

**НАВОИЙ ДАВЛАТ КОНЧИЛИК ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ
ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.17/04.06.2021.Т.06.02
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

НАВОИЙ ДАВЛАТ КОНЧИЛИК ИНСТИТУТИ

МУМИНОВ РАШИД ОЛИМОВИЧ

**КАРЬЕР БУРҒИЛАШ ДАСТГОҲИ АЙЛАНТИРУВЧИ-УЗАТУВЧИ
МЕХАНИЗМИНИНГ ИШЛАШ ҚОБИЛИЯТИНИ ВА
ИШОНЧЛИЛИГИНИ ОШИРИШ УСУЛЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

04.00.16 – Кончилик машиналари

**техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси
АВТОРЕФЕРАТИ**

Навоий – 2022

Докторлик диссертацияси автореферати мундарижаси
Оглавление автореферата докторской диссертации
Content of the abstract of doctoral dissertation

Муминов Рашид Олимович

Карьер бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш усулларини ишлаб чиқиш.....3

Муминов Рашид Олимович

Разработка методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка.....29

Muminov Rashid Olimovich

Development of a methods for increasing the reliability and performance of the rotary-feed mechanism of a quarry drilling rig55

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ
List of published works.....59

**НАВОИЙ ДАВЛАТ КОНЧИЛИК ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ
ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.17/04.06.2021.Т.06.02
РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

НАВОИЙ ДАВЛАТ КОНЧИЛИК ИНСТИТУТИ

МУМИНОВ РАШИД ОЛИМОВИЧ

**КАРЬЕР БУРҒИЛАШ ДАСТГОҲИ АЙЛАНТИРУВЧИ-УЗАТУВЧИ
МЕХАНИЗМИНИНГ ИШЛАШ ҚОБИЛИЯТИНИ ВА
ИШОНЧЛИЛИГИНИ ОШИРИШ УСУЛЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

04.00.16 – Кончилик машиналари

**техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси
АВТОРЕФЕРАТИ**

Навоний – 2022

Фан доктори (Doctor of Science) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2021.1.DSc/T415 рақам билан рўйхатга олинган.

Докторлик диссертацияси Навоий давлат кончилик институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме) Илмий кенгашнинг веб-саҳифасида (www.ndki.uz) ва «Ziynet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий маслаҳатчи:

Эгамбердиев Илхом Пулатович
техника фанлари доктори, доцент

Расмий оппонентлар:

Джураев Рустам Умарханович
техника фанлари доктори, доцент

Хужаев Исмагулла Кушаевич
техника фанлари доктори, профессор

Тоиров Олимжон Зувурович
техника фанлари доктори, профессор

Етакчи ташкилот:

**Миллий тадқиқот технологик университети
«МИСиС»нинг Олмалиқ шаҳридаги филиали**


Диссертация ҳимояси Навоий давлат кончилик институти ҳузуридаги DSc.17/04.06.2021.T.06.02 рақамли илмий кенгашнинг 2022 йил 11 март соат 14⁰⁰ даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 210100, Навоий шаҳри, Махмуд Таробий кўчаси, 72-уй. Навоий давлат кончилик институтининг мажлислар зали. Тел.: (79) 223-23-32; факс: (79) 223-49-66; e-mail: info@ndki.uz).

Диссертация билан Навоий давлат кончилик институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (86 рақам билан рўйхатга олинган). Манзил: 210100, Навоий шаҳри, Махмуд Таробий кўчаси, 72-уй. Тел.: (79) 223-23-32; факс: (79) 223-49-66.


Диссертация автореферати 2022 йил 25 феврал куни тарқатилди.

(2022 йил 25 февралдаги 41 рақамли реестр баённомаси)




И.Т. Мислибаев
Илмий даражалар берувчи
илмий кенгаш раиси, т.ф.д., профессор


Ш.Ш. Заïров
Илмий даражалар берувчи
илмий кенгаш илмий котиби, т.ф.д., профессор


Н.А. Абдуазизов
Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш қошидаги
илмий семинар раиси, т.ф.д., доцент

КИРИШ (фан доктори (DSc) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда мураккаб кон-геологик шароитларда очик усулда конлардан фойдали қазилмаларни қазиб олишда уларнинг тўлиқ қазиб олинишини таъминлаш, корхонанинг техник-иқтисодий кўрсаткичларини яхшилаш ва кончилик ишларини хавфсиз олиб борилишини таъминлаш учун бурғилаш ускуналарининг самарали ишлаши ва ишончилигини таъминлаш лозим. Бурғилаш ускуналарининг самарадорлигини ва чидамлилигини ошириш муаммолари ускуналарнинг носозликлари билан боғлиқ йўқотишларни камайтириш, техник хизмат кўрсатиш ва таъмирлаш харажатларини камайтириш, шунингдек бурғилаш ускунасининг конструкцияларини такомиллаштириш билан боғлиқ. Кўрсатилган вазифалар бурғилаш ускуналарида динамик юкламаларни пасайишининг йўллари билан бири, юқори ҳимояланиш ва тебранишдан ҳимояловчи, оддий ишланганлик, ишончилик ва узок чидамlilik хусусиятларига эга бўлган айлантурувчи-узатувчи механизмни принципал янги конструкциясини яратиш ҳисобланади. Натижада кўплаб тадқиқотларга қарамай, карьер бурғилаш ускунасининг унумдорлигини ва ишончилигини ошириш, шунингдек айлантурувчи-узатувчи механизмни конструкциясини такомиллаштириш муаммоси охиригача ечилмаган ва уни ҳозирда ечиш алоҳида аҳамият касб этади.

Дунёда бурғилаш ускуналарини ишончилигини ошириш айлантурувчи-узатувчи механизмни конструкциясини такомиллаштириш борасида сезиларли ютуқларга эришилди. Бироқ, башоратли баҳолаш, техник ҳолат ва таъмирлаш, шунингдек, карьер бурғилаш ускунасининг ижро этувчи механизмни такомиллаштиришни яхшилашга доир қатор асосий масалалар бўйича илмий изланишлар олиб борилмоқда. Бу борада карьер бурғилаш ускунаси айлантурувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилиятини ва ишончилигини ошириш усулларини ишлаб чиқиш бўйича илмий тадқиқот ишларини олиб боришга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Республикамизда карьер бурғилаш ускунасининг чидамлилигини, ишончилигини ва унумдорлигини ошириш, айлантурувчи-узатувчи механизмни ишлаш қобилиятини ишлаб чиқиш бўйича илғор илмий чора тадбирларни жорий қилиб, бир қатор илмий-амалий натижаларга эришилмоқда. Ўзбекистон Республикаси Президентининг қарорида «иқтисодиётни янада ривожлантириш ва либераллаштириш, ишлаб чиқаришни модернизациялаш учун инвестицияларни жалб қилиш учун қўшимча шарт-шароитлар яратиш ва кон-металлургия саноатидаги йирик корхоналарнинг рақобатбардошлигини ошириш...»¹ каби муҳим вазифалар белгиланган. Ушбу вазифалардан келиб чиққан ҳолда, карьер бурғилаш ускунаси айлантурувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилиятини ва ишончилигини ошириш усулларини ишлаб чиқиш катта илмий ва амалий

¹ Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2019 йил 17 январдаги ПҚ-4124-сон «Кон-металлургия тармоғи корхоналари фаолиятини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари» тўғрисидаги қарори

аҳамият касб этади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси» тўғрисидаги ва 2015 йил 4 мартдаги ПФ-4707-сон «Ишлаб чиқаришни структуравий қайта тузиш, модернизациялаш ва диверсификациялашни таъминлаш бўйича 2015–2019 йилларга мўлжалланган чора-тадбирлар дастури» тўғрисидаги Фармонлари ва 2019 йил 17 январдаги ПҚ-4124-сон «Кон-металлургия тармоғи корхоналари фаолиятини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида»ги қарори ҳамда мазкур фаолиятга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг Республика илм-фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мувофиқлиги. Мазкур тадқиқот республика фан ва технологиясини ривожлантиришнинг VII. «Ер тўғрисидаги фанлар (геология, геофизика, сейсмология ва минерал хомашёларни қайта ишлаш)» устувор йўналишларига мувофиқ бажарилган.

Диссертация мавзуси бўйича хорижий илмий-тадқиқотлар шарҳи². Бурғилаш ускунасининг чидамлилигини, ишончлилигини ва унумдорлигини оширишга қаратилган илмий тадқиқотлар дунёнинг етакчи илмий марказлари ва олий ўқув юртларида, шу жумладан: «Continental Conveyor & Equipment Company», «Dos Santos International» (АҚШ); Урал давлат кончилик институти (Россия), Technische Universität Bergakademie Freiberg (Германия), Der Berguniversität Leoben (Австрия), Mining University in Xiuzhou (Китай), L'école supérieure De montagnes de Paris (Франция), Institute of materials, minerals and mining (Великобритания), «ВНИПИпромтехнология» АЖ, «Гипроруда» АЖ, «МИСиС» Миллий тадқиқот технологик университети (Россия), «Укрниипроект», «Новокраматорск машинасозлик заводи» ЁАЖ (Украина), «O'zGEORANGMETLITI» давлат унитар корхонаси ва Навоий давлат кончилик институтида (Ўзбекистон) олиб борилмоқда.

Дунёда карьер бурғилаш ускунаси айлантирувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш бўйича жаҳонда олиб борилган тадқиқотлар натижасида қатор, жумладан, куйидаги илмий натижалар олинган: бурғилаш дастгоҳи гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилияти оширилган ва конструкциялари такомиллаштирилган (Continental Conveyor & Equipment Company, Dos Santos International, Technische Universität Bergakademie Freiberg, L'école supérieure De montagnes de Paris); карьер бурғилаш ускунаси узатиш тизимлари гидравлик юритмаларини динамик ва статик характеристикалари тадқиқ қилинган (КузДТУ, МТТУ «МИСиС», Урал давлат кончилик

² Диссертациянинг мавзуси бўйича хорижий илмий-тадқиқотлар шарҳи www.atlasrockbit.com, <http://www.varelintl.com>, www.dissercat.com, <http://vbm.ru>, <https://www.amazon.com>, <http://www.mirknigi.ru> ва бошқа манбалар асосида бажарилган.

университети, Der Berguniversität Leoben, Institute of materials, minerals and mining, Mining University in Xiuzhou); бурғилаш ускунасини унумдорлигини ва эксплуатацион ишончлилигини оширишга имкон берадиган айлантйрувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилияти ишлаб чиқилган («O'zGEORANGMETLITI» МЧЖ ва Навоий давлат кончилик институти).

Дунёда карьер бурғилаш ускунаси айлантйрувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш усулларини ишлаб чиқиш бўйича қатор, жумладан, куйидаги устувор йўналишларда тадқиқотлар олиб борилмоқда: бурғилаш ускунаси динамик ва кинематик параметрларининг унинг техник унумдорлигига таъсир қилувчи омилларни тадқиқ қилиш; бурғилаш ускунаси айлантйрувчи-узатувчи механизмини динамик тизимининг демфирловчи, бикрлик ва инерциал параметрларини аниқлаш; тебраниш диагностикаси усулларини ишлаб чиқиш (ўрта квадратик қиймат, спектрал характеристикалар); қолдиқ ресурсни башорат қилиш усулини ишлаб чиқиш, харажатларни камайтириш ва бурғилаш ускунаси иқтисодий самарадорлигини ошириш; карьер бурғилаш ускунаси айлантйрувчи-узатувчи механизмини ишончлилигини оширишнинг усулларини ишлаб чиқиш.

Муаммони ўрганилганлик даражаси. Олимлар Подэрни Р.Ю., Кантович Л.И., Дмитриев В.Н, Кутузов Б.Н., Наринский И.Э., Владиславлев В.С., Герик Б.Л., Солод Г.И., Солод В.И., Бреннер В.А., Галкин В.И., Гетопанов В.Н., Ефимов В.Н., Картавий А.Н., Красников Ю.Д., Рахутин М.Г., Кванигидзе В.С., Грабский А.А., Зайченко С.Г., Улицкий Е.Н., Хромой М.Р., Прасолов С.К., Пятова И.Ю., Махмудов А.М., Тошов Ж.Б., Атакулов Л.Н., Абдуазизов Н.А., Джураев Р.У., Эгамбердиев И.П., Antoniак J., Dhamodharan K., Dos Santos J.A., Hari Prasad K., Jagadeeswari M., Jennings A., Kamesh Gautham B., Klein J., Keerthika R., Langebrake F., Thompson M. ва бошқалар шарошкали бурғилаш ускуналари бурғилаш снаряди тебранишларини пасайтириш усулларини тадқиқоти ва илм-фан ва амалиёт ривожига катта ҳисса қўшишган, улар томонидан бурғилаш ускунаси бурғилаш ставини тебранишларини пасайтириш ҳисобига бурғилаш тезлигини оширишнинг асосий муаммолари тўлиқ ўрганилмаган.

Шу муносабат билан кончилик саноати учун муҳим бўлган карьер бурғилаш дастгоҳи айлантйрувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш усулларини ишлаб чиқиш зарурати юзага келади ва бу йўналишда кейинги тадқиқотларни давом эттириш лозим.

Диссертация мавзусининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Навоий давлат кончилик институти илмий-тадқиқот ишлари режасининг АЗ-023 – «Механизм тугунларининг техник ҳолатини баҳолаш услублари ва воситаларини яратиш асосида кон ускуналарини таъмирлаш ресурсларини тежаш технологияларини ишлаб чиқиш»; Ф-2-001 – «Моделларни бошқариш алгоритмларини ишлаб чиқиш ва бурғулаш машиналарининг динамик параметрларини ўрганиш»; БА-АЗ-022 – «Карьер гидравлик экскаваторларини гидротизим қисмлари химоясини

такомиллаштириш ва конструктив параметрларини ишлаб чиқиш» ва БВ-Атех-2018-516 – «Машина ва ускуналарни моделлаштириш асосида путур етказмасдан текшириш усулини ва математик моделини ишлаб чиқиш ва татқиқ қилиш» мавзуларидаги амалий лойиҳалар доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади такомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизми трансмиссиясини яратиш орқали бурғилаш дастгоҳининг унумдорлиги, чидамлилиги ва ишончлилигини ошириш усулларини ишлаб чиқишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

хорижий карьер бурғилаш дастгоҳлари айлантирувчи-узатувчи механизмининг куч ускуналари ва узатиш тизимининг конструкциялари ҳолатини, адабиётларни, патент ва фонд материалларини таҳлил қилиш ва назарий жиҳатдан умумлаштириш;

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилиятига таъсир қилувчи омилларини назарий тадқиқ қилиш;

бурғилаш дастгоҳи куч гидроцилиндрлари билан, узатиш тизимининг, конструктив, рационал ва динамик параметрларини ўрганиш;

карьер бурғилаш дастгоҳи такомиллаштирилган электрогидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмининг конструкцияси ишончлилигини ошириш ва ишлаш принципини ишлаб чиқиш;

бурғилаш дастгоҳи такомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизмининг экспериментал тадқиқотлари синовларининг дастури ва усулини ишлаб чиқиш;

карьер бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмининг эксплуатацияси ва хизмат кўрсатиш бўйича йўриқнома ишлаб чиқиш;

бурғилаш дастгоҳи гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилиятини ошириш, ишлаш принципини ва конструкциясини такомиллаштириш;

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмини такомиллаштириш бўйича тавсиялар ва гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмининг асосий параметрларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида чуқур карьерларда скважиналарни бурғилаш учун кенг қўлланиладиган бурғилаш дастгоҳлари олинган.

Тадқиқотнинг предмети бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмининг ишончлилиги ва ишлаш қобилиятини ошириш усуллари ташкил этади.

Тадқиқотнинг усуллари. Диссертация ишини бажаришда лаборатория, саноат ва экспериментал тадқиқотлар, мураккаб тадқиқот усуллари, «SetupGraph» ва «Mathcad» дастурий комплекси, математик ва рақамли моделларни таҳлил қилиш, назарий умумлаштириш, ўхшашлик, математик статистика ва корреляцион таҳлил усулларида фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги куйидагилардан иборат:

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмининг конструктив, кинематик ва динамик ҳамда технологик параметрларини тадқиқ қилиш ва

аниқлаш имконини берувчи долота ботирилиш тезлигининг унинг ресурс ва ишончилигини аниқловчи кўп параметрли математик модели ишлаб чиқилган;

«тоғ жинси – ўқдаги босим кучи – бурғилаш тезлиги – ишончилик» иерархик тизимни системали тадқиқ қилиш, бурғилаш инструментида унинг босим кучи билан ботирилиш ва айланиш тезлиги ва уларнинг ишончилигига таъсирини ўзаро оптимал мутаносиблигини ўрнатиш имконини берувчи айлантирувчи-узатувчи механизмни гидравлик тизимини бошқариш услуби ишлаб чиқилган;

тоғ жинсини қаттиқлигини ўзгаришини ҳисобга олган ҳолда, бурғилаш режимида бурғилаш дастгоҳи гидравлик узатиш тизимининг ўқ бўйича қўйилган кучни ва босимни оптимал режимини танлаш имконини берувчи бошқаришнинг мехатрон схемаси ишлаб чиқилган;

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган конструкцияси, яъни пневмогидравлик аккумуляторни дастгоҳга қўллаш натижасида, бурғилаш дастгоҳи ишчи жиҳозлари ва метоллоконструкцияларидаги динамик юкламаларни пасайтириш, шунингдек, бурғилаш ускунасининг унумдорлигини ва ишончилигини ошириш усуллари ишлаб чиқилган;

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган конструкцияси ишлаб чиқилган ҳамда ускунанинг ишчи жиҳозлари ва метоллоконструкцияларидаги динамик юкламаларнинг пасайишини унинг ўқидаги барқарор босим кучига боғлиқлиги аниқланган;

титрашларни пасайтириш, ишончиликни ошириш, бурғилаш режимларини интенсивлаштириш ҳамда қаттиқ тоғ жинсларини бурғилашда дастгоҳнинг бурғилаш тезлигини ва ишлаш қобилиятини ошириш имконини берувчи электрогидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмни такомиллаштирилган конструкцияни комплекс синаш усули ишлаб чиқилган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагилардан иборат:

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмни асосий параметрларини аниқлашнинг усуллари ишлаб чиқилган;

бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмни такомиллаштириш ва унинг ишончилигини ошириш бўйича тавсиялар ишлаб чиқилган;

бурғилаш дастгоҳи мехатрон бошқарувли гидравлик узатиш тизими билан жиҳозлаш ва иш кўрсаткичларини аниқлаш бўйича методикалар ишлаб чиқилган;

шарошкали бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг принципиал янги такомиллаштирилган конструкцияси ишлаб чиқилган.

Тадқиқот натижаларининг ишончилиги. Тадқиқот натижаларининг ишончилиги кўп миқдордаги лаборатория ва ишлаб чиқариш тажрибалари, математик ва чекланган элементли рақамли моделларни қуришда қилинган тахминларнинг тўғрилиги билан тасдиқланган; замонавий «SetupGraph» ва «Mathcad» дастурий таъминотдан фойдаланилиб, механика ва эгилувчанлик назарияси усулларида фойдаланилган; экспериментал ва назарий

маълумотларнинг мувофиқлиги; ишлаб чиқаришдаги тажриба-синов тадқиқотлари натижалари; бурғилаш ускунаси узатиш механизмининг инновацион конструкциясини саноат тажрибалари натижалари; VIBXPERT II прибори билан ускуна рамасининг вертикал ва горизонтал текисликларидаги тебранишлар тезланишлари амплитудасини самарали пасайишни таъминлаш натижалари, шунингдек иқтисодий ҳисоб-китобларда олинган СБШ-250МНА-32 станогининг унумдорлигини оширилганлиги билан исботланган.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти бурғилаш ускунаси айлантирувчи-узатувчи механизмининг унинг ресурс ва ишончлилигини аниқловчи конструктив, кинематик, динамик ва технологик параметрларини аниқлаш имконини берувчи долотани тоғ жинсларига кириб бориш солиштирма тезлигини кўп параметрли математик модели ишлаб чиқилганидан иборат. Моделлаштириш натижасида бурғилаш ускунасини бурғилаш жараёнида долотани ковжойга кириб боришда тебранишларни пасайтириш имкониятини берувчи айлантирувчи-узатувчи механизми ишининг оптимал кўрсаткичлари олинган, бу эса бурғилаш ускуналарининг ресурс ва ишончлилигини ошириш билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг амалий аҳамияти бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмининг асосий параметрларини аниқлаш услубини ва бурғилаш ускунасининг айлантирувчи-узатувчи механизмини такомиллаштириш бўйича тавсиялар ишлаб чиқишдан ва мураккаб шароитларда ишлаб беришга хизмат қилади.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши. Карьер бурғилаш ускунаси айлантирувчи-узатувчи механизмининг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш бўйича олинган илмий натижалар асосида:

бурғилаш ускунаси узатиш механизмининг таклиф қилинган инновацион конструкцияси «Навоий кон-металлургия комбинати» ДК Жанубий кон бошқармаси «Зармитан» рудниги «Ўрталик» карьерида амалиётга жорий этилган («Навоий кон-металлургия комбинати» ДКнинг 2021 йил 11 августдаги 02-06-07/8061-сон маълумотномаси). Натижада, карьер бурғилаш ускунасини ишлаш қобилияти 14-17% га ва бурғилаш унумдорлигини 18% га ошириш, шунингдек ускунанинг вертикал ва горизонтал тебранишларини 20% га пасайтиришни имконини берган;

бурғилаш ускунасини тоғ жинсини қаттиқлигини ўзгаришини ҳисобга олган ҳолда, ўқ бўйича қўйилган кучни оптимал режимини танлаш имконини берувчи, бурғилаш ставини мехатрон бошқарувли гидравлик узатиш тизими билан жиҳозлаш схемаси «Навоий кон-металлургия комбинати» ДК Жанубий кон бошқармаси «Зармитан» рудниги «Ўрталик» карьерида амалиётга жорий этилган («Навоий кон-металлургия комбинати» ДКнинг 2021 йил 11 августдаги 02-06-07/8061-сон маълумотномаси). Натижада, бурғилаш режимини интенсивлаштириш имконини берган ҳамда қаттиқ тоғ жинсларини бурғилашда бурғилаш тезлигини 12-15% гача ошириш имконини берган, шунингдек бурғилаш ускунаси металлоконструкциялари

ва ишчи жиҳозларининг динамик юкламаларини 12-14% гача пасайтириш имконини берган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқотнинг натижалари 1 та республика ва 10 та халқаро илмий-амалий анжуманларда апробациядан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилиниши. Диссертация мавзуси бўйича жами 31 та илмий ишлар чоп этилган, шулардан 1 та монография, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг докторлик диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш учун тавсия этилган илмий нашрларда 9 та, жумладан, Республика нашрларида 6 та ва хорижий журналларда 3 та мақола нашр этилган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация таркиби кириш, бешта боб, хулоса, адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертация ҳажми 200 бетни ташкил этган.

ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

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

Диссертациянинг **«Хорижий карьер бурғилаш дастгоҳлари айланттирувчи-узатувчи механизмнинг куч ускуналари ва узатиш тизими конструкциялари ҳолатини, адабиётларни, патент ва фонд материалларини таҳлил қилиш ва назарий жиҳатдан умумлаштириш»** деб номланган биринчи бобида хорижий ишлаб чиқарувчиларнинг замонавий карьер бурғилаш ускуналарини айланттирувчи-узатувчи механизми, куч ускуналари конструкциялари ҳолати, гидроцилиндрли узатиш тизимига эга бўлган бурғилаш ускуналари, шарошкали бурғилаш ускуналари механик тизимларини тебраниш ва силкинишларини экспериментал ва аналитик тадқиқотлари таҳлили кўриб чиқилган.

Галкин В.И., Гетопанов В.Н., Герике Б.Л., Бреннер В.А., Ефимов В.Н., Кванигидзе В.С., Морозов В.И., Солод Г.И., Солод В.И., Радкевич Я.М., Рахутин М.Г., Рачек В.М., Русихин В.И., Пастоев И.Л ва бошқа бир қанча олимлар кончилик машиналарининг ишончлилиги билан шуғулланишганлар.

Ўзбекистон Республикаси карьерларида бугунги кунга келиб, карьер бурғилаш дастгоҳлари ёрдамида фойдали қазилмаларни қазиб олиш бўйича талаб ошиқ бормоқда. Очиқ усулда қазиб олишда шарошкали бурғилаш дастгоҳлари кенг қўламда қўлланилади.

Навоий кон-металлургия комбинати, Жанубий, Марказий ва Шимолий кон бошқармаларида жойлашган «Ўрталиқ», «Мурунтау», «Даугызтау»

чуқур карьерларида скважиналарни бурғилаш учун кенг қўлланиладиган СБШ-250МНА-32 (2014 й.) бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг лойиҳаси кўриб чиқилган

Диссертация ишининг «**Хар хил мустаҳкамликдаги тоғ жинсларини бурғилашда карьер бурғилаш дастгоҳларининг айланиш ва узатиш тизимларидаги қаршилик кучларининг илмий тадқиқотлари**» деб номланган иккинчи бобида тоғ жинсларини шарошкали долоталар билан бурғилаш жараёнларини, поғона бурғилаш вақтида бурғилаш ускуналарини асосий механизмларини юклама рационал параметрларининг, карьер бурғилаш ускуналари гидроцилиндрли узатиш тизимининг куч ва конструктив параметрлари, бурғилаш ускуналари динамик ва кинематик параметрларининг унинг техник унумдорлигига таъсир қилувчи омилларни тадқиқоти ва таҳлилларини аниқлашга бағишланган.

Бурғилаш дастгоҳининг динамик, кинематик, ишончлилик ва куч параметрларига боғлиқ бўлган бурғилаш тезлиги ифодаси қуйидагича топилади:

$$V_{б.м} = \frac{4}{\pi D^2} \left[\frac{\sigma k_{\partial y} (1 + 7,36 \cdot 10^{-2} (tg 0,5 \alpha_1 + \mu_1) K_{\dot{y}m} k_1 K_c (0,22 k_{\partial y})^m P_{ук.б.к}^{m-1} D^{m+2} k_{\text{дайл}})}{+ 0,5 \rho g k_{май} \frac{H+h_n}{\eta_y \eta_k \cos \alpha} K_{ск} K_g} \right]^{-1} \frac{м/с}{Вт}, \quad (1)$$

бу ерда D – долота диаметри, м; σ – бурғиланадиган тоғ жинсларининг мустаҳкамлик чегараси, Н/м²; $k_{\text{дайл}}$, $k_{\partial y}$ – мос равишда, бурғилаш ускунаси узатишлар ва айланишлар тизимининг динамиклик коэффицентлари; α_1 – шарошка тишларининг ўткирлашувчанлик бурчаги, град; μ_1 – тоғ жинсига шарошка металлларининг ишқаланиш коэффиценти ($\mu_1 = 0,25 \div 1,0$); $K_{\dot{y}m}$ – шарошка тишларининг ўтмаслашувчанлик коэффиценти ($K_{\dot{y}m} = 1 \div 1,3$ – анчагина юқори қаттиқлик ва абразивликка эга тоғ жинслари учун катта қийматга эга бўлади); k_1 – бурғиланадиган тоғ жинсининг мустаҳкамлилиги – σ га боғлиқ бўлган коэффицент; K_c – вертикалдан скважина ўқининг қиялик бурчаги – α да момент ортишини ҳисобга оладиган коэффицент; m – даража кўрсаткичи, скважинанинг тозалик сифатига боғлиқ (жуда яхши тозаланганда – $m = 1,25$; қониқарлида – $m = 1,5$; ёмон тозаланганда – $m = 1,75$); $P_{ук.б.к}$ – ўк бўйича қўйилган куч, кН; ρ – бурғиланувчи тоғ жинсининг зичлиги, кг/м³; $k_{май}$ – бурғиланадиган тоғ жинсларининг майдаланиш коэффиценти, $k_{май} = 1,45 \div 1,65$; $H + h_n$ – скважина узунлиги, м; η_y , η_k – мос равишда компрессор ва узатишини ФИКи, $\eta_y = 0,92 \div 0,95$, $\eta_k = 0,6 \div 0,7$; α – скважинанинг вертикалга нисбатан қиялик бурчаги, рад; $K_{ск}$ – тишлар ўртасида тоғ жинсларнинг тўлиқ бўлинмаслиги ҳисобига бурғилаш тезлиги камайишини ҳисобга олингандаги коэффиценти ($K_{ск} = 0,2 \div 0,5$ – анча юмшоқ тоғ жинслари учун каттароқ катталиқ); K_g – гидромоторнинг тайёргарлик коэффиценти ($K_g = 0,8 \div 1,2$).

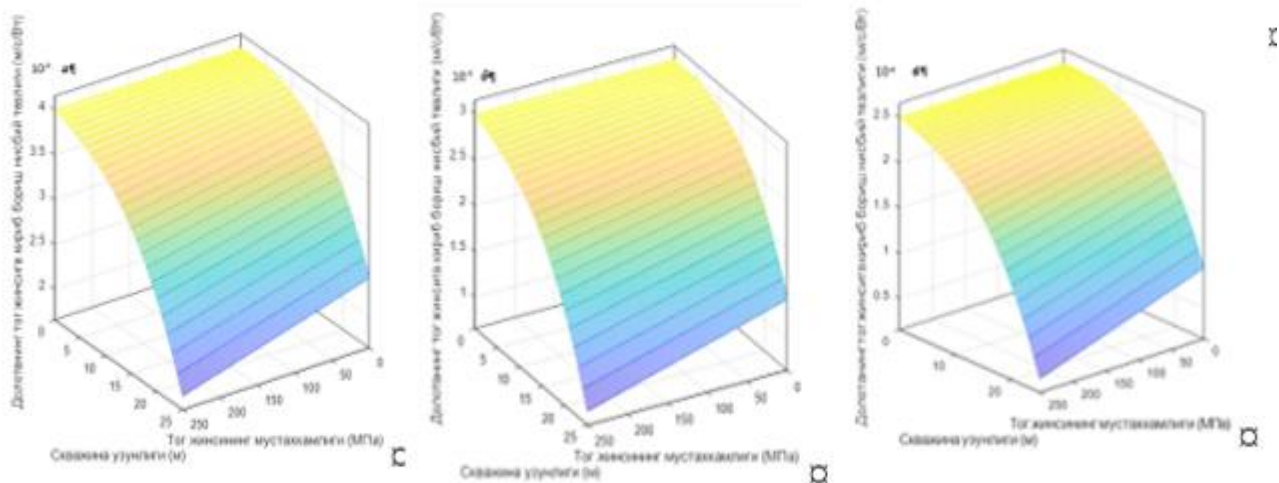
Ифода (1) нинг боғлиқлик графиги – скважиналарни бурғилашда тоғ жинсига долота кириб боришининг нисбий тезлигини бурғиланадиган тоғ жинсининг мустаҳкамлиги – σ ва скважина узунлигига – L боғлиқлиги ($D=0,25$ м да; $\sigma = 50 \cdot 10^6$; $100 \cdot 10^6$; $150 \cdot 10^6$; $200 \cdot 10^6$ Па; $k_1 = 11, 10, 8, 2$; $k_{\partial y} = k_{\text{дайл}}=1,0$; $\alpha_1=\pi/3$; $\mu_1=0,625 \div 0,785$; $K_{\dot{y}m} = 1 \div 1,3$; $P_{ук.б.к}=4 \div 6 \cdot 10^5$ Н; $\rho=2,5 \div 3,5 \cdot 10^5$

$\kappa z/m^3$; $k_p=1,65$; $\alpha=0^0, 15^0, 30^0$; $\eta_n=0,92$; $\eta_k=0,6$) 1-расмда кўрсатилган; скважина узунлиги $L = H + h_n = 15\text{м}$ учун ($K_c = 35$).

Бурғилаш дастгоҳини айлантирувчи-узатувчи механизмларининг технологик, кинематик, ишончлик ва куч параметрларини, бурғиланадиган тоғ жинсларини физик-механик хоссаларига таъсирини ҳисобга олувчи тоғ жинслари билан ўзаро таъсирлашиш жараёнининг кўп параметрли математик модели ишлаб чиқилган.

Кўп параметрли математик моделни MathCAD амалий дастур пакетидан фойдаланиб моделлаштириш куйидаги натижани берди:

– тоғ жинсига долота кириб боришининг энг катта нисбий тезлигига - V_6 (0,538 дан 4,335 гача) 10^{-4} (м/с)/Вт скважина узунлиги – $L_{min} = 10$ м бўлганда эришилади, тоғ жинсига долота кириб боришини энг кичик нисбий тезлигига эса – V_6 (0,292 дан 2,349 гача) 10^{-4} (м/с)/Вт энг узун скважинани – $L_{max} = 23$ м бурғилаш чуқурлигига тўғри келади.

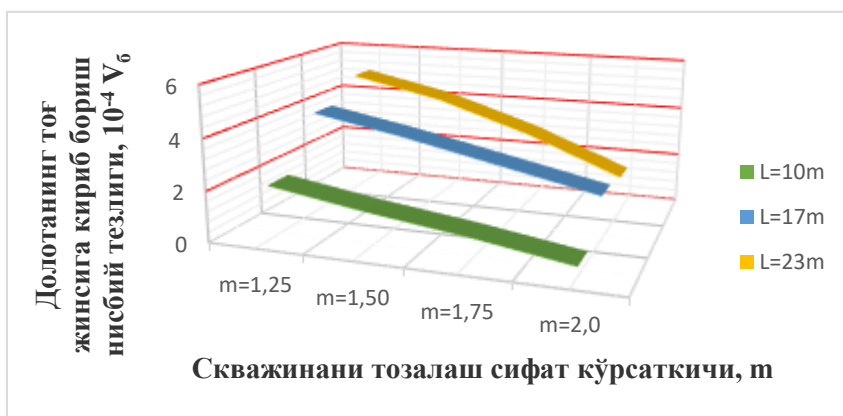


1-расм. Тик ва қия скважиналарни бурғилашда ($\alpha=0^0, \beta=15^0, \gamma=30^0$) тоғ жинсига долотанинг кириб бориш нисбий тезлигининг, бурғиланадиган тоғ жинси мустаҳкамлиги – σ ва скважина узунлиги – L га боғлиқлик графиги

Ўз навбатида, шарошкали долотанинг тоғ жинси билан ўзаро таъсирлашиш жараёнининг кўп параметрли математик модели, скважиналарни тик ва қия ҳолда бевосита ва тозалик сифат кўрсаткичига боғлиқ бурғилашда, долотанинг тоғ жинсига кириб бориши нисбий тезлиги боғлиқликларини аниқлаш имконини беради (2-расм).

2-расмда келтирилган натижанинг таҳлили куйидагича:

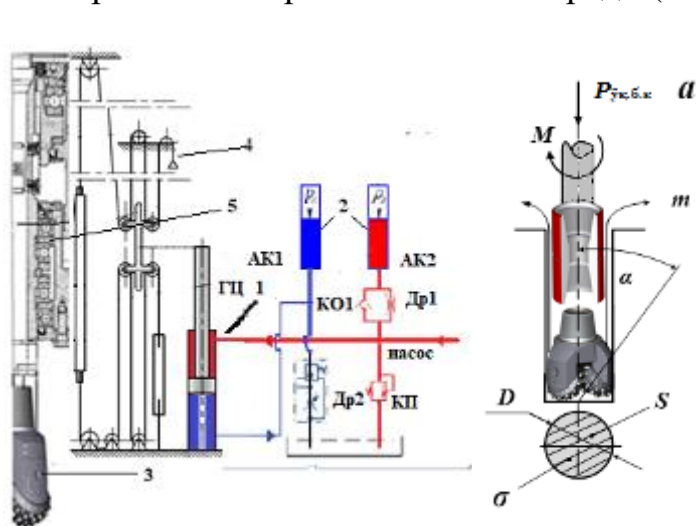
– долотанинг тоғ жинсига кириб боришининг нисбий тезлиги катталиги – V_6 , скважинани тозалаш сифат кўрсаткичи $m = 1,25$ га тенг бўлганда, бурғиланадиган тоғ жинсининг мустаҳкамлиги – σ ва скважина узунлиги – L m га боғлиқ бўлмаган ҳолда ва скважинани тозалаш сифат кўрсаткичи катталиги ортиши билан ҳам чизиқсиз равишда камаяди.



2-расм. Долотанинг тоғ жинсига кириб бориши нисбий тезлиги – V_b нинг скважиналарнинг тозалаш сифат кўрсаткичи – m га боғлиқлиги

«Бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизмининг гидравлик узатиш тизимида динамик жараёнларнинг тадқиқоти» деб номланган диссертациянинг учинчи бобида бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизмининг гидравлик узатиш тизими динамик параметрларининг, унинг унумдорлигига ва ишончилигига динамик жараёнларни таъсири ва бурғилаш режимида бурғилаш ускуналарини гидравлик узатиш тизимини қувват оқимлари тадқиқот қилинган.

Ишда бурғилаш дастгоҳининг айлантурувчи-узатувчи механизми такомиллаштирилган узатиш тизимининг «тоғ жинси – ўқдаги босим кучи – бурғилаш тезлиги – ишончилик» иерархик системаси, бурғилаш инструментида унинг босим кучи билан ботирилиш ва айланиш тезлиги ўзаро оптимал муносиблигини ўрнатилган ҳамда айлантурувчи-узатувчи механизмнинг гидравлик тизимини назорат қилиш методикаси ва мехатрон системали бошқаришнинг схемаси ишлаб чиқилган. Бу ечимлар бурғилаш жараёнида дастгоҳнинг вертикал, горизонтал ва тебраниш даражасини сезиларли пасайтириш имконини беради (3-расм).



1 – гидроцилиндр;
2 – пневмогидравлик аккумулятор;
3 – учта шарошкали долото;
4 – тресли канат; 5 – бурғилаш стави

3-расм. Бурғилаш режимида бурғилаш дастгоҳини такомиллаштирилган узатиш тизимининг «тоғ жинси – ўқдаги босим кучи – бурғилаш тезлиги – ишончилик» иерархик системанинг гидравлик схемаси

3-расмда келтирилган бурғилаш дастгоҳининг узатиш тизими, ковжойга кириш харакатининг гидроцилиндрларини ўз ичига олади ва бурғилаш вақтида долотага талаб қилинадиган ўқ бўйича қўйилган кучни ва босимни таъминлайди.

Гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир штокли бўшлиғи дастгоҳнинг насос линияси магистралаи ва сақловчи клапан – КП орқали гидробак билан уланган, гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир поршенли бўшлиғи сарфлаш регулятори - Др1 воситасида гидробак билан бирлаштирилган. Гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир поршенли ва штокли бўшлиғига мос равишда пневмогидравлик аккумуляторлар АК1 ва АК2 лар ўрнатилган. Бундан ташқари, аккумулятор – АК2 нинг гидравлик линияси гидроцилиндр – ГЦ нинг штокли бўшлиғи билан дроссел Др2 воситасида ва унга параллел ўрнатилган тесқари клапан билан боғланган – КО1. Аккумуляторлар АК1 ва АК2 бурғилаш дастгоҳи мачтасининг ёнига маҳкамланган. Гидроцилиндр поршенининг узатиш механизми ўқ бўйича ҳаракати жорий қиймати – Δh_n азот билан тўлдирилган аккумулятор эластик камерасининг деморфациясидан камайишини, қуйидаги ифода ташкил этади

$$\Delta h_n = j \frac{V_k}{S_{ак}} \left(1 - \frac{p_0}{p_{max}} \right)^{n_v}, \text{ м}, \quad (2)$$

бу ерда $S_{ак}$ – аккумулятор юзасининг майдони, м^2 , ажратилган эластик камерали аккумуляторлар учун қуйидагига тенг

$$S_{ак} = 0,85 \frac{\pi}{4} d_{ак}^2, \text{ м}^2, \quad (3)$$

$d_{ак}$ – аккумуляторнинг ички диаметри, м, (сиғими 9,5л; конструктив ҳажми – $V_k = 95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $d_{ак} = 38 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $S_{ак} = 96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$); $\Delta h_{nmax} = j \cdot 25,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; j – аккумуляторлар сони.

Ўз навбатида, такомиллаштирилган конструкцияли узатиш механизмининг гидротизими бикрлиги катталиқ кўрсаткичлари (3-расм) уларга бириктирилган аккумуляторларни гидроцилиндрнинг поршен ва шток бўшлиқларидаги ишчи суюқликнинг бикрлиги катталиқ кўрсаткичларидан аниқланади.

$$C_{и} = \left[S_{ш} \cdot E_{суюк} \left(\frac{\alpha_{\mu}}{h_n + \Delta h_n} + \frac{1}{h_{n_{max}}} \right) \right], \text{ Н/м}. \quad (4)$$

Тенглама (4) (2) ифодани ҳисобга олган ҳолда, қуйидаги кўринишни олади

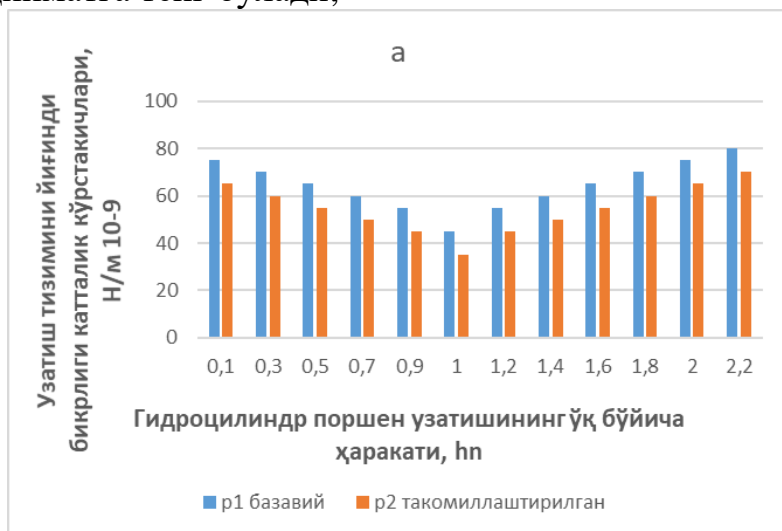
$$\left\{ C_{и} = S_{ш} \cdot E_{суюк} \left(\frac{\alpha_{\mu}}{h_n + \frac{jV_k}{S_{ак}} \left(1 - \frac{p_0}{p_{max}} \right)^{n_v}} + \frac{1}{h_{n_{max}}} \right) \right| 0 \leq h_n \leq 2,2 \left| 0 \leq p_0 \leq p_{max} \right. \right\}, \text{ Н/м}. \quad (5)$$

Тенглама (5) бурғилаш дастгоҳини айлантирувчи-узатувчи механизмининг узатмаси мос равишда базавий ва такомиллаштирилган гидравлик тизимининг йиғинди бикрлиги катталиқ кўрсаткичлари математик аналогини ўзида акс эттиради.

Аккумуляторларни турлича зарядли босимлари учун Excel амалий дастурлар пакетидан фойдаланиб, (5) тенгламани моделлашириш натижалари 4-расмда келтирилган.

Ковжойга долотани базавий ва такомиллаштирилган узатиш тизимининг йиғинди ўқ бўйича бикрлигини катталиқ кўрсаткичлари гидроцилиндр поршени ўқ бўйича ҳаракатига – h_n боғлиқлигининг таҳлили (4а, 4б-расмлар) натижалари қуйидагича:

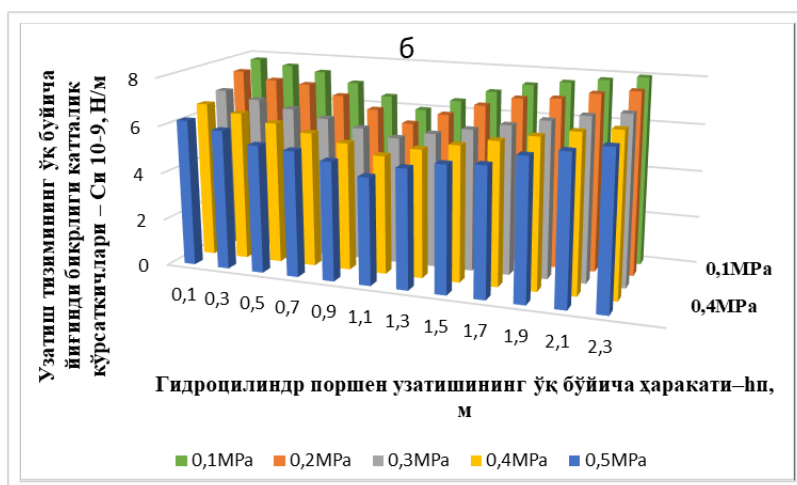
– гидроцилиндр узатиш механизмининг ўқ бўйича бикрлиги поршень ҳаракати ошиши билан нозизиқли ўзгаради ва унинг қиймати $h_n = 1,1$ метрга тенг бўлганда, минимал қийматга етади. Бунда поршеннинг бошланғич ва охириги ҳаракатида гидросистема ўқи эгилувчанлиги амалда максимал қийматга тенг бўлади;



a – поршен ҳаракати $0 \leq h_n \leq 2,3$ оралиғида; *б* – аккумуляторни турлича зарядли босимлари – p_0 учун поршеннинг ҳаракати $0 \leq h_n \leq 2,3$ оралиғида

4–расм. Бурғилаш дастгоҳи

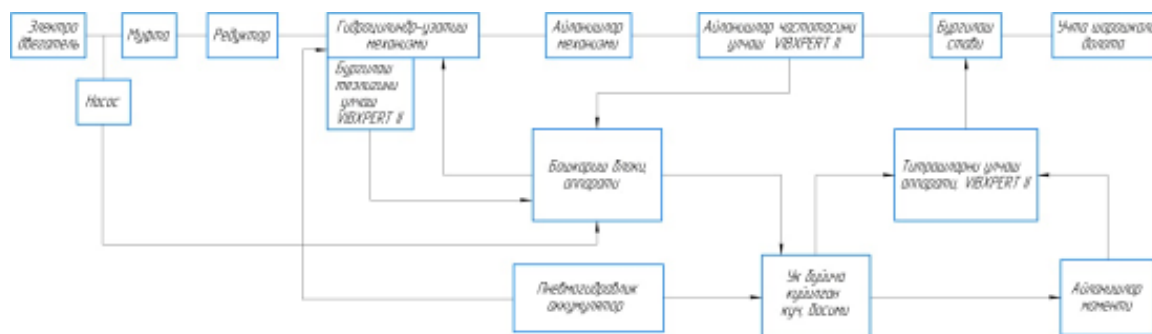
айлантирувчи-узатувчи механизми узатиш тизимининг ўқ бўйича йиғинди бикрлигини катталик кўрсаткичлари – $C_u(p_0, h_n)$ гидроцилиндр поршен узатишининг ўқ бўйича ҳаракати – h_n га боғлиқлик графиги



– гидроцилиндрнинг шток ва поршень бўшлиғига аккумуляторнинг уланиши узатиш механизми гидротизимининг бикрлиги катталик кўрсаткичлари 17,8 – 23,7% гача камаяди.

