 0,42)\cdot 10^{-2}$ Н/м³.

4. На основе численного решения задачи динамики технологической машины «Вальц» с зубчатой передачей с составными колесами с упругими элементами в приводе получены законы изменения угловых скоростей привода, шестерен и барабанов, а также нагрузки на приводе. Построены графические зависимости изменения коэффициентов неравномерностей угловых скоростей зубчатых колес рабочих барабанов и нагрузки на привод технологической машины «Вальц» от изменения соответствующих моментов инерции. На основании анализа графиков рекомендованы следующие значения моментов инерции $(J_p + J_M) \geq (0,6 \div 0,8)$ кгм², $(J_M + J_{z1}) \geq (0,9 \div 1,0)$ кгм², $\{J_{z2} + U_{z23}^2(J_{z3} + J_M)\} \geq (1,2 \div 1,4)$ кгм², $(J_m + J_{z4} + J_{z5} + J_{\delta1} + J_{\delta2}) \geq (3,7 \div 5,2)$.

5. Построены графические зависимости изменения размаха угловых скоростей на валах двигателя, зубчатых колес и барабанов от изменения коэффициентов круговых жесткостей соответствующих упругих элементов машинного агрегата. Для обеспечения значений $\Delta\dot{\phi}_3$ в пределах $(4,0 \div 5,0)$ с⁻¹ и снижения ударных взаимодействий зубчатых колес рекомендуемыми значениями круговой жесткости упругого элемента шестерни является

$(6,5 \div 7,0) \cdot 10^2$ Нм/рад. Для снижения колебаний угловых скоростей рабочих барабанов рекомендуемыми значениями круговых жесткостей первой муфты является $(5,0 \div 5,5) 10^2$ Нм/рад, второй муфты $(7,5 \div 8,5) \cdot 10^2$ Нм/рад.

6. Построены графические зависимости изменения коэффициентов неравномерностей угловых скоростей ротора, шестерен и валов рабочих барабанов и времени переходного процесса пуска системы от изменения коэффициентов диссипации упругих элементов. Для обеспечения значений $\Delta\dot{\varphi}_3$ в пределах $(4,0 \div 5,0) \text{ с}^{-1}$ коэффициент диссипации упругой втулки составного зубчатого колеса должен быть в пределах $(10,0 \div 11,0)$ Нмс/рад. Соответственно, коэффициенты диссоциации гибких элементов муфт рекомендуется принимать в пределах $b_1=(5,5 \div 6,0)$ Нмс/рад и $b_3=(9,5 \div 10,5)$ Нмс/рад.

7. Построены графические зависимости изменения угловых скоростей на валах входной шестерни, зубчатого колеса с упругим элементом, выходном колесе и рабочих барабанов от изменения момента сопротивления технологической машины «Вальц» с двухступенчатым редуктором. Определено уменьшение по нелинейной закономерности угловых скоростей валов от увеличения нагрузки амортизационных ленты при прохождении ее между рабочими барабанами в технологической машине. Для снижения размаха колебаний угловых скоростей на валах зубчатых колес технологическая нагрузка не должен превышать значения $(1,4 \div 1,5) \cdot 10^2$ Нм.

8. Построены графические зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей зубчатых колес от изменения круговой жесткости упругого элемента зубчатого колеса модернизированного двухступенчатого редуктора Ц2У-160. Для обеспечения стабильности технологического процесса, рекомендуется выбрать резину марки ПЛ118-11, где $c_2=(650 \div 700) \cdot 10^2$ Нм/рад, $b_2=(9,0 \div 10)$ Нмс/рад. Сравнивая результатов экспериментальных и теоретических исследований, выявлено, что их разница находится в диапазоне $(5,0 \div 9,5) \%$

9. Экспериментальными исследованиями получены закономерности изменения шума на валах зубчатой передачи для существующего и рекомендуемого конструкций. Выявлено, что при использовании марки резины ПЛ118-11 в качестве упругого элемента шестерни шу на валах передачи снижается $(2,0 \div 2,4)$ раза меньше по сравнению с существующим вариантом передачи. Поэтому для снижения шума рекомендуется изготавливать резиновую втулку шестерни из резины ПЛ118-11, $c_2=(650 \div 700)$ Нм/рад.

10. На основе полнофакторных экспериментов были определены рекомендуемые значения входных факторов: частота вращения составного зубчатого колеса-85 об/мин; коэффициент жесткости упругого элемента -700 Нм/рад; технологическое сопротивление, крутящий момент-120 Нм. При этом коэффициент неравномерности угловой скорости составной шестерни обеспечивается в пределах $(0,06-0,08)$, качество продукции получается на высоком уровне.

