

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ  
ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ PhD. 03/30.12.2019.Т.90.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ  
КЕНГАШ АСОСИДАГИ ФАН ДОКТОРИ (DSc) ИЛМИЙ ДАРАЖАСИНИ  
БЕРУВЧИ БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ**

**МАМАХОНОВ АЪЗАМ АБДУМАЖИТОВИЧ**

**ТЕХНОЛОГИК МАШИНАЛАРНИНГ ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ  
ЗАНЖИРЛИ УЗАТМАЛАРИ КОНСТРУКЦИЯЛАРИНИ ВА  
ҲИСОБЛАШ МЕТОДЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

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

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ (DSc) ДИССЕРТАЦИЯСИ  
АВТОРЕФЕРАТИ**

**Фан доктори (DSc) диссертацияси автореферати мундарижаси**

**Оглавление автореферата докторской диссертации**

**Content of the abstract of doctoral dissertation**

<b>Мамахонов Аъзам Абдумажитович</b> Технологик машиналарнинг қайишқоқ элементли занжирли узатмалари конструкцияларини ва ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш.....	3
<b>Мамахонов Аъзам Абдумажитович</b> Разработка конструкций и методов расчета цепных передач с упругими элементами технологических машин.....	27
<b>Mamahonov Azam Abdumajitovich</b> Development of designs and methods for calculating chain drives with elastic elements of technological machines.....	49
<b>Эълон қилинган ишлар рўйхати</b> Список опубликованных работ List of published works .....	53

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ  
ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ PhD. 03/30.12.2019.Т.90.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ  
КЕНГАШ АСОСИДАГИ ФАН ДОКТОРИ (DSc) ИЛМИЙ ДАРАЖАСИНИ  
БЕРУВЧИ БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ**

**МАМАХОНОВ АЪЗАМ АБДУМАЖИТОВИЧ**

**ТЕХНОЛОГИК МАШИНАЛАРНИНГ ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ  
ЗАНЖИРЛИ УЗАТМАЛАРИ КОНСТРУКЦИЯЛАРИНИ ВА  
ҲИСОБЛАШ МЕТОДЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

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

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ (DSc) ДИССЕРТАЦИЯСИ  
АВТОРЕФЕРАТИ**

**Наманган – 2021**

**Техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2020.4.DSc/T398 рақам билан рўйхатга олинган.**

Диссертация Наманган муҳандислик-технология институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) Илмий кенгашнинг веб – саҳифасида ([www.nammqiinfo@edu.uz](http://www.nammqiinfo@edu.uz)) ва «ZiyoNET» Ахборот таълим порталида ([www.ziyounet.uz](http://www.ziyounet.uz)) жойлаштирилган.

Илмий маслаҳатчи:

**Джураев Анвар Джураевич**  
техника фанлари доктори, профессор

Расмий опонентлар:

**Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович**  
техника фанлари доктори, профессор

**Иргашев Амиркул**  
техника фанлари доктори, профессор

**Кенжабоев Шукуржон Шарипович**  
техника фанлари доктори, доцент

Етакчи ташкилот:

**Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти**

Диссертация ҳимояси Наманган муҳандислик-қурилиш институти ҳузуридаги илмий даража берувчи PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 рақамли илмий кенгаш асосидаги фан доктори (DSc) илмий даражасини берувчи бир марталик илмий кенгашнинг 2021 йил «27» 08 соат 14<sup>00</sup> даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 160103 Наманган, Ислом Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: [nammqi\\_info@edu.uz](mailto:nammqi_info@edu.uz))

Диссертация билан Наманган муҳандислик-қурилиш институтининг Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (18716 рақами билан рўйхатга олинган). (Манзил: 160103 Наманган, Ислом Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23)

Диссертация автореферати 2021 йил «10» 08 да тарқатилди.

(2021 йил «23-07/17» -рақамли реестр баённомаси)



**Н.Г.Байбобоев**  
Илмий даража берувчи илмий кенгаш раиси, 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 қошидаги илмий семинар раиси, т.ф.д., доцент

## Кириш (докторлик диссертацияси аннотацияси)

**Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати.** Жаҳонда машинасозлик ишлаб чиқаришининг барча тармоқларида ресурстежамкор, иш унуми юқори, сифатли маҳсулот тайёрлайдиган машина ва механизмларни юқори самарадорликка эга бўлган, автоматлашган турларини яратиш ҳамда уларни тўхтовсиз такомиллаштириб бориш етакчи ўринни эгалламоқда. «Дунё миқёсида технологик машиналарнинг ишчи деталларини асосан ейилиш ҳисобига ишдан чиқишини ҳамда ишқаланиш ва ейилишни 10-15 фоизга камайтириш орқали катта миқдордаги энергияни тежаш имконияти мавжудлигини ҳисобга олсак»<sup>1</sup>, турли технологик жараёнларни бажаришда самарали ишлай оладиган, шовқин ва титрашларни сўндирадиган занжирли механизмларни ишлаб чиқиш ҳамда уларни ҳисоблаш усулларини яратиш муҳим вазифалардан ҳисобланади. Шу сабабли, энергия сарфи кам, иш унуми юқори бўлган ҳамда титрашларни сўндирадиган қайишқоқ элементли занжирли механизмлардан турли ҳил технологик машиналарнинг юритмаларида кенг фойдаланишга катта эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда машинасозликнинг жадал суръатлар билан ривожланиши занжирли узатмаларнинг кинематик ва динамик имкониятлари кенг бўлган ресурстежамкор турларини яратишни ҳамда уларни ҳисоблашнинг фундаментал асосларини ишлаб чиқишга йўналтирилган илмий-тадқиқот изланишларини олиб боришни тақозо этмоқда. Ушбу йўналишда, айниқса, занжирли механизмларда ишқаланишни, ейилишни, шовқин ва титрашни камайтириш, жумладан, ёғ-мой саноатининг турли технологик машиналари юритмаларида ишлатиладиган технологик жараёнга мослашадиган, ўзгарувчан параметрли, таркибли, қайишқоқ элементли занжирли узатмаларнинг конструкцияларини яратиш, уларнинг технологик иш жараёнини асослаш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича мақсадли илмий изланишларни олиб бориш долзарб ҳисобланади.

Республикамизда машинасозликни жадал ривожлантириш, ресурстежамкор машина ва механизмлар конструкцияларининг янги турларини яратиш бўйича чуқур фундаментал ҳамда амалий тадқиқотлар олиб бориш юзасидан кенг қамровли чора-тадбирлар амалга оширилиб, ёғ-мой саноатидаги технологик машиналар юритиш механизмлари учун самарали, кинематик ва динамик имкониятлари кенг бўлган занжирли узатмаларнинг янги ресурстежамкор конструкцияларини ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида: «...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»<sup>2</sup> каби вазифалар

<sup>1</sup> [www.eurasiancommission.org](http://www.eurasiancommission.org)

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

белгилаб берилди. Ушбу вазифаларни бажаришда, ёғ-мой саноатидаги технологик машиналарнинг энергия ва ресурстежамкорлигини таъминлаш, юритиш механизмлари учун таркибли, қайишқоқ элементли занжирли механизмларнинг янги истиқболли конструкцияларини яратишнинг илмий-техник ечимларини ишлаб чиқиш ва фундаментал асосларини яратиш муҳим вазифалардан бири ҳисобланади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикаси янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида»ги Фармони, 2018 йил 19 январдаги ПҚ-3484-сон «Ёғ-мой тармоғини жадал ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида», 2018 йил 27 апрелдаги ПҚ-3682-сон «Инновацион ғоялар, технологиялар ва лойиҳаларни амалий жорий қилиш тизимини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида»ги ҳамда 2019 йил 16 январдаги ПҚ-4118-сон «Ёғ-мой тармоғини янада ривожлантириш бўйича кўшимча чора-тадбирлар ва соҳани бошқаришда бозор механизмларини жорий этиш тўғрисида»ги қарорларида тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишда ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

**Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги.** Мазкур тадқиқот Республика фан ва технологиялари ривожланишининг II «Энергетика энергия ва ресурстежамкорлик» устувор йўналиши доирасида бажарилган.

**Диссертация мавзуси бўйича хорижий илмий тадқиқотлар шарҳи<sup>3</sup>.** Механизм ва машиналарнинг янги турларини яратиш, жумладан, занжирли узатмаларларнинг самарадорлигини ошириш ҳамда уларни структуравий, кинематик ва динамик ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича жаҳоннинг етакчи илмий марказлари ва олий таълим муассасалари, жумладан, Louisiana State University, University of Michigan, Pennsylvania State University, University of Texas, Chalmers University of Technology (АҚШ), Kyushu Institute of technology (Япония), Technical University of Denmark (Дания), Instituto Superior Técnico (Португалия), University of Strathclyde (Буюк Британия), Institute of Mechanics Leoben (Австрия), Beijing Jiaotong University (Хитой), Korea Institute of Industrial Technology (Корея), Азов–Черномория давлат агроинженерлик академияси, Кубань давлат технология университети, Бутунроссия машина-трактор парклари таъмирлаш ва эксплуатация қилиш илмий–тадқиқот институти (Россия) тадқиқотчилари томонидан кенг қамровли илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда.

Технологик машиналарнинг занжирли узатмалари устида R.A.Morrison, S.Mahalingham, M.Okoshi ва J.Boilton томонидан олиб борилган кўп сонли

---

<sup>3</sup> <http://dissertation.ru>; <https://deepblue.lib.umich.edu>; <https://www.nitrochain.com>; <https://www.amazon.com/Mechanics-roller-chain-drive>; <https://www.sciencedirect.com>; <https://benthamopen.com>; <https://stumejournals.com>; <http://www.dissercat.com>; <https://backend.orbit.dtu.dk>; <https://journals.sagepub.com> ва бошқа манбалардан олинган.

илмий тадқиқот ишлари роликли занжирнинг юлдузча атрофида кўпбурчак шаклида жойлашувига асосланувчи узатманинг кинематик ва динамик таҳлилларини амалга оширишга бағишланган. Jorge A.C.Ambrósio бошчилигида, юлдузча тишининг ишчи профилини такомиллаштириш ҳисобига занжирли узатмадаги динамик юкланишларни камайтиришга қаратилган илмий тадқиқотлар олиб борилган (University of Lisbon). Nao-Aki Noda раҳбарлигидаги бир гуруҳ олимлар занжирли узатма занжирининг толиқишдан шикастланишини асосан уч муҳим омилга: занжирни йиғиш жараёнига (втулкани пресслаш), пластиналарни статик чўзилишига ҳамда юлдузча билан занжир илашишида юзага келувчи жараёнларга боғлиқ ҳолда ўрганишни илгари суришган (Kyushu Institute of technology, Япония). Roberto Palazzetti бошчилигидаги тадқиқотчилар томонидан занжирли узатма ишлаш муддатини оширишда мойлаш усулларини такомиллаштириш, турли муҳитларга мос мойлаш методларини ишлаб чиқиш ва конструктив материалларни танлаш жараёни муҳим аҳамият касб этишини кўп сонли тажрибавий тадқиқот натижалари билан асослаганлар (University of Strathclyde, Буюк Британия). Markus Grinschgl муаллифлигида занжир конструктив элементларини юқори аниқликда (3D ўлчамли) моделлаштириш орқали узатманинг динамик имкониятларини яхшилаш мумкинлиги исботланган (Institute of Mechanics Leoben, Австрия). James C.Conwel ва G.E.Jonson томонидан махсус втулка роликли занжирли узатмаларни конструкцияларини такомиллаштириш ва уларни технологик машиналар ишлаш принципларига мувофиқлаштириш бўйича стандартлаштирилган конструкциялар дизайнларини яратганлар (Louisiana State University ва University of Michigan, АҚШ). Beijing Jiaotong University олимлари ҳаракат узатилувчи валлар оралиғи катта бўлган ҳолатларда, занжир узунлиги бўйлаб ҳосил бўлувчи тебраниш қийматларининг ортишини занжир ролиги ва юлдузча тишлари ейилишига таъсирини ўрганишган (Beijing Jiaotong University Хитой). Россиялик олимлар томонидан втулка-роликли занжирли узатмаларнинг ортиқча юкланишда ишлаш имкониятини тадқиқ этиш, конструкторлик ва технологик усуллар билан занжирли узатмаларнинг ишлаш имкониятини ошириш, роликли занжирли узатмаларнинг таҳлили ва синтези масалалари, занжирли узатмаларнинг техник ҳолатини ўрганиш ва баҳолаш методлари, ички илашмали втулка роликли занжирли узатмалар конструкцияларини такомиллаштириш юзасидан кенг қамровли тадқиқотлар олиб борилган (Азов–Черномория давлат агроинженерлик академияси, Кубань давлат технология университети, Бутунроссия машина-трактор парклари таъмирлаш ва эксплуатация қилиш илмий–тадқиқот институти, Россия). Технологик машиналарда қўллаш учун занжирли узатмаларнинг самарали, ресурстежамкор конструкцияларини ишлаб чиқиш ва кинематик ҳамда динамик имкониятлари ўрганиш бўйича республикамызда ҳам кенг қамровли тадқиқот ишлари амалга оширилмоқда (Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти, Тошкент давлат техника университети,

Тошкент тўқимачилик енгил саноат институти, Наманган муҳандислик-қурилиш институти, Наманган муҳандислик-технология институти).

**Муаммонинг ўрганилганлик даражаси.** Дунё олимлари томонидан занжирли узатмалар асосида керакли кинематик ва динамик ҳаракат қонуниятларини берувчи юқори унумдорликка эга механизм ва машиналар конструкцияларини яратиш, назарий асосларини ўрганиш, мақбул ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш, керакли ҳаракат қонунларини олиш, энергия ва ресурстежамкор технологик қурилмалар яратиш каби долзарб масалаларни ҳал этиш борасида бир қатор тадқиқотлар олиб борилган. Жумладан, Jon Juel Thomsen ва Niels Fuglede, Li-Qun Chen, R.A.Morrison ва Robert G.Parker, R.C.Binder каби олимлар томонидан олиб борилган ишлар шулар жумласидан.

МДХ давлатлари тадқиқотчилари томонидан занжирли узатманинг таҳлили, синтези ҳамда ишлаб чиқаришга жорий этиш юзасидан таниқли олимлар: Н.С.Ачеркан, Н.В.Воробьев, Д.Н.Решетов, И.П.Глушенко, И.И.Ивашков, А.А.Петрик, Г.Б.Столбин, А.А.Готовцев, Г.К.Рябов, С.А.Метильков, А.В.Пунтус, С.А.Дубиняк, П.Н.Учаев, О.И.Остапенко, С.Б.Бережнойларнинг олиб борган илмий-тадқиқотлари диққатга сазовор.

Юртимиз олимлари Х.Х.Усмонходжаев, А.Джураев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.Ризаевлар, Ж.Мухамедов, С.З.Юнусов, В.М.Турдалиев, Ш.Ш.Кенжабоев, А.Х.Умурзаковлар томонидан технологик машиналарда ишлатиладиган эгилувчан звеноли механизмларнинг кинематик ва динамик таҳлил қилишнинг назариялари асосида ресурстежамкор конструкциялар ишлаб чиқилган. Лекин ушбу тадқиқотларда айнан занжирли узатмаларнинг янги ресурстежамкор конструкцияларини яратиш, кинематик ва динамик имкониятларини кенгайтириш ҳамда уларни ҳисоблаш методлари юзасидан комплекс тадқиқотлар олиб борилмаган. Шунингдек, технологик машиналарнинг эксплуатацион хусусиятларини инобатга олган ҳолда юритмалар таркибидаги занжирли узатмаларнинг ресурстежамкор конструктив ечимлари ишлаб чиқилмаган. Ушбу техник-технологик муаммоларнинг ечимини топиш учун кинематик ва динамик имкониятлари кенг бўлган, самарали ресурстежамкор занжирли узатма конструкцияларини ишлаб чиқиш ҳамда ҳисоблашнинг назарий асосларини ривожлантириш бўйича етарлича илмий изланишлар олиб борилмаган.

**Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги.** Диссертация тадқиқоти Наманган муҳандислик-технология институтининг ЁФ-2-3 «Технологик машиналар узатмаларидаги таркибли юлдузчали ва қайишқоқ таранглаш роликли, ресурстежамкор занжирли узатмаларни кинематик ва динамик ҳисоблашнинг илмий асослари» (2016-2017), ЁОТ-Атех-2018-93 «Ўсимликлардан ёғ ишлаб чиқариш технологик машиналари юритмасидаги занжирли узатмалари ресурстежамкор конструкциясини ишлаб чиқиш ва параметрларини ҳисоблаш (2018-2019) мавзуларидаги фундаментал ва амалий лойиҳалари доирасида бажарилган.



**Тадқиқотнинг мақсади** технологик машиналар учун ресурстежамкор, самарали қайишқоқ элементли занжирли узатма конструкцияларини яратиш ҳамда уларнинг кинематик ва динамик таҳлиллари асосида ҳисоблаш методларини ишлаб чиқишдан иборат.

**Тадқиқотнинг вазифалари:**

технологик машиналар юритмалари учун қайишқоқ элементли занжирли узатмаларнинг самарали янги конструкцияларини ишлаб чиқиш;

занжирнинг таркибли қайишқоқ элементли ролиги тебраниш амплитудасини, статик ва динамик тебранишларини назарий ва амалий тадқиқ этиш;

технологик машиналарнинг технологик қаршилигини, асинхрон юритгичлар, ички ёнув юритгичи механик характеристикаларини ва узатмани диссипатив-қайишқоқлик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда машина агрегатлари динамик ва математик моделларини ишлаб чиқиш, сонли ечимлари асосида занжирли узатма бўғинларини ҳаракат қонунларини аниқлаш, мақбул параметрларини асослаш;

занжирли узатмаларнинг тажрибавий нусхаларини яратиш, етакчи ва етакланувчи валлардаги кинематик ва динамик параметрларни тажрибавий усулда ишчи режимларда ўлчаш;

ишлаб чиқариш шароитида қайишқоқ элементли занжирли узатмаси бўлган технологик машиналарни синовдан ўтказиш, технологик параметрларини аниқлаш, ишлаб чиқаришга қўллаш учун тавсиялар ишлаб чиқиш ҳамда иқтисодий самарадорликни ҳисоблаш.

**Тадқиқотнинг объекти** сифатида, ёғ-мой саноатида бункердаги чигитни линтерлаш машиналарига тақсимлаб берувчи барабан юритмаси, редлер конвейери, экстрактор ва тостер қурилмаларининг винтли ковейерлари юритмалари, тупроққа экиш олдидан ишлов берувчи комбинациялашган агрегат ҳамда пахтани дастлабки ишлаш корхонасида момикни узатувчи винтли конвейер юритмаларидаги занжирли узатмалар олинган.

**Тадқиқотнинг предмети**ни занжирли узатмалар конструкциялари, кинематик ва динамик параметрлари, боғланишлари, уларнинг характеристикалари, ҳисоблаш схемалари, математик ва динамик моделлари, ҳаракат қонунлари ҳамда параметрларининг тавсия этилган қийматлари ташкил этади.

**Тадқиқотнинг усуллари.** Тадқиқот жараёнида қайишқоқ элементли занжир ва юлдузчалардаги юкланишлар, тебраниш ва ҳаракат қонунларини аниқлашда олий математика, материаллар қаршилиги, машина ва механизмлар назарияси, тебранишлар назарияси, машиналар динамикаси, ишчи қисмларининг ҳаракат режимларини асослашда машинасозлик ва технологик машиналарни синаш усулларида фойдаланилган.

**Тадқиқотнинг илмий янгилиги** қуйидагилардан иборат:

занжир таркибли ролиги қайишқоқ втулкасининг айланма деформациясини инобатга олиб, юлдузчалар тишларининг қадамига мувофиқ

втулканинг бикирлиги ҳамда узатманинг узатиш нисбатини ҳисоблаш формулалари ишлаб чиқилган;

занжирнинг таркибли ролиги қайишқоқ втулкасининг бикирлигини ортиши билан унинг хусусий тебраниш частотаси чизиқсиз қонуниятда ортиши ва динамик кучланишнинг камайиш қонунияти аниқланган;

ишлаб чиқилган таркибли етакланувчи юлдузчали занжирли узатма узатиш функцияси, деформацияловчи куч, бикирлик коэффиенти ҳамда занжирли узатма ишлаш муддатини ҳисоблаш формулалари олинган ва улар асосида етакловчи юлдузча қайишқоқ втулкасининг деформация қийматлари ортиши билан занжир тишининг қадамини ортирилгандагина ўқлар орасидаги масофани сақлаш мумкинлиги асосланган;

занжирли узатмаси бўлган олти массали машина агрегати ҳаракат тенгламалари системасининг сонли ечими асосида, ишчи орган ва занжирли узатма етакланувчи юлдузчасининг тезлик, тезланиш ҳамда буровчи моментларининг ўзгариш қонуниятлари ташқи қаршилик кучи моментига боғлиқ равишда аниқланган;

занжирли узатма етакланувчи валидаги буровчи момент ва уни тебраниш қамровини технологик қаршиликка боғлиқлик қонуниятлари олинган ва улар асосида таркибли ролик втулкаси учун резина маркасини танлаш усули ишлаб чиқилган;

етақловчи вал бурчак тезлигининг тебраниш қамровини максимал камайтириш учун номинал технологик қаршиликда занжирнинг таркибли ролиги резинали втулкасининг айланма бикирлиги қийматлари асосланган;

тажрибавий усулда етакланувчи юлдузчаси қайишқоқ элементли занжирли узатма ерга ишлов берувчи агрегатда қўлланилганда, қозикли барабан валидаги буровчи момент ва айланиш частотасини ўзгариш қонуниятлари агрегат иш унуми ва қайишқоқ втулка бикирлигига боғлиқлиги ва буровчи момент тебраниш оралиғининг чизиқсиз қонуниятда камайиши аниқланган.