Бурғилаш жараёнида унинг параметрларини бошқариш, бурғилаш ставининг айланиши, бурғилаш стави ковжой билан таъсирлашиши, бурғилаш ставининг ўқ бўйича қўйилган кучини ва айланишлар моментини таъминлаш, бурғилаш дастгоҳининг такомиллаштирилган айлантурувчи-узатувчи механизми учун структура системали мехатрон бошқариш схемаси таклиф қилинган. Шунингдек, бурғилашнинг асосий параметрларини ўлчайдиган, дастгоҳнинг гидравлик тизимида босимнинг ўзгариши ҳисобига маълумотларни қайта ишлаш бошқариш блоки томонидан амалга оширилади (5-расм). Шунга асосланиб, бурғилаш дастгоҳининг параметрларини структура системали назорат қилишнинг мехатрон схемаси ишлаб чиқилган.

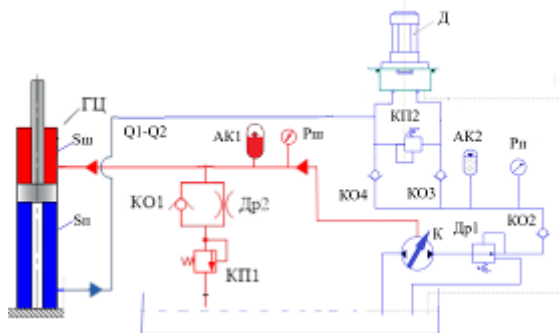
Бошқариш блоки гидропневмоаккумулятор ёрдамида узатишлар механизмини, айланишлар моментини, ўқ бўйича қўйилган кучни ва босимни назорат қилади. Бурғилаш дастгоҳларини структура системали мехатрон бошқариш, унинг механик характеристикаларини яхшилади. Шундай қилиб, айланишлар механизмини ва ўқ бўйича қўйилган кучни назорат қилиш учун пневмогидравлик аккумуляторлардан ёки гидромашиналардан фойдаланиш мумкин.



5-расм. Бурғилаш дастгоҳи такомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизмининг структура системали мехатрон бошқариш схемаси

Бурғилаш дастгоҳи бурғилаш стави ва учта шарошкали долотадан ташкил топган. Бурғилаш ставининг айланиши, унинг ковжой билан таъсирлашуви мос равишда ўқ бўйича қўйилган куч ва буралишлар momenti билан амалга оширилади. Ўқ бўйича қўйилган куч узатишлар механизми орқали амалга оширилади. Бурғилаш тезлиги, бурғилаш ставининг айланишлар частотаси ҳамда айланишлар momentидан олинган сигналларга асосланиб, қабул қилинган назорат мезонига мувофиқ бошқариш блоки иш параметрларини танлайди ва сақлайди.

Ковжойга долотанинг гидравлик узатиш тизими қуйидагиларни ўз ичига олади: доимий бошқариладиган насос, ФИКи – $Q_1 - Q_2$, узатиш тизими гидроцилиндрлари – «ГЦ», ҳаракатчан поршен ва ҳаракатсиз корпус бўшлиғига тенг – $K \geq 1$ – «ГЦ» ва узатиш «Н» насоснинг ишчи камерасида регулятор билан бошқаришнинг мехатрон тизими гидропневмоаккумулятор АК1 ва АК2лар кўрсатилган (6-расм).



6-расм. Бурғилаш режимида гидравлик узатиш тизимининг ишчи суюқликлар оқимининг ўқ бўйича қўйилган куч ва босимни бошқаришнинг мехатрон схемаси

Бурғилаш режимида гидравлик узатиш тизими ишчи суюқликлари оқимининг ўқ бўйича қўйилган кучни ва босимни бошқаришнинг мехатрон схемаси ишлаб чиқилган ва дастгоҳнинг гидроцилиндри – ГЦ билан узвий боғланган ҳолда амалга оширилади. Бурғилаш жараёнида гидроцилиндр – ГЦ

гидропневмоаккумуляторларсиз базали ҳолатида ишлаганда ковжойга ўқ бўйича қўйилган куч ва босимни дастгоҳнинг машинисти ёрдамида амалга оширилади. Гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир штокли ва поршень бўшлиғига дастгоҳнинг гидравлик магистраллари трансмиссиясидан суюқликнинг оқими насос орқали узатилади. Дастгоҳнинг насосини бошқариш, яъни назорати - K га боғлиқ. $0 \leq K \leq 1$ оралиқда насоснинг ишлаш жараёни фаоллашади. Дастгоҳнинг насос линияси магистрали сақловчи клапан – КП1, дроссель – Др2 ва тескари клапан КО1 орқали гидробак билан уланган. Гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир поршенли бўшлиғи сарфлаш регулятори дроссель - Др1 ва тескари клапанлар – КО2, – КО3, ҳамда – КО4 лар билан гидробак билан бирлаштирилган. Гидроцилиндр – ГЦ нинг ҳар бир поршенли ва штокли бўшлиғига мос равишда АК1 ва АК2 лар гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилган.

Гидроцилиндрнинг шток ва поршенли бўшлиқлари босимларининг нисбати, мос равишда, унинг шток ва поршенли юзаларига тенг бўлган ҳолда ҳаракатланади. Гидропневмоаккумулятор АК1 ва АК2 лар орқали гидроцилиндрга мувозанатловчи, яъни ўқ бўйича кучни беради. Гидропневмоаккумулятор АК1 ва АК2 лар бурғилаш жараёнида тоғ жинси қаттиклигининг ошиши натижасида бурғилаш ставида пайдо бўладиган титрашлардан ҳаракатга келади, яъни гидроцилиндр бурғилаш ставига ўқ бўйича қўйилган куч таъсири остида суюқликка босим беради. Бу босим гидроцилиндр поршенининг ҳаракатини мувозанат ҳолатда ушлаб туради. Демак, бу ҳолат дастгоҳни бурғилаш жараёнини автоматик ва мехатрон бошқаришни амалга оширади. Ишлаб чиқилган мехатрон схемаси бурғилаш жараёнида ўқ бўйича қўйилган куч ва босимни назорат қилади. Натижада дастгоҳнинг ишончлилиги, чидамлилиги ва унумдорлиги ошади.

Диссертация ишининг **«Карьер бурғилаш дастгоҳининг такомиллаштирилган электрогидромеханик айланирувчи – узатувчи механизмининг конструкцияси ва ишлаш принципи»** деб номланган тўртинчи бобида айлантирувчи-узатувчи механизмини такомиллаштириш бўйича чора тадбирлар, бурғилаш дастгоҳи электрогидромеханик айланирувчи-узатувчи механизмининг конструкцияси, кинематик ва гидравлик схемалари, бурғилаш ставининг такомиллаштирилган узатиш механизми, бурғилаш ускунасини такомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизмини экспериментал (синов) тадқиқотлари, синовларни дастури, усуллари ва синашнинг мақсади ишлаб чиқилган.

Тик юзада тебранишларни пасайтиришнинг энг катта эффектига, узатишни такомиллаштирилган гидроцилиндрли комплексга мослашувчан ажратгичи бор пневмогидравлик аккумуляторни ўрнатиш йўли билан (сиғими 9,5 л, зарядлаш босими $0,7 \div 0,8 P_{ишчи}$) эришилади. Параметрлар I_{ab} , V_{cm} , V_{ab} , $P_{ўқ.б.к}$ нинг ўзгаришлари назорати бурғилаш дастгоҳлари машинист кабинасида ўрнатилган стрелкали асбобларда, яъни экранларда амалга оширилади. Гидромашиналар магистралидаги босим ўзгаришлари эса, гидроблокда ўрнатилаган монометрлар МН1, МН2 бўйича амалга оширилади.

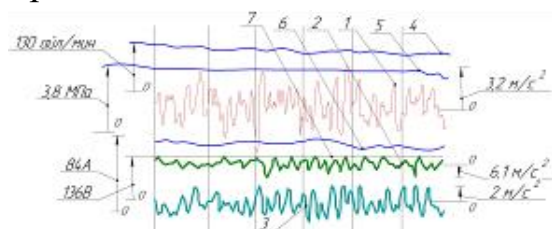
Эксперимент ўтказишда ўзгарувчан параметрлар қуйидагилар ҳисобланади:

- ставнинг айланишлар частотаси, ўзгариш оралиғи 50÷150 айл/мин;
- ўқ бўйича қўйилган куч, ўзгариш оралиғи 100÷300 кН;
- гидропневмоаккумуляторни зарядлаш босими, гидромашинани юқори босимли магистралага ўрнатилган, ўзгариш оралиғи $0,3 \div 0,9 P_{НОМ}$.

Энг кўп микдордаги ўлчовларни, тезлатилган режимларда бурғилаш имкониятини ишончли асослаш учун, ставнинг айланишлар тезлиги 100 айл/мин ва ўқ бўйича босими 20 кН дан кўпроқ бўлганда амалга ошириш керак.

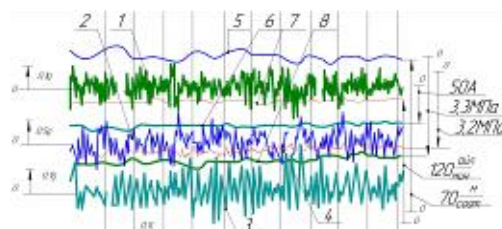
Синов вақтида Жанубий кон бошқармаси +800 – горизонтидаги Ўрталик карьериди чуқурлиги 22 м ва диаметри 250 мм бўлган 4400 пог.м скважина қовланган. VIBXPERT II осциллограммадаги датчик кўрсаткичларининг ёзувини, ҳам стандарт, ҳам тақомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизмлар билан, чуқурлиги 1-7 м, 7-11 м, 11-14 м ва 14-22 м битта, иккита ва учта штангалар билан скважинани бурғилаш вақтида амалга оширилди. Синов мобайнида 21 та режим ёзиб борилди: 9 та стандарт ва 12 та тақомиллаштирилган айлантирувчи-узатувчи механизм билан шунингдек, таъмирлаш ва ишлаш ҳолатидаги носозликлар таҳлил қилинди.

VIBXPERT II виброаппаратларнинг таҳлили, уларнинг фрагментлари 7 ва 8-расмларда келтирилган натижалардан шундай хулоса қилиш мумкинки, тормозлаш (тўхтатиш) режимида ишлайдиган гидромашинани трансмиссиясига, қайсики, юқори босимли магистралада гидропневмоаккумулятор ўрнатилган, айлантирувчи-узатувчи механизм двигателининг юқламаси билан мос равишда ҳисобланган зарядланиш босимининг киритилиши, дастгоҳ металлоконструкциясига бериладиган ҳаракатга динамик юқланиш даражасини сезиларлича камайтириш имконини беради.



- 1- горизонтал юзадаги (рамага кўндаланг) тезланиши;
 2 – вертикал юзадаги тезланиши; 3- горизонтал юзадаги (рама бўйлаб) тезланиши; 4- ставнинг айланишлар частотаси; 5- гидромашинани юқори босимли магистраладаги босими; 6- двигатель токи; 7- двигатель кучланиши

7-расм. Бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг гидропневмоаккумулятор ўрнатилгунга қадар вибротезланишларни босим кучига, айланишлар частотасига, кучланишга ва ток кучига боғлиқлигининг экспериментал натижалари (1-7 м)



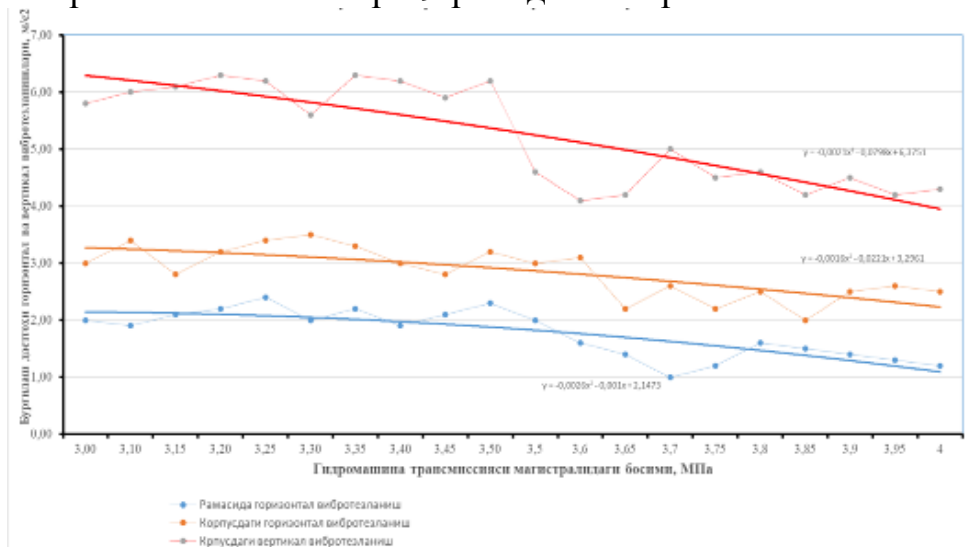
- 1- горизонтал текисликдаги (рамага кўндаланг) тезланиши; 2 – вертикал текисликдаги тезланиши; 3 - горизонтал текисликдаги (рама бўйлаб) тезланиши; 4 - узатиш гидроцилиндрларини поршенли юзасидаги босими; 5 - бурғилаш тезлиги; 6 - двигатель токи; 7 - ставни айланишлар частотаси; 8 - гидромашинани магистраладаги суюқлик босими

8-расм. Бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг гидропневмоаккумулятор ўрнатилгандан кейинги вибротезланишларига босим кучи, айланишлар частотаси, кучланиш ва ток кучига боғлиқлигининг (7-11 м) экспериментал натижалари

Дастгоҳ рамасининг кўндаланг ўқи бўйлаб горизонтал текисликдаги тебранишлар тезланишини пасайиши, айниқса, сезиларли ҳисобланади (эгри чизик 1, 8-расм).

Гидромашина ўрнатилгунга қадар, тебранишлар тезланишининг максимал қиймати A_x 3-3,5 м/с² ни ташкил этган бўлса, у ўрнатилгандан сўнг, улар 2,1-2,4 м/с² гача пасаяди, бундан ташқари тебранишлар тезланиши пасайишининг катта қиймати паст частотага тўғри келади, шу зонада хусусий ва мажбурий частоталарнинг номувофиклиги билан тушунтирилади (2,2; 6,4 Гц). Барча кўрсатилган қийматлар, ток кучи ($I_{ав}=70-85$ А) оралиғида, айланишлар частоталарида ($n=120\div 140$ айл/мин) ва ўқ бўйича узатиш ($P_{ўқ.б.к} = 14\div 18$ кН) кучида олинган.

Бурғилаш дастгоҳи электрогидромеханик айлантурувчи-узатувчи механизм ўрнатилгунга қадар, рамаси ва корпусидаги горизонтал ҳамда вертикал вибротезланишларни гидромашина трансмиссиясидаги босимига боғлиқлиги (1-7 м, 7-11 м) VibXpert II 7-расмнинг кўрсаткичларидан кўриниб турибди. Бурғилаш дастгоҳи горизонтал ва вертикал вибротезланишлари билан гидромашина трансмиссиясининг магистраллидаги босими орасидаги боғлиқлик графигини Excell амалий дастурлар пакетидан фойдаланган ҳолда моделлаштиришнинг натижалари 9-расмда келтирилган.



9-расм. Бурғилаш дастгоҳи электрогидромеханик айлантурувчи-узатувчи механизм ўрнатилгунга қадар горизонтал ва вертикал вибротезланишларни гидромашина трансмиссиясининг магистраллидаги босимига боғлиқлик графиги

9-расмда келтирилган натижалар таҳлили куйидагича:

гидромашина трансмиссиясининг магистраллидаги босимнинг ошиши билан бурғилаш дастгоҳи рамасидаги ва айлантурувчи-узатувчи механизм корпусидаги горизонтал ҳамда вертикал вибротезланишлари тўғри чизиқсиз пасаяди;

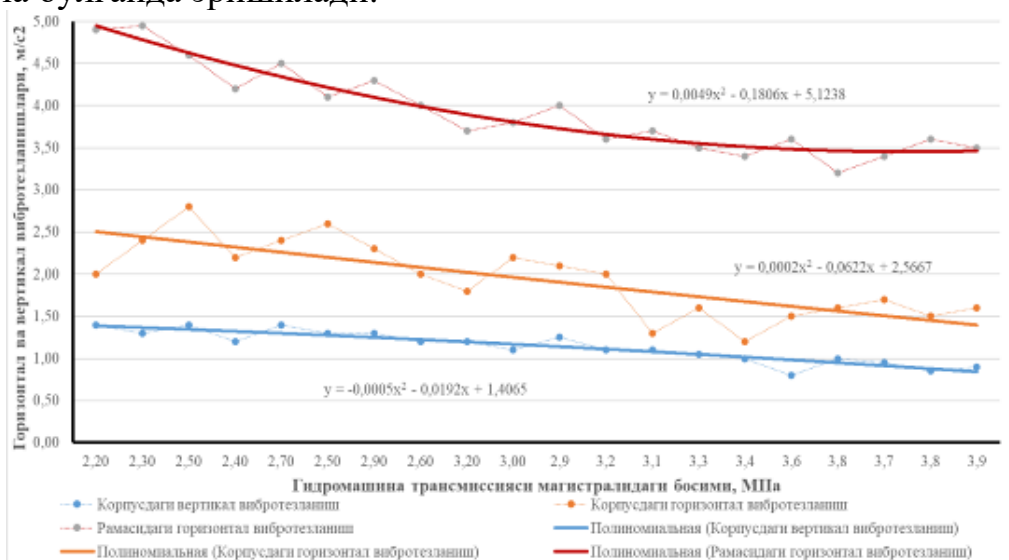
бурғилаш дастгоҳи узатишлар гидроцилиндрларига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгунга қадар, горизонтал ва вертикал вибротезланишларининг энг катта нисбий қийматига - A_x, A_y, A_z 2,01 дан 6,6

м/с² гача бўлганда эришилади, бурғилаш дастгоҳи горизонтал ва вертикал вибротезланишларининг энг кичик нисбий қиймати эса - A_x, A_y, A_z 1,01 дан 5,01 м/с² га тўғри келади.

Бурғилаш дастгоҳи электрогидромеханик айлантурувчи-узатувчи механизм ўрнатилгандан кейин рамаси ва корпусидаги горизонтал ҳамда вертикал вибротезланишларни босиш кучига боғлиқлиги (1-7 м, 7-11 м) VibXpert II 8-расмнинг кўрсаткичларидан кўриниб турибди. Бурғилаш дастгоҳи горизонтал ва вертикал вибротезланишлари билан гидромашина трансмиссиясининг магистраладаги босими орасидаги боғлиқлик графигини Excell амалий дастурлар пакетидан фойдаланган ҳолда моделлаштиришнинг натижалари 10-расмда келтирилган.

10-расмда келтирилган натижалар таҳлили қуйидагича:

бурғилаш дастгоҳи узатишлар гидроцилиндрларига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгандан кейин горизонтал ва вертикал вибротезланишларининг энг катта нисбий қийматига - A_x, A_y, A_z 1,35 дан 4,86 м/с² гача бўлганда эришилади.



10-расм. Бурғилаш дастгоҳи электрогидромеханик айлантурувчи-узатувчи механизми ўрнатилгандан кейин рамаси ва корпусидаги горизонтал ҳамда вертикал вибротезланишларни босиш кучига боғлиқлик графиги

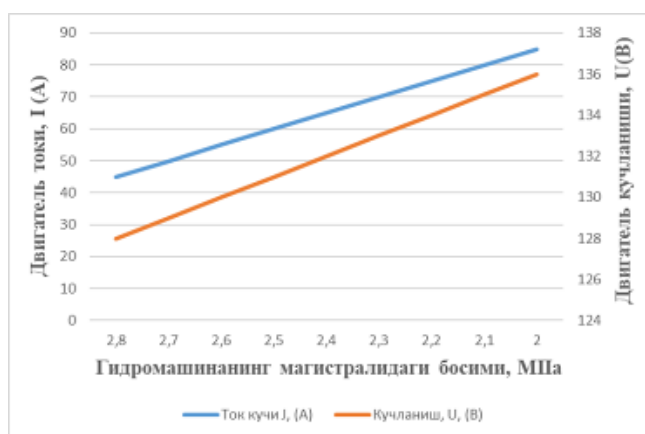
Бурғилаш дастгоҳи горизонтал ва вертикал вибротезланишларининг энг кичик нисбий қиймати эса - A_x, A_y, A_z 0,76 дан 3,2 м/с² га тўғри келади.

Графиклар (9 ва 10-расмлар) дан кўриниб турибдики, бурғилаш дастгоҳининг узатишлар цилиндрига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгунга қадар, тебранишлар тезланишининг максимал қийматлари - A_x, A_y, A_z 2,01 дан 6,6 м/с² ни ташкил этган бўлса, бурғилаш дастгоҳининг узатишлар цилиндрига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгандан сўнг, тебранишлар тезланишининг максимал қийматлари эса - A_x, A_y, A_z 1,35 дан 4,86 м/с² гача тўғри келади, яъни дастгоҳнинг тебранишлари 25÷35% гача тўғри чизиксиз пасаяди.

СБШ-250МНА-32 бурғилаш дастгоҳи билан бурғилаш жараёнида скважина чуқурлигининг ортиши билан тоғ жинсининг мустаҳкамлиги ҳам

ўзгариб боради. Тоғ жинсининг мустақамлигини ошиши билан бурғилаш жараёнини давом эттириш учун дастгоҳга меъеридан ортиқ ток кучи ва кучланиш талаб этилади. Бунинг натижасида эса ковланадиган скважинанинг таннархи ҳам ошиб кетади. Бурғилаш жараёнида дастгоҳнинг ишончилигини ошириш, интенсив бурғилашни ташкил этиш, титрашларни ва таннархини камайтириш мақсадга мувофиқдир.

