

NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR VA ILMIY DARAJASINI OLCHOVCHI
PhD.03/30.09.2023.T.66.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDAGI
FAN DOKTORI (DSc) ILMIY DARAJASINI OLCHOVCHII
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH

NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI

MIRZAUMIDOV ASILBEK SHUXRATJONOVICH

JIN MASHINASI ARRALI SILINDRI VALINING RESURSTEJAMKOR
KONSTRUKSIYASINI ISHLAB CHIQISHNING ILMIY-TEXNIK
YECHIMLARI

05.02.03 –Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika
va robototexnika tizimlari

TEXNIKA FANLARI DOKTORI (DSc) DISSERTATSIYA
AVTOREFERATI

Namangan – 2024

Doktorlik (PhD) dissertatsiya	Ushbu asarning umumiy mundarijasi
Оглавление диссертации	(PhD) диссертации
Contents of the dissertation	Dissertation abstract

Mirzaumidov Asilbek Shuxratjonovich

Jin mashinasi arrali silindri valining resurstejanikor konstruksiyasini ishlab chiqishning ilmiy-texnik yechimlari 3

Мирзаумидов Асилбек Шухратжонович

Научно-технические решения по разработке ресурсосберегающей конструкции вала пильного цилиндра джин машины 27

Mirzaumidov Asilbek Shukhratjonovich

Scientific and technical solutions for the development of a resource-saving design for the saw cylinder shaft of a gin machine 51

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ

List of published works 58

**NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/30.09.2023.T.66.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDAGI
FAN DOKTORI (DSc) ILMIY DARAJASINI BERUVCHII
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI

MIRZAUMIDOV ASILBEK SHUXRATJONOVICH

**JIN MASHINASI ARRALI SILINDRI VALINING RESURSTEJAMKOR
KONSTRUKSIYASINI ISHLAB CHIQISHNING ILMIY-TEXNIK
YECHIMLARI**

**05.02.03 –Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika
va robototexnika tizimlari**

**TEXNIKA FANLARI DOKTORI (DSc) DISSERTATSIYA
AVTOREFERATI**

Namangan – 2024

Texnika fanlari doktori (DSc) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasi huzuridagi oliy attestatsiya komissiyasida B2021.3.DSc/T457 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya Namangan muhandislik-texnologiya institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Namangan muhandislik-texnologiya instituti huzuridagi Ilmiy kengash veb-sahifaciga (www.nammti.uz) va "ZiyoNet" Axborot-ta'lim portalida (www.ziynet.uz) manziliga joylashtirilgan.

Ilmiy maslahatchi:

Ergashev Jamoliddin Samatovich
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Qayumov Juramirza Abdiramatovich
texnika fanlari doktori, dotsent

Turdaliyev Voxidjon Maxsudovich
texnika fanlari doktori, professor

Rasulov Ro'zimurot Xasanovich
texnika fanlari doktori, dotsent

Yetakchi tashkilot:

Andijon mashinasozlik instituti

Dissertatsiya himoyasi Namangan muhandislik-texnologiya instituti huzuridagi PhD.03/30.09.2023. T.66.01 raqamli ilmiy kengash asosida fan doktori (DSc) ilmiy darajasini beruvchi bir martalik ilmiy kengashning 2024 y. «15» iyun soat 10⁰⁰ daqi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 160115, Namangan shahar, Kosonsoy, 7-uy. tel: (+99869) 225-10-07, faks: 228-76-75; e-mail: nei_info@edu.uz., Namangan muhandislik-texnologiya instituti ma'muriy binosi, 1-qavat, kichik majlislar zali).

Dissertatsiyasi ishi bilan Namangan muhandislik-texnologiya institutining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (289-raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 160115, Namangan sh., Kosonsoy ko'chasi, 7-uy. Tel.: (69) 225-10-07).

Dissertatsiya avtoreferati 2024-yil «30» may kuni tarqatildi.
(2024-yil «30» apreldagi. № 2 raqamli reyestr bayonnomasi).