11. Сравнительные испытания двухступенчатого редуктора с составной шестерней с упругим элементом, показали высокую надежность и эффективность. Результаты испытаний показали, что при применении

зубчатого механизма с упругими элементами срок службы механизма увеличился в 1,2 раза, а механические повреждения механизма снизились на 11,4%. Годовая экономическая эффективность от применения производства двухступенчатого редуктора с зубчатым механизмом с упругим элементом составляет 385 868 000 сум.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC
DEGREES PhD.03/30.12.2019.T.90.01 AT THE NAMANGAN CIVIL
ENGINEERING INSTITUTE**

NAMANGAN ENGINEERING CONSTRUCTION INSTITUTE

BEKNAZAROV JASUR KHOLMAMATOVICH

**DEVELOPMENT OF CONSTRUCTIONS AND METHODS FOR
CALCULATION OF GEARS WITH VARIABLE PARAMETERS AND
ELASTIC ELEMENTS**

05.02.02 – Theory of mechanisms and machines. Mechanical engineering and machine parts

**DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON
TECHNICAL SCIENCES**

NAMANGAN-2021

The theme of the
Attestation Commission №B2020.2.PhD/T1595.

Philosophy (PhD) dissertation is registered in the Higher
Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under

The doctoral dissertation has been prepared at the Navoi branch of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website of the Scientific Council (www.nammqi_info@edu.uz) and at the Information and educational portal «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Scientific supervisor:

Djuraev Anvar Djuraevich
doctor of technical sciences, professor

Official opponents:

Alimuxamedov Shavkat Pirmuxamedovich
doctor of technical sciences, professor

Sobirov Xolxuja Abbozovich
candidate of technical sciences, docent

Lead organization:

Namangan Engineering Technological Institute

The defense of the thesis will take place «19» June 2021 at «10⁰⁰» hours at a meeting of the Scientific Council PhD.03/30.12.2019.T.90.01. At the Namangan Civil Engineering Institute at the address: 160103, Namangan, st. I. Karimov, 12. Tel.: (+99869) 234-15-23, fax: (+99869) 234-15-23; e-mail: nammqi_info@edu.uz.

The thesis can be found in the Information Resource Center of the Namangan Civil Engineering Institute (registered under No.18710). Address: 160103, Namangan, st. I. Karimov, 12. Tel.: (+99869) 234-15-23, fax: (+99869) 234-15-23

The abstract of the thesis was sent «05» June 2021.
(Register of the dispatch protocol No. 14 dated 10. February 2021).



N.G. Bayboboyev
Chairman of the scientific council for awarding of
scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

V.M. Turdaliyev
Scientific secretary of scientific council awarding
scientific degrees, doctor of technical sciences, docent

A.Kh. Umurzakov
Chairman of the scientific seminar under the scientific
council awarding scientific degrees, doctor of technical scientific, docent

INTRODUCTION (abstract of the dissertation of the Doctor of Philosophy in technical sciences (PhD))

The aim of the research work is to develop a resource efficient design of a mechanism with gear wheels with component, elastic elements, substantiate the parameters as a result of complex theoretical and experimental studies.

The object of the research work was the C2U-160 gearbox, which is widely used in mechanical engineering as part of the «Waltz» machine.

Scientific novelty of the research is as follows:

method of structural analysis and detection of redundant links with a new transmission, improved composite gears with flexible elements;

analytical expression for calculating the rotational movement of the elastic elements of gears and the gear ratio of the mechanism, taking into account the radii of shock absorbers and their dynamic parameters;

in the dynamic analysis of the technological machine «Waltz» with a gear element in the drive, the laws of movement of the working drum are used, taking into account the mechanical characteristics of the electric drive, technological parameters, and the strength-dissipative properties of the drive flexible elements;

determine that the angular velocities of the shafts decrease according to a nonlinear scheme with an increase in the technological resistance that occurs when the damping belts pass between the working drums of the technological machine;

based on the laws of change of angular velocities, torque and noise in the shafts of composite gears depending on the rigidity of flexible elements and moments of resistance.

Implementation of the research result. Based on the scientific results obtained on the improvement of the two-stage gearbox C2U-160 included in the drive of the «Waltz» machine:

In «NAVOIY SUV TA'MINOTI» LLC, experimental design documentation and calculation methods for the manufacture of gears with elastic elements have been introduced (reference from the Ministry of Housing and Communal Services No. 01 / 05-4956 of December 28, 2020). As a result, it was possible to develop an improved design of a two-stage gearbox C2U-160;

The improved design of the C2U-160 two-stage gearbox has been introduced at NAVOIY SUV TA'MINOTI LLC (reference from the Ministry of Housing and Communal Services No. 01 / 05-4956 of December 28, 2020). As a result, it was possible to increase the operational efficiency by 12-15%.

The structure and volume of the thesis. The dissertation consists of an introduction, 4 chapters, a conclusion, a list of used literature. Dissertation volume 104 pages.

Элон қилинган ишлвр рўйхати
Список опубликованных работ
List of published works

I бўлим (I часть; I part)

1. Djurayev A., Beknazarov J. Development of designs and methods for calculating gears with variable parameters and elastic elements // International journal of advanced research in science, engineering and technology. – India, 2018. Vol.5, Issue 5. – pp. 5947-5952. (05.00.00; № 8).