**Тадқиқотнинг амалий натижалари** қуйидагилардан иборат:

технологик машиналар узатиш механизмлари учун қайишқоқ элементлари бўлган занжирли узатмаларнинг ресурстежамкор конструкциялари ишлаб чиқилган;

етақланувчи юлдузчаси таркибли, қайишқоқ элементли занжирли узатмани ерга экиш олдидан ишлов берувчи агрегатда қўлланилганда тупроқни майдаланиш даражаси 25 фоизга ортиши ҳисобига ҳосилдорликни  $(4 \div 5)$  фоизга кўпайиши аниқланган;

бункердаги чигитни линтерлаш машиналарига тақсимлаб берувчи барабан юритмаси, редлер конвейери, экстрактор ва тостерга мисцеллани етказиб берувчи герметик шнеklarнинг юритмаларига ўрнатилган қайишқоқ элементли занжирли узатма тажрибавий нусхаларини қўллаш натижасида, юритма ресурси 20 фоизга ортган, момикни ташувчи винтли конвейерга қўллаш натижасида эса, мавжуд конструкцияга нисбатан момик таркибидаги турли хилдаги ифлослик миқдори камайган, ташиш жараёнидаги тозалаш

самарадорлиги момик навларига қараб 5,75 фоиздан 10,54 фоизга ошган, конвейер ресурси 25 фоизга ортган, занжир ролиги ейилиши 2,3 мартага, шовқин 2 мартага камайган.

**Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги.** Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги изланишларнинг замонавий усуллар ва воситалардан фойдаланган ҳолда ўтказилганлиги, назарий ва амалий тадқиқотлар натижаларининг ўзаро мутаносиблиги, бажарилган тадқиқотлар асосида ишлаб чиқилган занжирли узтамалар конструкциялари ва технологик машиналар юритмаларига татбиқ этиб, олинган назарий кўрсаткичларни ишлаб чиқариш синовлари кўрсаткичлари билан таққослаш натижалари орқали изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти.** Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти таркибида қайишқоқ элементлари бўлган занжирли узатмаларни кинематик ва динамик таҳлил методлари, математик моделлари, юлдузча валларини ҳаракат қонунлари, занжир ва тарангловчи ролик тебраниш қонунлари, боғланиш графиклари, параметрларни асосланган қийматлари ҳамда олинган натижалар технологик машиналар юритмаларини ҳисоблаш назарияси, занжирли узатмаларни ҳисоблаш методлари назарий асосларини тўлдирилганлиги билан изоҳланади.

Олинган натижаларни амалий аҳамияти яратилган ресурстежамкор, самарали занжирли узатмаларнинг конструкциялари ишлаб чиқилганлиги уларни ёғ-мой саноати, пахтани қайта ишлаш корхоналари ҳамда қишлоқ хўжалиги машина агрегатларида қўлланилганлиги, иш унуми ва ресурсини ортиши, шовқин қийматини камайиши, маҳсулот сифатини юқори бўлиши таъминланганлиги билан изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.** Технологик машиналарнинг қайишқоқ элементли занжирли узатмалари конструкцияларини ва ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш асосида:

қайишқоқ элементли занжирли узатмалар конструкцияларига Ўзбекистон Республикаси Интеллектуал мулк агентлигининг 3 та ихтирога патентлари олинган (1. ЎзР. Патенти №ІАР05745. Занжирли узатма. Бюлл., №1. 2019 й. 2. ЎзР. Патенти №ІАР05760. Занжирли узатма. Бюлл. №2. 2019 й. 3. ЎзР. Патенти №ІАР06200. Занжирли узатма. Бюлл. №4. 2020 й.). Натижада, технологик машиналар юритмаларида ҳаракатни узатиш механизмлари ишлаш муддати ва ишончлилигини ошириш, иш зоналарида шовқин даражасини камайтириш имкони яратилган;

ҳаракатни узатиш механизмлари рационал параметрлари Наманган вилояти Наманган туманидаги «Намангантолатекстил» МЧЖда жорий этилган (Ёғ-мой саноати корхоналари уюшмасининг 2021 йил 19 февралдаги КСЗ-214-сон маълумотномаси). Натижада технологик тизимда юзага келувчи тўхталишлар сони ўртача 3 марта камайган, чигитни линтерлаш машиналарига тақсимлаб берувчи барабан юритмаси, редлер конвейери, мицеллани тостерга узатувчи ва экстракторга ёғли кунжарани узатувчи герметик шнек юритмалари иш ресурсини 1,2 мартага ортишига эришилган;

таркибли роликли занжирли узатма конструкциялари Наманган вилояти Наманган туманидаги «Намангантолатекстил» МЧЖда жорий этилган (Ёғ-мой саноати корхоналари уюшмасининг 2021 йил 19 февралдаги КСЗ-214-сон маълумотномаси). Натижада занжирли узатмалардаги шовкин даражасини 2,1 мартага камайишига эришилган.

**Тадқиқот натижаларининг апробацияси.** Диссертациянинг тадқиқот натижалари 9 та, жумладан, 5 та халқаро ва 4 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

**Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги.** Диссертация мавзуси бўйича жами 37 та илмий иш чоп этилган, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг докторлик (DSc) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 21 та мақола, жумладан, 15 таси республика ва 6 таси хорижий журналларда ва 2 та монография нашр этилган. Интеллектуал мулк агентлигининг 5 та ихтирога патентлари олинган.

**Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми.** Диссертация таркиби кириш, олтита боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат бўлиб, ҳажми 212 бетни ташкил этади.

## ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

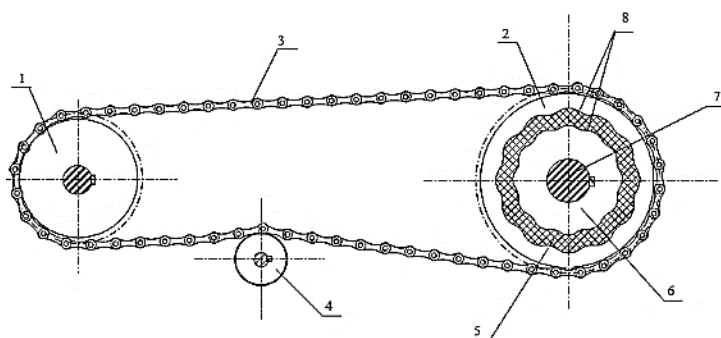
**Кириш** қисмида ўтказилган тадқиқотларнинг долзарблиги ва зарурияти асосланган, тадқиқот мақсади ва вазифалари шакллантирилган, тадқиқот объекти ва предметлари аниқланган, республика фан ва технологияси тараққиётининг устувор йўналишларига мослиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён этилган, олинган натижаларнинг ишончлилиги асосланган, уларнинг назарий ва амалий аҳамияти очиб берилган, тадқиқот натижаларининг амалиётга жорий қилинганлиги, ишнинг апробация натижалари, эълон қилинган ишлар ва диссертациянинг тузилиши бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертация ишининг **«Технологик машиналар занжирли узатмаларини такомиллаштириш бўйича тадқиқотлар таҳлили»** деб номланган биринчи бобида занжирли узатмаларни такомиллаштириш ва ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш бўйича тадқиқотлар таҳлили берилган. Занжирли узатмаларнинг конструктив хусусиятлари асосида узатманинг янги классификацияси ишлаб чиқилган. Технологик машиналар юритиш механизмлари учун қайишқоқ элементлари бўлган занжирли узатмаларни ишлаб чиқиш, ҳисоблаш методларини яратиш муҳимлиги таъкидлаб ўтилган.

Диссертациянинг **«Технологик машиналарнинг самарали, ресурстежамкор занжирли узатмалари конструкцияларини ишлаб чиқиш»** деб номланган иккинчи бобида занжирли узатмаларни янги қайишқоқ элементли конструктив схемалари ишлаб чиқилган, ўзига хос томонлари батафсил кўрсатиб берилган.

Занжирли узатма равон ишлашини таъминлаш, чидамлилигини ошириш мақсадида узатманинг янги конструкцияси тавсия этилди (1-расм). Тавсия

этилган занжирли узатмада айланма ҳаракат етакловчи юлдузча 1 дан етакланувчи юлдузча 2 га занжир 3 орқали узатилади. Сўнгра ҳаракат етакланувчи юлдузча 2 дан резина втулка 5 ва металл втулка 6 орқали вал 7 га узатилади. Вал 7 технологик машина ишчи органига айланма ҳаракатни

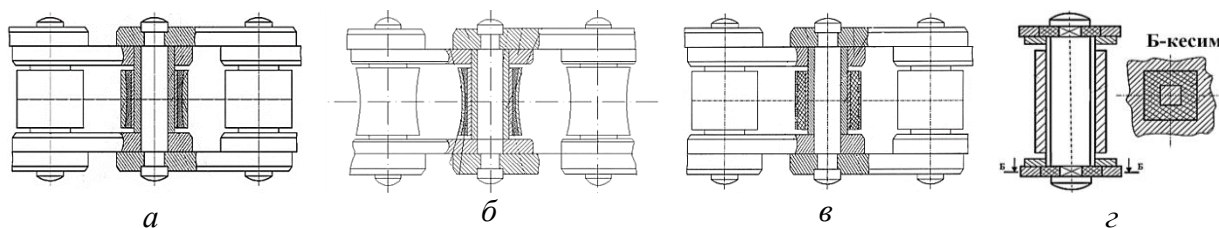


1-расм. Қайишқоқ элементли етакланувчи юлдузчали занжирли узатма схемаси

узатади. Бунда ишчи органдаги қаршилик моментининг мураккаб тебранишлари вал 7 ва втулка 6 орқали резина втулка 5 га таъсир қилади. Резина втулка 5 нинг қайишқоқлик-диссипатив хусусиятларига мувофиқ, қаршилик моментининг мураккаб тебранишлари етарлича сўнади, яъни юлдузча 2 ва

занжир 3 орқали юлдузча 1 га таъсири етарли даражада камаяди.

2-расмда қайишқоқ втулкали таркибли роликлари бўлган занжирларни конструктив схемалари 4 хил вариантда тавсия этилган. Қайишқоқ элементли роликли занжир юкланишларни амортизациялайди, роликнинг ейилишини камайтиради, узатма ишлаш муддатини оширади.

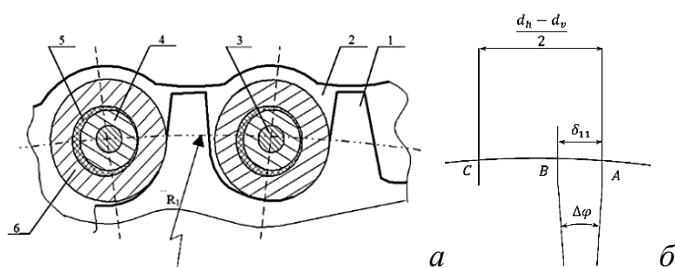


a-занжирнинг эгри сиртли резина втулкали таркибли ролиги схемаси; б-резина втулкали ботиқ сиртли ролик схемаси; в-резина втулкаси бўлган металл халқали ролик схемаси; г-резина таянчли ўқи бўлган занжир бўлаги схемаси

2-расм. Таркибли элементли роликлари бўлган занжирлар тавсия схемалари

Диссертациянинг «Қайишқоқ элементли занжирли узатма параметрларини ҳисоблаш методлари» деб номланган учинчи бобида тавсия қилинган узатманинг таркибли ролиги қайишқоқ элементининг бикирлигини, тебраниш амплитудаси ва частотасини аниқлаш бўйича тадқиқот натижалари келтирилган. Шунингдек таркибли қайишқоқ элементли таранглаш ролиги ҳамда етакланувчи юлдузчаси параметрларини ҳисоблаш методлари тавсия қилинган.

3-расмда занжирли узатма таркибли ролигинг деформацияланиш ҳолати келтирилган. Илашмадаги юлдузчанинг биринчи ва иккинчи тишларида бошқа тишларига нисбатан юкланиш қиймати катта бўлиб, кейинги тишларда юкланиш қиймати камайиб боради. Таркибли ролик қайишқоқ втулкасининг ролик ўқи атрофидаги максимал деформация қиймати йиғиндиси занжир қадамнинг  $0,15 \div 0,225$  қиймати оралиғида бўлиши тавсия этилади.



1-юлдузча, 2-занжир, 3-ўқ,  
4-втулка, 5-резина втулка, 6-ҳалқасимон  
ташқи втулка.  $AC = \frac{d_h - d_v}{2}$  – қайишқоқ  
резина втулканинг дастлабки  
қалинлиги;  $\delta_{11} = AB$  – юлдузча тиши ва  
ролик таъсирида ҳосил бўлган қайишқоқ  
втулка деформацияланиш қиймати.

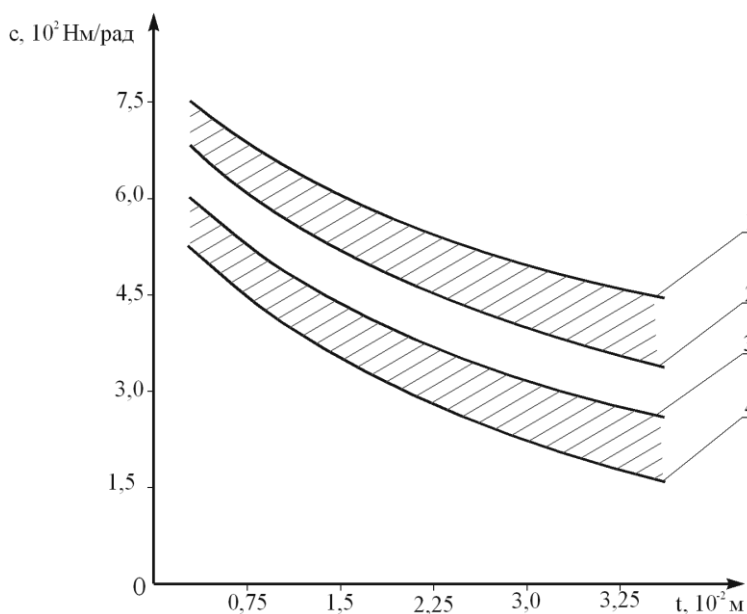
а-занжир ва юлдузча илашиши натижасида ролик таркибидаги қайишқоқ втулка деформацияланиш схемаси; б – ролик таркибидаги қайишқоқ втулканинг деформация қийматини ҳисоблаш схемаси

**3-расм. Таркибли роликли занжирли илашма схемаси**

У ҳолда қайишқоқ втулка биқирлиги қуйидагича аниқланади:

$$c_1 = \frac{R_1 \cdot M_\partial}{(0,15 \div 0,225)t}; \quad c_2 = \frac{R_2 \cdot M_\partial}{(0,15 \div 0,225)t}. \quad (1)$$

4-расмда тасвирланган графикдан шуни кўришимиз мумкинки, юлдузча тиш қадамининг ортиши ролик таркибидаги қайишқоқ втулка айланма биқирликлар йиғиндисини камайишига сабаб бўлади. Кўрилаётган таркибли роликли занжирли узатма занжирининг қайишқоқ втулкаси биқирлиги  $c_1 = 2,84 \div 3,52 \cdot 10^2$  Нм/рад;  $c_2 = 4,42 \div 5,3 \cdot 10^2$  Нм/рад ва резина маркази В-14МВС бўлиши тавсия этилади.



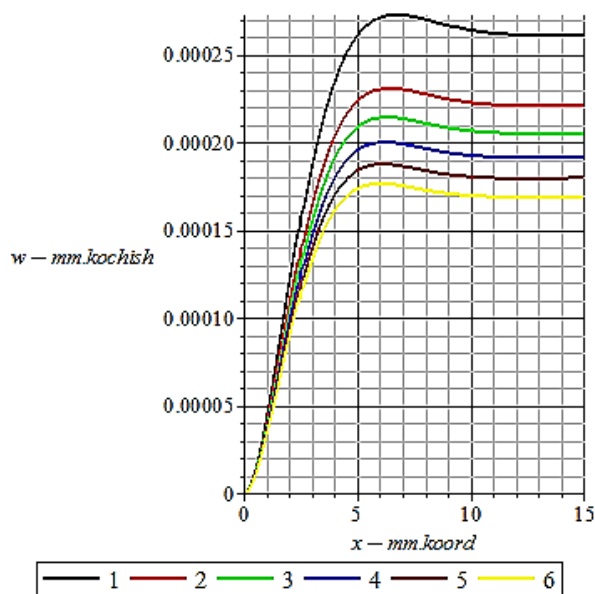
1,2- етакланувчи юлдузчада; 3,  
4 етакловчи юлдузчада, 1,3-  
ҳолда  $0,15t$ ; 2,4-ҳолда  $-0,225t$ ;  
 $t$  – юлдузча тиш қадами  
**4-расм. Занжир таркибидаги  
қайишқоқ элемент  
биқирлиги йиғиндисини  
ўзгаришининг юлдузча тиш  
қадами ўзгаришига  
боғлиқлик графиклари**

Таркибли роликнинг кўндаланг тебраниш ҳаракат дифференциал тенгламасини, статик мувозанат тенгламаларига инерция кучини қўшиш орқали ҳосил қилинди:

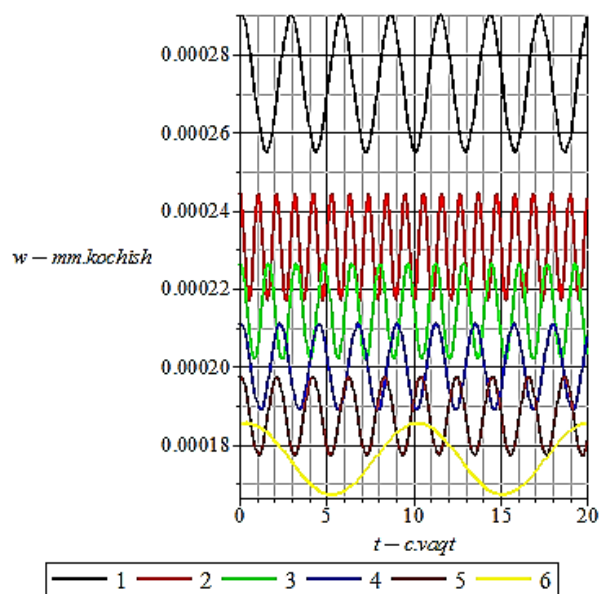
$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + 4\beta^4 w(x,t) + \frac{\rho h}{D} \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = Q_0 \cos pt, \quad (2)$$

бунда,  $Q_0 = \frac{P_0}{S_c \cdot D}$ ;  $P_0$  – ташқи таъсир кучи;  $S_c$  – таркибли роликнинг ташқи сирт юзаси;  $p$  – ташқи босим кучининг тебраниш частотаси;  $D$  – цилиндрлик бикирлик;  $w = w(x, t)$  – роликнинг кўндаланг эгилишдаги кўчиши;  $t$  – вақт.

Масалани сонли ечими асосида параметрларни боғланиш қонуниятлари олинди (5,6-расмлар). 5-расмдаги графиклар таҳлилидан шуни хулоса қилиш мумкинки, қайишқоқ элемент қайишқоқлик коэффициентини ортиб бориши билан кўндаланг статик кўчиш қийматлари камайиб боради. Бу эса ўз навбатида ролик остида жойлашган валик-втулка жуфтлигида юзага келувчи ишқаланиш кучлари ва зарарли зарбларни камайишига олиб келади. Графиклар (6-расм) таҳлилидан шуни хулоса қилиш мумкинки, қайишқоқлик коэффициентини  $k$  ни ўсиб бориши билан динамик кўчиш  $w_d$  ва унинг амплитудаси  $w_{da}$  ни қийматларини камайдиганини кўришимиз мумкин. Динамик кўчиш  $w_d$  ва унинг амплитудавий қиймати  $w_{da}$  нинг камайиши билан занжир элементларига зарарли таъсирлар миқдорини камайиши ва ўз навбатида ейилиш жараёнини секинлашишига сабаб бўлади.



1 –  $k = 0$ ; 2 –  $k = 0,2$ ; 3 –  $k = 0,3$ ;  
4 –  $k = 0,4$ ; 5 –  $k = 0,5$ ; 6 –  $k = 0,6$   
**5-расм. Таркибли ролик кўндаланг статик кўчиши  $w(x)$ нинг ролик узунлиги бўйича қайишқоқ элементининг  $k$  коэффициентга боғлиқ ўзгариши**



1 –  $k = 0$ ; 2 –  $k = 0,2$ ; 3 –  $k = 0,3$ ;  
4 –  $k = 0,4$ ; 5 –  $k = 0,5$ ; 6 –  $k = 0,6$   
**6-расм. Таркибли ролик кўндаланг динамик кўчиши  $w_d(x, t)$  нинг ролик узунлиги бўйича максимал статик  $w_{max}$  қийматга асосан, қайишқоқ элементнинг  $k$ -коэффициент ва  $t$  – вақтга боғлиқ ўзгариши**

Занжирли узатмада таранглаш ролиги таркибли қилиб резинали втулка билан таъминланганда, унинг бикирлигини қуйидаги ифода орқали аниқланади:

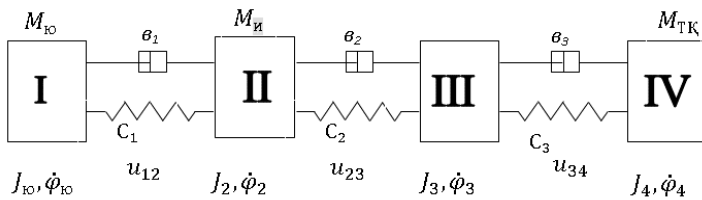
$$c_T = \frac{2}{\delta_m} f_u q r_3 \cos \varphi_3 \sqrt{2 \left[ 1 - \cos 2 \left( \varphi_3 + \frac{4\Delta_3}{l_3} \right) \right]}, \quad (3)$$

бунда  $\delta_m$  – таранглаш ролиги қайишқоқ (резинали) втулкасининг деформация киймати;  $f_u$  – занжирни таранглаш ролиги билан ишқаланиш коэффициентини;  $q$  – занжирнинг узунлик бирлигидаги оғирлиги, Н/м;  $r_3$  – таранглаш ролиги радиуси;  $\varphi_3$  – қамров бурчагининг ярми;  $\Delta_3$  – занжир салқилиги;  $l_3$  – занжирли узатма етакланувчи тармоғи узунлиги.