Таҳлилларимиз асосида бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизмнинг гидропневмоаккумулятор ўрнатилгунга қадар вибротезланишларни босим кучига, айланишлар частотасига, бурғилаш тезлигига, двигателнинг кучланишига ва ток кучига боғлиқлик (1-7 м, 7-11 м) VibXpert II 7-расмнинг кўрсаткичларидан кўришиб турибди. Бурғилаш дастгоҳи гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимини, двигателнинг ток кучи ва кучланиши орасидаги боғлиқлик графигини Excell амалий дастурлар пакетидан фойдаланган ҳолда моделлаштиришнинг натижалари 11-расмда келтирилган.



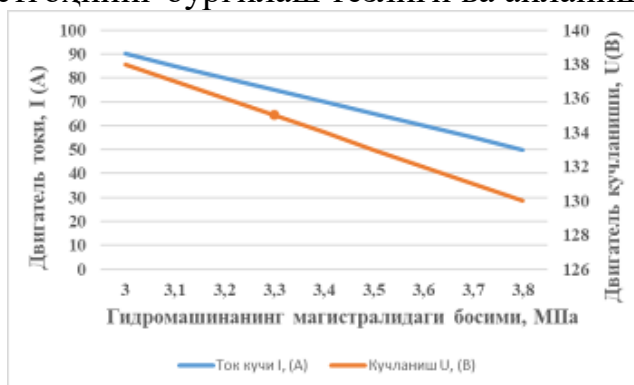
11-расм. Бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизмга гидропневмоаккумулятор ўрнатилгунга қадар гидромашинанинг босимининг, двигателнинг кучланишига ва ток кучига боғлиқлик графиги

11-расмда келтирилган натижалар таҳлили куйидагича:

– бурғилаш дастгоҳи узатишлар гидроцилиндрларига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгунга қадар гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимнинг энг кичик нисбий қийматига - P , (2,0) МПа бўлганда, эришилади. Бу шунингдек, бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизми двигателининг кучланиши ҳамда ток кучининг энг катта нисбий қиймати – U (138 В), J (85 А) га тўғри келади. 11-расмдан кўришиб турибдики, гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимнинг камайиши билан дастгоҳга бурғилаш жараёнида иккиламчи энергия ва кучланиш талаб этилади. Бу эса бурғиланадиган скважинанинг сезиларли даражада таннархини оширади.

Бурғилаш дастгоҳи айлантурувчи-узатувчи механизмнинг гидропневмоаккумуляторлари ўрнатилгандан кейин вибротезланишларни босим кучига, айланишлар частотасига, бурғилаш тезлигига, двигателнинг кучланишига ва ток кучига боғлиқлиги (1-7 м, 7-11 м) VibXpert II 8-расмнинг кўрсаткичларидан кўришиб турибди. Бурғилаш дастгоҳи гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимини, двигателнинг ток кучи ва кучланиши орасидаги боғлиқлик графигини Excell амалий дастурлар пакетидан фойдаланган ҳолда моделлаштиришнинг натижалари 12-расмда

келтирилган. Бурғилаш дастгоҳининг бурғилаш тезлиги ва айланишлар частотаси гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимига тўғри пропорционал бўлганлиги учун графикда кўрсатилмаган. Демак, гидромашина трансмиссияси магистралидаги босимнинг ортиши билан дастгоҳнинг бурғилаш тезлиги ва айланишлар частотаси ҳам ортади.



12-расм. Бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгандан сўнг гидромашинанинг магистралидаги босимининг двигателнинг кучланишига ва ток кучига боғлиқлик графиги

12-расмда келтирилган натижалар таҳлили қуйидагича:

– бурғилаш дастгоҳи узатишлар гидроцилиндрларига гидропневмоаккумуляторлар ўрнатилгандан сўнг гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимнинг энг катта нисбий қийматига - P , (4,0) МПа бўлганда, эришилади. Бу шунингдек, бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизми двигателининг кучланиши ҳамда ток кучининг энг кичик нисбий қиймати – U (130 В), J (50 А) га тўғри келади.

12-расмдан кўришиб турибдики, гидромашина трансмиссиясининг магистралидаги босимнинг ортиши билан дастгоҳга бурғилаш жараёнида иккиламчи энергия ва кучланиш талаб этилмайди.

Синов давомида бурғилаш жараёнини интенсивлаштириш бўйича режимлар қўллаб кўрилди, бу вақтда такомиллаштирилган электрогидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмнинг айланишлар частотаси, двигател юкламаси ва узатиш кучланишини оширишнинг гидромашинасиз синовда олинган тебранишлар тезланишлари қийматига эришгунча амалга оширилди. Бунда бурғилаш стави айланишлар частотасини 13-15% га (150-160 айл/мин гача) ошиши, ўқ бўйича босим кучининг 12-15% га (17-20 кН гача) ошиши, бурғилаш тезлигининг 12-17% га ошишига эришилди.

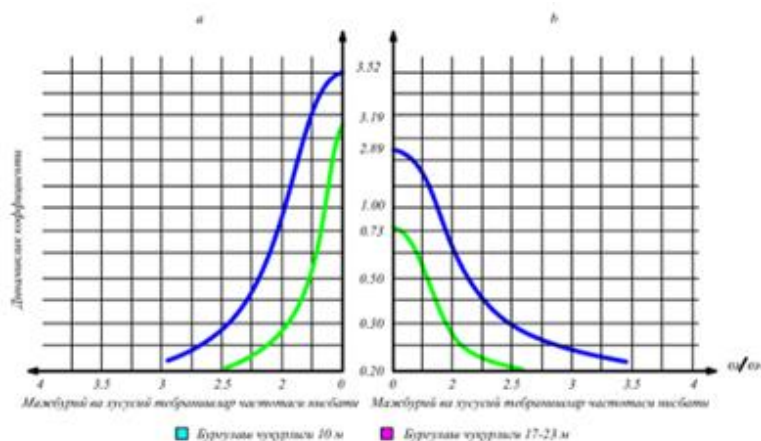
Диссертациянинг «**Бурғилаш дастгоҳи гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмнинг конструкцияси ва ишлаш принципи**» деб номланган бешинчи бобда гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмни мақсади ва техник кўрсаткичлари, кинематик ва гидравлик схемалари, ишлаш принципи, ишга тушириш, бурғилаш ускунасининг экспериментал тадқиқотлари, гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмни асосий параметрларини ҳисоблаш услублари ва айлантирувчи-узатувчи механизмни ҳаракатига таъсир қилувчи юкламалар ва ишончлилиқ кўрсаткичлари тадқиқ қилинган.

Бурғилаш дастгоҳининг прогрессив ҳаракатли бир хил оғирликдаги (моделли) тизимларни амплитуда – частотали характеристикаси – $AЧX_n$ ни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин

$$A\chi X_n = \frac{x}{x_{ст}} = \frac{1}{C \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{сн}^2}\right)^2 + \left(\frac{\mu_n}{m\omega_{сн}}\right)^2 \frac{\omega^2}{\omega_{сн}^2}}}, \quad (6)$$

бу ерда x – бурғилаш стави ўқ бўйича деформациясининг умумлаштирилган координатаси, м; $x_{ст}$ – бурғилаш дастгоҳининг статик ўқ бўйича деформацияси, м; C – бурғилаш стави узатиш тизимининг ўқ бўйича йиғинди бикрлиги, Н/м; $\omega_{сн}$ – бурғилаш стави ўқ бўйича тебранишларини хусусий частотаси, рад/с, μ_n – бурғилаш ставини вертикал тебранишларини демпфирланиш коэффициенти йиғиндиси, Нс; m – бурғилаш стави узатмасини динамик тизимини ҳаракатланувчи массаси йиғиндиси, кг.

Бурғилаш ставини айланишлари ва узатиш тизимини динамиклик коэффициенти $k_{di} (\omega/\omega_{с.айл})$ мажбурий ва хусусий частоталари нисбати оралиғида $0 \leq \omega/\omega_{с.айл} \leq 4,0$ MathCAD тадбиқий дастур пакетидан фойдаланиб моделлаштириш натижалари 13-расмда келтирилган.



a–базовий;
б–такомиллаштирилган.
13–расм. Бурғилаш стави узатиш тизими динамиклик коэффициенти амплитуда частотали характеристикасига боғлиқлиги

Узатиш тизими базовий варианты (13а-расм) такомиллаштирилган вариантга солиштирилганда, динамиклик тизимининг демпфирланиш коэффициенти 3,52 дан 2,89 гача камайишига олиб келади (8,21% гача).

Узатиш тизимининг такомиллаштирилган варианты (13б-расм) динамиклик тизимини демпфирланиш коэффициенти $\mu_n = 3,9 \cdot 10^7$ Нс/м қийматга тенг бўлганда, пневмогидравлик аккумуляторларни ўрнатиш ҳисобига йиғинди бикрлигининг пасайишида ҳам динамиклик коэффициенти 3,19 дан 0,73 гача (22,88% га) камайишига олиб келади.

Айлантирувчи-узатувчи механизм трансмиссияси гидропневмоаккумулятор ўрнатишдаги бикрлигининг зарядланиш босимиға боғлиқлиги қуйидаги формула бўйича аниқланиши мумкин

$$K_{ГМТ} = \frac{N \cdot q_w \cdot P_p}{V_0 \left(\frac{P_0}{P_p}\right)^{\frac{1}{N}}}, \quad (7)$$

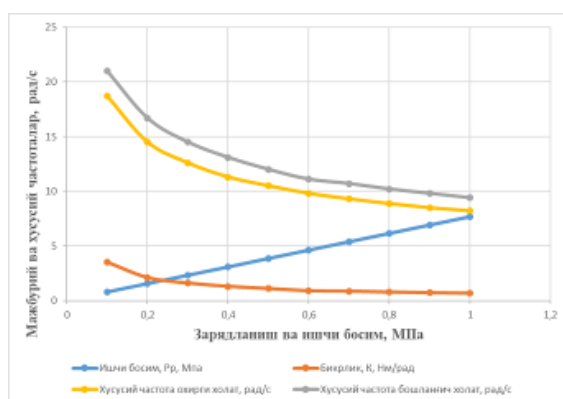
бу ерда N – политроплар кўрсаткичи, $N = 1,4$; q_w – гидромашинанинг нисбий унумдорлиги, ИМР-2,5 учун $q_w = 0,0025$ м³; P_p – номинал буралиш momentiда $P_p = 7,7 \cdot 10^6$ Н/м² гидросистемадаги ишчи босими; V_0 – аккумулятор ҳажми, $V_0 = 0,095$ м³; P_0 – аккумуляторнинг зарядланиш босими.

Турли хил P_0 учун $K_{ГМТ}$ қиймати 1-жадвалда келтирилган.

Зарядланиш босими P_0 , Н/м ²	$0,1P_p$ $0,77 \cdot 10^6$	$0,2P_p$ $1,54 \cdot 10^6$	$0,3P_p$ $2,31 \cdot 10^6$	$0,4P_p$ $3,07 \cdot 10^6$	$0,5P_p$ $3,85 \cdot 10^6$	$0,6P_p$ $4,62 \cdot 10^6$	$0,7P_p$ $5,39 \cdot 10^6$	$0,8P_p$ $6,16 \cdot 10^6$	$0,9P_p$ $6,93 \cdot 10^6$	$1,0P_p$ $7,7 \cdot 10^6$
Бикрлик $K_{ГМТ}$ Нм/рад.	$3,5 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^4$	$1,6 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^4$	$0,9 \cdot 10^4$	$0,86 \cdot 10^4$	$0,78 \cdot 10^4$	$0,72 \cdot 10^4$	$0,67 \cdot 10^4$
Хусусий частота рад./с I-ҳолат II- ҳолат	21 18,7	16,7 14,5	14,5 12,6	13,1 11,3	12,0 10,5	11,1 9,8	10,7 9,3	10,2 8,86	9,8 8,49	9,4 8,2

1-жадвалдан кўринадики, айлантурувчи-узатувчи механизм трансмиссиясидаги тебранишларнинг самарали пасайиши $P_0 \geq P_p$ ораликда бўлиши мумкин бўлган гидропневмоаккумуляторлар заряди бўйича тавсияларга мос келади.

1-жадвалда кўрсатилган зарядланиш босими, бикрлик ва хусусий частоталарнинг 11-ифодадан олинган натижаларидан фойдаланиб, уларнинг боғлиқлик графиги тузилди (14-расм), яъни моделлаштирилди.



14-расм. Айлантурувчи-узатувчи механизм трансмиссиясида гидропневмоаккумуляторларнинг турлича зарядланиш босимларида киритиладиган бикрлик ва хусусий частоталарнинг боғлиқлик графиги

Моделлаштириш Excel амалий пакети дастури асосида амалга оширилди ва қуйидагилар аниқланди:

– зарядланиш босимининг – P_0 , (МПа) энг кичик қиймати 0,1 МПа бўлганда, хусусий частоталарнинг биринчи ва иккинчи ҳолатларининг энг катта қийматлари 18,7-21 (рад/с) да эришилди, худди шунингдек, трансмиссиянинг бикрлиги энг катта $K_{ГМТ}$ (Нм/рад) 3,5 Нм/рад қийматига тўғри келади;

– зарядланиш босимининг – P_0 , (МПа) энг катта қиймати 1 МПа га етганда, ишчи босим ҳам ўзининг максимал катта қийматига 7,7 МПа нозизиқли кўтарилиб эришади, хусусий частоталарнинг биринчи ва иккинчи ҳолатларининг энг кичик қийматларига 8,2-9,4 (рад/с) тенг бўлади, яъни нозизиқли пасаяди, худди шунингдек, трансмиссиянинг бикрлиги эса $K_{ГМТ}$ (Нм/рад) 0,67 Нм/рад энг кичик қийматига тўғри келади ва нозизиқли камади.

Ифода (1) дан фойдаланиб тоғ жинсига долота кириб боришининг нисбий тезлиги – V_6 бурғилаш ставининг турлича узунликларида узатиш тизимининг динамиклик коэффицентига – $k_{d\delta}$ ва бурғиланадиган тоғ-

жинсининг мустаҳкамлигига таъсирини англаш учун скважиналарнинг бурғиланиш таннархини маълум бўлган боғлиқликдан аниқлаймиз

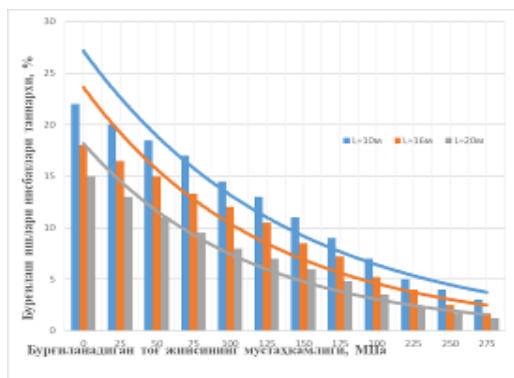
$$C_{\max} = C_{\delta} \frac{D}{100\%} + C_{\delta} \left(1 - \frac{D}{100\%}\right) \frac{V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\delta})}{V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\mu})}, \text{ сўм/пог.м,} \quad (8)$$

бу ерда D – бурғилаш ишларида эксплуатацион сарфнинг тахминий – доимий қисми, %, $D=85\%$; C_{δ} , C_{\max} – мос равишда, айлантирувчи-узатувчи механизмнинг бурғилаш дастгоҳларининг базавий ва такомиллаштирилган конструкцияларининг эксплуатацияси вақтидаги бурғилаш ишларининг таннархи, сум/пог.м; $V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\delta})$, $V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\mu})$ – мос равишда, айлантирувчи-узатувчи механизмни бурғилаш дастгоҳларининг базавий ва такомиллаштирилган конструкцияларининг эксплуатацияси вақтидаги долотанинг тоғ-жинсига кириб бориши нисбий тезлиги, м/с/Вт.

Айлантирувчи-узатувчи механизмнинг бурғилаш дастгоҳининг базавий конструкциясининг эксплуатацияси вақтидаги бурғилаш ишлари таннархининг катталиги – C_{δ} га (8) тенгламанинг чап ва ўнг томонини бўлиб, айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган конструкциясини дастгоҳнинг эксплуатация вақтидаги бурғилашнинг нисбий таннархини олаимиз

$$\frac{C_{\max}}{C_{\delta}} = \frac{D}{100\%} + \left(1 - \frac{D}{100\%}\right) \frac{V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\delta})}{V_{\delta}(k_{\delta\dot{y}\mu})}. \quad (9)$$

Айлантирувчи-узатувчи механизмнинг базавий конструкциясининг дастгоҳнинг эксплуатация вақтидаги бурғилашнинг нисбий таннархини (9 тенглама) бўрғиланадиган тоғ жинсининг мустаҳкамлигига ва скважинанинг чуқурлигига боғлиқлиги 15–расмда кўрсатилган.



**15–расм. АУМ
такомиллаштирилган дастгоҳ
конструкциясини эксплуатацияси
вақтида бурғилаш ишлари
таннархининг бурғиланувчи тоғ
жинслари мустаҳкамлиги ва
скважиналар узунлигига
боғлиқлик графиги**

15-расмда келтирилган натижалар таҳлили шуни кўрсатадики, скважинанинг чуқурлиги 17 м бўлганда, бурғиланадиган тоғ-жинсининг мустаҳкамлиги 50 МПа дан 200 МПа гача ошиши билан бурғилашнинг нисбий таннархи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган дастгоҳнинг конструкцияси эксплуатацияси вақтида 20% гача тўғри чизиксиз пасаяди, скважинанинг чуқурлиги 22м бўлганда эса 14% гача пасаяди.

Иқтисодий самарадорликни ҳисоблашларни «Саноат ва техник мақсадлар учун, янги машиналар, ускуналар ва қурилмалар учун тоза маҳсулотларга улгуржи нархлар ва стандартларни аниқлаш методологияси» га мос равишда бажарилди ва қуйидаги формула ёрдамида аниқланди

$$\Delta_{\text{йил}} = \frac{C_{\text{баз}}}{C_{\delta}} \cdot \left(\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} \right) - C_{\text{янги}}, \quad (10)$$

бу ерда $C_{\text{баз}}$ ва $C_{\text{янги}}$ – мос равишда асосий ва янги ускунанинг улгуржи нархи. $C_{\text{баз}} = 1\,196\,000$ АҚШ доллари; $C_{\text{янги}} = 1\,240\,800$ АҚШ доллари; гидромоторга $IMR\ 2,5 - 1410$ АҚШ доллари; гидropневмоаккумуляторлар (2дона) Германия махсулоти 1085 АҚШ доллари; конструкциялари ўзгариши сабабли айлантйрувчи-узатувчи механизмнинг ишлаб чиқаришда меҳнат ҳажми ва материал ҳажмининг ортишидан 1285 АҚШ доллари сарфланиши ҳисобга олинди; V_n ва V_6 - базавой (асосий) махсулотни янги махсулот билан солиштирилганда янги махсулотнинг унумдорлиги ўсишини ҳисобга олувчи коэффициент. Коэффициент $1,058$ га тенг деб қабул қилинган.

Кончилик машиналарида тебранишларни $25-35\%$ га пасайтириш жиҳозларнинг ишончлилигини ва чидамлилигини ошиши, сменада ишламай қолишларни камайтириш, ишлаш қобилиятини ошириш билан боғлиқ, хизмат кўрсатувчи ходимлар меҳнат шароитини яхшилаш эвасига унумдорликни ўртача $18-20\%$ гача ошириш имконини беради. P_1+E_n/P_2+E_n – базавийга (асосий) солиштирилганда янги буюмни (ёки махсулотни) хизмат қилиш вақтини ҳисобга олиш коэффициенти. Коэффициент 1 га тенг деб қабул қилинган. Битта ускунанинг йиллик иқтисодий самарадорлиги қуйидаги қийматни ташкил этади

$$Э_{\text{год}} = 1196000 \cdot 1,058 \cdot 1 - 1240800 = 24568 \text{ АҚШ долл.}$$

Шундай қилиб, бурғилаш дастгоҳи металлоконструкциялари ишчи жиҳозларининг динамик юкламалари $10-12\%$ гача ва тебранишлар тезланиши амплитудаси эса $25 \div 35\%$ гача пасайтирилди. Мос равишда, бурғилаш дастгоҳи унумдорлиги эса $17-22\%$ гача оширилди.

ХУЛОСА

«Карьер бурғилаш дастгоҳи айлантйрувчи-узатувчи механизмнинг ишлаш қобилиятини ва ишончлилигини ошириш усуллари ишлаб чиқиш» мавзусидаги техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси бўйича олиб борилган тадқиқотларга асосланган ҳолда назарий ва амалий аҳамиятга эга бўлган қуйидаги хулосалар тақдим этилди:

1. Ўтказилган тадқиқотлар натижалари шуни кўрсатдики, бурғилаш ускуналарининг ишлаш жараёни, ишчи инструментларининг нотекис юкланиши натижасида пайдо бўладиган муҳим динамик юкламалар билан бирга боради. Ускуналарнинг тебранишлари мураккаб кон-геологик шароитлардаги ишларда уларнинг унумдорлигини, ишончлилигини ва чидамлилигини пасайишига олиб келади.

2. Ишлаб чиқилган математик модельни MathCAD амалий дастур пакетидан фойдаланиб ишлатиш натижасида қуйидагилар аниқланди:

тоғ жинсига долота кириб боришининг энг катта нисбий тезлигига - V_6 ($0,538$ дан $4,335$ гача) 10^{-4} (м/с)/Вт скважина узунлиги – $L_{\text{min}} = 10$ м бўлганда эришилади, тоғ жинсига долота кириб боришини энг кичик нисбий тезлигига эса – V_6 ($0,292$ дан $2,349$ гача) 10^{-4} (м/с)/Вт узун скважинани – $L_{\text{max}} = 23$ м бурғилаш чуқурлигига тўғри келади.

3. Ишда «тоғ жинси–ўқдаги босим кучи–бурғилаш тезлиги – ишонччилик» иерархик тизимни системали тадқиқ қилиш, бурғилаш инструментида унинг босим кучи билан ботирилиш ва айланиш тезлиги ва

уларнинг ишончилигига таъсирини ўзаро оптимал мутаносиблигини ўрнатиш имконини берувчи айлантирувчи-узатувчи механизмни гидравлик тизимини бошқариш услуби ишлаб чиқилди. Ишлаб чиқилган гидравлик схема «бурғилаш» режимида дастгоҳнинг силкиниш даражасини сезиларли даражада пасайтиришга имкон берди ва вертикал ва қия скважиналарни бурғилашда динамик юкламаларни бурғилаш дастгоҳи адаптация даражасини оширади.

4. Бурғилаш жараёнида бурғилашнинг ўқ бўйича қўйилган кучи ва босимини автоматик назорат қилувчи бошқаришнинг мехатрон схемаси ишлаб чиқилди. Ишлаб чиқилган мехатрон схема қуйидаги афзалликларга эга:

- гидроцилиндр – ГЦ лар ва гидропневмоаккумулятор АК1 ва АК2 лар ўртасидаги суюқлик оқими босимини ва ҳаракатини яхшилайти;

- долотага нисбатан ўқ бўйича қўйилган кучни ва айланишлар моментини ўз вақтида етказиб беради.