A.M.Markamov
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash raisi, texnika fanlari doktori, dotsent

B.T.Aliyev
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash ilmiy kotibi, texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori, dotsent

N.M.Safarov
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash huzuridagi ilmiy seminar raisi, texnika fanlari doktori, professor

KIRISH (doktorlik (DSc) dissertatsiyasining annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda mashinasozlikni takomillashtirishda, xususan energiya va resurstejamkor, yuqori tezlikda ishlaydigan texnika va texnologiyalarni ishlab chiqarishga qo'llash, sifatli mahsulot tayyorlaydigan mashina va mexanizmlarni yuqori samaradorlikka ega bo'lgan, avtomatlashgan turlarini yaratish, mashinalarning ekspluatatsion ishonchligini takomillashtirish, mahsulotlar assortimentini kengaytirish va raqobatbardoshligini oshirish muhim ahamiyat kasb etmoqda. "Dunyo miqiyosida texnologik mashinalarning ishchi detallarini asosan yeyilish, zo'riqish, va texnologik jarayonga nisbatan yuqori massali resurslardan foydali hisobga muddatidan avval ishdan chiqishini bartaraf etish maqsadida mashina detallari ishchi qismlarini resurstejamkorligini 15-20 foizga kamaytirish orqali energiya va resurs tejash imkoniyati mavjudligini hisobga olsak"¹, shu bilan birga resurstejamkor mashina detallari va mexanizmlarni yangi konstruksiyalarini yaratish, ishchi organlarini mustahkamligini ta'minlash va hisoblash metodlarini ishlab chiqish muhim vazifalardan biri hisoblanadi.

Jahon rivojlanish tendensiyasida, texnologik mashinalar ishchi organlarini yengillashtirilgan yangi konstruksiyasini yaratish, parametrlarini asoslash uchun strukturaviy, kinematik va dinamik analiz usullarini ishlab chiqish hamda mashinasozlik ishlab chiqarish jarayonlarini sifatli bajarilishini ta'minlaydigan texnika va texnologiyalarni yaratishga alohida e'tibor qaratilmoqda va ularni ilmiy asoslarini yaratish bo'yicha keng miqiyosda ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda.

Ushbu yo'nalishda, ayniqsa, vallarda egilishni, zo'riqishni, titrashni kamaytirish jumladan, paxtani dastlabki ishlash sanoatining turli texnologik mashinalarida ishlatiladigan yengil, resurstejamkor konstruksiyalarni yaratish, ularning texnologik ish jarayonini asoslash va hisoblash usullarini ishlab chiqish bo'yicha maqsadli ilmiy izlanishlarni olib borish dolzarb hisoblanadi.

Respublikamizda mashinasozlikni rivojlantirish, texnologik mashina hamda jihozlarning resurs va energiyatejamkor turlarini yaratish bo'yicha chuqur nazariy va tajribaviy tadqiqotlar olib borishga, xususan, paxtaga dastlabki ishlov beradigan mashinalarning yuqori samarali va mahsulotning sifat ko'rsatkichlarini yaxshilashga imkon yaratadigan yangi avlodlarini ishlab chiqish bo'yicha qator chora-tadbirlar amalga oshirilmoqda. "2022-2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida" ko'rsatilgan «Milliy iqtisodiyot barqarorligini ta'minlash va yalpi ichki mahsulotda sanoat ulushini oshirishga qaratilgan sanoat siyosatini davom ettirib, sanoat mahsulotlarini ishlab chiqarish hajmini 1,4 baravarga oshirish» bo'yicha vazifalar belgilangan². Ushbu vazifani bajarishda, paxta tozalash korxonalarida qo'llanilayotgan uzun, og'ir vallarning ish unumdorligini oshirish, yengil resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish va uning parametrlarini asoslash hamda energiya sarfini kamaytirish muhim masalalardan hisoblanadi.

¹ www.eurasiancommission.org

² O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 28-yanvardagi "2022-2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida"gi PF-60-sonli Farmoni. <https://lex.uz/docs>

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining «2022 – 2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida»gi PF-60-sonli Farmoni, 2017-yil 28-noyabrda «Paxtachilik tarmog'ini boshqarish tizimini tubdan takomillashtirish chora – tadbirlari to'g'risida»gi PQ-3408 son qarori, Vazirlar mahkamasining 2018-yil 31-martdagi 253-sonli «Paxta-to'qimachilik ishlab chiqarishlari va klasterlari faoliyatini tashkil etish bo'yicha qo'shimcha chora tadbirlar to'g'risida»gi qarori hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishi ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Dissertatsiya ishi bo'yicha tadqiqotlar respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. "Energetika, energiya va resurs-tejamkorlik, transport, mashina va asbobsozlik" ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'ganilganlik darajasi. Texnologik mashina detallarning energiya va resurstejamkorligini, mashina ish unumdorligini va mustahkamligini oshirish va ishlab chiqarilayotgan mahsulot sifatini yaxshilash masalalari bo'yicha chet ellik olimlar E.Whitney, S.Z.Hall, T.Elliot, S.E.Hughs, R.N.Rakoff, A.V.Stanley, R.G.Hardin, P.A.Funk ilmiy tadqiqotlar olib borishgan va ijobiy natijalarga erishgan.