Олинган натижалар таҳлилига асосан таранглаш ролиги радиуси  $2,0 \cdot 10^{-3}$  м дан  $5 \cdot 10^{-3}$  м гача кўпайганда, бикирлик  $1,0 \cdot 10^3$  Н/м дан  $5,0 \cdot 10^3$  Н/м гача ортиб боради. Буни шу билан изоҳлаш мумкинки, таранглаш ролиги радиуси ортиши билан занжирнинг қайишқоқ втулкага таъсири ҳам ортади, унинг деформацияланиши кўпаяди. Қамров бурчаги ҳам мос равишда ортади. Юқорида таъкидланганидек, занжир тебранишлари  $2,0 \div 3,0$  мм дан ошмаслиги инобатга олинса, қамров бурчагини кўпайтириш, ишқаланиш коэффициентини камайтириш ва кичик радиусда таранглаш ролигини тайёрлаш керак бўлади. Шунинг учун кўрилатган занжирли узатма тавсия параметрлари қуйидагича ораликда бўлиши муҳим ҳисобланади:  $f_u = 0,1 \div 0,13$ ;  $\varphi_3 = 0,3 \div 0,45$  рад,  $r_3 = (2,5 \div 4,0) \cdot 10^{-2}$  м.

Диссертациянинг «Технологик машиналар қайишқоқ элементли занжирли узатмалари бўлган машина агрегатларининг динамик таҳлили» деб номланган тўртинчи бобида мой ишлаб чиқариш технологик тизимида кунжарани ташишда занжирли узатмали редлер конвейери, линтерлаш машиналари учун тақсимлаш барабани, занжирли узатмаси бўлган ерга экиш олдидан ишлов берувчи машинаси ҳамда момикни тозаловчи юритмасида қайишқоқ элементли занжирли узатмаси бўлган машина агрегатларининг динамик таҳлиллари натижалари келтирилган.

Тўлиқ чигитни туксизлантириш учун линтерлаш машиналарига занжирли узатмали чигитни тақсимлагич барабани машина агрегати динамик модели 7-расмда келтирилган, математик модел эса қуйидагича (6) олинган:



7-расм. Таъминловчи барабан юритгич механизмини ўз ичига олган динамик модели

$$\frac{dM_{\text{Ю}}}{dt} = \psi \left( \omega_c - \rho \frac{d\varphi_{\text{Ю}}}{dt} \right) - \frac{M_{\text{Ю}}}{T_3}; \quad \frac{d\psi}{dt} T_3 = 2M_k - \psi - \left( \omega_c - \rho \frac{d\varphi_{\text{Ю}}}{dt} \right) M_{\text{Ю}} \cdot T_3,$$

$$T_3 = (\omega_c \cdot S_k)^{-1}; \quad \psi = S_k \frac{M_{\text{Ю}} + T_3 \frac{dM_{\text{Ю}}}{dt}}{S},$$

$$(J_p + J_M) \frac{d^2\varphi_{\text{Ю}}}{dt^2} = M_{\text{Ю}} - C_1(\varphi_{\text{Ю}} - u_{12}\varphi_2) - \epsilon_1 \frac{d\varphi_{\text{Ю}}}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt},$$

$$(J_M + u_{p2}^2 \cdot J_{\text{ред}} + u_{p2}^2 \cdot u_{\text{Ю}2}^2 \cdot J_{\text{Ю}1}) \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = u_{12} C_1(\varphi_2 - u_{12}\varphi_2) +$$

$$+ u_{12} \epsilon_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - M_u - C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - \epsilon_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right),$$

$$J_{\text{Ю}2} \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} = u_{23} \cdot C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) + u_{23} \epsilon_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - C_3(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) -$$



$$\left(J'_{\text{ю2}} + J_6\right) \frac{d^2\varphi_4}{dt} = C_3 U_{34} (\varphi_3 - u_{34} \varphi_4) + u_{34} v_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - u_{34} \frac{d\varphi_4}{dt}\right) - M_{\text{к}}, \quad (6)$$

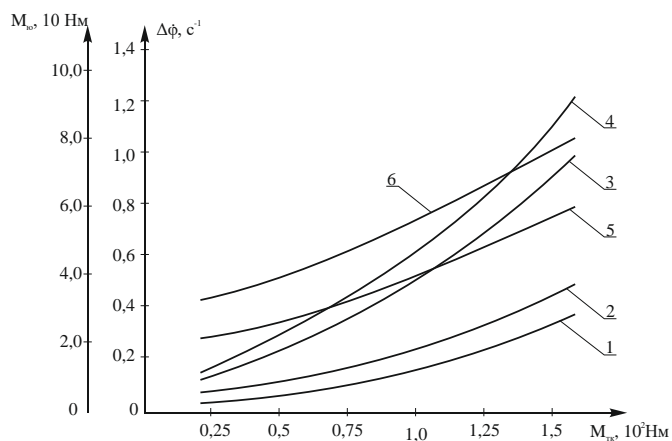
бунда  $J_p, J_M$  – юритгич ротори ва муфта ярим қисми инерция моментлари;  $J_{\text{ред}}, J_{\text{ю1}}$  – редуктор элементлари ва етакланувчи юлдузча инерция моментлари;  $J_{\text{ю2}}$  – етакловчи юлдузча ички вал қисми инерция моменти;  $J_6$  – тақсимловчи барабан инерция моменти;  $\dot{\varphi}_{\text{ю}}, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$  – мос равишда массалар бурчак тезликлари;  $u_{12}, u_{23}, u_{34}$  – мос массалар орасидаги узатиш нисбатлари;  $C_1, C_2, C_3$  – қайишқоқ элементлар айланма бикирлик коэффицентлари;  $v_1, v_2, v_3$  – қайишқоқ элементлар (муфта, занжирли узатма, таркибли етакланувчи юлдузчанинг қайишқоқ элементи) диссипация коэффицентлари;  $M_u$  – ишқаланиш кучлари моменти;  $M_{\text{ТҚ}}$  – технологик қаршилик кучлари моменти.

Тавсия қилинган таркибли (роликли) етакланувчи юлдузчали занжирли узатма қўлланилганда, ушбу машина агрегати 4 массали системадан иборат бўлади. Бунда биринчи массага электр юритгич ротори, муфта ярим бўлаги, иккинчи массага муфта иккинчи ярим бўлаги ва редуктор элементлари келтирилган массалари ҳамда занжирли узатма етакловчи юлдузчаси массаси киради, учинчи массага занжирли узатма етакланувчи юлдузчаси ички қисм массаси, тўртинчи массага етакланувчи юлдузча ташки гардиши ва тақсимловчи барабан массаси киради.

Олинган ҳаракат қонунлари таҳлилига асосан, шуни таъкидлаш мумкинки, системанинг барқарор ҳаракати ўртача  $0,32 \div 0,35$ с оралиғида чиқади. Бунда юритгич ротори бурчак тезлиги ўртача  $98,5 \text{с}^{-1}$  да бўлса, етакловчи юлдузча вали  $12,1 \text{с}^{-1}$ , ҳамда етакланувчи юлдузча вали ва тақсимловчи барабан бурчак тезликлари  $8,15 \text{с}^{-1}$  атрофида ўзгаришини кўришимиз мумкин. Таъкидлаш лозимки, тақсимловчи барабан бурчак тезлиги тебраниши юлдузча валига таъсири резинали амортизатор орқали етарлича ютилиши аниқланди. Бу юритгич ротори бурчак тезлигини тебранишини камайишига олиб келади.

8-расмда тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари қамровлари, юритгичдаги юкланишларни технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари келтирилган. Бунда технологик қаршилик  $0,25 \cdot 10^2 \text{Нм}$  дан  $1,6 \cdot 10^2 \text{Нм}$  гача ортганида, юритгич валидаги буровчи момент қиймати ишқаланиш кучлари моменти  $10,5 \text{Нм}$  қилиб олинганда,  $21,5 \text{Нм}$  дан  $60,5 \text{Нм}$  гача ортади. Агарда  $M_{\text{и}}$  қиймати  $15,17 \text{Нм}$  гача кўпайганда ротор валидаги буровчи моментнинг қиймати  $7,81 \cdot 10^2 \text{Нм}$  гача ночизиқлик қонуниятда ортиб боради. Шунинг учун ишқаланиш кучлари моментини  $10 \text{Нм}$  дан ошмаслигини, шунингдек технологик қаршиликни  $1,25 \cdot 10^2 \text{Нм}$  дан ошмаслиги, мақсадга мувофиқ. Олинган график боғланишлар таҳлилига асосан (9-расм) етакланувчи юлдузча резина втулкасини солиштирма бикирлик коэффицентини  $C_3/C_{3\text{х}}$  қиймати  $0,25$  дан  $1,5$  гача орттирилганда  $\Delta\dot{\varphi}_4$  қийматлари  $1,12 \text{с}^{-1}$  дан  $0,56 \text{с}^{-1}$  гача камаяди.

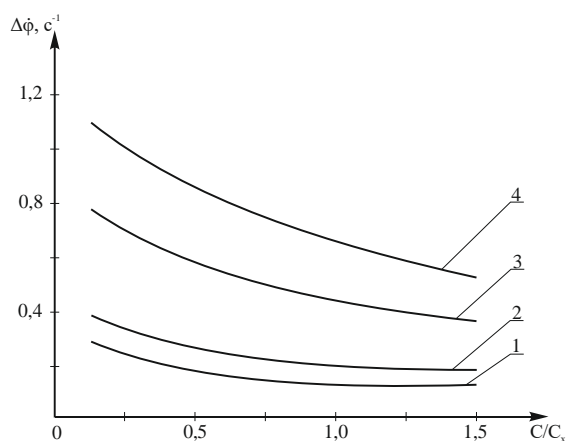
Тақсимловчи барабан бурчак тезлиги тебраниш қамровини  $(0,8 \div 1,0)c^{-1}$  дан ошмаслигини ҳамда юритгич валини равон ишлашини таъминлаш учун тавсия қийматлари:  $C_1/C_{1x}=(1,0 \div 1,2)$ ;  $C_2/C_{2x}=(1,2 \div 1,5)$ ;  $C_3/C_{3x}=(0,85 \div 1,0)$ .



$$1 - \Delta\phi_{\text{ю}} = f(M_{\text{ТК}}), 2 - \Delta\phi_2 = f(M_{\text{ТК}}), \\ 3 - \Delta\phi_3 = f(M_{\text{ТК}}), 4 - \Delta\phi_4 = f(M_{\text{ТК}})$$

5 -  $M_{\text{и}} = 10,52 \text{ Нм}$  да, 6 -  $M_{\text{и}} = 15,75 \text{ Нм}$  да

**8-расм. Тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари тебраниш қамровлари, юритгичдаги юкланишларни технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари**



$$1 - \Delta\phi_{\text{ю}} = f(C/C_x); 2 - \Delta\phi_2 = f(C/C_x); \\ 3 - \Delta\phi_3 = f(C/C_x); 4 - \Delta\phi_4 = f(C/C_x);$$

$M_{\text{ТК}} = (110 + 12\sin\omega t) \text{ Нм}$  да

**9-расм. Тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари тебраниш қамровлари муфта қайишқоқ элементи, занжирли узатма ва таркибли етакланувчи юлдузча қайишқоқ элементларининг айланма бикирлик коэффицентларига боғлиқлик графиклари**

Ерга ишлов берувчи агрегат ускунаси машина агрегатининг динамика масаласини ечиш асосида олинган қонуниятлардан шуни кўриш мумкинки, кесакдан келаётган қаршилик моменти ортиши билан қозиқли барабан бурчак тезлиги чизиқсиз қонуниятда камаяди, шунинг билан бирга валдаги момент қиймати ортади. Таҳлилларга асосан бурчак тезлик ва бурчак тезланишининг юқори частотада тебраниши (кичик амплитудада) қўшимча импульс кучларини ҳосил қилиб, кесакни янада самаралироқ майдаланишига олиб келади. Шунингдек ушбу тебранишлар кинематик жуфтлардаги ишқаланишни кўпайтиради, юритгичга тушадиган қаршилик ўзгариши бир меъёрда ишлашига тўсқинлик қилади. Шунинг учун, биринчи ҳолдаги самарани мумкин қадар сақлаб қолган ҳолда, таъсирни камайтириш йўлини тутиш мақсадга мувофиқ бўлади.

Момиқни тозаловчи винтли конвейер юритмасида тавсия этилган занжирли узатма қўлланилган. Винтли конвейер ҳисоб схемаси уч массали система кўринишида қабул қилинган: 1-масса двигателъ ротори ва занжирли узатма етакловчи юлдузчасидан иборат; 2-масса етакланувчи юлдузча ва редуктор тишли ғилдирақларининг келтирилган массаларидан, шунингдек

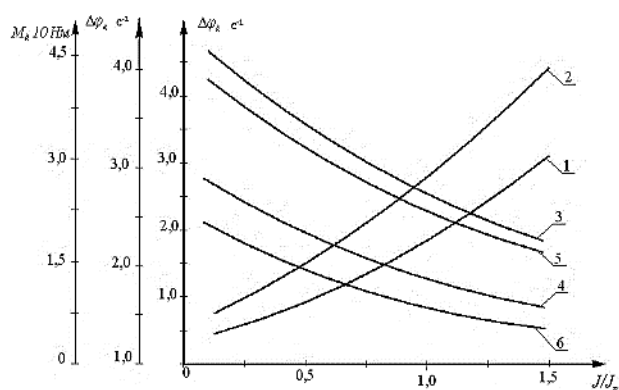
муфта етакловчи қисмидан иборат; 3-етақланувчи қисми муфта ва винтли вални ўз ичига олади.

Винтли конвейер элементлари ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламалар системаси қўйидаги кўринишга эга:

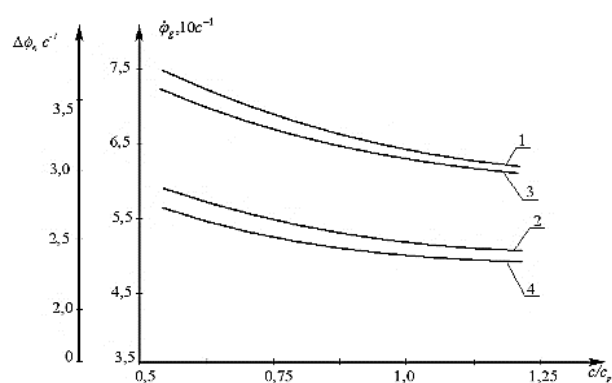
$$\begin{aligned}
 M_d &= f(\dot{\varphi}_d); J_d \ddot{\varphi}_d = M_d - B_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} - c_p \Delta \varphi_{dp}, \\
 J_{пр} \ddot{\varphi}_{ред} &= u_{dp} (B_p \Delta \varphi_{dp} + c_p \Delta \varphi_{dp}) - B_m \Delta \dot{\varphi}_{мв} - \Delta \varphi_{мв} - M_{иш}, \\
 J_{пв} \ddot{\varphi}_в &= u_{рв} (B_m \Delta \dot{\varphi}_{мв} + c_m \Delta \varphi_{мв}) - M_{иш} - M_c; \Delta \varphi_{др} = \varphi_d - \varphi_{ред} u_{др}, \\
 \Delta \varphi_{мв} &= \varphi_{ред} - u_{рв} \varphi_в; M_c = M_1 + M_0 \sin \omega_b t \pm \delta M_1,
 \end{aligned} \quad (7)$$

бунда,  $J_d, J_{пр}, J_{пв}$  – мос равишда двигатель валида, редуктор кириш валида, винт валидаги келтирилган инерция моментлари;  $c_p, c_m, B_p, B_m$  – занжирли узатма ва муфта айланма бикирлик ва диссипация коэффициентлари;  $M_1, M_0, \delta M_1$  – ташиладиган ва тозаланадиган пахта момигидан технологик юклама ташкил қилувчилари;  $M_{иш}$  – винт валидаги ишқаланиш кучлари momenti;  $M_d$  – двигательнинг ҳаракатлантирувчи momenti;  $\dot{\varphi}_d$  – двигатель ротори бурчак тезлиги.

Олинган (7) системани сонли ечими асосида тавсия қилинган занжирли узатмаси бўлган винтли конвейернинг двигатель ротори етакчи ва етакланувчи валлардаги бурчак тезликлар ва буровчи моментларнинг ўзгариш қонуниятлари иш унуми ва занжирни айланма бикирлигига боғлиқ ҳолда аниқланди. Боғланиш графиклари 10, 11-расмларда келтирилган. Графиклардан кўриниб турибдики,  $J_в/J_{др}$  нинг 0,25 дан 1,5 гача ошириш двигательга тушадиган юкларнинг ортишига олиб келади (10-расм).



1,3 –  $M_d = f(J/J_p)$   
 3,5 –  $\Delta \dot{\varphi}_d = f(J/J_p)$ ; 4,6 –  $\Delta \dot{\varphi}_в = f(J/J_p)$   
 1,5,6 –  $M_c = 47,0 \text{ Нм}$ ; 2,3,4 –  $M_c = 81,0 \text{ Нм}$   
**10-расм. Винт ва двигатель вали бурчак тезликлари тебранишлар қамровининг, двигатель валидаги айлантирувчи моментнинг массаларининг инерция моментлари қийматлари ўзгаришига боғлиқлик графиклари**



1,3 –  $\dot{\varphi}_d = f\left(\frac{c}{c_p}\right)$  2,4 –  $\dot{\varphi}_в = f\left(\frac{c}{c_p}\right)$   
 1,2 –  $M_c = 45 \text{ Нм}$ ; 3,4 –  $M_c = 60 \text{ Нм}$   
**11-расм. Пахта момигини ташиш ва тозалаш машинаси узатмасида конвейер винти ва двигатель роторидаги бурчак тезликларининг қайишқоқ узатмалар нисбий айланма бикирликлари ўзгаришига боғлиқлик графиклари**

Бунда двигател валидаги момент  $M_c = 47,0$  Нм дан  $80,9$  Нм гача ошади, юкламанинг қаршилик моментини  $81,0$  Нм гача ортишида эса двигател валидаги момент  $43,0$  Нм гача кўпаяди. Бунда винтнинг бурчак тезлиги тебранишлари қамрови  $(1,4 \div 1,6)c^{-1}$  гача пасайиб, бу ташиладиган пахта момигининг титилиши учун етарли бўлмайди. Тажриба маълумотларини ҳисобга олган ҳолда,  $\Delta\dot{\phi}_B = (2,0 \div 2,5)c^{-1}$  таъминлаш учун тавсия қилинадиган қийматлар қуйидагилар  $J_B/J_{dp} = (0,6 \div 0,8)$  ҳисобланади. Занжир ва муфта нисбий айланма биқирликларининг  $0,60$  дан  $1,2$  гача оширилиши  $M_c = 45$ Нм да  $\dot{\phi}_d$  нинг  $73 c^{-1}$  дан  $64,8 c^{-1}$  гача пасайишига олиб келади (11-расм). Бунда  $\dot{\phi}_B = 23,7c^{-1}$  гача пасаяди. Таъкидлаш лозимки,  $C/C_p$  оширилиши бурчак тезликларининг тенглашишига олиб келади. Шунинг учун тавсия қилинган қийматлар  $C/C_p = (0,75 \div 0,85)$  бўлиб, улар тўлқинсимон профилли винтнинг айланишидаги талаб қилинган нотекислигини таъминлайди.