5. Ускунани вертикал тебранишларининг самарали пасайишига узатиш цилиндрларини такомиллаштириш йўли билан эришилди ва бунга цилиндрларни штокли ва поршенли юзаларига боғланган, сифими 9,5л зарядланиш босими $P_{зар}=0,7-0,8P_{ини}$ бўлган пневмогидравлик аккумуляторларни ўрнатиш йўли билан эришилади.

6. Бурғилаш дастгоҳи айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган конструкцияси ишлаб чиқилди, ускунанинг ишчи жиҳозлари ва металлоконструкцияларидаги динамик юкламаларнинг пасайишини унинг ўқидаги барқарор босим кучига боғлиқлиги аниқланди, такомиллаштирилган конструкция бурғилаш ускунаси унумдорлигини 18% га ва ишончилигини эса 12-16%га оширди, шунингдек, ускунанинг вертикал ва горизонтал тебранишларини 20% га пасайтириш имконини беради.

7. Электрогидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмнинг олиб борилган комплекс синовлари таклиф қилинган конструкцияси тебранишларни самарали пасайтирди ва бурғилаш режимларини интенсивлашувини ва натижада қаттиқ тоғ жинсларини бурғилашда ускунанинг унумдорлигини, ишлаш қобилиятини, ишончилигини оширади.

8. Гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизмнинг қўлланилиши бурғилаш ускунаси металлоконструкциясининг тебранишлар тезлигининг амплитудасини 25÷35%гача пасайтиришга имкон беради, бу ўрнатилган қувватдан фойдаланишни яхшилашга ва бурғилаш унумдорлигини камида 15÷25% гача оширишга имкон беради.

9. Гидромеханик айлантирувчи-узатувчи механизми ёрдамида бошқарувчан ҳаракатга ўтишда юқори самарали асинхрон двигателларни қўллаш имконини берди.

10. Айлантирувчи-узатувчи механизмнинг такомиллаштирилган гидравлик схемаси барча режимларда гидромашинани ишончилигини оширади, шунингдек айланишлар тезлигининг боғлиқлик бўйича узатишнинг ўқ бўйича қўйилган кучи орасидаги боғланиш ўрнатилади.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.17/04.06.2021.Т.06.02
ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ
НАВОЙСКОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ ГОРНОМ ИНСТИТУТЕ**

НАВОЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ

МУМИНОВ РАШИД ОЛИМОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ И
РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩЕГО
МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА**

04.00.16 – Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации доктора технических наук (DSc)

Навои – 2022

Тема докторской диссертации зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за №B2021.1.DSc/T415.

Докторская диссертация выполнена в Навоийском государственном горном институте.
Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице научного совета по адресу (www.ndki.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» по адресу (www.ziynet.uz).

Научный консультант:	Эгамбердиев Илхом Пулатович доктор технических наук, доцент
Официальные оппоненты:	Джураев Рустам Умарханович доктор технических наук, доцент Хужаев Исмадулла Кушаевич доктор технических наук, профессор Тоиров Олимжон Зувурович доктор технических наук, профессор
Ведущая организация:	филиал Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» в г. Алмалык

Защита диссертации состоится 11 марта 2022 года в 14⁰⁰ часов на заседании научного совета DSc.17/04.06.2021.T.06.02. (Адрес: 210100, г. Навои, ул. Махмуда Таробий, 72. Зал заседаний Навоийского государственного горного института. Тел.: (79) 223-23-32; факс: (79) 223-49-66; e-mail: info@ndki.uz, nsmi@gmail.com).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Навоийского государственного горного института (зарегистрирован за №86). Адрес: 210100, г. Навои, ул. Махмуда Таробий, 72. Тел.: (79) 223-23-32; факс: (79) 223-49-66.

Автореферат диссертации разослан 25 февраля 2022 г.
(реестр протокола рассылки №41 от 25 февраля 2022 г.).



И.Т. Мислибаев
Председатель научного совета по
присуждению ученых степеней, д.т.н., профессор

Ш.Ш. Заиров
Ученый секретарь научного совета по
присуждению ученых степеней, д.т.н., профессор

Н.А. Абдуазизов
Председатель научного семинара при научном
совете по присуждению ученых степеней, д.т.н., доцент

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора наук (DSc))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире в настоящее время разработка месторождений полезных ископаемых открытым способом ведется в сложных горно-геологических условиях, где необходимо надежное обеспечение работы бурового оборудования для повышения работоспособности, улучшения технико-экономических показателей работы предприятия и обеспечения необходимой безопасности ведения горных работ. Проблемы повышения производительности и долговечности карьерного бурового станка связаны с задачей снижения потерь, связанных с отказами оборудования и уменьшением расходов на техническое обслуживание и ремонт, а также совершенствование конструкции карьерного бурового станка. Поставленные задачи могут быть решены путем снижения динамических нагрузок в буровых станках путем создания принципиально новых конструкций вращательно-подающего механизма, обладающих высокими предохранительными и виброзащитными свойствами, простотой исполнения, надежностью и долговечностью. В результате выполненных многочисленных исследований проблемы повышения надежности и совершенствование конструкции вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка до конца не решены и решение данной проблемы имеет важное значение.

В мире на сегодняшний день достигнут значительный прогресс в области повышения надежности и совершенствования конструкции вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка. Однако, не решен ряд ключевых вопросов по прогнозной оценке технического состояния и ремонту, а также изысканию и использованию совершенствованной конструкции исполнительного механизма карьерного бурового станка. В связи с этим, уделяется особое внимание выполнению научных исследований по разработке методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка.

В Республике выполнен ряд научно-практических работ по разработке работоспособности вращательно-подающего механизма, повышению производительности, надежности и долговечности карьерного бурового станка. В Постановлении Президента Республики Узбекистан¹ определены важные задачи по «дальнейшему развитию и либерализации экономики, созданию дополнительных условий для привлечения инвестиций в модернизацию производства, повышению конкурентоспособности крупных предприятий горно-металлургической отрасли...». В связи с этим становится актуальным решение задач по разработке методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит

¹ Постановление Президента Республики Узбекистан № ПП-4124 от 17 января 2019 года «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности предприятий горно-металлургической отрасли».

выполнению задач, предусмотренных в Указах Президента Республики Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 г. «О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан», №УП-4707 от 4 марта 2015 г. «О программе мер по обеспечению структурных преобразований, модернизации и диверсификации производства в 2015-2019 гг.» и Постановлении Президента Республики Узбекистан №ПП-4124 от 17 января 2019 г. «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности предприятий горно-металлургической отрасли», а также в других нормативно-правовых документах, принятых в этой сфере.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий республики VII. «Науки о земле (геология, геофизика, сейсмология и переработка минерального сырья)».

Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации². Научные исследования, направленные на повышение производительности, надежности, долговечности бурового станка ведутся в ведущих научных центрах и высших образовательных учреждениях мира, в том числе в: «Continental Conveyor& Equipment Company», «Dos Santos International» (США), Уральском государственном горном университете (Россия), Technische Universität Bergakademie Freiberg (Германия), Der Berguniversität Leoben (Австрия), Mining University in Xiuzhou (Китай), L'école supérieure De montagnes de Paris (Франция), Institute of materials, minerals and mining (Великобритания), АО «ВНИИПромтехнологии», АО «Гипроруда», Национальном исследовательском технологическом университете «МИСиС» (Россия), «УкрНИИпроект», ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод» (Украина), ГУП «O'zGEORANGMETLITI» и Навоийском государственном горном институте (Узбекистан).

В результате исследований по разработке работоспособности и надёжности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка, проведенных в мире, получен ряд научных результатов, в том числе: совершенствованы конструкции и повышена работоспособность гидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка (Continental Conveyor& Equipment Company», «Dos Santos International, Technische Universität Bergakademie Freiberg, L'école supérieure De montagnes de Paris); исследованы статические и динамические характеристики гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка (КузГТУ, НИТУ «МИСиС», Уральский государственный горный университет, Der Berguniversität Leoben, Institute of materials, minerals and mining, Mining University in Xiuzhou); разработаны работоспособность вращательно-подающего механизма, позволяющие повысить

² Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации выполнен на основе www.atlasrockbit.com, <http://www.varelintl.com>, www.dissercat.com, <http://vbm.ru>, <https://www.amazon.com>, <http://www.mirknigi.ru> и др. источников.

эксплуатационную надежность и производительность бурового станка (ООО «O'zGEORANGMETLIT») и Навоийский государственный горный институт).

В мире по разработке методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка ведется ряд научно-исследовательских работ по следующим приоритетным направлениям: исследование факторов, технологических, кинематических и силовых параметров бурового станка, влияющих на его техническую производительность; определение инерциальные, жесткостные и демпфирующие параметров динамических систем вращательно – подающего механизма бурового станка; разработка методов вибродиагностики (средние квадратические значения (СКЗ), спектральные характеристики); разработка методики прогнозирования остаточного ресурса, снижение затрат и повышение экономической эффективности работы бурового станка; разработка методов повышения надёжности вращательно – подающего механизма карьерного бурового станка.

Степень изученности проблемы. Большой вклад в развитие науки и практики по вопросам исследования методов снижения колебаний бурового става станков шарошечного бурения и внесли ученые Подэрни Р.Ю., Кантович Л.И., Дмитриев В.Н., Кутузов Б.Н., Наринский И.Э., Владиславлев В.С., Герик Б.Л., Солод Г.И., Солод В.И., Бреннер В.А., Галкин В.И., Гетопанов В.Н., Ефимов В.Н., Картавый А.Н., Красников Ю.Д., Рахутин М.Г., Кванигидзе В.С., Грабский А.А., Зайченко С.Г., Улицкий Е.Н., Хромой М.Р., Прасолов С.К., Пятова И.Ю., Махмудов А.М., Тошов Ж.Б., Атакулов Л.Н., Абдуазизов Н.А., Джураев Р.У., Эгамбердиев И.П., Antoniак J., Dhamodharan K., Dos Santos J.A., Hari Prasad K., Jagadeeswari M., Jennings A., Kamesh Gautham V., Klein J., Keerthika R., Langebrake F., Thompson M. и др. Ими были предложены основные пути повышения скорости бурения карьерных станков за счет снижения колебаний бурового става и на сегодняшний день данные вопросы до конца не изучены.

В связи с этим возникла необходимость в продолжении дальнейших исследований в этом направлении и разработке методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках плана научно-исследовательских работ Навоийского государственного горного института на темы: АЗ-023 – «Разработка ресурсосберегающих технологий ремонта горного оборудования на основе создания безразборных методов и средств оценки текущего состояния узлов механизма»; Ф-2-001 – «Разработка моделей, алгоритмов управления и исследование динамических параметров буровых машин»; БА-АЗ-022 – «Исследование конструктивных параметров и совершенствование устройств защиты гидросистем карьерного гидравлического экскаватора» и БВ-Атех-2018-516 – «Исследование и разработка математических моделей и методов

неразрушающего контроля состояния машин и оборудования на основе моделирования».

Целью исследования является разработка методов повышения производительности, надежности и долговечности бурового станка за счет создания усовершенствованной трансмиссии вращательно-подающего механизма.

Задачи исследования:

анализ и теоретическое обобщение литературных, патентных и фондовых материалов конструкций систем подачи и силового оборудования вращательно-подающих механизмов зарубежных карьерных буровых станков;

теоретическое исследование факторов, влияющих на работоспособность вращательно – подающего механизма бурового станка;

изучение конструктивных, рациональных и динамических параметров систем подачи вращателя буровых станков, с силовыми гидроцилиндрами;

разработка конструкции, принципа действия и повышение надежности, модернизированного электрогидромеханического вращательно–подающего механизма карьерного бурового станка;

разработка программы и методики испытаний, экспериментальных исследований модернизированного вращательно-подающего механизма бурового станка;

разработка инструкции по эксплуатации и обслуживанию вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка;

совершенствование конструкции и принцип действия, повышение работоспособности гидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка;

разработка методика расчета основных параметров гидромеханического вращателя и рекомендации по совершенствованию вращательно-подающего механизма бурового станка.

Объектом исследования являются широко применяемые буровые станки для бурения скважин на глубоких карьерах.

Предмет исследования – методы повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма бурового станка.

Методы исследований. В процессе выполнения диссертационной работы проведены комплексные методы исследований, включающие экспериментальные исследования в лабораторных, полигонных и промышленных условиях, теоретические обобщения результатов анализа математических и цифровых моделей колебаний механических систем с использованием программного комплекса «SetupGraph» и «Mathcad», а также методы подобия, математической статистики и корреляционного анализа.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработана многопараметрическая математическая модель удельной скорости внедрения долота, позволяющая исследовать и определить конструктивные, кинематические, динамические и технологические параметры вращательно-подающего механизма бурового станка,

прогнозировать его ресурс и надежность;

разработана методика системного исследования иерархической схемы «порода – осевое усилие – скорость бурения - надежность» позволяющая установить оптимальное соотношение скорости вращения и скорости подачи бурового инструмента и их влияние на надежность, которое обеспечивается регулированием подачи с помощью гидравлической системы вращательно-подающего механизма;

разработана мехатронная схема позволяющая выбрать оптимальный режим управления осевым усилием и давлением в режиме бурения системы гидравлической передачи бурового станка в зависимости от изменения крепости породы;

разработана методика определения основных параметров вращательно-подающего механизма и модернизированная конструкция системы подачи бурового станка, заключающаяся в подключении пневмогидравлического аккумулятора на линию подачи масла к гидравлическим цилиндрам, позволяющий снизить динамические нагрузки в рабочем оборудовании металлоконструкции и увеличить производительность и надежность станка;

разработана модернизированная конструкция вращательно-падающего механизма бурового станка шарошечного бурения и снижены динамические нагрузки в рабочем оборудовании и металлоконструкции бурового станка, определена его зависимости осевое давление;

разработана методика проведения комплексных испытаний электрогидромеханического вращательно-подающего механизма усовершенствованной конструкции, позволяющая обеспечить эффективное снижение вибраций, повышение надежности и возможности интенсификации режимов бурения, а также увеличение скорости бурения и работоспособности станка при бурении твердых горных пород.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработаны методы определения основных параметров вращательно-падающего механизма бурового става станка;

разработаны рекомендации по совершенствованию вращательно-подающего механизма бурового станка, повышению его надежности;

разработаны методики определения рабочего показателя по оснащению бурового станка гидравлической системой подачи бурового става с мехатронным управлением;

разработана принципиально новая конструкция вращательно-падающего механизма бурового станка шарошечного бурения;

Достоверность результатов исследования. Достоверность результатов исследования доказана значительным объемом лабораторных и промышленных экспериментов, корректностью сделанных допущений при построении математической и конечно-элементной цифровых моделей; использованием методов теории упругости, механики сыпучих сред и современного программного обеспечения «SetupGraph» и «Mathcad»; совпадением экспериментальных и теоретических данных; результатами производственных опытно-экспериментальных испытаний; результатами опытно-промышленных испытаний инновационной конструкции механизма

подачи бурового станка; результатами эффективного снижения вибраций, амплитуды виброускорений рамы станка в вертикальной и горизонтальной плоскости с прибором VIBXPERT II, а также повышением производительности станка СБШ-250МНА-32, полученной в результате экономических расчетов.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость исследования определяется в разработке многопараметрической математической модели удельной скорости внедрения долота, позволяющая определить конструктивные, кинематические, динамические и технологические параметры вращательно-подающего механизма бурового станка, прогнозировать его ресурс и надежность. По результатам моделирования получены оптимальные параметры работы вращательно-подающего механизма позволяющее снижение колебания бурового станка при внедрении долота в забой в процессе бурения, что позволяет увеличить ресурс и надежность бурового станка.

Практическая значимость результатов исследования заключается в разработке методики определения основных параметров вращательно-подающего механизма и по совершенствованию вращательно-подающего механизма бурового станка, которые позволяют снизить вертикальные колебания и повысить работоспособность станка и увеличению реально возможного срока эксплуатации бурового станка в сложных условиях ее применения, прогнозировать его работоспособность.

Внедрение результатов исследования. На основе проведенных исследований по повышению надежности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка:

предложена инновационная конструкция механизма подачи бурового станка, внедрен на карьере «Урталик» рудника «Зармитан» Южного рудоуправления ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» (справка ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» № 02-06-07/8061 от 11 августа 2021 г.). В результате повысилась работоспособность карьерного бурового станка на 14-17% и производительность бурения на 18%, а также снижались вертикальные и горизонтальные колебания на 20%;

разработана схема по оснащению бурового станка гидравлической системой подачи бурового става с мехатронным управлением, позволяющая выбрать оптимальный режим осевого усилия в зависимости от изменения крепости пород внедрен на карьере «Урталик» рудника «Зармитан» Южного рудоуправления ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» (справка ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» №02-06-07/8061 от 11 августа 2021 г.). В результате возможность интенсификации режимов бурения и при бурении твердых пород скорость бурения повысилась на 12-15%, а также снижались динамические нагрузки на рабочем оборудовании и металлоконструкции бурового станка на 12-14%.

Апробация результатов исследования. Апробация результатов данного исследования произведена на 1 республиканских и 10 международных научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации опубликованы всего 31 научных работ, из них 1 монография, в научных изданиях, рекомендованных для издания основных научных результатов диссертаций Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан, изданы 9 статей, в том числе 6 из которых в республиканских и 3 в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Структура диссертации состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 200 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновывается актуальность и востребованность проведенного исследования, цель и задачи исследования, характеризуются объект и предмет, показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики, излагаются научная новизна и практические результаты исследования, раскрываются научная и практическая значимость полученных результатов, внедрение в практику результатов исследования, сведения по опубликованным работам и структуре диссертации.

В первой главе **«Анализ и теоретическое обобщение литературных, патентных и фондовых материалов состояние конструкций систем подачи и силового оборудования вращательно-подающих механизмов зарубежных карьерных буровых станков»** проведен анализ исследований состояния конструкций карьерных буровых станков зарубежных производителей, состояния механизмов и силового оборудования, гидроцилиндрической системы подачи буровых станков, экспериментальных и аналитических исследований вибраций и колебаний механических систем станков шарошечного бурения.

Вопросами надежности горных машин занимались ученые Галкин В.И., Гетопанов В.Н. Герике Б.Л., Бреннер В.А. Ефимов В.Н., Кванигидзе В.С., Морозов В.И., Солод Г.И., Солод В.И., Радкевич Я.М., Рахутин М.Г., Рачек В.М., Русихин В.И., Пастоев И.Л и многие другие.

На сегодняшний день в карьерах Республики Узбекистан растет спрос на добычу полезных ископаемых с помощью карьерных буровых установок. При добыче полезных ископаемых открытым способом широко используются шарошечные буровые станки.

Рассмотрен проект вращательно – подающего механизма широко применяемого бурового станка СБШ-250МНА-32 (2014 г), используемого для бурения скважин на глубоких карьерах «Урталик», «Мурунтау», «Даугызтау» Южного, Центрального и Северного рудоуправлений Навоийского горно-металлургического комбината.

Вторая глава диссертации **«Научное исследование сил сопротивления в системе вращательно-подающих механизмов карьерных буровых станков при бурении горных пород различной прочности»** посвящена процессам бурения горных пород шарошечными долотами, определению

рациональных параметров нагружения основных механизмов бурового станка при обуивании уступа, силовых и конструктивных параметров гидроцилиндров систем подачи карьерных буровых станков и исследованию и анализа факторов, влияющих динамических и кинематических параметров бурового станка на его техническую производительность.

Выражение скорости бурения в зависимости от динамических, кинематических, надежностных и силовых параметров бурового станка определяется из выражения

$$V_{\delta} = \frac{4}{\pi D^2} \left[\sigma k_{\delta n} (1 + 7,36 \cdot 10^{-2} (\operatorname{tg} 0,5 \alpha_1 + \mu_1) K_3 k_1 K_c (0,22 k_{\delta n})^m P_{oc}^{m-1} D^{m+2} k_{\delta sp}) \right]^{-4} \frac{m/c}{Вт}, (1)$$

где D – диаметр долота, м; σ – предел прочности буримой породы, Н/м²; $k_{\delta sp}$, $k_{\delta n}$ – коэффициенты динамичности нагрузки вращателя и системы подачи бурового станка, соответственно; α_1 – угол заострения зуба шарошки, град; μ_1 – коэффициент трения металла шарошки о породу ($\mu_1 = 0,25 \div 1,0$); K_3 – коэффициент затупления зуба шарошки ($K_3 = 1 \div 1,3$ – большее значение для пород более высокой крепости и абразивности; k_1 – коэффициент, зависящий от прочности – σ буримой породы; K_c – коэффициент, учитывающий увеличение момента от угла отклонения оси скважины от вертикали – α ; m – показатель степени, зависящий от качества очистки скважины (при очень хорошей продувке – $m = 1,25$; при удовлетворительной – $m = 1,5$; при плохой продувке – $m = 1,75$); P_{oc} – осевое усилие подачи долота, Н; ρ – плотность буримой породы, кг/м³; k_p – коэффициент разрыхления буримой породы, $k_p = 1,45 \div 1,65$; H – высота уступа, м; h_n – длина перебура, м; η_n , η_k – КПД передачи и компрессора соответственно, $\eta_n = 0,92 \div 0,95$, $\eta_k = 0,6 \div 0,7$; α – максимальный угол наклона скважин к вертикали, град; $K_{ск}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями ($K_{ск} = 0,5 \div 0,3$ – большая величина для более мягких пород); K_c – коэффициент готовности гидромотора ($K_c = 0,8 \div 1,2$).

Графическая интерпретация зависимости (1) – удельной скорости внедрения долота в породу при бурении взрывной скважины от прочности буримой породы – σ и длины скважины – L (при $D = 0,25$ м; $\sigma = 50 \cdot 10^6$; $100 \cdot 10^6$; $150 \cdot 10^6$; $200 \cdot 10^6$ Па; $k_1 = 11, 10, 8, 2$; $k_{\delta n} = k_{\delta sp} = 1,0$; $\alpha_1 = \pi/3$; $\mu_1 = 0,625 \div 0,785$; $K_3 = 1 \div 1,3$; $P_{oc} = 4 \div 6 \cdot 10^5$ Н; $\rho = 2,5 \div 3,5 \cdot 10^5$ кг/м³; $k_p = 1,65$; $\alpha = 0^{\circ}, 15^{\circ}, 30^{\circ}$; $\eta_n = 0,92$; $\eta_k = 0,6$) приведена на рис. 1 для длины скважины – $H + h_n = 15$ м ($K_c = 35$).

Разработана многопараметрическая математическая модель удельной скорости внедрения долота, учитывающая влияние физико-механических свойств буримой породы конструктивные, кинематические, динамические и технологические параметры вращательно-падающего механизма бурового станка (рис. 1).