2. Джураев А., Бекназаров Ж.Х., Якубов Н.Ж. Структурный анализ переменных параметров механизмов зубов с последним современным лабораторным оборудованием // Научно-технический журнал Фергана политехнический институт. – Фергана, 2020. – №6. – С. 246-249. (05.00.00; №20).

3. Djurayev A., Beknazarov J. Development of an effective resource-saving design and methods for calculating toothed parameters gears with composite bars // Scientific and technical journal of Namangan institute of engineering and technology. – Namangan, 2020. Vol.5, Issue 4. – pp. 207-213. (05.00.00; №33).

II бўлим (II часть; II part)

4. Джураев А., Кенжабоев Ш.Ш., Бекназаров Ж.Х. Исследование деформации сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Фан, таълим, ишлаб чиқариш интеграциялашуви шароитида пахта тозалаш, тўқимачилик, енгил саноат, матбаа ишлаб чиқапиш инновацион технологиялари долзарб муаммолари ва уларнинг ечими. – Тошкент, 2018. – Б. 220-222.

5. Джураев А., Бекназаров Ж.Х., Каримов А. Структурный анализ зубчатого механизма с составными колесами // «Машинашуносликнинг долзарб муаммолари ва уларнинг ечими» Академик Х.Х.Усмонхўжаев таваллудининг 100 йиллигига бағишланган Республика илмий-амалий конференцияси мақолалар тўплами. – Тошкент, 2019. – 1-қисм. – Б. 35-38.

6. Djuraev A., Beknazarov J.Kh., Kenjaboev Sh.Sh. Development of an Effective Resource-saving Design and Methods for Calculation the Parameters of Gears with Compound Wheels // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. – India, 2019. (online), Vol.9, Issue 1, – pp. 2385-2388.

7. Джураев А., Бекназаров Ж.Х. Таркибли тишли ғилдиракли редуктор узатмасини ишлаб чиқариш синовлари таҳлили // Фан, таълим, ишлаб чиқариш интеграциялашуви шароитида пахта тозалаш, тўқимачилик, енгил саноат, матбаа ишлаб чиқариш инновацион технологиялари долзарб муаммолари ва уларнинг ечими. Республика илмий – амалий онлайн тезислар тўплами. – Тошкент, 2020. – 2-қисм,. – Б. 102-105.

8. Джураев А., Бекназаров Ж.Х., Шерназаров Ш.Л. Ўзгарувчан параметрли ва қайишқоқ элементли тишли узатмани машина-механизмга қўллашни тадбиқ этиш ва илмий асослаш // «Инновацион техника ва технологияларнинг қишлоқ хўжалиги - озиқ-овқат тармоғидаги муаммо ва истиқболлари». Тошкент давлат

техника университети ва Франциядаги «vetagro sup» институти. – Тошкент, 2020. – Б. 89-91.

9. Джураев А., Бекназаров Ж.Х. Ўзгарувчан параметрли ва қайишқоқ элементли тишли узатмаларни тайёрлаш технологиясини ишлаб чиқиш // Техника фанлари журнали. – Тошкент, 2020. – Б.30-34.

10. Джураев А., Кенжабоев Ш., Бекназаров Ж.Х. Анализ деформации амортизатора-втулка составных зубчатых колес передачи // Актуальный проблемы информатики, механики и работотехники. Цифровые технологии в машиностроении. – Алматы, 2018. – С. 62-63.

11. Sayfidinov O.O., Beknazarov J.Kh. New prototype theory for gear transmission // Open Access Peer-Reviewed Journal. – Poland, 2018. Vol.1, – pp. 27-28.

12. Джураев А., Бекназаров Ж.Х. Ўзгарувчан параметрли ва қайишқоқ элементли тишли ғилдиракли механизмларни таҳлил ва синтез қилиш // Андижон машинасозлик институти. «Илм-фан таррақиётида ёшларнинг ўрни» мавзуида Ўзбекистон Республикаси олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги миқёсидаги илмий-амалий онлайн-конференция материаллари тўплами. – Андижон, 2020. – Б. 45-48.

13. Кенжабоев Ш., Джураев А., Бекназаров Ж. Изучение сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Фарғона водийси ҳудудларидаги маҳаллий хом-ашёлардан фойдаланиш асосида импорт ўрнини босувчи маҳсулотлар ишлаб чиқаришнинг долзарб масалалари. – Наманган, 2018. – Б. 18-20

Автореферат Наманган муҳандислик-қурилиш институти «Механика ва технология» илмий журнали тахририятида тахрирдан ўтказилди ва ўзбек, рус, инглиз тилларидаги мослиги текширилди (01.06.2021 й.)

Босишга рухсат этилди 01.06.2021 й.
Бичими 60x84/16. «Times New Roman»
гарнитурда рақамли босма усулида босилди.
Шартли босма табағи 2.5. Адади 100 нусха.
Буюртма №55

«Fazilat orgtex servis» х/к босмахонасида чоп этилди.
Наманган шаҳра кўчаси 72-уй.