Mamlakatimizda ko'plab olimlar, jumladan H.H.Usmonxo'jaev, G.I.Miroshnichenko, R.G.Mahkamov, P.N.Tyutin, R.SH.Rahmatqoriyev, A.Dj.Djuraev, B.G.Kodirov, B.M.Mardonov, X.T.Axmadxujayev, O.Maxsudov, R.M.Murodov, M.Abduvaxidov, J.S.Ergashev, M.T.Xojiev, R.Z.Burnashev, P.V.Korabelnikov, A.E.Lugachev, M.M.SHukurov, K.A.Karimov, R.I.Karimov, SH.P.Alimuxamedov, G'.SH.Zokirov, I.G.Shin, I.T.Maxsudov, M.Agzamov, D.Yakubov, A.Artukmedov, J.S.Ergashev, D.M.Muxammadiyev, S.Z.Yunusov, A.X.Umurzaqov, V.M.Turdaliev, N.M.Safarov va boshqa olimlar mashinaning ish unumini oshirish, ularni resurstejamkor qismlar bilan jihozlash va texnologik mashinalarga sarflanayotgan energiya miqdorini kamaytirish bo'yicha munosib hissalarini qo'shishgan.

Lekin, hozirga qadar chet el va mahalliy paxta tozalash korxonalarida foydalanilayotgan texnologik mashinalarning uzun, og'ir vallarini yengillashtirish usullarini yaratish, egilishlarini kamaytirish hamda arrali silindr valining dinamik xarakteristikalarini to'la ko'rib chiqilmagan, uning yengil resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish bo'yicha yetarlicha ilmiy izlanishlar olib borilmagan. Shu sababli texnologik mashinalar vallarining mustahkamligini ta'minlash orqali resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish va parametrlarini hisoblash usullarini yaratish mashinasozlik va qator tarmoq sohalari rivojida muhim hisoblanadi.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilayotgan oliy ta'lim muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Ilmiy ish davlat ilmiy-texnik dasturi doirasida Namangan muhandislik-texnologiya institutida olib borilayotgan ilmiy-tadqiqotlar rejasi bilan o'zaro uzviy bog'langan hamda O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi amaliy tadqiqotlar davlat ilmiy-texnika dasturlari doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi texnologik mashinalarning og'ir va tez aylanuvchan vallarining egilishlarini kamaytirish, resurstejamkor, yengillashtirilgan, bo'ylama ichki kovak ochilgan, arrali silindr valini ishlab chiqishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

jin mashinasining arrali silindrini texnologik jarayonini tahlil qilish, arrali silindr valining yengil resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish;

arrali silindr yuritish mexanizmlari mashina agregati dinamikasi masalasini, dvigatel rotorini va yengillashtirilgan arrali silindr burchak tezliklarining o'zgarish qonuniyatlarini aniqlash;

arrali silindr egilishidagi tebranishini analitik usulda Gamelton va Lagranjning II-tur tenglamalaridan foydalanib sonli yechimini olish. Unga asosan tavsiya qilingan yengillashtirilgan vali bo'lgan silindr konstruksiyasining egilishini kamaytiradigan parametrlarini aniqlash.

yengillashtirilgan valning egilishini val massasini, kesim inersiya momenti va tashqi yuklanishni inobatga olgan holda hisoblashning analitik usulini ishlab chiqish;

elektrotenzometrik usulda elektron o'lchagichlarni qo'llab, yengillashtirilgan arrali silindrning aylanish chastotasi, burovchi momenti va egilishi qonuniyatlarini aniqlash;

ko'p omilli tajribalar asosida amaldagi val o'rniga taklif etilayotgan ichki kovak valdan arrali silindr uchun foydalanishni asoslash va maqbul qiymatlarini aniqlash;

tajriba sinovlarini o'tkazish, uni ishlab chiqarishda qo'llash bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqish va iqtisodiy samaradorlikni aniqlash.

Tadqiqotning obyektini sifatida vallar, xususan 5DP-130 rusumli jin, mashinasi vali uning ishchi organlari va yuritish mexanizmlari qaralgan.