Моделированием математической модели с использованием пакета прикладной программы MathCAD установлено что:

наибольшая удельная скорость внедрения долота в породу – V_{δ} (от $0,538$ до $4,335$) 10^{-4} (м/с)/Вт достигается при наименьшей длине скважины – $L_{min} =$

10 м, а наименьшая удельная скорость внедрения долота в породу – V_6 (от 0,292 до 2,349) 10^{-4} (м/с)/Вт соответствует бурению уступа с наибольшей длиной скважины – $L_{max} = 23$ м.

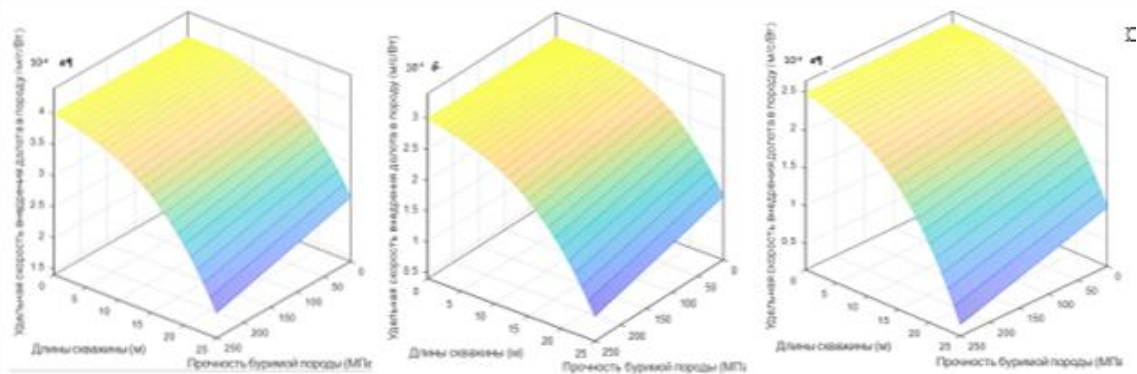


Рис. 1. Графики зависимости удельной скорости внедрения долота в породу при бурении наклонной скважины ($\alpha=0^0$, $\beta=15^0$, $\gamma=30^0$) от прочности буримой породы – σ и длины скважины – L

В свою очередь, многопараметрическая математическая модель процесса взаимодействия шарошечного долота с породой (1) позволяет установить зависимости удельной скорости внедрения долота в породу при бурении вертикальных и наклонных скважин непосредственно и от показателя качества их очистки – m (рис. 2).

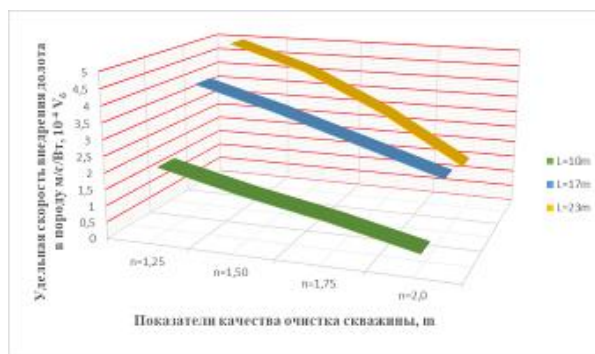


Рис. 2. Зависимость удельной скорости – V_6 внедрения долота в породу от показателя качества очистки скважины – m

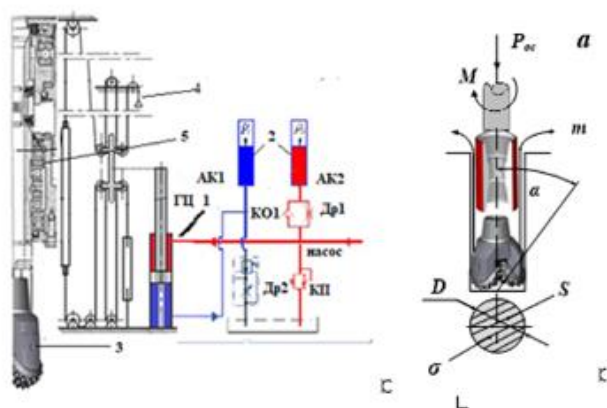
Анализ результатов, приведенных на рис. 2 свидетельствует, что:

– величина удельной скорости внедрения долота в породу – V_6 при показателе качества очистки скважины равном $m = 1,25$ независимо от прочности буримой породы – σ и длины скважины – L нелинейно уменьшается и с ростом величины показателя степени качества очистки скважины – m .

В третьей главе диссертации «Исследование динамических процессов в гидравлической системе подачи вращательно-подающего механизма бурового станка» обоснованы динамические параметры гидравлической системы подачи вращательно-подающего механизма бурового станка и исследование влияния динамических процессов в гидравлической системе подачи вращательно-подающего механизма бурового станка на его производительность и работоспособность.

В работе установлена методика системного исследования иерархической

схемы «порода – осевое усилие – скорость бурения – надежность», позволяющая установить оптимальное соотношение скорости вращения и скорости подачи бурового инструмента, а также обеспечивающаяся регулированием подачи с помощью гидравлической системой вращательно-подающего механизма и разработана мехатронная структурная схема системы управления. Эти решения позволяют существенно снизить горизонтальные, вертикальные вибрации в режиме бурения бурового станка (рис. 3). Система подачи бурового станка, приведенная на рис. 3 включает силовые гидроцилиндры для сообщения гидравлическому патрону поступательного движения на забой, обеспечивающие при бурении требуемое осевое усилие на долото.



- 1 – гидроцилиндр;
- 2 – пневмогидравлик аккумулятора;
- 3 – трёхшарошечное долото;
- 4 – полиспас; 5 – буровой став

Рис. 3. Модернизированная система подачи в режиме бурения гидравлической иерархической схемы «порода – осевое усилие – скорость бурения - надежность» бурового станка

Каждая штоковая полость гидроцилиндра – ГЦ связана с нагнетательной магистралью насосной установки станка и через предохранительный клапан – КП1 с гидробаком, а каждая поршневая полость гидроцилиндра – ГЦ соединена посредством регулятора расхода – Др1 с гидробаком. В каждой поршневой и штоковой полости гидроцилиндра – ГЦ установлены пневмогидравлические аккумуляторы АК1 и АК2 соответственно. Причем гидравлическая полость аккумулятора – АК2 связана со штоковой полостью гидроцилиндра – ГЦ посредством дросселя – Др2 и параллельно установленному ему обратного клапана – КО1. Аккумуляторы АК1 и АК2 установлены рядом с мачтой бурового станка.

Уменьшение текущего значения осевого перемещения поршня гидроцилиндра подачи – Δh_n от деформации эластичной камеры аккумулятора, заполненной азотом, составит

$$\Delta h_n = j \frac{V_k}{S_{ак}} \left(1 - \frac{P_0}{P_{max}} \right)^{n_v}, \text{ м}, \quad (2)$$

где $S_{ак}$ – площадь эффективного сечения аккумулятора, м^2 , для аккумуляторов с разделительной эластичной камерой равно

$$S_{ак} = 0,85 \frac{\pi}{4} d_{ак}^2, \text{ м}^2, \quad (3)$$

$d_{ак}$ – условный внутренний диаметр аккумулятора, м, (емкость 9,5 л; с

конструктивным объемом – $V_k = 95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $d_{ак} = 38 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $S_{ак} = 96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$); $\Delta h_{n\max} = j \cdot 25,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; j – число аккумуляторов.

В свою очередь, величины показателей жесткости гидросистемы механизма подачи модернизированной конструкции (см. рис. 3) определяется величины показателей жесткостью рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях с учетом податливостей присоединенных к ним аккумуляторов

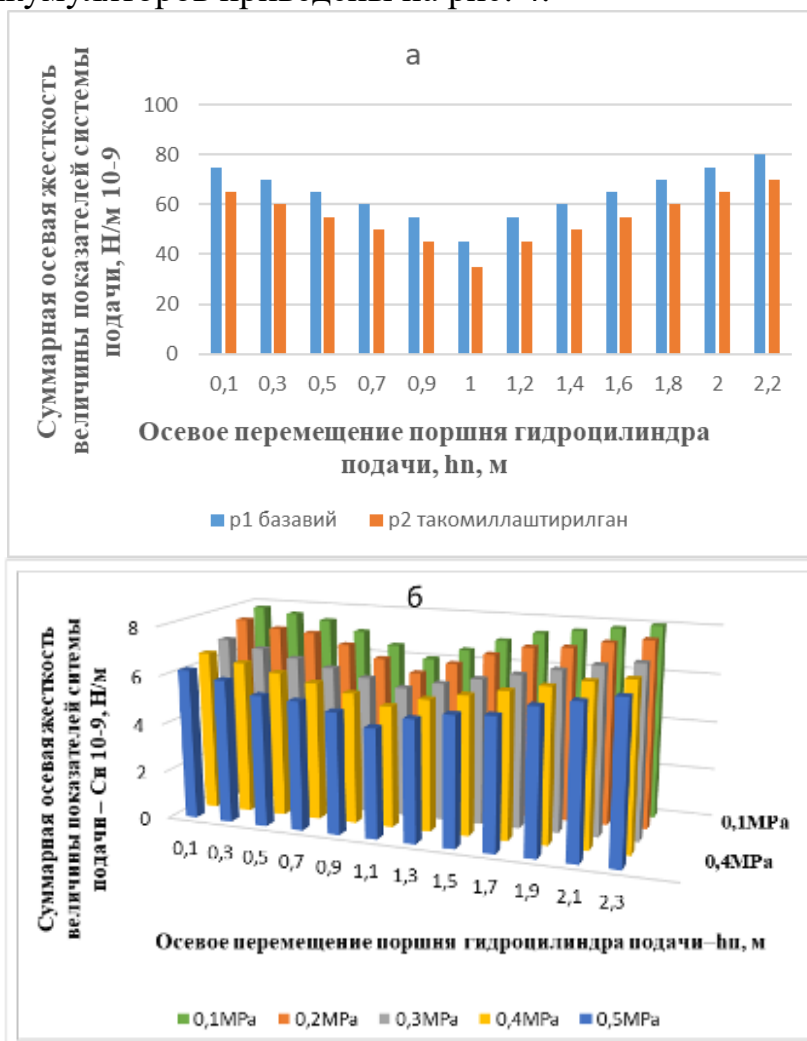
$$C_{и} = \left[S_{ш} \cdot E_{суюж} \left(\frac{\alpha_{\mu}}{h_n + \Delta h_n} + \frac{1}{h n_{n\max}} \right) \right], \text{ Н/м.} \quad (4)$$

Уравнение (4) с учетом выражения (2) принимает вид:

$$\left\{ C_{и} = S_{ш} \cdot E_{суюж} \left(\frac{\alpha_{\mu}}{h_n + \frac{V_k}{S_{ак}} \left(1 - \frac{p_0}{p_{\max}} \right)^{n_v}} \right)^{-1} \left| 0 \leq h_n \leq 2,2 \right| \left| 0 \leq p_0 \leq p_{0\max} \right. \right\}, \text{ Н/м.} \quad (5)$$

Уравнение (5) представляет собой математический аналог суммарной жесткости величины показателей заводской и модернизированной гидрообъемной системы подачи вращательно – подающего механизма бурового станка, соответственно.

Результаты моделирования уравнению (5) с использованием пакета прикладной программы Excel для различных зарядных давлений аккумуляторов приведены на рис. 4.



a – в диапазоне перемещения поршня $0 \leq h_n \leq 2,3$; *б* – в диапазоне перемещения поршня $0,1 \leq h_n \leq 2,3$ для различных зарядных давлений – p_0 аккумулятора
Рис. 4. Зависимость суммарной осевой жесткости величины показателей – $C_{и}$ (p_0 , h_n) системы подачи вращательно-подающего механизма бурового станка от осевого перемещения поршня гидроцилиндра – h_n

Анализ зависимостей (рис. 4а, 4б) суммарной осевой жесткости величины показателей заводской и модернизированной систем подачи долота на забой от осевого перемещения поршня гидроцилиндра – h_n свидетельствует, что:

- осевая величины показателей жесткости гидросистемы механизма подачи нелинейно изменяется с увеличением перемещения поршня и достигает минимальной величины при его значении равном $h_n = 1,1$ метра. При этом в начале и в конце перемещения поршня осевая величины показателей жесткости гидросистемы достигает максимальной величины;
- подключение аккумулятора к штоковой полости гидроцилиндра уменьшает величины показателей жесткости гидросистемы механизма подачи на 17,8 – 23,7%.

Предложена схема структурного систематического мехатронного управления модернизированного вращательно-подающего механизма бурового станка, для контроля его параметров в процессе бурения, вращения бурового става, взаимодействия бурового става с забоем, обеспечения осевого усилия и крутящего момента бурового става.

Также, измеряются основные параметры бурения, которое осуществляется блоком управления обработкой информационных данных за счет изменения давления в гидросистеме бурового станка (рис. 5). На основании, этого была разработана схема структурного систематического мехатронного регулирования параметров бурового станка.

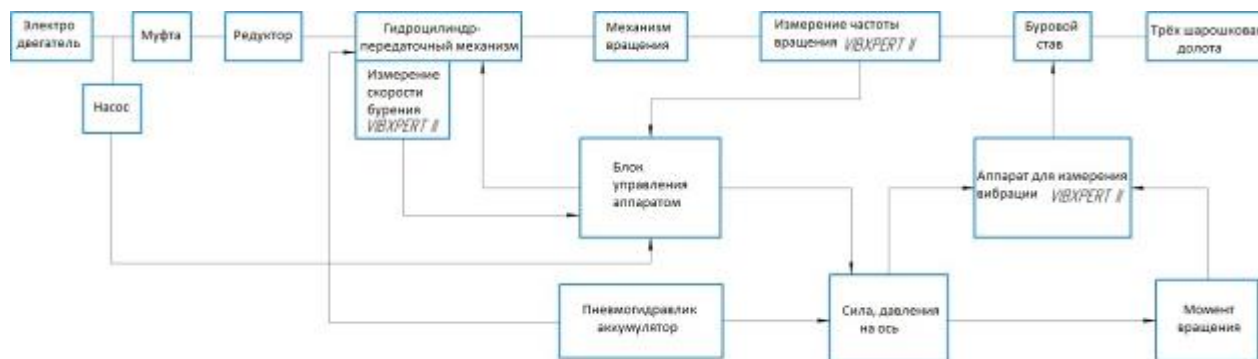


Рис. 5. Схема структурного систематического мехатронного управления модернизированного вращательно-подающего механизма бурового станка

Блок управления регулируется с помощью гидропневматического гидроаккумулятора для контроля механизма передачи, крутящего момента, осевого усилия и давления. Систематическая структурная мехатронная управления бурового станка улучшает ее механические характеристики. Таким образом, гидропневмотические аккумуляторы или гидромашинны могут использоваться в качестве контроля механизма вращения и осевого усилия.

Буровой станок состоит из трёх шарошечного долота и бурового става. Вращение бурового става, ее взаимодействие с забоем скважины

осуществляется осевым усилием и моментом кручения. Осевое усилие осуществляется с помощью механизма подачи. Скорость бурения, частота вращения бурового става, а также полученные сигналы крутящего момента, в соответствии принятыми критериями контроля, блок управления выбирает и сохраняет рабочие параметры.

Система гидropередачи долота на забой включает в себя следующее: насос непрерывного действия, КПД - $Q_1 - Q_2$, гидроцилиндры трансмиссии - «ГЦ», эквивалент движущемуся поршню и неподвижной полости корпуса - $K \geq 1$ - «ГЦ» и мехатронная система с гидропневматическими аккумуляторами АК1 и АК2 контроллером в рабочей камере насоса «Н» (рис. 6).

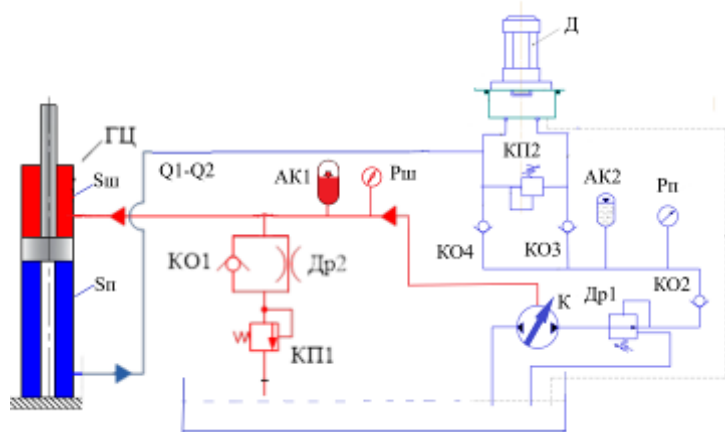


Рис. 6. Схема мехатронного управления осевым усилием и давлением рабочей жидкости гидравлического привода в режиме бурения

В режиме бурения система гидравлической передачи реализована по мехатронной схеме управления осевым усилием и давлением потока рабочей жидкости на оси и неразрывно связана с гидроцилиндром - ГЦ станка. В процессе бурения, когда гидроцилиндр - ГЦ работает в основном положении без гидропневматических аккумуляторов, осевое усилие и давление на забой, осуществляется с помощью машиниста станка.

Поток жидкости от передачи гидравлической магистрали трансмиссии станка к каждой штоковой и поршневой полости гидроцилиндра – ГЦ осуществляется насосом. Управление насоса станка, то есть, регулирование зависит от величины K . В диапазоне $0 \leq K \leq 1$ процесс работы насоса активируется. Магистральная линия насоса станка соединена с гидробаком через предохранительный клапан - КП1, дроссель - Др2 и обратный клапан КО1. Каждый поршневой полость гидроцилиндра соединен с гидробаком через регулятор расхода - дроссель - Др1 и обратными клапанами - КО2, КО3 и КО4. Соответственно, гидропневматические аккумуляторы АК1 и АК2 соединены в каждой поршневой и штоковой полости гидроцилиндра – ГЦ.

Соотношение штоковой и поршневой полости давления гидроцилиндра соответственно, действует вместе с его штоковой и поршневой площади. Гидропневматические аккумуляторы АК1 и АК2 обеспечивает, то есть распределяет осевое усилие на гидроцилиндр. Гидропневматические аккумуляторы АК1 и АК2 приводятся в действие вибрациями в буровом стае, которые возникают с повышением прочности буримой породы в процессе бурения, то есть гидроцилиндр создает давление жидкости под

действием осевой силы. Это давление удерживает в равновесии движение гидроцилиндра поршня. Следовательно, это условие позволяет на станке в процессе бурения автоматическое и мехатронное управление. Разработанная мехатронная схема регулирует осевое усилие и давление в режиме бурения. В результате повышаются надежность, долговечность и производительность станка.

Четвертая глава диссертации «**Конструкция и принцип действия модернизированного электрогидромеханического вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка**» посвящена разработке мероприятий по совершенствованию вращательно - подающего механизма, конструкции электрогидромеханического вращателя бурового станка, кинематической и гидравлической схемы, работе электрогидромеханического вращательно-подающего механизма, модернизированного механизма подачи бурового става, экспериментальным исследованиям, программы, методики и цели испытаний.

Наибольший эффект снижения вибраций в вертикальной плоскости достигается путем установки пневмогидравлических аккумуляторов с гибким разделителем (емкостью 9,5 л, зарядным давлением $0,7 \div 0,8 P_{\text{раб}}$) в комплексе с модернизированными гидроцилиндрами подачи.

Контроль за изменением параметров I_{ab} , V_{CT} , V_{ab} , P_{oc} осуществляется по стрелочным приборам, установленным в кабине машиниста бурового станка, а за изменением давлений в магистралях гидромашин – по манометрам МН1, МН2, установленным на гидроблоке.

Изменяемыми параметрами при проведении эксперимента являются:

- частота вращения става, диапазон изменения $50 \div 150$ об/мин;
- осевое усилие, диапазон изменения $100 \div 300$ кН;
- зарядное давление гидропнеumoаккумулятора, установленного в магистрали высокого давления гидромашин, диапазон изменения $0,3 \div 0,9 P_{\text{НОМ}}$.

Наибольшее количество замеров следует производить при скорости вращения става более 100 об/мин и осевом давлении более 20 кН для достоверного обоснования возможности бурения на форсированных режимах.

За время испытаний было пробурено 4400 пог.м скважин глубиной 22 м и диаметром 250 мм на карьере «Урталик» на горизонте +800.

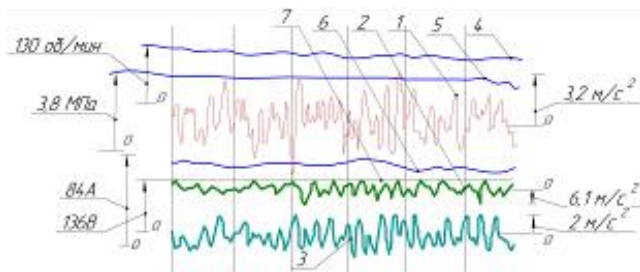
Запись показаний датчиков на виброанализаторе VIBXPERT II производилась во время бурения скважин с одним, двумя и тремя штангами на глубинах 1-7 м, 7-11 м, 11-14 м, 14-21 м как со штатным, так и с модернизированным вращательно-подающим механизмом. За время испытаний был записан 21 режим: 9 со штатным и 12 с модернизированным вращательно-подающим механизмом, проанализированы отказы, нахождение в исправном и работоспособном состоянии.

Анализ VIBXPERT II, фрагменты, которых приведены на рис. 7 и 8 показал, что введение в трансмиссию вращателя гидромашин, работающей в тормозном режиме, в магистрали высокого давления где установлен

гидропневмоаккумулятор с зарядным давлением рассчитанным в соответствии с нагрузкой двигателя вращателя, позволяет значительно снизить уровень динамических нагрузок в приводе, передаваемых металлоконструкцией станка.

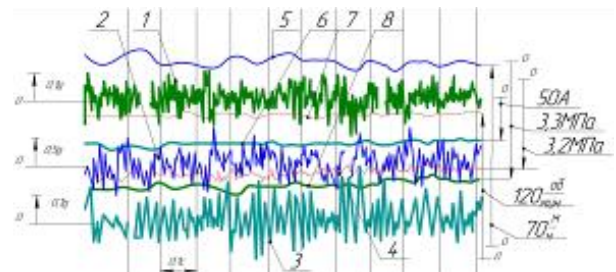
Особенно ощутимым является снижение виброускорений в горизонтальной плоскости вдоль поперечной оси рамы станка (кривая 1, рис.8).

Так, если до установки гидромашины максимальные значения виброускорений A_x составляют 3-3,5 м/с², то после установки они снижаются до 2,1-2,4 м/с², причем большее снижение значений приходится на низкие частоты, что объясняется рассогласованием собственной и возмущающей частот в этой зоне (2,2; 6,4 Гц). Все указанные значения получены при одинаковых крутящих моментах и силы токах ($I_{ав} = 70-85$ А), частотах вращения ($n=120-140$ об/мин) и усилиях подачи ($P_{oc}=14-18$ кН).