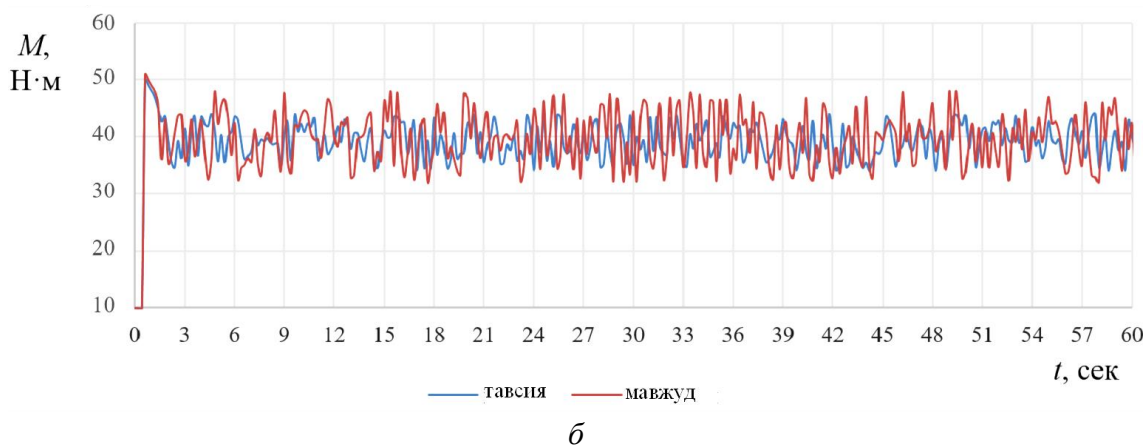
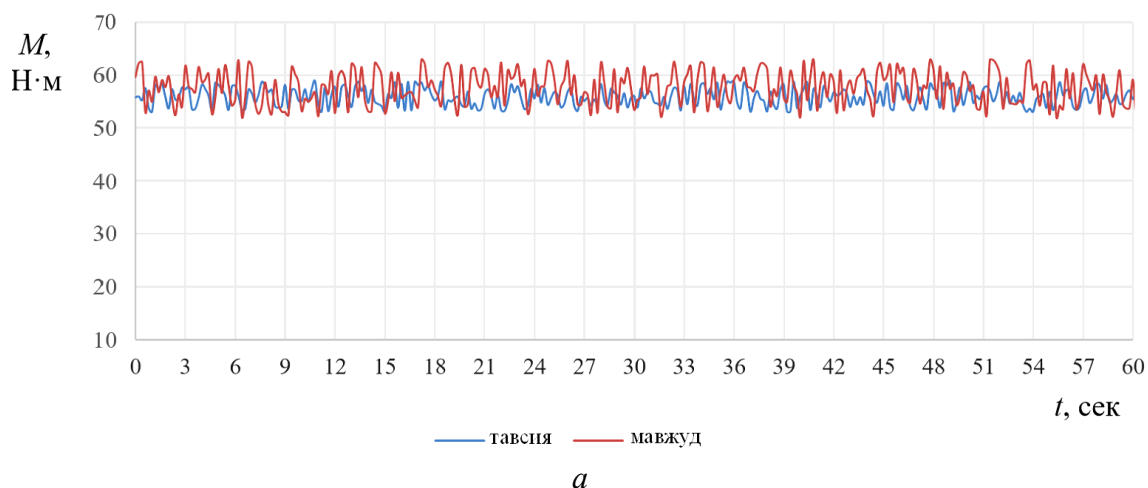
Диссертациянинг «Тавсия қилинган ресурстежамкор занжирли узатмаларнинг конструкциялари тажрибавий тадқиқотлари» деб номланган бешинчи бобда технологик машиналарнинг юритмалари учун ишлаш муҳити ва юкланиш даражаларини инобатга олган ҳолда бир қатор занжирли узатмаларни янги ресурстежамкор конструкциялари тажрибавий нусхаларидаги тадқиқотлар натижалари келтирилган.

Тажриба синовларини етакланувчи вал айланиш частотаси  $180, 216, 270$  айл/мин, технологик қаршилик эса мос равишда  $50, 60, 70$  Нм бўлган ҳолларида 3 турдаги таркибли (В – 14 МБС, В – 14 ДМБС, ТМКЩ – С 1009) ва мавжуд занжирли узатмаларда тажриба синовлари ўтказилди. Параллел тарзда етакловчи валдаги буровчи момент, айланма тезлигининг қийматлари олинди.

Олинган осцилограммаларда таркибли роликдаги втулкалар мос равишда В – 14ДМБС ва ТМКЩ – С 1009 маркали резиналардан қўлланилган ҳоллар учун юкланиш қонуниятлари келтирилган. Олинган осцилограммалар таҳлили шуни кўрсатмоқдаки, таркибли роликлардаги втулка юмшоқ резиналардан (В – 14МБС ва В – 14ДМБС) тайёрланганда етакловчи валдаги юкланиш, яъни буровчи моментларнинг қиймати  $(50 \div 52)$ Нм дан ошмаслигини кўришимиз мумкин (12-расм). Лекин айланма биқирлиги юқори бўлган резина маркасидан тайёрланган занжирнинг таркибли ролик втулкаси ишлатилганда узатманинг етакловчи валидаги юкланиш (буровчи момент) қийматлари анча ортади ва ўртача қийматлари  $(55 \div 57)$ Нм гача етади. Бунинг асосий сабаби занжир таркибий ролиги юлдузчалар билан таъсирлашганда улардаги ишқаланишнинг бир мунча ортишидир.

Графиклар таҳлилига кўра юкланиш  $46$  Нм гача ортганда,  $\Delta M$  қийматлари мавжуд занжирли узатмада тавсия қилинган узатмага нисбатан  $2$  Нм кўпроқ бўлади. Бунда тавсия қилинган занжирли узатмада етакловчи валдаги буровчи моментнинг тебраниш қамрови  $4,2$  Нм дан  $7,12$  Нм гача

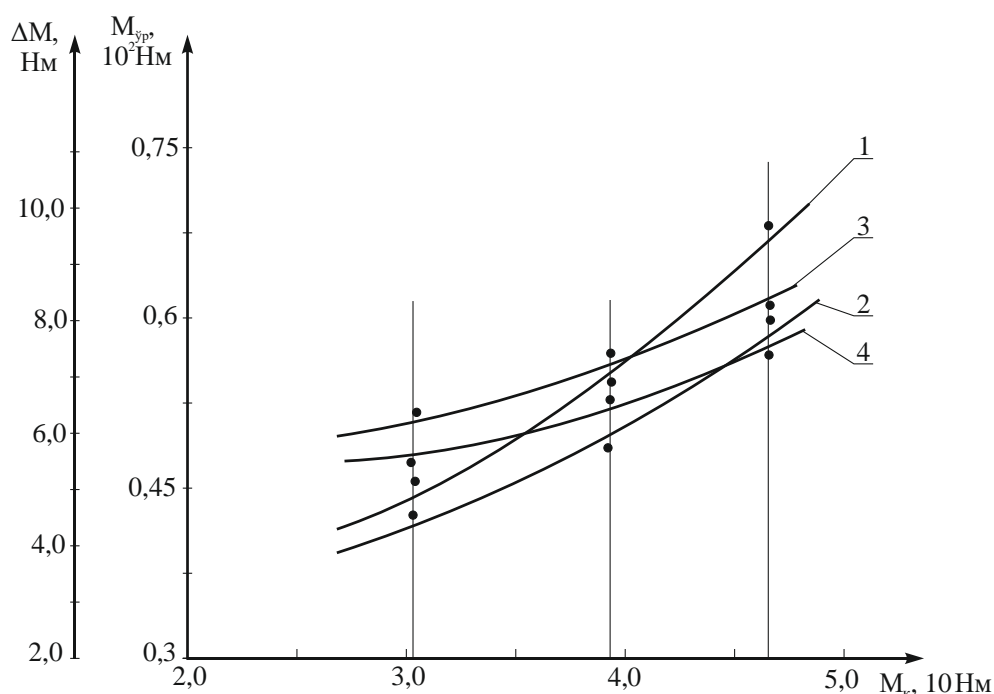
ночизикли қонуниятда ортиб боради, мавжуд узатмада эса,  $\Delta M$  қийматлари 9,34 Нм гача етади.



*a*-  $n_1 = 312$  айл/мин,  $M_k = 55$  Нм; *б*-  $n_1 = 468$  айл/мин,  $M_k = 38,5$  Нм

**12-расм. Занжирли узатмаларни етакловчи валидаги буровчи моментларини ўзгариш қонуниятлари турли технологик юкланишларда ва таркибли ролик втулкаси ТМКШ – С1009 маркали резинадан бўлган ҳолат учун олинган осциллограммалар**

Мос равишда  $M_{\text{ўр}}$  қийматлари ҳам мавжуд узатмада юкланиш 46Нм бўлганда  $0,61 \cdot 10^2$  Нм гача етади, тавсия қилинган вариантда бўлса, етакловчи валдаги буровчи момент қийматлари  $0,573 \cdot 10^2$  Нм гача ортади холос. Яъни ўртача фарқ 10 Нм гача бориши аниқланди (13-расм. 3,4-графиклар). Бунда мавжуд занжирли узатмага нисбатан буровчи момент қийматлари (7,0 ÷ 9,0)% гача камроқ бўлиши аниқланди. Демак, тавсия қилинган занжирли узатма етакловчи валидаги буровчи момент қийматлари ва унинг тебраниш қамровини камайтириш учун занжирнинг таркибли ролиги втулкасини В – 14ДМБС маркали резинадан тайёрлаш тавсия этилади. Графиклар таҳлилига асосан занжирнинг таркибли ролиги айланма бикирлик коэффициентини  $0,8 \cdot 10^2$  Нм/рад дан  $1,79 \cdot 10^2$  Нм/рад гача ортганида етакловчи вал ўртача бурчак тезлиги  $M_k = 45$  Нм бўлганида  $0,2 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$  дан  $0,05 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$  гача камаяр экан.

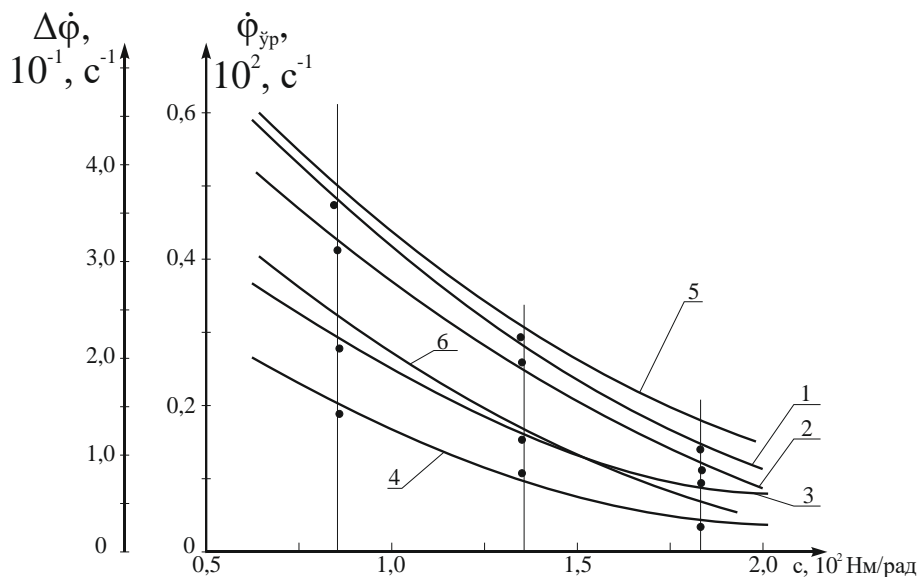


1,2 –  $\Delta M = f(M_k)$ ; 3,4 –  $M_{\text{yp}} = f(M_k)$ ; 1,3 –  $n = 312$  айл/мин;  
2,4 –  $n = 468$  айл/мин.

**13-расм. Занжирли узатма етакланувчи валидаги буровчи момент ва уни тебраниш қамровини технологик қаршиликни ўзгаришига боғлиқлик графиклари. Бунда занжир таркибли ролигидаги втулка В – 14ДМБС маркали резинадан тайёрланган**

Технологик қаршилик 29 Нм бўлганда  $\dot{\phi}$  нинг камайиши  $0,145 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$  гача этади ( $\dot{\phi}$  номинал қиймати  $0,188 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$ ). Мос равишда бурчак тезлик тебраниш қамрови  $M_k = 45 \text{Нм}$  бўлганида  $3,65 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$  дан  $1,32 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$  гача камайса, қаршилик 29 Нм гача камайганда  $\Delta\dot{\phi}$  ни камайиши  $1,1 \cdot 10^{-1} \text{с}^{-1}$  гача этади. Бунда етакловчи вал бурчак тезлигининг тебраниш қамровини максимал камайтириш учун номинал технологик қаршиликда занжирнинг таркибли ролиги резинали втулкаси айланма бикирлиги  $(1,5 \div 1,65) \cdot 10^2 \text{Нм/рад}$  оралиғида бўлиши тавсия қилинади. Тадқиқотларни муҳим жиҳати шундан иборатки, олинган тажрибавий ва назарий натижалар қанчалик ўзаро мос қолишидадир. Олинган 14-расмда назарий ва тажрибавий қийматлар солиштирилганда, уларнинг максимал фарқи, яъни етакловчи вал бурчак тезлиги тебраниш қамрови қийматлари фарқи  $(8,0 \div 9,0)\%$ ни ташкил этади.

Тавсия қилинган таркибли роликли бўлган занжир узатмада қўлланилган механизмда шовқинни кескин камайиши кузатилди. Жумладан,  $n = 460$  айл/мин бўлганда мавжуд узатмада шовқинни ўртача қиймати 58Дбни ташкил этиб, тебраниш 3,1 Дб гача боради. Тавсия қилинган занжирли узатмада шовқин ўртача 46,1 Дб ни ташкил этиб, тебраниш қамрови, 2,0Дб ташкил этади. Тавсия этилган занжирли узатманинг занжиридаги таркибли ролиги резинали втулкалар қўлланилганда шовқинни қийматлари мавжуд занжирли узатмага нисбатан  $(1,2 \div 1,5)$  мартагача камайганлиги аниқланди.



1,2 –  $\Delta\phi = f(c)$ ; 3,4 –  $\varphi = f(c)$ ; 1,3 –  $M_{\kappa} = 45\text{Нм}$ ; 2,4 –  $M_{\kappa} = 28\text{Нм}$ ;

1,2,3,4 – тажриба графиклари, 5,6 – назарий графиклари

**14-расм. Занжирли узатма етакловчи вали бурчак тезлиги ва унинг тебраниш камровининг ўзгаришини занжир таркибли ролиги втулкаси бикирлик коэффицентларига боғлиқлик графиклари**

Тажрибавий усулда етакланувчи юлдузчаси қайишқоқ втулкали бўлган занжирли узатма ерга ишлов берувчи агрегат қўлланилганда, қозикли барабан валидаги буровчи момент ва айланиш частотасини ўзгариш қонуниятлари агрегат иш унуми ва қайишқоқ втулка бикирлигига боғлиқ равишда бўлиши аниқланди. Қозикли барабан валидаги буровчи момент тебраниш оралиғининг қайишқоқ втулка бикирлигига ва иш унумига боғлиқлик графиклари қурилди. Бунда, қайишқоқ втулка бикирлигининг ортиши, буровчи момент тебраниш оралиғининг чизиксиз қонуниятда камайиши аниқланди. Қайишқоқ втулкани уч хил марқадаги резинадан тайёрлаб, уларнинг қозикли барабан буровчи моменти ва бурчак тезлигининг тебранишларига таъсири қиёсий ўрганилди. Агрегат иш унуми (10 ÷ 30)кг/с бўлганда, етакланувчи юлдузча қайишқоқ втулкаси бикирлик коэффиценти 160Нм/рад бўлган 7В – 14МБС маркали резинадан тайёрлаш тавсия этилади. Қозикли барабан валидаги буровчи момент ва бурчак тезликларни тебраниш оралиқларини назарий ва тажрибавий натижаларини ўзаро мослиги (фарқ 10 ÷ 12%) аниқланди. Гармоник анализ усулидан фойдаланиб, қозикли барабан валидаги момент қийматлари, гармоникалари аниқланди. Кесакни майдалашдаги қаршилик моментининг математик ифодаси тавсия этилди. Тавсия этилган таркибли етакланувчи юлдузчасида қайишқоқ втулкаси бўлган занжирли узатма кесакни майдалаш агрегатида лаборатория шароитида синаб кўрилди. Синов натижаларига асосан тавсия этилган занжирли узатма кесакни майдалаш сифати ва иш унумининг ортишига олиб келиши аниқланди. Кесакни майдалаш агрегатида етакланувчи юлдузчаси қайишқоқ (резина) втулкали занжирли узатма қўлланилганда мавжуд узатма ишлатилган ҳолга нисбатан самарадорлик 10 – 15 фоизга ортди.

Диссертациянинг «Тавсия қилинган занжирли узатмаларнинг технологик машиналар узатмаларида қўллаш бўйича синов натижалари ва иқтисодий самарадорлиги» деб номланган олтинчи бобида ерга экиш олдидан ишлов берувчи агрегат юритмасида, ўсимликлардан ёғ ишлаб чиқариш технологик машиналари юритмаларида ҳамда момиқни ташувчи винтли конвейерда тавсия қилинган занжирли узатмаларни қўллаш асосида амалга оширилган ишлаб чиқариш синов натижалари келтирилган.

Ерга ишлов берувчи комбинациялашган агрегатга таклиф этилаётган занжирли узатмалар қўлланилиши натижасида иш сифати ва маҳсулдорлик кўрсаткичлари аниқланган. Синов натижалари таҳлилига асосан қуйидагиларни таъкидлаш мумкин: кесакни майдалаш агрегатида етакланувчи юлдузчаси қайишқоқ (резина) втулкали занжирли узатма қўлланилганда мавжуд узатмани ишлатилган ҳолга нисбатан самарадорлик 10-12% га ортди; кесакни майдалаш кўрсаткичлари юқори бўлди; майдаланган тупроқ (кесак) фракцияларининг асосий 83,4% қисмининг ўлчами 10мм дан кичик, қолган 16,6% қисми эса 50мм дан кичик бўлган ташкил этувчилардан иборат; илдизи бўлмаган участкаларда кесакнинг майдаланиши юқори, яъни 85,4% фракция 10мм дан кичик қисмдан иборат бўлди.

Линтерлаш машиналарига бункердаги чигитни меъёрида таъминлаб берувчи барабан юритмаси, редлер конвейери, тостер ва экстрактор герметик шнеглари юритмаларида занжир таркибида резина втулкали роликлар қўлланилганда қиёсий ишлаб чиқариш синовлари ўтказилди.

Синов натижаларига асосан, мавжуд занжирли узатма ресурси 1,0 бўлса тавсия этилган қайишқоқ элементли занжирли узатма иш ресурси 1,25 га, яъни 25% га ортиши, мавжуд занжирли узатмада занжир бўлагининг нисбий узайиши 2,5% бўлса, тавсия қилинган занжирли узатмада занжир бўлагининг нисбий узайиши 1,2% ни ташкил этиши, занжир ролиги ейилиш тезлиги тавсия қилинган занжирли узатмада мавжуд узатмага нисбатан 2,5 баробар кам бўлиши аниқланди.

Момиқни ташувчи ва тозаловчи винтли конвейерда тавсия қилинган занжирли узатма қўлланилганда мавжуд конструкцияга нисбатан момиқ таркибидаги турли хилдаги ифлослик миқдорининг камайганлиги, ташиш жараёнидаги тозалаш самарадорлиги эса момиқ сортларига қараб 5,75% дан 10,54% га ошганлигини кўрсатди, конвейер ресурси 25% га ортди, занжир ролиги ейилиши 2,3 марта камайди, шовқин 2 марта камайди.

Умумий йиллик иқтисодий самарадорлик 508,700 минг сўмни ташкил этди.

## ХУЛОСА

«Технологик машиналарнинг қайишқоқ элементли занжирли узатмалари конструкцияларини ва ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш» мавзусидаги докторлик диссертацияси бўйича олиб борилган тадқиқот натижалари асосида қуйидаги хулосалар тақдим этилди:



1. Тадқиқот натижалари асосида, тупроққа ишлов берувчи агрегат узатиш механизмида, момиқни ташиш-тозалаш винтли конвейери, линтер машинасининг винтли конвейери, редлер конвейери, тостер ва экстракторга маҳсулотни узатувчи конвейерлар юритмаларида ишлатиладиган мавжуд занжирли узатмалар ўрнига қайишқоқ элементли занжирли узатмаларнинг самарали, ресурстежамкор янги конструкциялари ишлаб чиқилди.

2. Узатма занжири таркибли ролигининг қайишқоқ элементи ва тарангловчи ролик қайишқоқ втулкаси бикирлигини, роликнинг хусусий тебранишлар частотаси ҳамда амплитудасини ҳисоблаш формулалари олинган. Натижада занжирнинг тебранишлари  $2,0 \div 3,0$  мм дан ошмаслиги шартдан келиб чиқиб, узатманинг параметрлари:  $f_u = 0,1 \div 0,13$ ;  $\varphi_3 = 0,3 \div 0,45$  рад;  $r_3 = (2,5 \div 4,0) \cdot 10^{-2}$  м бўлиши аниқланган.

3. Занжирли узатманинг таранглаш ролиги билан таъсирлашувчи занжир қисми кўндаланг тебранишларини ифодаловчи дифференциал тенгламанинг сонли ечими асосида занжирнинг тебраниш қонуниятлари олинди. Занжир кўндаланг тебраниши, тезлиги ва тезланишларини таранглаш ролиги бурчак тезлигининг турли қийматларида вақтга нисбатан ўзгариш қонуниятлари олинди. Бунда таркибли етакланувчи юлдузча қайишқоқ элементининг ўқларини бирлаштирувчи ўқ бўйлаб деформацияси  $2 \div 3$  мм дан ошмаслиги учун, юлдузча радиуси  $r_3 = (5,5 \div 6,5) \cdot 10^{-2}$  м оралиғида бикирлик коэффиценти  $(3,2 \div 5,4) \cdot 10^5$  Н/м га тенг бўлиши кераклиги аниқланди.

4. Тавсия қилинган занжирли узатмада мавжуд занжирли узатмага нисбатан буровчи момент қийматлари  $(7,0 \div 9,0)\%$  гача камроқ бўлиши аниқланди. Бунинг учун занжирнинг таркибли ролиги қайишқоқ втулкасини В-14ДМБС маркали резинадан тайёрлаш тавсия этилди.