Tadqiqotning predmetini mustahkamlikka egilishning hisoblash natijalari, resurstejamkor konstruksiyalar, matematik modellar va tavsiya parametrlari kiradi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida vallarga tushayotgan yuklanishlar, egilish va titrash, tebranish va harakat qonunlarini aniqlashda oliy matematika, materiallar qarshiligi, nazariy va amaliy mexanika, mashina va mexanizmlar nazariyasi, tebranishlar nazariyasi, mashinalar dinamikasi, ishchi qismlarning harakat rejimlarini asoslashda mashinasozlik va texnologik mashinalarni sinash, garmonik tahlil usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

arrali silindr valining harakat qonunlari uning geometriyasi va massasini inobatga olgan holda analitik usulda olingan radial tebranishlar o'zgarishining bog'lanishlari asosida burchak tezlik, tezlanish, hamda burovchi momentlarning o'zgarishi qonuniyatlari aniqlangan;

arrali silindr valini burilish burchagining maksimal qiymatlari, umumlashgan va yoyilgan kuchlarni hisobga olgan holda aniqlangan hamda chiziqsiz birklikka ega bo'lgan tayanchni inobatga olish usuli, jin mashinasi arrali silindri parametrlari konstruktiv xususiyatlari va texnologik jarayonlarni inobatga olgan holda asoslangan;

xomashyo valigidan kelayotgan tasodifiy qarshiliklarni hisobga olgan holda arrali silindr valining harakat qonunlari hamda burovchi moment va uni tebranish qamrovini texnologik qarshilikka bog'liqlik qonuniyatlari va val markazini tanlash usuli ishlab chiqilgan;

arrali silindrga mo'ljallangan amaldagi val o'rniga ichi kovak vallardan foydalanishda tayanchlarining reaksiyasi, titrash va ko'ndalang tebranishlarini kamayishi qonuniyatlari aniqlangan hamda valni siljish amplitudalarini hisoblash formulasi olingan;

tajribaviy usulda yengillashtirilgan ichi kovak valni jin mashinasida qo'llanilganda valning tebranish chastotasi, amplitudasi va burovchi momentni o'zgarsih qonuniyatlari tolani sifat ko'rsatkichlariga, elektr va resurs sarfiga bog'liqligi va tebranish oralig'ining chiziqsiz qonuniyada kamayishi aniqlangan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

paxta tozalash korxonalaridagi 5DP-130 jin mashinasi ishchi organi bo'lgan arrali silindr valining yengillashtirilgan konstruksiyasi parametrlari va harakat qonunlari aniqlangan;

arrali silindrga mo'ljallangan amaldagi val o'rniga ichi kovak vallardan foydalanishda mustahkamlik va bikrligni ta'minlangan holda egilishni kamayishi hamda ruxsat etilgan titrashga chidamliligi asoslanganligi va texnologik jarayonda yuqori sifatli tola ishlab chiqishni ta'minlangan holda ishlab chiqarishga joriy qilingan.

Tadqiqotlarning amaliy natijasi yaratilgan konstruksiyalar hamda tavsiyalarning ishlab chiqarish sharoitida o'tkazilgan sinovlar natijalari bo'yicha rasmiylashtirilgan dalolatnomalar, ularning ishlab chiqarishga joriy etilganligi to'g'risidagi dalolatnomalar bilan asoslangan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi tadqiqot natijalarining ishonchliligi ularning mavjud nazariy va amaliy tadqiqotlar natijalarining o'zaro adekvatligi, hisob-kitoblarda standartlashtirilgan usul va vositalardan foydalanilganligi, olingan natijalarni real iqtisodiy samara bilan ishlab chiqarishga joriy qilinishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati arrali silindrning tavsiya etilgan yengil resurstejamkor valini konstruksiyasini ishlab chiqilganda nazariy va tajribaviy tadqiqotlar natijasida arrali silindr valining harakatlarini ifodalovchi dinamik va matematik modellari olinganligi, masalalarni sonli yechimlari asosida harakat qonunlari va parametrlarini qiymatlari asoslanganligi, bog'lanish grafiklarini olinganligi, ishlash rejimlari, konstruktiv va dinamik parametrlarini aniqlanganligi bilan ilmiy ahamiyatini tashkil qiladi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati valning ichi kovak qilib bajarilishi massani ko'proq kamaytirishga olib keldi, valning bikrligi saqlandi, resurstejamkor konstruksiyasi ishlab chiqilganligi va paxta tolasini zarur bo'lgan sifatda olishga imkon berishi hamda ish unumi ortishi, samaradorlikni yuqori bo'lishini ta'minlanganligi amaliy ahamiyatini tashkil qiladi. Shuningdek, paxta tozalash

mashinalari jumladan, 5DP-130 jin mashinasi valining nazariy asoslarini rivojlantirishga xizmat qiladi.