- 1-ускорение в горизонтальной плоскости (поперек рамы); 2 - ускорение в вертикальной плоскости;
- 3- ускорение в горизонтальной плоскости (вдоль рамы); 4-частота вращения става; 5-давление в магистрали высокого давления гидромашины; 6-ток двигателя; 7- напряжение двигателя

Рис. 7. Результаты экспериментальных исследований до установки гидропневматических аккумуляторов в зависимости виброускорения на силу давления, частоты вращения, напряжения и силы тока вращательно-подающего механизма бурового станка (1-7 м)



- 1-ускорение в горизонтальной плоскости (вдоль рамы); 2- ускорение в вертикальной плоскости; 3- ускорение в горизонтальной плоскости (поперек рамы); 4-давление в поршневой полости гидроцилиндров подачи; 5- скорость бурения; 6-ток двигателя; 7-частота вращения става; 8- давление в подпиточной магистрали гидромашины

Рис. 8. Результаты экспериментальных исследований после установки гидропневматических аккумуляторов в зависимости виброускорения на силу давления, частоты вращения, напряжения и силы тока вращательно-подающего механизма бурового станка (7-11 м)

Из рис. 7 VibXpert II можно увидеть зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения (1-7 м, 7-11 м) на раме и корпусе до установки электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка.

На рис. 9 приведен график зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения, полученная в результате моделирования с использованием пакета прикладной программы Excel

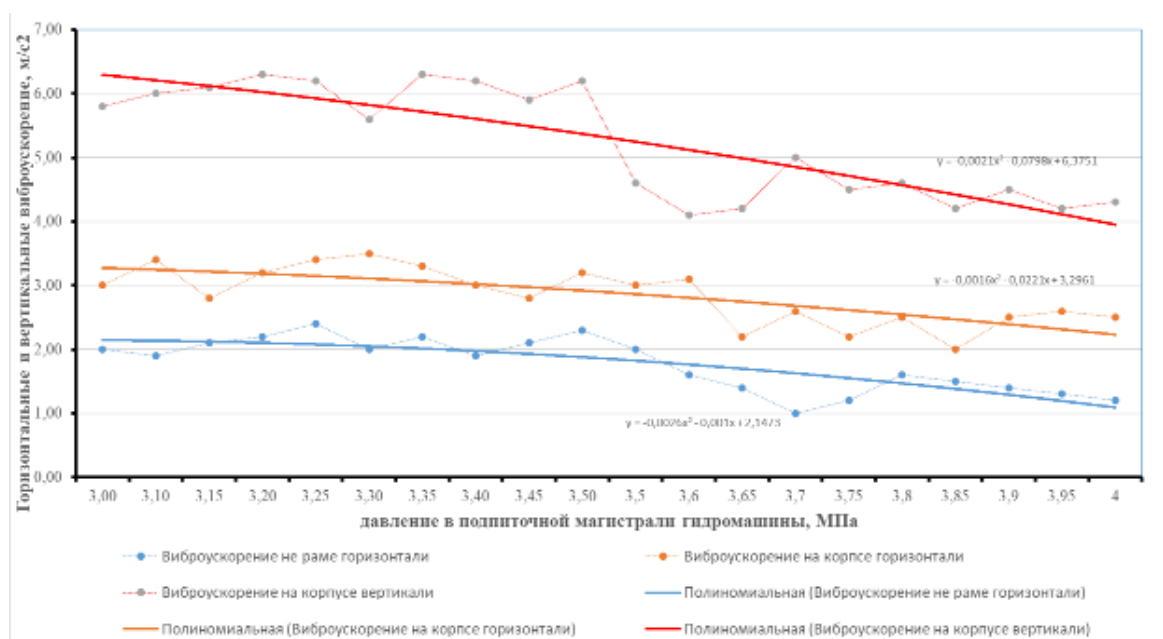


Рис. 9. Зависимость давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения до установки электро-гидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка

Анализ результатов, приведенных на рис. 9 свидетельствует, что: с увеличением величины давления в подпиточной магистрали гидромашины нелинейно уменьшается горизонтальные и вертикальные виброускорения, на раме и корпусе вращательно-подающего механизма бурового станка;

до установки гидропневмоаккумуляторов в цилиндрических подачах электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка величины наибольшего горизонтального и вертикального виброускорения достигаются – A_x, A_y, A_z (от 2,01 до 6,6) м/с^2 , а наименьшая горизонтальная и вертикальная виброускорения составляет – A_x, A_y, A_z (от 1,01 до 5,01) м/с^2 .

Из рис. 8 VibXpert II можно увидеть зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения, (1-7 м, 7-11 м) на раме и корпусе после установки электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового

станка. На рис. 10 приведен график зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения полученная в результате моделирования с использованием пакета прикладной программы Excel.

Анализ результатов, приведенных на рис.10 свидетельствует, что:

после установки гидропневмоаккумуляторов в цилиндрических подачах электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка величины наибольшего горизонтального и вертикального виброускорения достигается – A_x, A_y, A_z (от 1,35 до 4,86) м/с^2 , а наименьшая горизонтальная и вертикальная виброускорения составляет – A_x, A_y, A_z (от 0,76 до 3,2) м/с^2 .

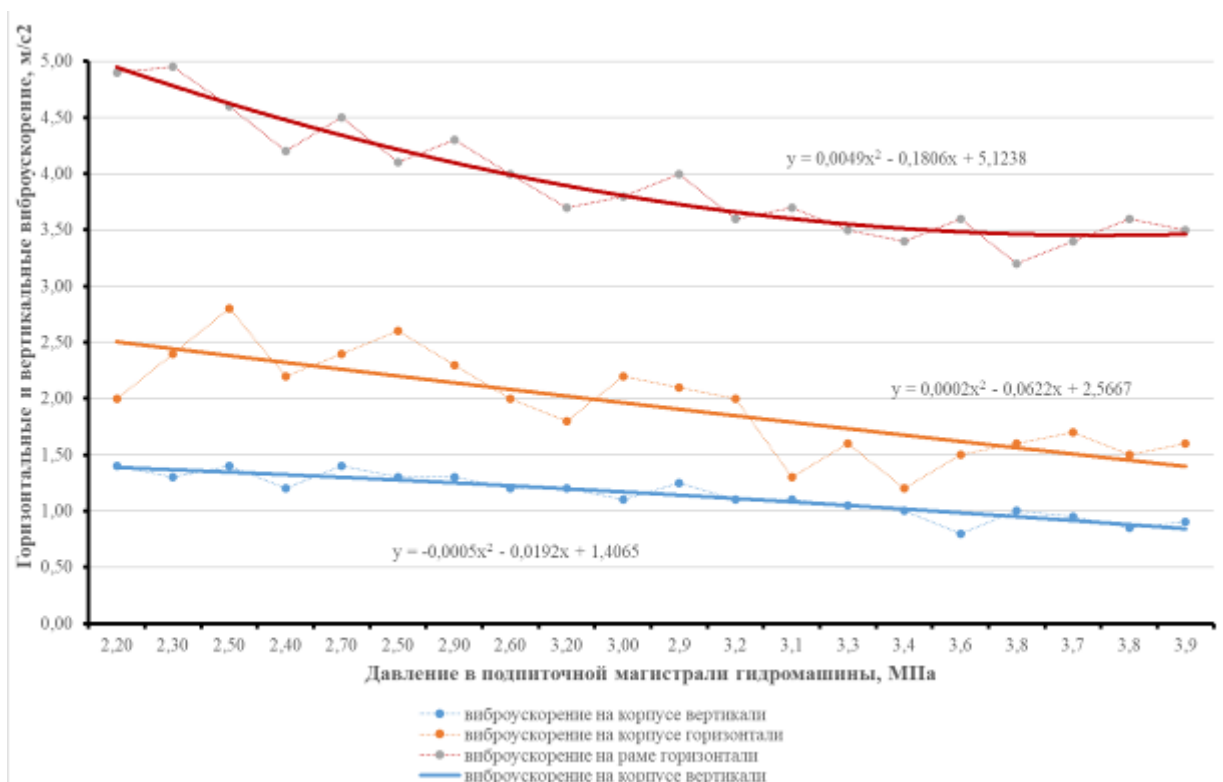


Рис. 10. Зависимость давления в подпиточной магистрали гидромашины от горизонтального и вертикального виброускорения после установки электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка

Из графиков (рисунки-9 и 10) видно, что, до установки в буровых станках в цилиндрических подачах пневмогидравлических аккумуляторов, максимальные значения виброускорений составляют - A_x, A_y, A_z от 2,01 до 6,6 м/с^2 , а после установки в буровых станках в цилиндрических подачах пневмогидравлических аккумуляторов, максимальные значения виброускорений составляют - A_x, A_y, A_z от 1,35 до 4,86 м/с^2 , то есть, вибрация станка нелинейно снижается на 25÷35%.

В процессе бурения скважин станком СБШ-250МНА-32 с увеличением глубины скважины изменяется прочность буримой породы. При продолжении процесса бурения, по мере увеличения прочности буримой

породы, станку требуется большее, чем обычно, количество тока и напряжения. В результате, стоимость пробуренной скважины увеличивается. В процессе бурения целесообразно, повысить надежность станка, организовать интенсивное бурение, снизить вибрации и затраты.

На основании анализа рис. 7 VibXpert II до установки электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка, можно, увидеть зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от частоты вращения, скорости бурения, силы тока и напряжения двигателя (1-7 м, 7-11 м).

Результаты моделирования с использованием пакета прикладной программы Excel, зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от силы тока и напряжения двигателя приведены на рис. 11.

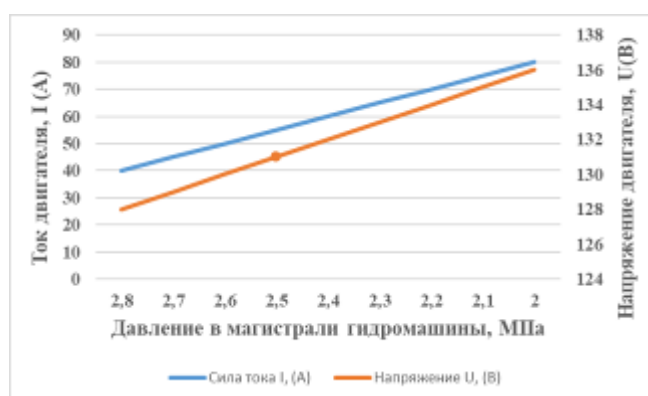


Рис. 11. График зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от силы тока и напряжения двигателя до установки гидропневмоаккумуляторов электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка

Анализ результатов, приведенных на рисунке – 11 свидетельствует, что: до установки гидропневмоаккумуляторы в цилиндрических подачах электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка с уменьшением величины давления в подпиточной магистрали гидромашины до - P , (2,0) МПа нелинейно увеличивается ток и напряжения двигателя до - U (138 В), J (85 А), соответственно. Из рис. 11 видно, что, с уменьшением величины давления в подпиточной магистрали гидромашины в режиме бурения бурового станка требуется дополнительная электроэнергия и напряжения. Это приводит значительному повышению стоимости пробуренной скважины.

На основании анализа рис. 8 VibXpert II после установки электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка, можно, увидеть зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от частоты вращения, скорости бурения, силы тока и напряжения двигателя (1-7 м, 7-11 м). Результаты моделирования с использованием пакета прикладной программы Excel, зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от силы тока и напряжения двигателя приведены на рис. 12.

Так как скорость бурения и частота вращения прямо пропорционально давлению в трансмиссии магистрали гидромашины, она не показана в графике. Следовательно, с увеличением давления в трансмиссии магистрали

гидромашины, увеличивается частота вращения и скорость бурения бурового станка.

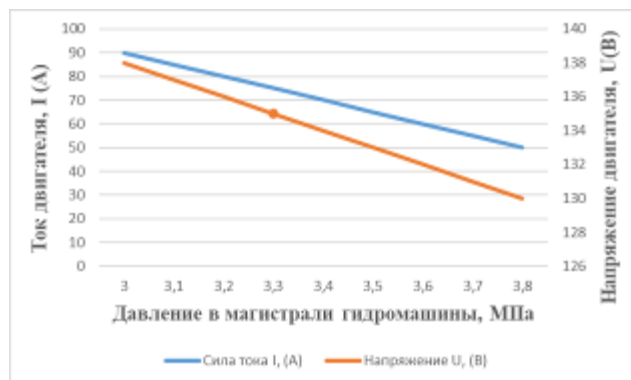


Рис. 12. График зависимости давления в подпиточной магистрали гидромашины от силы тока и напряжения двигателя после установки гидропневмоаккумуляторов электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка

Анализ результатов, приведенных на рис. 12, свидетельствует, что:

после установки гидропневмоаккумуляторов в цилиндрических подачах электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового станка, с увеличением давления в подпиточной магистрали гидромашины до - P , (4,0) МПа, нелинейно снижается ток и напряжения двигателя до - U (130 В), I (50 А), соответственно. Из рис. 12 видно, что, с увеличением величины давления в подпиточной магистрали гидромашины в режиме бурения бурового станка не требуется двойное преобразование электроэнергии и напряжения.

В ходе испытаний были опробованы режимы по интенсификации процесса бурения, во время которых производилось увеличение частоты вращения, нагрузки на двигатель и усилия подачи модернизированного электромеханического вращательно-подающего механизма до достижения значений виброускорений, полученных при испытаниях без гидромашины. При этом отмечено увеличение частоты вращения бурового става на 13-15% (до 150-160 об/мин), увеличение усилия подачи на 12-15% (до 17-20 кН), и увеличение скорости бурения на 12-17%.

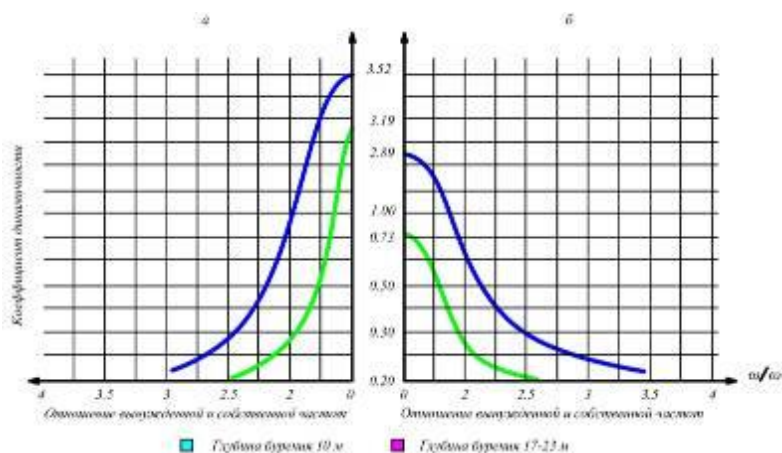
В пятой главе диссертации «**Конструкция и принцип действия гидромеханического вращательно – подающего механизма бурового станка**» приведены назначения и техническая характеристика, кинематическая и гидравлическая схемы, принцип работы, запуск гидромеханического вращательно – подающего механизма, экспериментальные исследования бурового станка и методика расчета основных параметров гидромеханического вращательно – подающего механизма и анализ нагрузок, действующих в приводе вращателя бурового станка, показатели надежности.

По аналогии бурового станка амплитудно-частотную характеристику – $AЧХ_n$ одно массовой системы (модели) поступательного действия можно записать в виде

$$AЧХ_n = \frac{x}{x_{ст}} = \frac{1}{C \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{сн}^2}\right)^2 + \left(\frac{\mu_n}{m\omega_{сн}}\right)^2 \frac{\omega^2}{\omega_{сн}^2}}}, \quad (6)$$

где x – обобщенная координата осевой деформации бурового става, м; $x_{ст}$ – статическая осевая деформация бурового става, м; C – суммарная осевая величины показателей жесткости механизма подачи бурового става, Н/м; $\omega_{ср}$ – собственная частота осевых колебаний бурового става, рад/с. μ_n – суммарный коэффициент демпфирования вертикальных колебаний бурового става, Нс; m – суммарная подвижная масса динамической системы подачи бурового става, кг.

Результаты моделирование с использованием пакета прикладной программы MathCAD коэффициентов динамичности – $k_{di} (\omega/ \omega_{ср})$ систем вращения бурового става в диапазоне отношения вынужденной и собственной частоты – $0 \leq \omega/ \omega_{ср} \leq 4,0$ приведены на рис. 13. Заводского варианта конструкции системы подачи (рис. 13а) с коэффициентом демпфирования динамической системы $\mu_n = 2,35 \cdot 10^7$ Нс/м приводит к уменьшению коэффициента динамичности с 3,52 до 2,89 (на 8,21%).



a – базовый;
б – модернизированный
Рис. 13. Коэффициент динамичности (АЧХ) варианта конструкции системы подачи бурового става

Модернизированного варианта конструкции системы подачи (рис. 13б) со снижением суммарной величины показателей жесткости за счет установки пневмогидравлических аккумуляторов при коэффициенте демпфирования динамической системы $\mu_n = 3,9 \cdot 10^7$ Нс/м также приводит к уменьшению коэффициента динамичности с 3,19 до 0,73 (на 22,88%).

Величины показателей жесткости, вводимая в трансмиссию вращателя гидропневмоаккумулятором, в зависимости от зарядного давления может быть определена по формуле

$$K_{ГМТ} = \frac{N \cdot q_w \cdot P_p}{V_0 \left(\frac{P_0}{P_p}\right)^{1/N}}, \quad (7)$$

где N – показатель политропы, $N=1,4$; q_w – удельная производительность гидромашины, для IMP-2,5 $q_w=0,0025$ м³; P_p – рабочее давление в гидросистеме при номинальном крутящем моменте $P_p=7,7 \cdot 10^6$ Н/м²; V_0 – объем аккумулятора, $V_0=0,025$ м³; P_0 – зарядное давление аккумулятора.

Значения $K_{ГМТ}$ для различных P_0 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Зарядное давление $P_0, \text{Н/м}^2$	$0,1P_p$ $0,77 \cdot 10^6$	$0,2P_p$ $1,54 \cdot 10^6$	$0,3P_p$ $2,31 \cdot 10^6$	$0,4P_p$ $3,07 \cdot 10^6$	$0,5P_p$ $3,85 \cdot 10^6$	$0,6P_p$ $4,62 \cdot 10^6$	$0,7P_p$ $5,39 \cdot 10^6$	$0,8P_p$ $6,16 \cdot 10^6$	$0,9P_p$ $6,93 \cdot 10^6$	$1,0P_p$ $7,7 \cdot 10^6$
Величины показателей жесткости $K_{ГМТ}$ Нм/рад	$3,5 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^4$	$1,6 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^4$	$0,9 \cdot 10^4$	$0,86 \cdot 10^4$	$0,78 \cdot 10^4$	$0,72 \cdot 10^4$	$0,67 \cdot 10^4$
Собственная частота, рад/с I-Случай	21	16,7	14,5	13,1	12,0	11,1	10,7	10,2	9,8	9,4
II-Случай	18,7	14,5	12,6	11,3	10,5	9,8	9,3	8,86	8,49	8,2

Как видно из табл. 1, эффективное снижение колебаний в трансмиссии вращательно – подающего механизма возможно при $P_0 \geq P_p$, что соответствует рекомендациям по зарядке гидропневмоаккумуляторов.

Используя результаты и значения давления заряда, величины показателей жесткости и собственных частот, представленные в табл. 1 из выражения (7), получим график их зависимости (рис. 14).

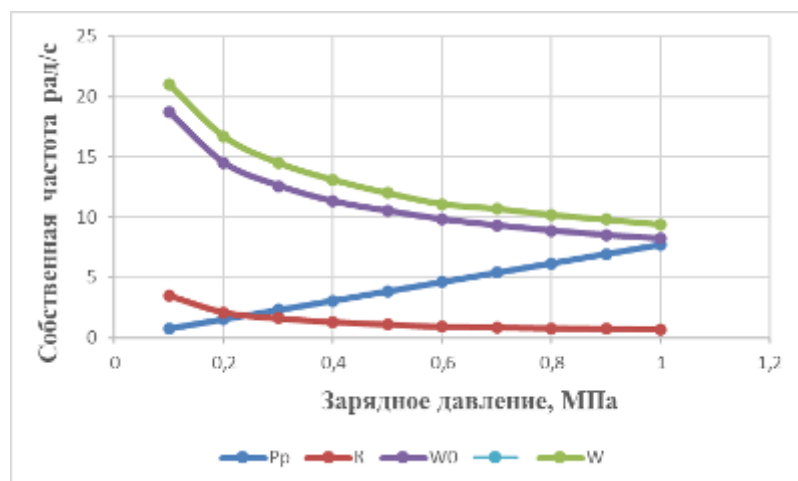


Рис. 14. График зависимости величины показателей жесткости, вводимая в трансмиссию вращательно – подающего механизма гидропневмоаккумулятора от зарядных давлений, и соответствующие собственные частоты

Моделирование с помощью пакета приложений Excel выявило следующее (рис. 14):

– давления заряда P_0 (МПа) при минимальном значении 0,1 МПа, первого и второго случаев максимальные значения собственных частот достигаются при 18,7-21 (рад/с), а также трансмиссии жесткости - $K_{ГМТ}$ (Нм/рад) отклонение соответствует 3,5 Нм/рад наибольшему значению;

– максимальное значение давления заряда - P_0 , (МПа) достигает 1 МПа, а рабочее давление также с линейно повышается до 7,7 МПа максимального значения, минимальные значения первого и второго случаев собственных частот равны 8,2–9,4 (рад./с), то есть линейно уменьшается, так же как величины показателей жесткость трансмиссии $K_{ГМТ}$ (Нм/рад.) соответствует минимальному значению 0,67 Нм/рад и линейно уменьшается.

Для уяснения влияния удельной скорости – V_{δ} внедрения долота в породу от коэффициента динамичности – $k_{\text{дн}}$ системы подачи при различной длине бурового става и прочности буримой породы определим себестоимость бурения взрывных скважин по известной зависимости с учётом уравнения (1)

$$C_{\text{мод}} = C_{\delta} \frac{D}{100\%} + C_{\delta} \left(1 - \frac{D}{100\%}\right) \frac{V_{\delta}(k_{\text{дн}\delta})}{V_{\delta}(k_{\text{дн}\mu})}, \text{ сум/пог.м;} \quad (8)$$

где D – условно-постоянная часть эксплуатационных затрат на буровые работы, %, $D=85\%$; C_{δ} , $C_{\text{мод}}$ – себестоимость буровых работ при эксплуатации бурового станка с вращательно – подающим механизмом базовой и модернизированной конструкции, соответственно, сум/пог.м; $V_{\delta}(k_{\text{дн}\delta})$, $V_{\delta}(k_{\text{дн}\mu})$ – удельная скорость внедрения долота в породу при эксплуатации бурового станка с вращательно – подающим механизмом базовой и модернизированной конструкции, соответственно, м/с/Вт.