5. Етакловчи вал бурчак тезлигининг тебраниш қамровини максимал камайтириш учун номинал технологик қаршиликда занжирнинг таркибли ролиги резинали втулкасининг айланма бикирлиги  $(1,5 \div 1,65) \cdot 10^2$  Нм/рад оралиғида бўлиши тавсия қилинди.

6. Тавсия қилинган занжирли узатмани назарий ва тажрибавий қийматлари солиштирилганда, уларнинг яъни, етакловчи вал бурчак тезлиги тебраниш қамрови қийматлари фарқи  $(8,0 \div 9,0)\%$  ни ташкил этди. Занжирли узатмаларда қайишқоқ резинали элементлар қўлланилганда шовқин мавжуд занжирли узатмаларга нисбатан  $(1,2 \div 1,5)$  мартагача камайганлиги аниқланди.

7. Таклиф этилаётган занжирли узатмани редлер конвейерида қўлланилганда тўлиқ омилли тажрибалар натижасига асосан етакловчи валнинг айланишлар сони номинал қиймати 30 айл/мин эканлигини инобатга олиб, қайишқоқ втулка бикирлигини 450 Нм/рад қилиб олиш ва технологик қаршилик қиймати  $28 \div 30$  Нм оралиқда бўлиши тавсия этилади.

8. Таклиф этилаётган занжирли узатма ерга экиш олдида ишлов берувчи агрегатда қўлланилганда тупроқни майдаланиши 8,8% га ортиши ҳисобига ҳосилдорликни 4-5% га кўпайиши аниқланган.

9. Бункердаги чигитни линтерлаш машиналарига тақсимлаб берувчи барабан юритмаси, редлер конвейери, экстрактор ва тостерга мисцеллани

узатувчи герметик шнеklarнинг юритмаларида қайишқоқ элементли занжирли узатма қўлланилганда, ташиш жараёнидаги тозалаш самарадорлиги момиқ сортларига қараб 5,75% дан 10,54% га ошганлигини кўрсатди, конвейер ресурси 25% га ортди, занжир ролиги ейилиши 2,3 марта камайди, шовқин 2 марта камайди.

10. Чигитни линтерлаш машиналарига тақсимлаб берувчи барабан юритмаси, редлерли конвейер, мисцеллани тостерга узатувчи ва экстракторга маҳсулот узатувчи герметик шнеklarнинг юритмаларида янги ресурстежамкор таркибли роликли занжирли узатма конструкциясини амалда татбиқ этишдан олинадиган йиллик иқтисодий самарадорлик 508,700 млн сўмни ташкил этди. Бир вақтни ўзида ташиш билан бирга тозалаш имконини берувчи конвейер юритмасидаги таркибли роликли занжирли узатмаси бўлган винтли конвейернинг йиллик иқтисодий самараси 11,543 млн сўмни ташкил этди.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ  
СТЕПЕНИ ДОКТОРА НАУК (DSc), ОРГАНИЗОВАННЫЙ НА ОСНОВЕ  
НАУЧНОГО СОВЕТА PhD. 03/30.12.2019.Т.90.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ  
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ ИНЖЕНЕРНО-  
СТРОИТЕЛЬНОМ ИНСТИТУТЕ**

---

**НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
ИНСТИТУТ**

**МАМАХОНОВ АЪЗАМ АБДУМАЖИТОВИЧ**

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА  
ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**05.02.02 –Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин**

**АВТОРЕФЕРАТ ДОКТОРСКОЙ (DSc) ДИССЕРТАЦИИ  
ПО ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

**Тема докторской диссертации зарегистрирована за B2020.4.DSc/T398 в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан.**

Диссертация выполнена в Наманганском инженерно-технологическом институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице научного совета по адресу [www.nammqi.info@edu.uz](mailto:www.nammqi.info@edu.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNET» ([www.ziyo.net](http://www.ziyo.net)).

Научный консультант:	<b>Джураев Анвар Джураевич</b> доктор технических наук, профессор
Официальные оппоненты:	<b>Алимухамедов Шавкат Пирмухаммедович</b> доктор технических наук, профессор <b>Эргашев Алимкул</b> доктор технических наук, профессор <b>Кенжабоев Шукуржон Шарипович</b> доктор технических наук, доцент
Ведущая организация:	<b>Институт механики и сейсмостойкости сооружений</b>

Защита диссертации состоится «27» 08 2021 года в 14<sup>00</sup> на заседании научного совета PhD. 03/30.12.2019.т.90.01 при Наманганском инженерно-строительном институте. Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова 12, тел. / Факс: (+99869) 234-15-23 / 234-15-23, e-mail: [www.nammqi.info@edu.uz](mailto:www.nammqi.info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-строительного института (зарегистрирована за №187/18). Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова 12, тел. (+99869) 234-15-23

Автореферат диссертации разослан «10» 08 2021 года.  
(реестр протокола рассылки № 17 от «23» 08 2021 года)



**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 научном совете  
по присуждению ученой степени, д.т.н., доцент

## Введение (аннотация докторской диссертации)

**Актуальность и востребованность темы диссертации.** На сегодняшний день создание ресурсосберегающих, высокоэффективных и высокопроизводительных автоматизированных типов машин и механизмов для производства качественной продукции и их постоянное совершенствование являются приоритетом во всех отраслях мирового машиностроения. «Учитывая тот факт, что во всем мире рабочие части технологических машин выходят из строя в основном из-за износа, есть возможность сэкономить много энергии за счет снижения трения и износа на 10-15%»<sup>1</sup>, то одна из важных задач - разработка цепных механизмов, способных эффективно работать при выполнении различных технологических процессов, устранение шума и вибрации, а также создание методик их расчета. Поэтому большое внимание уделяется широкому использованию гибких цепных механизмов с низким энергопотреблением, высоким КПД и гашением вибрации в работе различных технологических машин.

Стремительное развитие машиностроения в мире требует создания ресурсосберегающих типов цепных передач с широким диапазоном кинематических и динамических возможностей, а также исследований, направленных на разработку фундаментальных основ их расчета. В этом направлении, актуальным является проведение целевых научных исследований по развитию вычислительных методов особенно в цепных механизмах для снижения трения, износа, шума и вибрации, включая создание конструкций цепных передач с композитным роликом с упругими элементами с изменяемыми параметрами, адаптированных к технологическому процессу, применяемому в различных технологических машинах в масложировой промышленности, обосновать их технологический процесс работы.

В нашей республике проведен широкий комплекс мероприятий по интенсивному развитию машиностроения, глубоким фундаментальным и практическим исследованиям по созданию конструкций новых типов ресурсосберегающих машин и механизмов, в том числе особое внимание уделяется разработке новых ресурсосберегающих конструкций цепных передач с широким спектром эффективных, кинематических и динамических возможностей для обслуживания технологических машин в масложировой промышленности. В стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017-2021 годы, в частности, «...укрепление макроэкономической стабильности и поддержание высоких темпов экономического роста, повышение конкурентоспособности национальной экономики ... определены такие задачи, как" сокращение потребления энергии и ресурсов в экономике, широкое внедрение энергосберегающих технологий в производство»<sup>2</sup>. Для выполнения этих приоритетов, одной из важных задач

---

<sup>2</sup> Указ Президента Республики Узбекистан от 7 февраля 2017 года № ПФ-4947 «О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан».

является обеспечение энерго и ресурсо-эффективности технологических машин в масложировой промышленности, разработка научно-технических решений и создание фундаментальной основы для создания новых перспективных конструкций цепных передач с составными упругими элементами для передаточных механизмов.

Данное диссертационное исследование в определенной степени послужит реализации задач, поставленных в Указе Президента Республики Узбекистан № УП-4947 «О Стратегии дальнейшего развития Республики Узбекистан» от 7 февраля 2017 г, № ПП-3484 «О мерах по ускоренному развитию масложировой отрасли» от 19 января 2018 г, № ПП-3682 «О мерах по дальнейшему совершенствованию системы практического внедрения инновационных идей, технологий и проектов» от 27 апреля 2018 г, и № ПП-4118 «О дополнительных мерах по дальнейшему развитию масложировой отрасли и внедрению рыночных механизмов управления отраслью» от 16 января 2019 г. и других нормативных актов относящихся к этой деятельности.

**Соответствие исследования с приоритетными направлениями развития науки и технологий республики.** Настоящая исследовательская работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки и технологий республики II. «Энергетика, энергия и энергосбережение».

**Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации<sup>3</sup>.** Исследователями ведущих мировых научных центров и высших учебных заведений проводится комплексная научно-исследовательская работа по созданию новых видов механизмов и машин, повышению эффективности цепных передач и разработке методов их структурного, кинематического и динамического расчета, в том числе Louisiana State University, University of Michigan, Pennsylvania State University, University of Texas, Chalmers University of Technology (США), Kyushu Institute of technology (Япония), Technical University of Denmark (Дания), Instituto Superior tecnico (Португалия), University of Strathclyde (Великобритания), Институт механики Леобен (Австрия), Beijing Jiaotong University (Китай), Korea Institute of Industrial Technology (Корея), Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия, Кубанский государственный технологический университет, Всероссийский научно-исследовательский институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (Россия).

Многочисленные научные исследования цепных передач под руководством Р.А. Моррисона, С. Махалингема, М. Окоши и Дж. Бойлтона были сосредоточены на кинематическом и динамическом анализе передачи на основе многоугольного положения роликковой цепи вокруг звездочки. Под руководством Jorge A.C. Ambrósio были проведены исследования по снижению динамических нагрузок на цепной привод за счет улучшения рабочего профиля зуба звездочки (Лиссабонский университет). Группа ученых

---

<sup>3</sup> <http://dissertation.ru>; <https://deepblue.lib.umich.edu>; <https://www.nitrochain.com>; <https://www.amazon.com/Mechanics-roller-chain-drive>; <https://www.sciencedirect.com>; <https://benthamopen.com>; <https://stumejournals.com>; <http://www.dissercat.com>; <https://backend.orbit.dtu.dk>; <https://journals.sagepub.com/>; и из других источников.

под руководством Нао-Аки Нода предположила, что усталостное повреждение цепи цепного привода в основном связано с тремя важными факторами: процессом сборки цепи (сжатие втулки), статическим удлинением пластин и процессом сцепления звездочки с цепью. (Технологический институт Кюсю, Япония). Под руководством Роберто Палазетти выполнены работы по высокими смазочными материалами и продлением ресурса цепных передач (University of Strathclyde, Бьюк Британия). Авторство Маркуса Гриншгля доказало, что можно улучшить динамические возможности трансмиссии, моделируя структурные элементы цепи с высокой точностью (3D) (Институт механики Леобен, Австрия). Джеймс С. Конвел и Дж. Э. Джонсон разработали стандартизированные дизайны конструкций для улучшения конструкции приводов роликовых цепей со специальными втулками и приведения их в соответствие с принципами работы технологических машин (Государственный университет Луизианы и Мичиганский университет, США). Ученые Пекинского университета Цзяотун изучили влияние износа зубьев цепного ролика и звездочки на увеличение значений вибрации, возникающей по длине цепи в случаях, когда диапазон передаваемых валов велик (Пекинский университет Цзяотун, Китай). Проведены обширные исследования по совершенствованию возможности перегрузки роликовых цепных передач российскими учеными, повышение эффективности цепных передач конструктивными и технологическими методами, вопросы анализа и синтеза приводов роликовых цепей, методов исследования и оценки технического состояния цепных приводов, вал внутреннего сцепления ролика. (Азово - Черноморская государственная агро-инженерная академия, Кубанский государственный технологический университет, Всероссийский научно - исследовательский институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка). В стране проводятся обширные исследования с целью разработки эффективных ресурсосберегающих конструкций цепных приводов для использования в технологических машинах и изучения их кинематических и динамических возможностей (Институт механики и сейсмостойкости сооружений, Ташкентский государственный технический университет, Ташкентский институт текстильной легкой промышленности, Наманганский инженерно-технологический институт, Ташкентский институт легкой текстильной промышленности, Наманганском инженерно-строительном институте, Наманганский инженерно-технологический институт).

**Степень изученности проблемы.** Ученые всего мира провели ряд исследований по созданию высокопроизводительных механизмов и конструкций машин, обеспечивающих необходимые кинематические и динамические законы движения, изучили теоретические основы, разработали оптимальные вычислительные методы, получили необходимые законы движения, создали энергосберегающие и ресурсосберегающие технологические устройства.

Ученые Jon Juel Thomsen ва Niels Fuglede, Li-Qun Chen, R.A.Morrison ва Robert G.Parker, R.C.Binder провели исследования, по изучению проблемы

современной конструкции приводов роликовых цепей. Обнаружили, что высокая точность может быть достигнута путем изучения цепного привода как четырехзвенного механизма в кинематическом и динамическом моделировании. В результате исследования было изучено, соответствует ли изменение значений скорости и ускорения, вызванное сцеплением цепи с звёздочкой в конструкции цепных роликовых трансмиссий, параметрам трансмиссии. Однако, согласно динамическому анализу роликовых цепей, представлены методы разработки новых моделей цепей. Были разработаны основы метода математического анализа для изучения кинематических и динамических возможностей цепных передач.

Исследователи из стран СНГ провели обширные исследования по анализу, синтезу и внедрению в производство цепных приводов. Особое внимания заслуживают научные исследования Н.С.Ачеркана, Н.В.Воробьева, Д.Н.Решетова, И.П.Глушенко, И.И.Ивашкова, А.А.Петрик, Г.Б.Столбина, А.А.Готовцева, Г.К.Рябова, С.А.Метилкова, А.В.Пунтуса, С.Б.Бережного, С.А.Дубиняк, П.Н.Учаева, О.И.Остапенко.

Ученые нашей страны Х.Х.Усмонходжаев, А.Джураев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.Ризаев, Дж.Мухамедов, С.З.Юнусов, В.Турдалиев, Ш.Кенжабаев, А.Х.Умурзаков разработали ресурсосберегающие конструкции гибких передач на основе теоретических исследований по кинематике и динамике гибких звеньев, используемых в технологических машинах. Однако эти исследования не проводились по созданию новых ресурсосберегающих конструкций цепных передач, расширению кинематических и динамических возможностей и методов их расчета. Поэтому разработка эффективных ресурсосберегающих конструкций цепных передач, создание методов их кинематического и динамического анализа по обоснованию их параметров, использование в приводах технологических машин является актуальной проблемой.

**Связь темы диссертации с научно-исследовательскими работами высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация.** Диссертационное исследование реализовано в рамках проекта ЁФ-2-3 «Научные основы кинематического и динамического расчета ресурсосберегающих цепных передач с составной звездочкой и с упругим натяжным роликом, в технологических машинах» (2016-2017 гг.), ЁОТ- Атех-2018-93 «Разработка ресурсосберегающей конструкции и расчет параметров цепных передач в приводе технологических машин для производства растительного масла» (2018-2019 гг.) Наманганского инженерно-технологического института.

**Целью исследования** является создание ресурсосберегающих, эффективных конструкций цепных передач с упругими элементами для приводов технологических машин и разработка вычислительных методов, основанных на их кинематическом и динамическом анализе.

**Задачи исследования:**



разработка эффективных конструкций новых цепных передач с упругими элементами для приводов технологических машин;

теоретическое и практическое исследование амплитуды колебаний, статических и динамических колебаний составного ролика с упругими элементами цепи;

разработка динамических и математических моделей агрегатов машин с учетом сопротивления в технологических машинах, механических характеристик двигателей внутреннего сгорания и асинхронных приводов, диссипативно-упругих свойств привода основе численных решений, определение закономерностей движения звеньев цепного привода, обоснование параметров;

создание экспериментальных образцов цепных передач, измерение кинематических и динамических параметров в ведомых и ведущих валах в рабочем режиме;

испытания технологических машин с цепной передачей с упругими элементами в производственных условиях, определение технологических параметров, разработка рекомендаций по их применению в производстве, а также определение экономической эффективности.

**Объектом исследования** является привод барабана для распределения хлопковых семян в бункере к линтерным машинам в масложировой промышленности, приводные конвейеры с цепной передачей, экстракторы и тостеры, комбинированный агрегат для предпосевной обработки почвы и шнековые конвейеры транспортировки линта на заводе по первичной переработке хлопка.

**Предметом исследования** являются конструкции цепных передач, кинематические и динамические параметры, упруго-диссипативные характеристики, математические и динамические модели, аналитические выражения законов движения, построенные графические зависимости параметров и рекомендуемые значения параметров.

**Методы исследования.** В ходе исследования были использованы методы машиностроительных и технологических испытаний машин в области высшей математики, сопротивления материалов, теории машин и механизмов, теории колебаний, динамики машин, обоснования режимов движения рабочих частей для определения нагрузок, колебаний и законов движения в цепи с упругим элементом и в звездочках.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

разработаны формулы для расчета жесткости втулки и передаточного числа передачи в соответствии с шагом зубьев звездочки с учетом крутильной деформации гибкой втулки ролика составной цепи;

установлено, что с увеличением жесткости гибкой втулки составного ролика цепи, его удельная частота колебаний увеличивается по нелинейной закономерности и с уменьшением динамического напряжения;

разработаны формулы для расчета передаточной функции цепной передачи с составной ведомой звездочкой, силы деформации, коэффициента

жесткости и ресурса цепной передачи, на основе которых определено, что расстояние между осями может сохраняться только при увеличении шага зубьев цепи с увеличением значений деформации упругой втулки ведомой звездочки;

на основе численного решения системы уравнений движения агрегата шестимассовой машины с цепной передачей определены закономерности изменения скорости, ускорения и крутящих моментов рабочего органа и ведомой звездочки цепной передачи в зависимости от момента силы внешнего сопротивления;

получены закономерности изменения зависимости крутящего момента на ведомом валу цепной передачи и его размаха колебаний от технологического сопротивления и на их основе разработана методика выбора марки резины для составной роликовой втулки;

обоснованы значения крутильной жесткости резиновой втулки составного ролика цепи при номинальном технологическом сопротивлении позволяющее максимальное снижение размаха колебаний угловой скорости ведущего вала;

при использовании цепной передачи со звездочкой с упругим элементом в почвообрабатывающем агрегате, установлено, что законы изменения крутящего момента и частоты вращения вала барабана зависят от производительности агрегата и жесткости упругой втулки, а размах колебаний крутящего момента уменьшается по нелинейной закономерности.

**Практические результаты исследования** заключаются в следующем:

разработаны ресурсоэффективные конструкции цепных передач с упругими элементами для передаточных механизмов технологических машин;

при использовании цепного привода с ведомой звездочкой с упругим элементом в агрегате предпосевной обработки почвы, уровень измельчения почвы повышается на 25%, урожайность повышается на 4÷5% ;

в результате применения экспериментальных образцов цепных передач в приводе барабанного распределителя в бункере к линтерным машинам, конвейеру редлера, герметичным шнекам питающих мицеллой экстрактор и тостер, по сравнению с существующей конструкцией ресурс привода увеличился на 20%. Так же показано уменьшение количества различных загрязнений, эффективность очистки при транспортировке увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от сорта хлопка, ресурс конвейера увеличился на 25%, износ цепных роликов уменьшился в 2,3 раза, снизился шум в 2,1 раза достигнута высокая экономическая эффективность.

**Достоверность результатов исследования.** Достоверность результатов исследования обосновывается проведением исследований с применением современных методов и средств, адекватностью результатов теоретических и прикладных исследований, положительными результатами испытаний, проведенных на основе конструкций цепных передач и технологических машин разработанных на основе проведенных исследований и внедренных в практику.

### **Научная и практическая значимость результатов исследования.**

Научная значимость результатов исследования заключается в том, что разработаны методы кинематического и динамического анализа цепных передач, содержащих упругие элементы, получены математические модели, закономерности движения валов звездочек, законы колебаний цепи и натяжного ролика, графические зависимости, а также рекомендуемые значения параметров систем. Полученные результаты дополняют теоретические основы методов расчета цепных передач, теории расчета технологических приводов машин, методов расчета цепных передач и теории машин и механизмов.

**Внедрение результатов исследований.** По результатам разработке конструкций и методов расчета цепных передач с упругими элементами технологических машин:

на конструкцию цепной передачи с упругими элементами получены патенты Узбекского агентства интеллектуальной собственности на 3 изобретения. (1. Патент Республики Узбекистан №IAP05745. Цепная передача. Бюлл., №1. 2019 г. 2. Патент Республики Узбекистан №IAP05760. Цепная передача. Бюлл., №2. 2019 г. 3. Патент Республики Узбекистан №IAP06200. Цепная передача. Бюлл., №4. 2020 г.). В результате технологические машины получили возможность увеличить время эксплуатации и надежность передачи движения механизмов, снизить шум в рабочих зонах;

рациональные параметры систем передачи движения внедрены на ООО «Намангантолатекстиль», в Наманганском районе Наманганской области (справка Ассоциации предприятий масложировой промышленности №КС3-214 от 19 февраля 2021 года). В результате количество остановок в технологической системе было сокращено в среднем в 3 раза, увеличен рабочий ресурс привода барабана, конвейера редлера, привода герметичного шнека, передающего мицеллу в тостер и в экстрактор в 1,2 раза;

конструкции цепных передач с составным роликом внедрены на ООО «Намангантолатекстиль», в Наманганском районе Наманганской области (справка ассоциации масложировой промышленности от 19 февраля 2021 года №КС3-214). В результате уровень шума в цепных передачах снизился в 2,1 раза.

**Апробация результатов исследования.** Результаты исследования диссертации были обсуждены на 9 научно-технических конференциях, в том числе 5 международных и 4 Республиканских конференциях.

**Публикация результатов исследования.** Всего по теме диссертации опубликовано 37 научных работ, в том числе 21 научных публикаций, рекомендованных к публикации научных результатов диссертаций ВАК Республики Узбекистан, из которых 6 статей в зарубежных журналах, 5 патентов на полезные модели и 3 патента на изобретение получены от Агентство по интеллектуальной собственности и опубликованы 2 монографии.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 212 страниц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

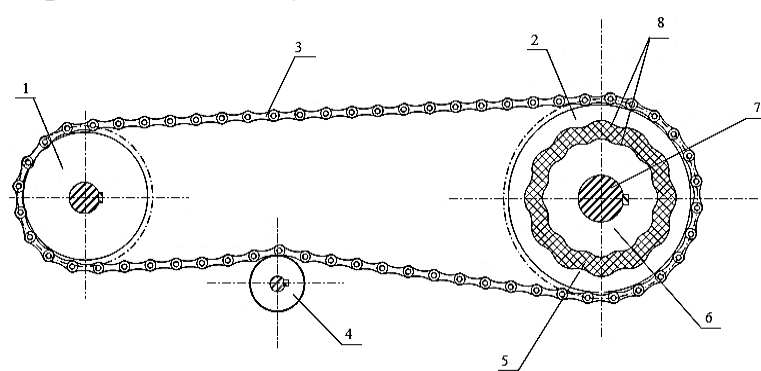
Во введении обоснована актуальность и востребованность темы диссертации, сформулированы цели и задачи исследований, определены объект и предмет исследований, приведено соответствие исследований приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики, изложены научная новизна и практические результаты исследований, обоснована достоверность полученных результатов, изложена их научная и практическая значимость, приведены сведения о внедрении результатов исследований, апробации работы, опубликованность результатов и структуры диссертации.

В первой главе диссертационной работы «Анализ исследований по совершенствованию цепной передачи технологических машин» дан анализ исследований по совершенствованию цепной передачи и разработки методов расчета их параметров. На основе анализа конструктивных особенностей цепных передач разработана новая классификация передачи. Отмечена важность разработки цепных передач с упругими элементами для технологических приводных механизмов, создания методов их расчета.

Во второй главе диссертации, «Разработка эффективных, ресурсосберегающих конструкций цепных передач технологических машин», разработаны новые принципиальные схемы новых цепных передач с упругими элементами с подробным описанием их конструктивных особенностей.

Чтобы обеспечить бесперебойную работу цепной передачи и повысить его долговечность, была рекомендована новая конструкция цепной передачи.

В цепной передаче, представленном на рис.1. вращательное движение передается от ведущей звездочки 1 к ведомой звездочке 2 через цепь 3. Затем

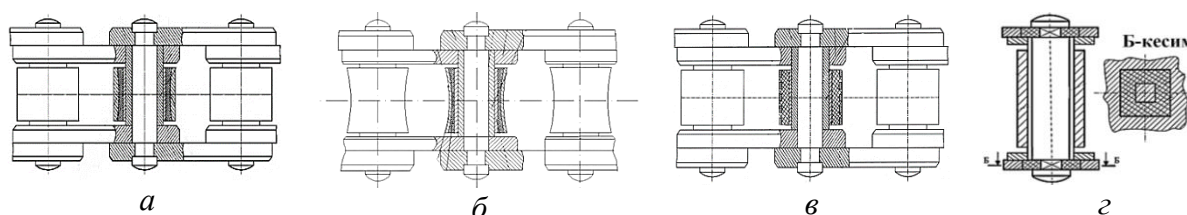


**Рис.1. Схема цепной передачи с ведомой звёздочкой с упругим элементом**

движение передается от ведомой звездочки 2 на вал 7 через резиновую втулку 5 и металлическую втулку 6. Вал 7 передает вращательное движение рабочему органу технологической машины. При этом сложные колебания момента сопротивления в рабочем органе воздействуют на

резиновую втулку 5 через вал 7 и втулку 6. В соответствии с упруго-диссипативными свойствами резиновой втулки 5 сложные колебания момента сопротивления в достаточной мере гасятся, т.е. влияние на звездочку 1 через

звездочку 2 и цепь 3 значительно снижается. На рис. 2. показаны принципиальные схемы цепей с составными роликами с упругими втулками в 4 различных вариантах. Составная роликовая цепь с упругими элементами амортизирует нагрузку, снижает износ роликов, увеличивает срок службы.



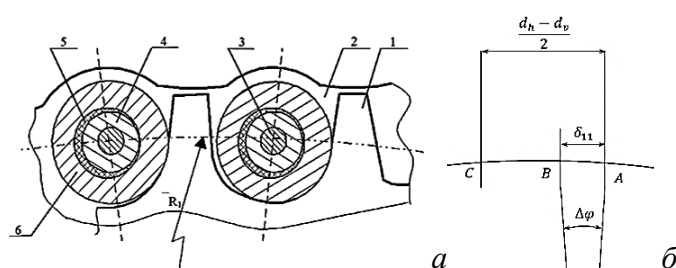
*a*-схема составного ролика с криволинейной поверхностью и с резиновой втулкой; *б*-схема ролика с вогнутой поверхностью и с резиновой втулкой ; *в*-схема металлического кольцевого ролика с резиновой втулкой; *г*-схема части цепи с резиновой опорой оси

**Рис. 2. Схемы рекомендуемых цепей с составными элементами роликов**

В третьей главе диссертации «Методы расчета параметров цепной передачи с упругим элементом» представлены результаты исследований по определению жесткости, амплитуды и частоты колебаний упругого элемента предлагаемой передачи. Также рекомендуются методики расчета параметров составного натяжного ролика с упругим элементом и ведомой звездочки.

На рис. 3 показано состояние деформации упругой втулки составного ролика цепной передачи. В первом и втором зубьях звездочки, находящихся в контакте, значение нагрузки больше, чем в других зубьях, а в последующих зубьях значение нагрузки уменьшается. Рекомендуется, чтобы сумма максимальных значений деформации упругой втулки составного ролика вокруг оси находилась в диапазоне значений шага цепи  $0,15 \div 0,225$ . В этом случае ширина гибкой втулки определяется следующим образом:

$$C_1 = \frac{R_1 \cdot M_{\partial}}{(0,15 \div 0,225)t}; C_2 = \frac{R_2 \cdot M_{\partial}}{(0,15 \div 0,225)t}. \quad (1)$$



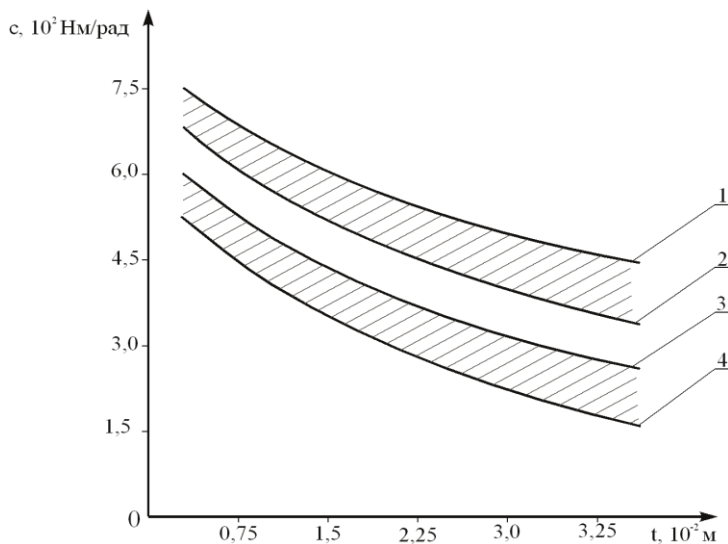
1- звездочка, 2- цепь, 3- ось, 4- втулка, 5- упругая резиновая втулка, 6- кольцеобразная внешняя втулка.

$AC = \frac{d_h - d_v}{2}$  — начальная толщина упругой резиновой втулки;  $\delta_{11} = AB$  — значение деформации упругой втулки, вызванной зубцом звездочки и роликом.

*a* - схема деформации упругой втулки в конструкции ролика в результате сцепления цепи и звездочки; *б* - схема расчета значения деформации упругой втулки в роликовой конструкции

**Рис. 3. Схема цепного сцепления звена составного ролика**

Из графика, показанного на рисунке 4, видно, что увеличение шага зубьев звездочки приводит к уменьшению суммы жесткости вращений упругой втулки в конструкции ролика.



Здесь в 1,2-ведомых звездочках; в 3, 4 ведущих звездочках,  $0,15t$  в состоянии 1,3 ;  $0,225t$  в состоянии 2,4;  $t$ -шаг зуба звездочки

**Рис. 4. Графики изменения суммы жесткости упругих элементов конструкции цепи в зависимости от изменения шага зубьев звездочки**

Поперечные колебания составного ролика создаются путем составления дифференциального уравнения движения, силы инерции к уравнениям статического равновесия:

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + 4\beta^4 w(x,t) + \frac{\rho h}{D} \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = Q_0 \cos pt, \quad (2)$$

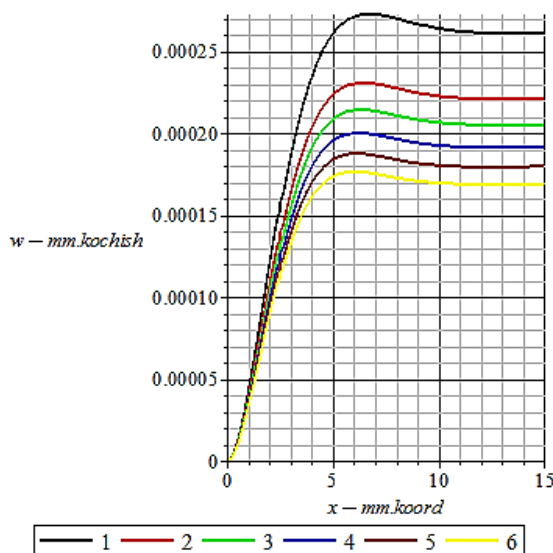
где  $Q_0 = \frac{P_0}{S_c \cdot D}$ ;  $P_0$  — внешняя сила воздействия;  $S_c$  — внешняя поверхность составного ролика;  $p$  — частота колебаний внешней сжимающей силы;  $D$  — цилиндрическая жесткость;  $w = w(x, t)$  — смещение ролика при поперечной гибке;  $t$  — время.

На основе численного решения задачи получена закономерность связывания параметров. Из анализа графиков на рис. 5 можно сделать вывод, что значения поперечного статического смещения уменьшаются с увеличением коэффициента упругости упругого элемента. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению сил трения и вредных ударов, возникающих в паре ролик-втулка, расположенной под роликом. Из анализа графиков (рис.6) можно сделать вывод, что с увеличением коэффициента жесткости  $k$  мы видим, что динамическое смещение  $W_d$  и его амплитуда  $W_{da}$  уменьшаются. Уменьшение динамического смещения  $W_d$  и его амплитудного значения  $W_{da}$  приводит к уменьшению количества вредных воздействий на элементы цепи и, в свою очередь, к замедлению процесса износа.

Если натяжной ролик цепной передачи снабжен резиновой втулкой, его жесткость определяется следующим выражением:

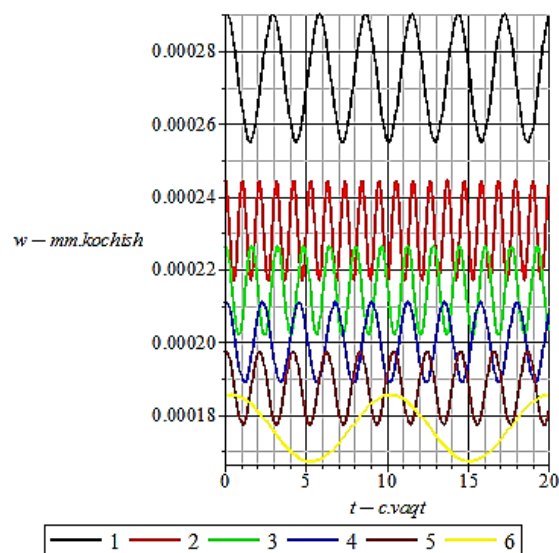
$$c_T = \frac{2}{\delta_m} f_u q r_3 \cos \varphi_3 \sqrt{2 \left[ 1 - \cos 2 \left( \varphi_3 + \frac{4\Delta_3}{l_3} \right) \right]}, \quad (3)$$

где  $\delta_m$  — значение деформации упругой (резиновой) втулки натяжного ролика;  $f_u$  — коэффициент трения цепи с натяжным роликом;  $q$  — вес цепи в единицах длины, Н/м;  $r_3$  — радиус натяжного ролика;  $\varphi_3$  — половина угла покрытия;  $\Delta_3$  — угол наклона (отвисание);  $l_3$  — длина ведомой (свободной) части цепной передачи.



1 –  $k = 0$ ; 2 –  $k = 0,2$ ;  
 3 –  $k = 0,3$ ; 4 –  $k = 0,4$ ;  
 5 –  $k = 0,5$ ; 6 –  $k = 0,6$

**Рис.5.** Поперечное статическое смещение составного ролика  $w(x)$  представляет собой изменение упругого элемента по длине в зависимости от различных коэффициентов  $k$



1 –  $k = 0$ ; 2 –  $k = 0,2$ ;  
 3 –  $k = 0,3$ ; 4 –  $k = 0,4$ ;  
 5 –  $k = 0,5$ ; 6 –  $k = 0,6$

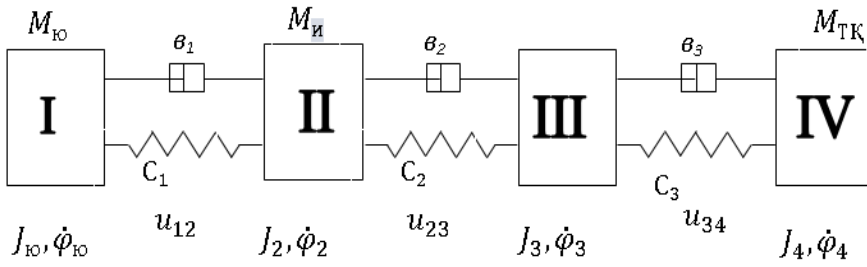
**Рис.6.** Поперечное динамическое смещение составного ролика основано на максимальном статическом значении  $w_{max}$  длины ролика  $W_d(x, t)$  при различных  $k$  – коэффициентах упругого элемента, в зависимости от времени –  $t$

На основе полученных результатов, при увеличении радиуса натяжного ролика с  $2,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $5 \cdot 10^{-3}$  м жесткость увеличивается с  $1,0 \cdot 10^3$  Н/м до  $5,0 \cdot 10^3$  Н/м. Это можно объяснить тем, что с увеличением радиуса натяжного ролика усиливается влияние цепи на упругую втулку, увеличивается ее деформация. Соответственно увеличивается и угол охвата. Как было сказано выше, учитывая, что колебания цепи не превышают  $2,0 \div 3,0$  мм, необходимо увеличить угол охвата, снизить коэффициент трения и подготовить натяжной ролик с малым радиусом. Поэтому важно, чтобы рекомендуемые параметры рассматриваемой цепной передачи принимались в следующем диапазоне:  $f_u = 0,1 \div 0,13$ ;  $\varphi_3 = 0,3 \div 0,45$  рад;  $r_3 = (2,5 \div 4,0) \cdot 10^{-2}$  м.

В четвертой главе диссертации "**Динамический анализ агрегатов технологических машин с цепными передачами с упругим элементом**", приведены результаты динамического анализа машинных агрегатов с упругим цепным приводом, таких как конвейер редлера с цепным приводом для транспортировки жмыха в технологической системе производства масла, распределительный барабан для линтерных машин, предпосевной агрегат обработки почвы с цепной передачей, также машина очистки хлопка с упругим элементом в цепном приводе.

Динамическая модель агрегата барабанной машины распределителя семян хлопчатника с цепной передачей показана на рисунке 7, а математическая модель имеет вид:





**Рис. 7.**  
Динамическая модель, включающая механизм привода подающего барабана

$$\frac{dM_{ю}}{dt} = \psi \left( \omega_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) - \frac{M_{ю}}{T_э}; \quad \frac{d\psi}{dt} T_э = 2M_k - \psi - \left( \omega_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) M_{ю} \cdot T_э;$$

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

$$(J_p + J_M) \frac{d^2\varphi_{ю}}{dt^2} = M_{ю} - C_1(\varphi_{ю} - u_{12}\varphi_2) - \theta_1 \frac{d\varphi_{ю}}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt};$$

$$(J_M + u_{p2}^2 \cdot J_{ред} + u_{p2}^2 \cdot u_{ю2}^2 \cdot J_{ю1}) \frac{d\varphi_2}{dt^2} = u_{12} C_1(\varphi_2 - u_{12}\varphi_2) +$$

$$+ u_{12} \theta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - M_u - C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - \theta_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right);$$

$$J_{ю2} \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} = u_{23} \cdot C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) + u_{23}\theta_3 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - C_3(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) -$$

$$- \theta_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - u_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right);$$

$$(J'_{ю2} + J_6) \frac{d^2\varphi_4}{dt^2} = C_3 U_{34}(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) + u_{34}\theta_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - u_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - M_k, \quad (6)$$

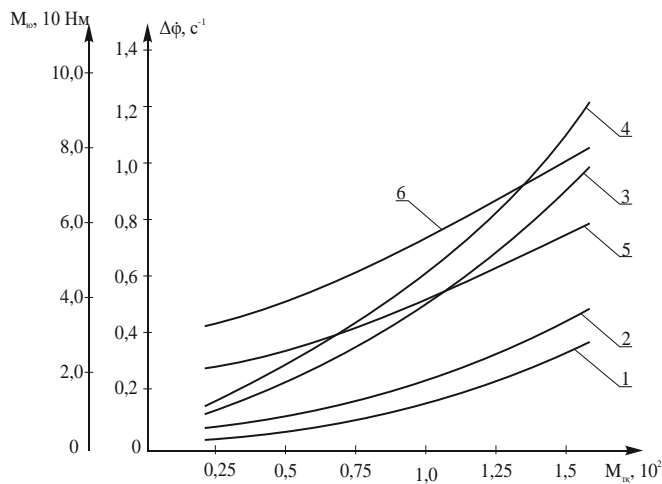
При этом,  $J_p, J_M$  – моменты инерции ведущего ротора и половины муфты;  $J_{ред}, J_{ю1}$  – элементы редуктора и моменты инерции ведомой звездочки;  $J_{ю2}$  – момент инерции внутреннего вала ведущей звездочки;  $J_6$  – момент инерции распределительного барабана;  $\dot{\varphi}_{ю}, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$  – соответственно угловые скорости масс;  $u_{12}, u_{23}, u_{34}$  – передаточные отношения между соответствующими массами;  $C_1, C_2, C_3$  – коэффициенты жесткости вращения упругих элементов;  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – коэффициент диссипаций упругих элементов (муфта, цепная передача, упругий элемент составной ведомой звездочки);  $M_u$  – момент сил трения;  $M_{TK}$  – момент сил технологического сопротивления.

При использовании рекомендованной цепной передачи с составной (роликовым) ведомой звездочкой, этот агрегат будет состоять из 4-массовой системы. Первая масса включает в себя ротор электродвигателя, половину муфты, вторая масса включает вторую половину муфты и элементы редуктора и массу ведущей звездочки цепной передачи, третья масса включает внутреннюю массу ведомой звездочки цепной передачи, четвертая масса включает внешнюю фланцу ведомой звездочки и массу распределительного барабана. На основании анализа полученных законов движения можно отметить, что в устойчивое движение система выходит в среднем за  $0,32 \div 0,35$  с. При этом, если угловая скорость ведущего ротора составляет в среднем  $98,5 \text{ с}^{-1}$ , скорость вала ведущей звезды  $12,1 \text{ с}^{-1}$ , то мы можем увидеть что, угловые скорости вала ведущей звездочки и распределительного барабана



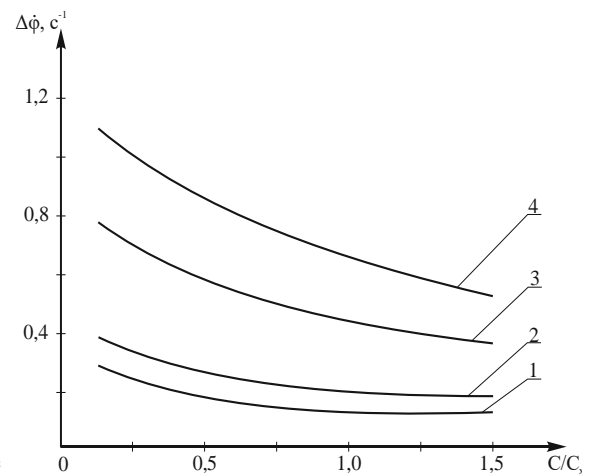
изменяются примерно на  $8,15\text{c}^{-1}$ . Следует отметить, что влияние колебаний угловой скорости распределительного барабана на вал звездочки, как было установлено, в достаточной степени поглощается резиновым амортизатором. Это приводит к уменьшению колебания угловой скорости ведущего ротора.