Далее, поделив правую и левую часть уравнения (8) на величину себестоимости буровых работ при эксплуатации бурового станка с вращательно – подающим механизмом заводской конструкции – C_{δ} получим относительную себестоимость бурения при эксплуатации станка с вращательно – подающим механизмом инновационной конструкции

$$\frac{C_{\text{мод}}}{C_{\delta}} = \frac{D}{100\%} + \left(1 - \frac{D}{100\%}\right) \frac{V_{\delta}(k_{\text{дн}\delta})}{V_{\delta}(k_{\text{дн}\mu})}. \quad (9)$$

Зависимость относительной себестоимости бурения при эксплуатации станка с вращательно – подающим механизмом инновационной конструкции (уравнение 9) от прочности буримой породы и от глубины скважины (числа штанг) приведена на рис. 15.

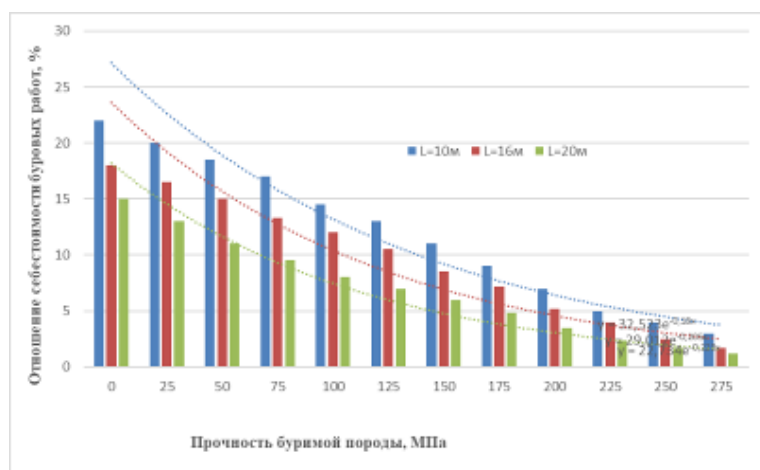


Рис. 15. Зависимость отношения себестоимости буровых работ при эксплуатации станка с ВПМ, модернизированной конструкции от прочности буримой породы и длины скважины

Анализ результатов приведенных на рис. 15 показывает, что с увеличением прочности буримой породы с 50-ти до 200 МПа при глубине скважины в 17 метров относительная себестоимость бурения при эксплуатации станка с вращательно – подающим механизмом инновационной конструкции не линейно снижается на 20%, а при глубине скважины в 22 метра на 14% .

Расчёт экономической эффективности выполнен в соответствии с «Методикой определения оптовых цен и нормативов чистой продукции на 52

новые машины, оборудование и приборы производственно – технического назначения» по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \mathcal{C}_{\text{баз}} \frac{V_{\text{н}}}{V_{\text{б}}} \cdot \left(\frac{P_1 + E_{\text{н}}}{P_2 + E_{\text{н}}} \right) - \mathcal{C}_{\text{нов}}, \quad (10)$$

где $\mathcal{C}_{\text{баз}}$ и $\mathcal{C}_{\text{нов}}$ – оптовая цена соответственно базового и нового станка. $\mathcal{C}_{\text{баз}} = 1\,196\,000$ долларов США; $\mathcal{C}_{\text{нов}} = 1240800$ долл. США с учётом затрат на гидромотор IMP 2,5 – 1410 долл. США; гидроаккумуляторы (2 шт) производства Германии 1085 долл. США; повышение трудоемкости и материалоемкости производства вращательно-подающего механизма в связи с изменением конструкции 1285 долл. США; $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{б}}$ – коэффициент учёта роста производительности единицы нового изделия по сравнению с базовым. Коэффициент принят равным 1,058.

Снижение вибраций на 25-35% на горных машинах позволяет в среднем на 18-20% увеличить производительность за счёт повышения надёжности и долговечности оборудования, интенсификации процесса бурения, снижения внутрисменных простоев, связанных с креплением болтовых соединений, улучшения условий работы обслуживающего персонала. $P_1 + E_{\text{н}} / P_2 + E_{\text{н}}$ – коэффициент учёта изменения срока службы нового изделия по сравнению с базовым. Коэффициент принят равным 1.

Годовой экономический эффект на единицу оборудования составит

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 1196000 \cdot 1,058 \cdot 1 - 1240800 = 24568 \text{ долл. США}$$

на один буровой станок в год.

Таким образом, снизилась динамические нагрузки на рабочем оборудовании металлоконструкции бурового станка 10-12% и амплитуду колебаний виброускорений 25÷35%. Соответственно, производительность бурового станка повысился 17÷22%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований по диссертации доктора технических наук (DSc) на тему: «Разработка методов повышения надёжности и работоспособности вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка» сделаны следующие заключения, имеющие теоретическую и практическую значимость:

1. Проведение исследования по эксплуатации мощной буровой техники показывает, что процесс работы буровых станков сопровождается значительными динамическими нагрузками, возникающими в результате неравномерного нагружения рабочего инструмента. Вибрация станков ведет к снижению их производительности, надежности и долговечности при работе в сложных горно-геологических условиях.

2. Разработанной математической моделью с использованием пакета прикладной программы MathCAD установлено что:

удельная максимальная скорость внедрения долота в породу – $V_{\text{б}}$ (от 0,538 до 4,335) 10^{-4} (м/с)/Вт достигается при наименьшей длине скважины – $L_{\text{min}} = 10$ м, а наименьшая удельная скорость внедрения долота в породу – $V_{\text{б}}$

(от 0,292 до 2,349) 10^{-4} (м/с)/Вт соответствует бурению уступа с наибольшей длиной скважины – $L_{max} = 23$ м;

3. Разработана методика системного исследования иерархической схемы «порода – осевое усилие – скорость бурения- надежность» позволяющая установить оптимальное соотношение скорости вращения и скорости подачи бурового инструмента и их влияние на надежность, которое обеспечивается регулированием подачи с помощью гидравлической системы вращательно-подающего механизма. Эти решения позволяют существенно снизить горизонтальные, вертикальные вибрации в режиме «бурения» бурового станка.

4. Разработана мехатронная схема, позволяющая автоматическое управление регулирования осевым усилием и давлением в процессе бурения.

Разработанная мехатронная схема имеет следующие преимущества:

- улучшают движение и давление потока жидкости между гидропневматическими аккумуляторами АК1, АК2 и гидроцилиндрами – ГЦ;
- вовремя передаёт осевое усилие и крутящий момент на долото.

5. Наибольший эффект снижения вибраций в вертикальной плоскости достигается путем установки пневмогидравлических аккумуляторов с гибким разделителем (ёмкостью 9,5 л зарядным давлением $0,7 \div 0,8 P_{раб}$) в комплексе с модернизированными гидроцилиндрами подачи.

6. Разработана модернизированная конструкция вращательно-падающего механизма бурового станка шарошечного бурения, позволяющий снизить динамические нагрузки в рабочем оборудовании и металлоконструкции бурового станка, уменьшить амплитуды колебаний на 20%, а также улучшить использование установочной мощности и, следовательно, при бурении увеличить производительности на 18%, и надежность на 12-16%.

7. Проведенные комплексные испытания электрогидромеханического вращательно-подающего механизма подтвердили работоспособность предложенной конструкции, обеспечивающей эффективное снижение вибраций, повышение надежности и возможность интенсификации режимов бурения, а следовательно, и производительности станка при бурении твердых пород.

8. Установлено, что применение гидромеханического вращателя позволяет снизить амплитуды виброускорений металлоконструкций бурового станка на $25 \div 45\%$, что позволило улучшить использование установочной мощности и повысить производительность бурения как минимум на $15 \div 25\%$.

9. Применение гидромеханического вращательно-подающего механизма позволяет осуществить переход на регулируемый привод с применением более экономичных асинхронных двигателей.

10. Установлена зависимость между скоростью вращения и осевым усилием подачи вращательно-подающего механизма с модернизированной гидравлической схемой, обеспечивающей повышение надежности гидромашин в различных режимах.

**SCIENTIFIC COUNCIL ON AWARDING SCIENTIFIC DEGREES
DSc. 17/04.06.2021.T.06.02 AT THE NAVOI STATE MINING INSTITUTE**

NAVOI STATE MINING INSTITUTE

MUMINOV RASHID OLIMOVICH

**DEVELOPMENT OF A METHODS FOR INCREASING THE
RELIABILITY AND PERFORMANCE OF THE ROTARY-FEED
MECHANISM OF A QUARRY DRILLING RIG**

04.00.16 – Mining machines

**DISSERTATION ABSTRACT
FOR THE DOCTOR OF SCIENCES (DSc) OF TECHNICAL SCIENCES**

Navoi – 2022

The theme of dissertation doctor of sciences (DSc) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under B2021.1.DSc/T415.

The dissertation has been carried out at the Navoi State Mining Institute.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian and English (resume) on the webpage of the Scientific Council (www.ndki.uz) and on the website of «ZiyoNet» information-educational portal (www.ziynet.uz).

Scientific Consultant:

Egamberdiyev Ilkhom Pulatovich

Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

Official opponents:

Djuraev Rustam Umarchanovich

Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

Khujaev Ismatulla Kushaevich

Doctor of Technical Sciences, Professor

Toirov Olimjon Zuvurovich

Doctor of Technical Sciences, Professor

Leading organization:

Almalyk branch of the National University of Science and Technology «MISiS»

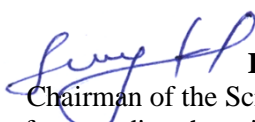
The defence of the dissertation will be held on March 11, 2022 at 14⁰⁰ at meeting of the Scientific Council of scientific degrees DSc.17/04.06.2021.T.06.02 at the Navoi State Mining Institute (address: 210100, Navoi, Makhmud Tarobiy street, 72. Conference Hall of the Navoi State Mining Institute). Phone: (79) 223-23-32; fax: (79) 223-00-55; e-mail: info@ndki.uz. nsmi@gmail.com.


The doctoral dissertation has been registered at the Information Resource Centre of the Navoi State Mining Institute under No 86. Address: 210100, Navoi, Makhmud Tarobiy street, 72. Phone: (79) 223-56-90; fax: (79) 223-00-55.


The abstract of the dissertation is distributed on February 25, 2022.

(Protocol at the register №41 on February 25, 2022).




I.T. Mislibayev
Chairman of the Scientific Council
for awarding the scientific degrees,
doctor of Technical Sciences, Professor


Sh.Sh. Zairov
Scientific Secretary of the Scientific Council
for awarding of scientific degrees,
Doctor of Technical Sciences, Professor


N.A. Abduazizov
Chairman of the Scientific Seminar at the Scientific
Council for the award of academic degrees,
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

INTRODUCTION (abstract of DSc thesis)

The purpose of the research is the development of the scientific foundations of the methodology to improve the productivity, reliability and durability of the drilling rig by creating a transmission and improving the rotary-feed mechanism.

The object of research is widely used drilling rigs for drilling wells in deep quarries.

The scientific novelty of research:

a multi-parametric mathematical model of the specific bit penetration rate has been developed, which makes it possible to investigate and determine the structural, kinematic, dynamic and technological parameters of the rotary-feeding mechanism of the drilling rig, to predict its resource and reliability;

a methodology for a systematic study of the hierarchical scheme "rock - axial force - drilling speed - reliability" has been developed, which makes it possible to establish the optimal ratio of rotation speed and feed rate of the drilling tool and their effect on reliability, which is ensured by regulating the feed using the hydraulic system of the rotary feed mechanism;

a mechatronic scheme has been developed that allows choosing the optimal mode for controlling the axial force and pressure in the drilling mode of the hydraulic transmission system of the drilling rig, depending on the change in rock hardness;

a method was developed for determining the main parameters of the rotary feed mechanism and a modernized design of the drilling rig feed system, which consists in connecting a pneumohydraulic accumulator to the oil supply line to the hydraulic cylinders, which makes it possible to reduce dynamic loads in the working equipment of the metal structure and increase the productivity and reliability of the machine;

a modernized design of the rotary-feeding mechanism of the roller-cone drilling rig has been developed and dynamic loads in the working equipment and metal structures of the drilling rig have been reduced, its dependence on axial pressure has been determined;

a method for carrying out complex tests of an electrohydraulic rotary-feeding mechanism of an improved design has been developed, which makes it possible to ensure an effective reduction of vibrations, an increase in reliability and the possibility of intensifying drilling modes, as well as an increase in drilling speed and machine performance when drilling hard rocks.

Implementation of research results. Based on the studies carried out to improve the reliability and performance of the rotary-feed mechanism of a quarry drilling rig:

an innovative design of a drilling rig feed mechanism was introduced at the «Urtalik» quarry of the «Zarmitan» mine of the Southern Mining Administration of the State Enterprise «Navoi Mining and Metallurgical Combine». As a result, the working capacity of the open-pit drilling rig increased by 14-17% and the drilling productivity by 18%, as well as the vertical and horizontal oscillations decreased by 20%.

a developed proposal for equipping a drilling rig with a hydraulic system for feeding a drilling rod with mechatronic control, which allows choosing the optimal mode of axial force depending on changes in rock hardness, was introduced at the «Urtalik» open pit of the «Zarmitan» mine of the Southern Mining Administration of the State Enterprise «Navoi Mining and Metallurgical Plant» (reference from the State Enterprise «Navoi Mining and Metallurgical Plant» No. 02-06-07 / 8061 dated August 11, 2021). As a result, the possibility of intensifying drilling modes and when drilling hard rocks, the drilling speed increased by 12-15%, and the dynamic loads on the working equipment and metal structures of the drilling rig decreased by 12-14%.

The structure and scope of the thesis. The structure of the thesis consists of an introduction, five chapters, a conclusion, list of references and appendices. The volume of the thesis is 200 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST of PUBLISHED WORKS

I бўлим (I часть; part I)

1. Муминов Р.О. Исследование динамических параметров и совершенствование вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка. – Монография. – Навои: изд. «Азиз китобхон», 2020. – 160 с.
2. Муминов Р.О., Зохидов О.У. Математическая модель уравнения движения динамических систем вращательно - подающего механизма бурового станка // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2015. – №1. – С. 88-90 (05.00.00; №7).
3. Egamberdiev I.P., Atakulov L., Muminov R.O., Ashurov Kh.Kh. Research of Vibration Processes of Bearing Units of Mining Equipment // International Journal of Advanced Trends in Computer Science and Engineering. – Vol. 9, No. 5. September – October, 2020. – pp. 7789-7793 (Scopus Base, DOI: 10.30534/ijatcse/2020/125952020).
4. Зарипов Ш.У., Муминов Р.О., Махмудов Ш.А., Бойназаров Г.Г. Исследование и выбор параметров вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2021. – №1. – С. 40-43 (05.00.00; №7).
5. Муминов Р.О., Равшанов Ж.Ш. Математическая модель динамических систем вращательно-подающего механизма бурового станка // Развитие науки и технологий. – Бухара, 2021. – №3. – С. 17-28 (05.00.00; №24).
6. Эгамбердиев И.П., Муминов Р.О., Саидов А.Н. Исследование повышения надежности карьерного бурового станка типа СБШ-250МНА-32 // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2021. – №4. – С. 95-96 (05.00.00; №7).
7. Муминов Р.О., Норкулов Б.М., Зарипов Ш.У., Махмудов Ш.А. Karyer burg'ilash dastgohini aylantiruvchi-uzatuvchi mexanizmini takomillashtirish bo'yicha chora tadbirlarni ishlab chiqish // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2021. – №4. – С. 85-90 (05.00.00; №7).
8. Муминов Р.О., Райханова Г.Е., Кузиев Д.А. Повышение надежности и долговечности буровых станков за счет понижения динамических нагрузок // Уголь. – Москва, 2021. – №5. – С. 32-36 (Scopus Base, DOI: 10.18796/0041-5790-2021-5-32-36.).
9. Муминов Р.О., Махмудова М.Ф. Бурғилаш ускунаси гидромеханик айлантйрувчи-узатувчи механизмининг ишлаш принципи ва конструкцияси // Развитие науки и технологий. – Бухара, 2021. – №6. – С. 11-17 (05.00.00; №24).
10. Muminov R.O., Egamberdiev I.P., Ashurov Kh.Kh., Makhmudova M.F. Experimental Studies of the SBSH-250MNA-32 Mining Drilling Rig // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – India, November 2021. – Vol. 8, Issue 11 (05.00.00; №8).

II бўлим (II часть; part II)

11. Муминов Р.О., Эгамбердиев И.П., Хайдаров Ш.Б., Рахмонова Г.Х., Бойназаров Г.Г. Методика расчета динамических характеристик опорных узлов // Материалы Международной научно-технической конференции на тему: «Современная техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития». – Навои, 2013. – С. 232-233.

12. Муминов Р.О., Эгамбердиев И.П., Абдуазизов Н.А., Хайдаров Ш.Б., Бойназаров Г.Г. Кинематические особенности процесса бурения горных пород шарошечными долотами // Материалы Международной научно-технической конференции на тему: «Современная техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития». – Навои, 2013. – С. 238-239.

13. Эгамбердиев И.П., Муминов Р.О., Бойназаров Г.Г. Исследование динамических параметров вращательно-подающего механизма бурового станка // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2013. – №1. – С. 89-91 (05.00.00; №7).

14. Эгамбердиев И.П., Муминов Р.О., Бойназаров Г.Г. Влияние динамических параметров вращательно-подающего механизма бурового станка на его производительность // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2013. – №1. – С. 92-93 (05.00.00; №7).

15. Тошов Б.Р., Муминов Р.О. Динамические особенности гидрообъемной системы подачи вращательно-подающего механизма бурового станка // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2014. – №3. – С. 113-114.

16. Муминов Р.О., Бойназаров Г.Г. Сапаров М.Ш. Кинематические и динамические особенности системы подачи вращательно-подающего механизма бурового станка // VIII Международная научно-техническая конференция на тему: «Горно-металлургический комплекс: достижения, проблемы и современные тенденции развития». – Навои, 2015. – С. 201-202.

17. Муминов Р.О. Инерциальные, жесткостные параметры динамических систем вращательно-подающего механизма бурового станка // Научный вестник НамГУ. – Наманган, 2017. – №1. – С. 69-73.

18. Муминов Р.О., Хамзаев А.А., Бойназаров Г.Г., Мустафоев О.Б., Истамов М.Ф. Исследование и выбор рабочей жидкости систем гидропривода горных машин // Научный вестник НамГУ. – Наманган, 2017. – №3. – С. 40-45.

19. Абдуазизов Н.А., Муминов Р.О., Бойназаров Г.Г., Мустафоев О.Б. Надёжность гидросистем горных машин // Интернаука. – Москва, 2017. – №17. – С. 27-30.

20. Истамов М.Ф., Каюмов У.Э., Муминов Р.О., Мусурманов Э.Ш. Инерциальные и жесткостные параметры динамических систем вращательно-подающего механизма бурового станка // Вестник науки и образования. – Москва, 2019. – №8. – Часть 3. – С. 5-12.

21. Муминов Р.О., Саттаров О.У., Бойназаров Г.Г., Равшанов Ж.Ш., Холиков М.С. Обоснование и выбор с применением современных

нанопокрований в горном машиностроении // Материалы международной научно-практической конференции на тему: «Перспектива развития науки и образования». – Душанбе, Таджикский технический университет имени акад. М.С. Осими, 2019. – С. 100-103.

22. Муминов Р.О., Курбонов У.К. Повышение износостойкости буровых коронок с применением каталитического азотирования // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики // Сборник материалов 15-ой Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. – Минск - Тула - Донецк, 2019. – В 4 томах. – Том 3. – С. 63-71.

23. Muminov R.O. Research of the kinematic parameters of loading of the basic mechanisms of the drilling rig during drilling of the step // International Scientific Journal Theoretical & Applied Science p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online). – Year: 2021. – Issue: 01. – Volume: 93. – Published: 2021. – pp. 223-230.

24. Муминов Р.О., Махмудов Ш.А., Бойназаров Г.Г. Бурғилаш ускунаси айлантурувчи-узатувчи механизми узатишини гидравлик тизими, унинг унумдорлигига динамик жараёнларни таъсирини тадқиқоти ва таҳлили // Journal of Advances in Engineering Technology. – Vol. 1(3). – January - March, 2021. <https://cyberleninka.ru/journal/n/journal-of-advances-in-engineering-technology?i=1082818>.

25. Muminov R.O. Kinematic and dynamic features of the hydraulic distribution system of the rotary feeding mechanism of the drilling rig // International scientific and practical conference cutting edge-science. – March, April, 2021. – Shawnee, USA Conference Proceedings Primedia E-launch Shawnee, USA. – 75-77.

26. Муминов Р.О. Тоғ жинсларини шарошкали долоталар билан бурғилаш жараёнларини технологик ва кинематик хусусиятлари // «Ўзбекистон олимлари ва ёшларининг инновацион илмий-амалий тадқиқотлари» мавзусидаги конференция материаллари. – Тошкент, 2021. – №26. – 14-17 б.

27. Муминов Р.О., Курбонов У.К., Равшанов Ж.Ш. Разработка инструкции по эксплуатации и обслуживанию электрогидромеханического вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка // Материалы X международной научно-практической конференции на тему: «Современные тенденции и инновации в науке и производстве». – Междуреченск: филиал КузГТУ, 2021. – С. 146 (1-5).

28. Муминов Р.О., Кузиев Д.А. Анализ и выбор рациональных параметров вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка // Сборник трудов XIX Международной научно-технической конференции на тему: «Чтения памяти В.Р.Кубачека». Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. – Екатеринбург, 20-21 мая 2021 г. – С. 209-212.

29. Муминов Р.О. Конструкция и принцип действия электрогидромеханического вращательно-подающего механизма бурового

станка // Международная научно-практическая online конференция «Интеграция науки, образования и производства – основа реализации Плана нации». Сагиновские чтения №13, посвященные 30-летию независимости Республики Казахстан. – Алматы, 17-18 июня 2021 г. – С. 1459-1461.

30. Муминов Р.О., Эгамбердиев И.П. Экспериментальные исследования и анализ карьерного бурового станка типа СБШ-250МНА-32 // I Евразийский горный конгресс. Сборник докладов: Издательство «Навоийский горно-металлургический комбинат». – Навои, 11-12 ноября 2021 г. – С. 196-199.

31. Muminov R.O., Mardonov D.Sh., Boynazarov G.G., Murodullayeva Sh.Sh. Burg'ilash dastgohining dinamik va kinematik parametrlarining uning texnik unumdorligiga ta'siri // DGU 2021 2467 raqamli elektron hisoblash mashinalari uchun yaratilgan dastur guvohnomasi, 03.03.2021 y.



Автореферат «Ўзбекистон кончилик хабарномаси» журнали таҳририятида таҳрирдан ўтказилиб, ўзбек, рус ва инглиз тилларидаги матнлар ўзаро мувофиқлаштирилди.

Босишга рухсат этилди: 23.02.2021
Бичими: 60x84 1/8 «Times New Roman»
гарнитурда рақамли босма усулда босилди.
Шартли босма табағи 3,9. Адади 100. Буюртма: № 42
Тел: (99) 832 99 79; (97) 815 44 54
Гувоҳнома реестр № 10-3279
«IMPRESS MEDIA» МЧЖ босмаҳонасида чоп этилди.
Манзил: Тошкент ш., Яккасарой тумани, Қушбеги кўчаси, 6-уй.