На рис. 8 показаны угловые скорости распределительного барабана, валов звездочек и двигателя ротора, а также нагрузки на привод в зависимости от технологического сопротивления. В этом случае при увеличении технологического сопротивления от  $0,25 \cdot 10^2\text{Нм}$  до  $1,6 \cdot 10^2\text{Нм}$  крутящий момент на приводном валу увеличивается с  $21,5\text{Н} \cdot \text{м}$  до  $60,5\text{Н} \cdot \text{м}$ , когда момент сил трения составляет  $10,5\text{Н} \cdot \text{м}$ . Если значение  $M_{\text{и}}$  увеличивается до  $15,17\text{Н} \cdot \text{м}$ , значение крутящего момента на валу ротора увеличивается по нелинейному закону до  $7,81 \cdot 10^2\text{Н} \cdot \text{м}$ . Поэтому желательно, чтобы момент сил трения не превышал  $10\text{Н} \cdot \text{м}$ , а также технологическое сопротивление не превышало  $1,25 \cdot 10^2\text{Н} \cdot \text{м}$ . На основе анализа полученных графических зависимостей, при увеличении значения коэффициентов соотношения жесткостей резиновой втулки ведомой звездочки  $C_3/C_{3x}$  с  $0,25$  до  $1,5$ , то значения  $\Delta\phi_4$  уменьшаются с  $1,12\text{c}^{-1}$  до  $0,56\text{c}^{-1}$  (рис.9.). Рекомендуемые значения для обеспечения не превышения  $\Delta\phi$  пределов  $(0,8 \div 1,0)\text{c}^{-1}$  для угловой скорости распределительного барабана, так же для обеспечения равномерной работы приводного вала рекомендуется:  $C_1/C_{1x} = (1,0 \div 1,2)$ ;  $C_2/C_{2x} = (1,2 \div 1,5)$ ;  $C_3/C_{3x} = (0,85 \div 1,0)$ .



- 1 —  $\Delta\phi_{\text{ю}} = f(M_{\text{тк}})$ , 2 —  $\Delta\phi_2 = f(M_{\text{тк}})$ ,  
 3 —  $\Delta\phi_3 = f(M_{\text{тк}})$ , 4 —  $\Delta\phi_4 = f(M_{\text{тк}})$   
 5 —  $M_{\text{и}} = 10,52\text{Нм}$ , 6 —  $M_{\text{и}} = 15,75\text{Нм}$

**Рис. 8. Графические зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей на валах распределительного барабана, звездочек и нагрузки на привод от изменения технологического сопротивления**



- 1 —  $\Delta\phi_{\text{ю}} = f(C/C_x)$ ; 2 —  $\Delta\phi_2 = f(C/C_x)$ ;  
 3 —  $\Delta\phi_3 = f(C/C_x)$ ; 4 —  $\Delta\phi_4 = f(C/C_x)$ ;  
 $M_{\text{тк}} = (110 + 12\sin\omega t)\text{Нм}$

**Рис.9. Графические зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей на валах распределительного барабана, звездочек и на роторе двигателя от изменения коэффициентов жесткости упругих элементов системы**

На основе решенных динамических задач машинного агрегата почвообрабатывающего агрегата из полученных закономерностей видно, что с увеличением момента сопротивления, угловая скорость рабочего барабана уменьшается по нелинейному закону, а величина крутящего момента на валу увеличивается. На основе анализа переменного вращения барабана увеличиваются инерционные силы, позволяющие эффективное измельчение земли. А также, эти колебания увеличивают трение в кинематических парах, изменение сопротивления действующих на привод, препятствуют равномерной работе. Поэтому желательно сохранить эффект в первом случае, и уменьшить нагрузку.

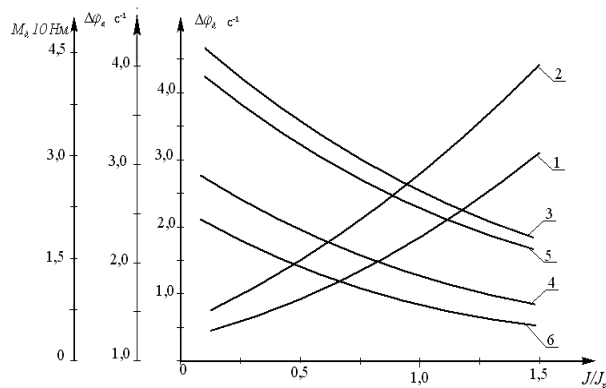
В приводе винтового конвейера для очистки линта использовалось рекомендованная цепная передача. Расчетная схема винтового конвейера принята в виде трехмассовой системы: масса 1-ротор двигателя, состоящий из ведущей звездочки цепной передачи; Масса 2 состоит из опорных масс ведущей звездочки и шестерен редуктора, а также направляющей части муфты; 3-направляющая часть состоит из муфты и винтового вала. Система дифференциальных уравнений движения элементов винтового конвейера имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} M_d &= f(\dot{\varphi}_d); J_d \ddot{\varphi}_d = M_d - v_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} - c_p \Delta \varphi_{dp}, \\ J_{пр} \ddot{\varphi}_{ред} &= u_{dp} (v_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} + c_p \Delta \varphi_{dp}) - v_m \Delta \dot{\varphi}_{mv} - \Delta \varphi_{mv} - M_{иш}, \\ J_{пв} \ddot{\varphi}_v &= u_{pv} (v_m \Delta \dot{\varphi}_{vm} + c_m \Delta \varphi_{vm}) - M_{иш} - M_c; \Delta \varphi_{dp} = \varphi_d - \varphi_{ред} u_{др}, \\ \Delta \varphi_{mv} &= \varphi_{ред} - u_{pv} \varphi_v; M_c = M_1 + M_0 \sin \omega_v t \pm \delta M_1, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $J_d, J_{пр}, J_{пв}$  – моменты инерции, приведенные к валу двигателя, входному валу редуктора и валу винта соответственно;  $c_p, c_m, v_p, v_m$  – коэффициенты жесткости и коэффициенты диссипации цепной передачи и муфты;  $M_1, M_0, \delta M_1$  – составляющие технологической нагрузки транспортируемого и очищаемого хлопка;  $M_{иш}$  – момент сил трения на валу винта;  $M_d$  – крутящий момент двигателя;  $\dot{\varphi}_d$  – угловая скорость ротора двигателя.

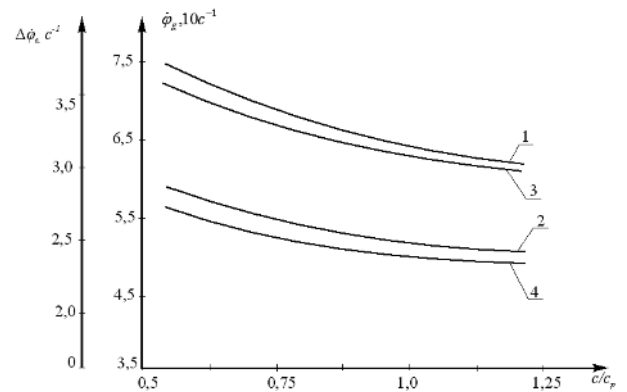
На основе численного решения полученной системы (7) определены законы изменения угловых скоростей и моментов на ведущих и ведомых валах ротора двигателя, винтового конвейера с рекомендованной цепной передачей в зависимости от КПД работы и жесткости цепи. Графики приведены на рисунках 10,11. Как видно из графиков, увеличение  $J_v/J_{dp}$  с 0,25 до 1,5 приводит к увеличению нагрузки на двигатель (рис. 10). В этом случае крутящий момент  $M_c = 47,0$  Нм на валу двигателя увеличивается до 80,9 Нм, а когда момент сопротивления нагрузки увеличивается до 81,0 Нм, крутящий момент на валу двигателя увеличивается до 43,0 Нм. При этом размах колебаний угловой скорости винта уменьшается до  $(1,4 \div 1,6) \text{с}^{-1}$ , чего недостаточно для трения транспортируемого линта. Учитывая экспериментальные данные, рекомендуемыми значениями для обеспечения  $\Delta \dot{\varphi}_v = (2,0 \div 2,5) \text{с}^{-1}$  являются  $J_v/J_{dp} = (0,6 \div 0,8)$ . Увеличение относительной жесткости вращения цепи и муфты с 0,60 до 1,2 приводит к

уменьшению  $\dot{\phi}_d$  с  $73\text{с}^{-1}$  до  $64,8\text{с}^{-1}$  при  $M_c = 45\text{Нм}$  (рис. 11). При этом  $\dot{\phi}_B$  уменьшается до  $23,7\text{с}^{-1}$ . Следует отметить, что увеличение  $C/C_p$  приводит к уравниванию угловых скоростей. Поэтому рекомендуемыми значениями являются  $C/C_p = (0,75 \div 0,85)$ , которые обеспечивают требуемую неравномерность вращения винта с волнообразным профилем.



1,3 –  $M_d = f(J/J_p)$   
 3,5 –  $\Delta\dot{\phi}_d = f(J/J_p)$ ; 4,6 –  $\Delta\dot{\phi}_B = f(J/J_p)$   
 1,5,6 –  $M_c = 47,0\text{Нм}$ ; 2,3,4 –  $M_c = 81,0\text{Нм}$

**Рис. 10.** Графические зависимости изменения значений размаха колебаний угловых скоростей винта и вала двигателя, а также крутящего момента на валу двигателя от изменения соотношений моментов инерций масс системы



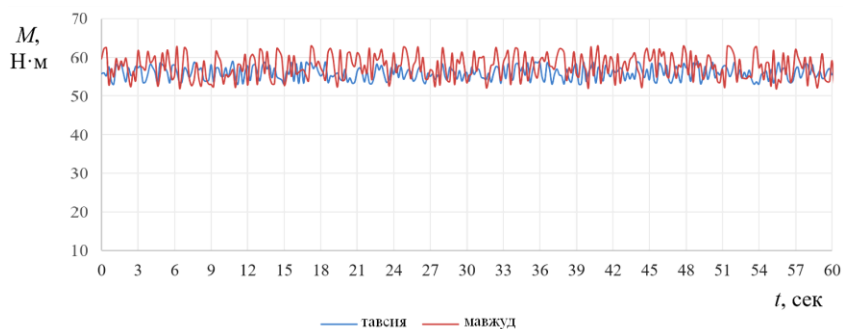
1,3 –  $\dot{\phi}_d = f(C/C_p)$   
 2,4 –  $\dot{\phi}_B = f\left(\frac{C}{C_p}\right)$ ; 1,2 –  $M_c = 45\text{Нм}$ ;  
 3,4 –  $M_c = 60\text{Нм}$

**Рис. 11.** Графические зависимости изменения угловых скоростей и размахов их колебаний на валу винтового конвейера и ротора двигателя машины для транспортировки и очистки линта от изменения соотношений круговых коэффициентов жесткости упругих элементов

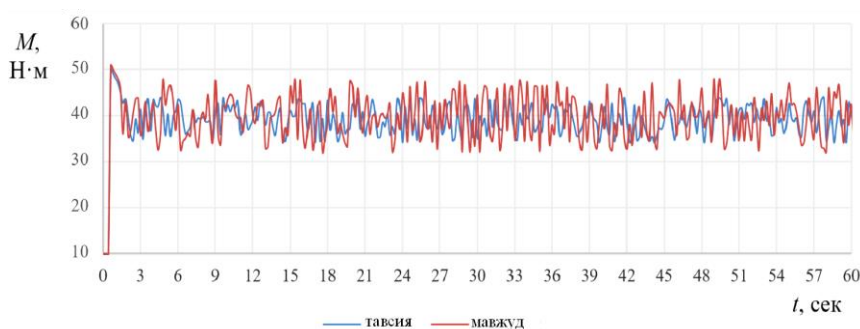
В пятой главе диссертации «**Экспериментальные исследования конструкции предлагаемых ресурсосберегающих цепных передач**» представлены результаты исследований экспериментальных образцов новых ресурсосберегающих конструкций ряда цепных передач с учетом условий эксплуатации и уровня нагрузки для технологических приводов машин.

Экспериментальные исследования проводились на 3 типах составных роликов цепных передач (В – 14 МБС, В – 14 ДМБС, ТМКЩ – С 100) и существующих цепных передачах с частотой вращения ведомого вала 180, 216, 270 об/мин и технологическим сопротивлением 50, 60, 70 Нм соответственно. Параллельно были получены значения скоростей вращения крутящего момента на ведущем валу. На полученных осциллограммах показаны законы изменения нагрузки для случаев, когда втулки составных роликов изготовлены из резины В-14ДМБС и ТМКЩ – С 1009 соответственно. Анализ полученных осциллограмм показывает, что при изготовлении втулки на составных роликах из мягкой резины В-14МБС и В-14ДМБС видно, что нагрузка на ведущий вал, т.е. значение крутящего момента не превышает  $(50 \div 52)\text{Нм}$  (рис. 12). Однако при использовании втулки

составного ролика цепи из резины большой жесткости вращения, значения нагрузки (крутящего момента) на ведущем валу трансмиссии значительно возрастают и средние значения достигают ( $55 \div 57$ ) Н·м.



а



б

- а)  $n_1 = 312$  об/мин,  
 $M_K = 55$  Нм
- б)  $n_1 = 468$  об/мин,  
 $M_K = 38,5$  Нм

Рис. 12.

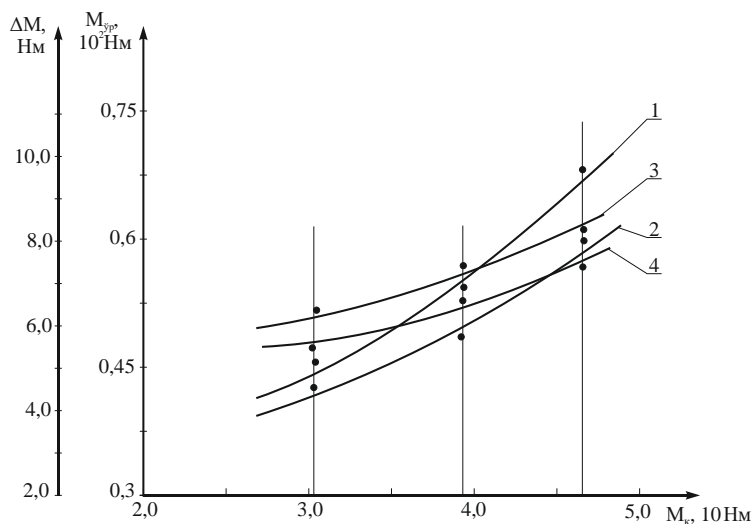
**Оциллограммы, полученные для случая изменения крутящего момента на приводном валу цепной передачи при различных технологических нагрузках и для случая, когда составная втулка ролика изготовлена из резины марки ТМКШ – С1009**

Основная причина этого - небольшое увеличение трения между компонентами цепи при их взаимодействии со звездочками. Согласно анализу графиков, при увеличении нагрузки до 46 Нм, значения  $\Delta M$  в существующей цепной передаче выше на 2 Нм, чем в рекомендованной передаче. При этом в предлагаемой цепной передаче диапазон колебаний крутящего момента на ведущем валу нелинейно увеличивается с 4,2 Нм до 7,12 Нм, а в существующей передаче значения  $\Delta M$  достигают до 9,34 Нм. Соответственно, значения  $M_{\text{ур}}$  также достигают  $0,61 \cdot 10^2$  Нм при нагрузке в существующей передаче 46 Нм, а в предлагаемом варианте значения крутящего момента на ведущем валу увеличиваются только до  $0,573 \cdot 10^2$  Нм. То есть, средняя разница может достигать до 10 Нм (рис. 13, график- 3,4).

При этом, было установлено, что значения крутящего момента меньше до (7,0 ÷ 9,0)% по сравнению с существующей цепной передачей. Поэтому для уменьшения значений крутящего момента и размаха колебаний в ведомом валу предложенной цепной передачи рекомендуется изготавливать втулку составного ролика цепи из резины В-14ДМБС.

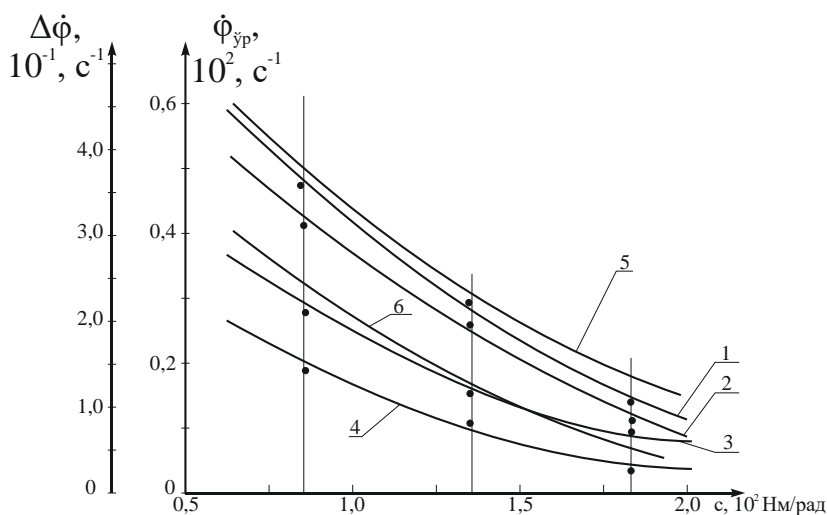
Согласно анализу графиков, при увеличении коэффициента крутящей жесткости составного ролика цепи  $0,8 \cdot 10^2$  Нм/рад до  $1,79 \cdot 10^2$  Нм/рад, когда средняя угловая скорость ведущего вала составляет  $M_K = 45$  Нм, то она уменьшается с  $0,2 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$  до  $0,05 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$  (рис.14). При технологическом сопротивлении 29 Нм уменьшение  $\dot{\phi}$  достигает до

$0,145 \cdot 10^2 \text{c}^{-1}$  (номинальное значение составляет  $\dot{\phi}=0,188 \cdot 10^2 \text{c}^{-1}$ ). Соответственно, когда размах колебаний угловой скорости составляет при  $M_K = 45 \text{Нм}$  уменьшается с  $3,65 \cdot 10^2 \text{c}^{-1}$  до  $1,32 \cdot 10^2 \text{c}^{-1}$ , и когда сопротивление уменьшается до  $29 \text{Нм}$ , то, уменьшение  $\Delta\dot{\phi}$  достигает до  $1,1 \cdot 10^{-1} \text{c}^{-1}$ . В этом случае, чтобы максимально минимизировать размах колебания охват угловой скорости ведущего вала, рекомендуется, чтобы резиновая втулка составного ролика цепи при номинальном технологическом сопротивлении находилась в диапазоне крутящего момента  $(1,5 \div 1,65) \cdot 10^2 \text{Нм/рад}$ .



В – 14ДМБС  
 1,2 –  $\Delta M = f(M_K)$ ;  
 3,4 –  $M_{\dot{\varphi}} = f(M_K)$ ;  
 1,3 –  $n = 312$  айл/мин;  
 2,4 –  $n = 468$  айл/мин  
**Рис. 13. Графические зависимости изменения крутящего момента и его размаха колебаний на валу ведомой звездочки от изменений технологической нагрузки**

Важным аспектом исследования является взаимная совместимость полученных экспериментальных и теоретических результатов. При сравнении теоретических и экспериментальных значений на рисунке 14 их максимальная разница, т.е. разница между значениями размаха колебаний угловой скорости ведущего вала, составляет  $(8,0 \div 9,0)\%$ .



1,2 –  $\Delta\dot{\phi} = f(c)$ ;  
 3,4 –  $\dot{\varphi} = f(c)$ ;  
 1,3 –  $M_K = 45 \text{Нм}$ ;  
 2,4 –  $M_K = 28 \text{Нм}$   
 1,2,3,4- экспериментальные графики,  
 5,6- теоретические графики

**Рис. 14. Графические зависимости изменения угловой скорости и его размаха колебаний на валу ведущей звездочки от изменения коэффициента жесткости упругой втулки составного ролика цепи передачи**

В механизме в которой применялась рекомендованная цепная передачи с составным роликом, наблюдалось резкое снижение шума. В частности, при  $n = 460 \text{ об/мин}$  средний уровень шума в существующей трансмиссии составляет 58Дб, а колебания - до 3,1Дб. В предлагаемой цепной передаче средний уровень шума составляет 46,1Дб, а диапазон вибрации составляет 2,0Дб. Установлено, что составные ролики в цепи предлагаемой цепной передачи снижают значения шума в  $(1,2 \div 1,5)$  раз по сравнению с существующей цепной передачей при использовании резиновых втулок.

В экспериментальной машине использовании цепной передачи с ведомой звездочкой с упругой втулкой в почвообрабатывающем агрегате было обнаружено, что законы изменения крутящего момента и частоты вращения вала рабочего барабана зависят от производительности агрегата и упругой втулки. Построены графики зависимости размаха колебаний крутящего момента на валу рабочего барабана от жесткости упругой втулки и КПД. При этом было обнаружено, что увеличение жесткости упругой втулки, размах колебаний крутящего момента нелинейно уменьшается. Упругая втулка была изготовлена из трех различных марок резины, и сравнительно изучалось их влияние на крутящий момент и угловую скорость рабочего барабана. Рекомендуется изготавливать упругую втулку ведомой звездочки из резины В-14МБС с коэффициентом жесткости 160Нм/рад. Определена разница между теоретическими и экспериментальными результатами значений размаха колебаний крутящего момента и угловой скорости вала рабочего барабана (разница  $10 \div 12\%$ ). Методом гармонического анализа определены значения крутящего момента на валу рабочего барабана. Предложено математическое выражение для описания момента сопротивления при обработке почвы. Рекомендованная цепная передача с составной ведомой звездочкой с упругой втулкой, была испытана в лабораторных условиях на почвообрабатывающем агрегате. По результатам испытаний было установлено, что предлагаемая цепная передача приводит к повышению качества измельчения и производительности. При использовании цепной передачи с ведомой звездочкой упругой (резиновой) втулкой в измельчающем агрегате КПД увеличился на 10-15% по сравнению с существующей.

В шестой главе диссертации **«Результаты испытаний и экономическая эффективность предлагаемых цепных передач при применении в передачах технологических машин»** приведены результаты производственных испытаний, проведенных на основе использования рекомендованных цепных передач в приводе предпосевного агрегата, в приводе технологических машин для производства растительного масла, а также в винтовых конвейерах, транспортирующих линт. В результате применения предложенных цепных передач к комбинированному почвообрабатывающему агрегату определены показатели качества работы и производительности. На основании анализа результатов испытаний можно отметить, что КПД имеющейся передачи увеличился на 10-12% при использовании цепной передачи с упругой (резиновой) втулкой ведомой

звездочки в измельчающем агрегате; скорость измельчения была высокой; основные 83,4% фракции измельченного грунта (крупной фракции) состоят из компонентов, размер которых составляет менее 10мм, а остальные 16,6% - менее 50мм; на некорневых участках фрагментация была высокой, т.е. 85,4% фракции составляли менее 10мм.

Проведены сравнительные производственные испытания при использовании роликов с резиновыми втулками в цепи в приводе барабана, приводах герметичных шнеков конвейера редлера, тостера и экстрактора, которые в умеренных количествах подают семена в бункер линтерных машин.

Согласно результатам испытаний, если доступный ресурс цепной передачи равен 1,0, рекомендуемая цепная передача с эластичными элементами увеличит рабочий ресурс на 1,25, т.е. на 25%, если относительное удлинение цепи существующей цепной передачи составляет 2,5%, то относительное удлинение цепи рекомендованной цепной передачи составила 1,2%, степень износа роликов цепи оказалась в 2,5 раза ниже в рекомендуемой цепной передаче, чем имеющимся.

При применении рекомендованной цепной передачи на винтовом конвейере при очистке и транспортировке линта показало уменьшение количества сора в линте по сравнению с существующей конструкцией, а эффективность очистки при транспортировке увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от сорта хлопка, ресурс конвейера увеличился на 25%, износ роликов цепи снизился в 2,3 раза, шум снизился в 2 раза.

Общая годовая экономическая эффективность составила 508 700 000 сумов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе результатов приведенных исследований исследований по докторской диссертации на тему «Разработка конструкций и методов расчета цепных передач с упругими элементами технологических машин» следующие выводы:

1. На основе результатов исследований были разработаны новые эффективные, ресурсосберегающие конструкции цепных передач с гибким элементом вместо существующих цепных передач, используемых в механизме передачи почвообрабатывающего агрегата, шнековом конвейере ворошителя-очистителя линта, шнековом конвейере линтерной машины, конвейера редлера, конвейеров для передачи продуктов тостера и экстрактора.

2. Получены формулы для расчета жесткости упругого элемента ролика цепи передач и упругой втулки натяжного ролика, частоты и амплитуды собственных колебаний ролика. Для обеспечения рекомендованы следующие значения параметров передачи  $f_u = 0,1 \div 0,13$ ;  $\varphi_3 = 0,3 \div 0,45$ рад,  $r_3 = (2,5 \div 4,0) \cdot 10^{-2}$ м. колебания цепи не превышающие 2,0 ÷ 3,0 мм:

3. На основе численного решения дифференциального уравнения, выражающего поперечные колебания части цепи, взаимодействующей с натяжным роликом цепной передачи, были получены законы колебаний цепи.

Получены закономерности изменения поперечных колебаний, скорости и ускорений цепи при различных значениях угловой скорости ролика по времени. При этом для обеспечения значений деформаций упругого элемента ведомой звездочки по линии соединяющей осей не превышающая 2÷3мм определены необходимые значения радиуса звездочки в пределах  $r_3 = (5,5 \div 6,5) \cdot 10^{-2}$  м., коэффициент жесткости  $(3,2 \div 5,4) \cdot 10^5$  Нм.

4. Установлено, что значения крутящего момента в предлагаемой цепной передаче на (7,0÷9,0)% ниже, чем в существующей цепной передаче. Для этого было рекомендовано изготовить упругую втулку ролика цепи из марки резины В-14ДМБС.

5. Для максимального снижения размаха колебаний угловой скорости ведомой звездочки при номинальном технологическом сопротивлении рекомендуемыми значениями круговой жесткости резиновой втулки составного ролика в пределах  $(1,5 \div 1,65) 10^2$  Нм/рад.

6. При сравнении результатов теоретических и экспериментальных по значениям размаха колебаний угловой скорости ведомого вала их разница составляет (8,0÷9,0)%. При использовании в цепных передачах упругие резиновые элементы шум уменьшился (1,2÷1,5) раз по сравнению с существующей цепной передачей.

7. По результатам полнофакторных экспериментов предлагаемой цепной передачи на конвейере редлера, определены наилучшие параметры системы: значение числа оборотов вала составляет 30об/мин рекомендуется значения жесткости упругой втулки 450Нм/рад, а значение технологического сопротивления рекомендуется в пределах 28÷30 Нм.

8. Установлено, что при использовании в агрегате предпосевной обработки почвы предлагаемой цепной передачи увеличивается урожайность на 4-5% за счет увеличения измельчения почвы на 8,8%.

9. При использовании цепной передачи с упругими элементами в приводе барабана транспортирующих семена к линтерным машинам, конвейере редлера, экстракторе и тостере, эффективность очистки увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от сорта хлопка, ресурс конвейера увеличился до 25%, износ роликов цепи уменьшился в 2,3 раза, шум уменьшился в 2 раза.

10. Годовая экономическая эффективность от внедрения новой ресурсосберегающей цепной передачи с составным роликом в приводе барабанного распределителя семян хлопчатника в линтерные машины, конвейеру редлера, герметичным шнекам, подающим мисцеллу в экстрактор и тостер составила 508,700 млн сумов. Годовая экономическая эффективность винтового конвейера с цепной передачей с составным роликом в приводе, позволяющим производить очистку одновременно с транспортировкой линта, составляет 11.543 млн сумов.



**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL FOR PREJUDGING THE ACADEMIC  
DEGREE OF THE DOCTOR OF SCIENCES (DSC), ORGANIZED ON  
THE BASIS OF THE SCIENTIFIC COUNCIL PhD. 03/30.12.2019.T.90.01  
ON THE AWARD OF ACADEMIC DEGREES AT NAMANGAN  
ENGINEERING CONSTRUCTION INSTITUTE**

---

**NAMANGAN INSTITUTE OF ENGINEERING AND TECHNOLOGY**

**MAMAHONOV AZAM ABDUMAJITOVICH**

**DEVELOPMENT OF DESIGNS AND METHODS FOR CALCULATING  
CHAIN DRIVES WITH ELASTIC ELEMENTS OF TECHNOLOGICAL  
MACHINES**

**05.02.02 - Theory of mechanisms and machines. Teoretical engineering and machine  
elements**

**DISSERTATION ABSTRACT OF DOCTOR OF SCIENCE (DSc) ON  
TECHNICAL SCIENCES**

**Namangan – 2021**

The theme of doctor technical science (DSc) dissertation was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number B2020.4.DSc/T398.

The dissertation carried out at Namangan institute of engineering and technology.

The abstract of dissertations is posted three languages (Uzbek, Russian and English (resume)) on the website of Scientific Council at the address [www.namqi\\_info@edu.uz](http://www.namqi_info@edu.uz) and an the website of Ziyonet information and educational portal [www.ziyonet.uz](http://www.ziyonet.uz).

Scientific adviser: **Djurayev Anvar Djurayevich**  
doctor of technical sciences, professor

Official opponents: **Alimuxamedov Shavkat Pirmuxamedovich**  
doctor of technical sciences, professor

**Irgashev Amirqul**  
doctor of technical sciences, professor

**Kenjaboyev Shukurjon Sharipovich**  
doctor of technical sciences, docent

Leading organization: **Institute of Mechanics and Seismic Stability  
of Structures**

The defense of the dissertation will take place on 23 08 2021 y. at 14 o'clock at the meeting of scientific council PhD. 03/30.12.2019.T.90.01 at Namangan engineering construction institute (Address: 160103, city Namangan, str. I.Karimov-12, building-1, 3 audience, tel. (+99869)-234-15-23, a fax: 234-15-23, email: [nammqi\\_info@edu.uz](mailto:nammqi_info@edu.uz)).

The dissertation could be reviewed at the Information-resource center (IRC) of Namangan engineering construction institute (registration number 87/6). Address: 160103, city Namangan, str. I.Karimov-12, tel: (+99869)- 234-15-23.

Abstract of the dissertation sent out on «10» 08 2021 year.  
(mailing report № 12 on «23» 07 2020 year).



**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.X.Umurzakov**  
Chairman of the scientific seminar under the scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, docent

## INTRODUCTION (abstract of DSc thesis)

**The aim of the research** is to create resource-saving, efficient designs of chain drives with elastic elements for the drives of technological machines and to develop computational methods based on their kinematic and dynamic analysis.

**The object of the study** is a chain drive for distributing cotton seeds in a bunker to linter machines in the oil and fat industry, drive conveyors with chain transmission, extractors and toasters, a combined unit for pre-sowing soil cultivation and screw conveyors for transporting lint at a primary cotton processing plant.

**The scientific novelty of the research is as follows:**

formulas have been developed for calculating the stiffness of the bushing and the gear ratio in accordance with the pitch of the teeth of the sprocket, taking into account the rotating deformation of the flexible bushing of the roller of the composite chain;

it was found that with an increase in the rigidity of the flexible bushing of a composite roller of the chain, its specific vibration frequency increases in a nonlinear manner and with a decrease in dynamic stress;

formulas were developed for calculating the transfer function of a chain drive with a composite driven sprocket, deformation force, stiffness coefficient and resource of the chain drive, on the basis of which it was determined that the distance between the axles can be maintained only with an increase in the pitch of the chain teeth with an increase in the deformation values of the elastic bushing of the driven sprocket;

on the basis of the numerical solution of the system of equations of motion of the unit of a six-mass machine with a chain drive, the regularities of changes in the speed, acceleration and torque of the working body and the driven sprocket of the chain drive are determined, depending on the moment of the force of external resistance;

obtained the regularities of the change in the dependence of the torque on the driven shaft of the chain drive and its amplitude of oscillations on the technological resistance, and on their basis, developed a method for choosing a brand of rubber for a composite roller bushing;

substantiated the values of the torsional rigidity of the rubber bushing of the composite roller of the chain at a nominal technological resistance, which allows the maximum reduction in the coverage of oscillations of the angular velocity of the drive shaft;

when using a chain transmission with a sprocket with an elastic element in a tillage unit, it was found that the laws of change of the torque and the speed of rotation of the drum shaft depend on the performance of the unit and the stiffness of the elastic bushing, and the range of torque fluctuations decreases according to a nonlinear pattern.

**Publication of research results.** In total, 37 scientific papers have been published on the topic of the dissertation, including 21 scientific publications of the results of the dissertation, recommended for publication by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan, including 6 articles of which in foreign

journals, 5 patents for useful models and 3 patents for inventions received from the Intellectual Property Agency and published 2 monographs.

**Structure and volume of the thesis.** The dissertation consists of an introduction, six chapters, a conclusion, a list of references and an appendix. The volume of the dissertation is 212 pages.

**ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИЛМИЙ ИШЛАР РЎЙХАТИ**  
**СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ**  
**LIST OF PUBLISHED WORKS**

**1-бўлим (1-раздел; part 1)**

1. Джураев А., Мамахонов А., Муминов Ш. Ерга ишлов берувчи агрегат ишчи органининг юкланишларини тажрибавий текшириш // Механика муаммолари, 2012. - №1. – Б. 63-66.(05.00.00; №6).
2. Джураев А., Мамахонов А., Муминов Ш. Ерга ишлов берувчи агрегатнинг комбинациялашган ускунаси ишчи органи динамикаси // Механика муаммолари, 2012. - №1. – Б. 89-92. (05.00.00; №6).
3. Джўраев А., Давидбоев Б., Мамахонов А. Қайишқоқ элементли ва таранглаш қурилмалари занжирли механизмларни кинематик ва динамик таҳлили / Монография. - Тошкент: Наврўз, 2014. 140 б.
4. Джураев А., Исаханов Х., Мамахонов А., Рахимов Я., Абдуқаҳоров З. Занжирли узатма етакловчи юлдузчасининг қайишқоқ элементи деформацияланишини узатма параметрларига таъсири // ФарПИ илмий-техника журналы, 2015. - № 3. – Б. 44-48. (05.00.00; №20).
5. Djurayev A., Mamakhonov A. Analysis of the uneven gear ratio chain transmission with elastic roller bushing // Journal of European Science Review. - Vienna, Austria, 2017. - № 9-10. – P. 102-106. (05.00.00; №3).
6. Джураев А., Мамахонов А., Алиев Э. Неравномерность угловой скорости ведомой звездочки цепной передачи с упругой втулкой ролика // ФарПИ илмий-техника журналы, 2017. - №4. – Б. 44-47. (05.00.00; №20).
7. Мамахонов А. Определение жесткости упругой втулки составного ролика цепной передачи // ФарПИ илмий-техника журналы, 2018. - №3. – Б. 175-177. (05.00.00; №20).
8. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К., Алиев Э. Определение амплитуды собственных колебаний оси на упругих опорах цепи передачи // ФарПИ илмий-техника журналы, 2018. спец.в. - №3. – Б. 64-67. (05.00.00; №20).
9. Мамахонов А., Юлдашев К., Эгамбердиев С., Хикматуллаев И. Занжирли узатма етакловчи тармоғи таранглигини таркибий таранглаш ролиги бикрлигига таъсири // НамМТИ илмий техника журналы, 2018. – №4. – Б. 97-100. (05.00.00; №33).
10. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К. Технологик машиналар занжирли узатмалари конструкцияларини такомиллаштириш ва параметрларини асослаш / Монография. - Тошкент: Фан ва технология, 2019. – 236 б.
11. Мамаханов А., Джураев А., Юлдашев К., Хикматиллаев И. Қайишқоқ элементли роликли занжирли узатма занжирининг ишлаш муддатини ҳисоблаш методи // НамМТИ илмий техника журналы, 2019. - №1. – Б. 195-202. (05.00.00; №33).

12. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К. Қайишқоқ элементли занжирли узатма юкланишларини тажриба тадқиқотлари таҳлили // ТошДТУ Хабарлари, 2019. - №2. – Б.122-129. (05.00.00; №16).

13. Djurayev A., Mamakhonov A., Yuldashev K. Improvement of the Term of Service Life of the Drive Roller Chain of Transmission // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. - India Vol. 6 Issue 3, 2019. - ISSN: 2350-0328. – P. 8508-8514. (05.00.00; №8).

14. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К. Қайишқоқ элементли занжири ва юлдузчалари бўлган узутмада шовқинни тажрибавий тадқиқотлари таҳлили // ФарПИ илмий-техника журнали, 2020. - №1. – Б. 45-51. (05.00.00; №20).

15. Djurayev A., Mamakhonov A., Yuldashev K. Development of an Effective Design and Justification of the Parameters of a Screw Conveyor for Transporting and Cleaning Cotton Linters // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. - India Vol. 7, Issue 5, 2020. – P. 13649-13653. (05.00.00; №8).

16. Мамахонов А., Юлдашев К. Разработка эффективной конструкции и обоснование параметров винтового конвейера для транспортировки и очистки хлопкового линта // Механика муаммолари, 2020. - №2. – Б. 80-83. (05.00.00; №6).

17. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К. Динамика машинного агрегата с механизмом привода винтового конвейера для транспортировки и очистки хлопкового линта // НамМТИ Илмий техника журнали, 2020. - №2. – Б. 189-196. (05.00.00; №33).

18. Мамахонов А. Таркибли роликли занжирли узатма ролиги статик ва динамик ҳисобининг назарий тадқиқоти // Механика муаммолари, 2020. - №3. – Б. 62-69. (05.00.00; №6).

19. Mamakhonov A. Theoretical Investigation Of The Static Calculation Of A Composite Rolling Chain Drive Roller // International Journal of Future Generation Communication and Networking. - Australia, vol. 13, 2020. - № 4. – P. 207–220. (Web of Science).

20. Мамахонов А. Таркибли роликли занжирли узатма параметрларини ролик едирилишига таъсирини тўлиқ омилли тажрибалар орқали аниқлаш // Фан ва технологиялар тараққиёти, 2020. - №7. – P. 135-141. (05.00.00; №24).

21. Джураев А., Мамахонов А. Узатиш юритмасида таркибли роликли занжирли механизми бўлган конвейер машина агрегати динамик таҳлили // Механика муаммолари, 2020. - №4. – Б. 29-34. (05.00.00; №6).

22. Mamakhonov A., Djurayev A. Analysis Of The Regularities Of Changing The Amplitude Values Of The Torque On The Driving And Driven Shaft Of A Chain Drive With An Elastic Element // Turkish Journal of Computer and Mathematics Education. - Turkey, Vol.12, 2021. - №7. – P. 302-313.

23. Djurayev A., Mamakhonov A. Analysis Of Regularities Of Rotation Frequency Change And Noise Values Of Chain Drive Shaft With Elastic Element //

Turkish Journal of Computer and Mathematics Education. - Turkey, Vol.12, 2021. - №7. – P. 314-322.

24. Патент. Рес. Узб. № IAP05745. Цепная передача. А.Джураев, А.Мамахонов, С.Юнусов, Э.Алиев. - Бюлл., №1. - 2019.

25. Патент. Рес. Узб. №IAP05760. Цепная передача. А.Джураев, А.Мамахонов, Ш.Худойкулов, О.Раджабов. - Бюлл., №2. - 2019.

26. Патент. Рес. Узб. № IAP06200. Цепная передача. А.Джураев, А.Мамахонов, Э.Алиев, К.Юлдашев. - Бюлл., №4. - 2020.

## **2-бўлим (2- раздел; part 2)**

27. Патент. Рес. Узб. № FAR00848. Цепная передача. А.Джураев, Ж.Мухамедов, А.Тўхтакузиев, М.Умирзаков, А.Мамахонов, В.Турдалиев. - Бюлл., №10. - 2013.

28. Патент. Рес. Узб. № FAR01288. Цепная передача. А.Джураев, А.Мамахонов, А.Махмудов. Э.Алиев. - Бюлл., №3. - 2018.

29. Мамахонов А., Джураев А. Цепная передача с автоматическим регулированием натяжения цепи // Сборник научных трудов 4-ой Международной научно-практической конференции «Современные инновации в науке и технике». - Курск, 2014. – С. 30-31.

30. Джураев А. Мамахонов А. Новая цепная передача для приводов технологических машин // Сборник научных трудов 4-ой Международной научно-практической конференции «Качество в производственных и социально экономических системах». - Курск, 2016. – С. 145-147.

31. Джураев А. Мамахонов А., Муродов О. Определение жесткости упругой втулки составного ролика цепной передачи // «Молодежь и XXI век-2017» Материалы VII Международной молодежной научной конференции. - Курск, 2017. – С. 342-344.

32. Джураев А. Мамахонов А. Пути снижения шума в цепной передаче // «Молодежь и XXI век-2017» Материалы VII Международной молодежной научной конференции. - Курск-2017. – С. 95-96.

33. Мамахонов А., Джураев А. Занжирли узатма етакловчи тармоғи таранглигининг қайишқоқ элементли таранглаш ролиги бикрлигига таъсири // Кимёвий технология ва озиқ овқат саноати корхоналарида ишлаб чиқариш технологияларини такомиллаштиришда инновацион ғоялар. Илмий амалий анжуман тўплами. - Наманган, 2017. – Б. 120-123.

34. Мамахонов А., Юлдашев К., Алиев Э. Таркибли таранглаш роликли занжирли узатманинг занжири тебранишларини математик модели // Инновацион ривожланиш даврида интенсив ёндашув истиқболлари халқаро илмий техникавий анжуман материаллари тўплами. - Наманган, 2018. – Б. 289-291.

35. Мамахонов А., Юлдашев К. Узатма занжирининг тезлиги ва тезланишини аниқлашнинг назарий асослари // Ислом Каримов-Ўзбекистон Республикасининг биринчи президенти ва буюк давлат арбоби мавзусидаги

вазирлик миқёсидаги илмий-амалий анжуман материаллари тўплами. - Андижон, 2018. – Б. 211-215.

36. Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К., Хайтбаева Ш. Винтовой конвейер для транспортирования волокнистых материалов // Замонавий имл-фаннинг инновацион ривожланиши мавзусида Республика миқёсидаги илмий-амалий анжуман материаллари тўплами. - Андижон, 2019. – Б. 39-41.

37. Мамахонов А., Джураев А., Юлдашев К. Результаты экспериментов по нагруженности цепной передачи с упругими элементами // 70-й Международной научно-практической конференции Вклад университетской аграрной науки в инновационное развитие агропромышленного комплекса. - Рязань, 2019. – С. 256-262.



Автореферат «Наманган муҳандислик-технология институтининг илмий техника журнали» таҳририятида таҳрирдан ўтказилди ва ўзбек, рус, инглиз тилларидаги матнлари мослиги текширилди (06.08.2021 й.)

Босишга рухсат этилди: 07.08.2021 йил.  
Бичими 60x451/16, «Times New Roman»  
Гарнитурда рақамли босма усулида босилди.  
Шартли босма табағи 4. Адади: 100. Буюртма: №355  
НамМТИ босмахонасида чоп этилди.  
Наманган шаҳри, Косонсой кўчаси, 7-уй.