Jin mashinasi ishchi qismlariga sarf xarajatlar kamayishi va olinadigan iqtisodiy samaradorlikning yuqori ekani bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Texnologik mashinalarning xususan 5DP-130 jin mashinasi valining takomillashtirilgan konstruksiyalarini va hisoblash metodlarini ishlab chiqish asosida:

Jin mashinasi arrali silindr valining konstruksiyasilariga O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk markazining 3 ta ixtiroga patentlari olingan (1. Patent № IAP 06087 Jinning arrali silindri, 2. Patent № IAP 06325 Jinning arrali silindri, 3. № IAP 06790 Aylanuvchi valdagi tebranshlarni so'ndiruvchi tayanch) «Namangan to'qimachi klaster» MCHJ To'raqo'rg'on paxta tozalash korxonasida joriy etilgan («O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari» uyushmasining 2022-yil 22-iyuldagi 02/22-438-son ma'lumotnomasi). Natijada paxtani dastlabki ishlash texnologik jarayonlarining barqaror va uzluksiz ishlashini ta'minlash imkoni yaratilgan;

arrali silindr valining yengil resurstejamkor konstruksiyasini Namangan to'qimachi klaster» MCHJ To'raqo'rg'on paxta tozalash korxonasining 2022-yil 5-maydagi sinov, iqtisodiy samara va joriy etish dalolatnomalari olingan. («O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari» uyushmasining 2022-yil 22-iyuldagi 02/22-438-son ma'lumotnomasi) natijada elektr energiya sarfi 14% kamayganligi, resurs tejalishi 71 kg ni tashkil etganligini ko'rsatdi. 5DP-130 jin mashinasi arralarining ishlash muddati 22% ga, kolosnik, arra va qisirmalarning ishlash muddati esa 2,2 baravarga, tolaning sifat ko'rsatkichini 1,1 % oshishiga erishilgan;

yengillashirilgan, resurstejamkor val konstruksiyasi Namangan viloyati To'raqo'rg'on paxta tozalash korxonasidagi 5DP-130 jin mashinasiga joriy etilganda kutilayotgan yillik iqtisodiy samaradorlik 1 453 400 (bir milliard to'rt yuz ellik uch million to'rt yuz ming) so'mni tashkil etgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Tadqiqot natijalari Namangan muhandislik-texnologiya instituti (NamMTI) "Texnologik mashina va jihozlar" kafedrasida va Turkiya davlatining "Karabuk" universiteti "Mexanika" kafedralarining kengaytirilgan yig'ilishlarida hamda 8 ta xalqaro va 12 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o'tgan.

Tadqiqot natijalarini e'lon qilganligi.

Dissertasiya ishi bo'yicha jami 36 ta ilmiy ishlar chop etilgan, jumladan 3 ta ixtiroga O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk markazining patentlari olingan. O'zbekiston Respublikasi Oliy attestasiya komissiyasining doktorlik dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etishga tavsiya etilgan ilmiy jurnallarda 16 ta maqola, shu jumladan 8 tasi xorijiy 12 tasi respublika jumallarda va 3 ta monografiya nashr etilgan.

Dissertatsiyaning hajmi va tuzilishi. Dissertasiya tarkibi kirish, beshta bobdan, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertasiya hajmi 190 betni tashkil etadi.

Muallif ilmiy maslahatchilar, XMA akademigi, t.f.d., professor A.Dj.Djurayev, t.f.d., professor J.S. Ergashev va t.f.d., professor S.Z. Yunusovlarga

dissertatsiya ishida olib borilgan nazariy va eksperimental tadqiqotlarni o'tkazishda qimmatli maslahat va yordamlari uchun minnatdorchilik bildiradi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida o'tkazilgan tadqiqotlarning dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari shakllantirilgan, tadqiqot obyekti va predmetlari aniqlangan, respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi ko'rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon etilgan, olingan natijalarning ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarini amaliyotga joriy etilganligi, ishning aprotatsiya natijalari, nashr etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

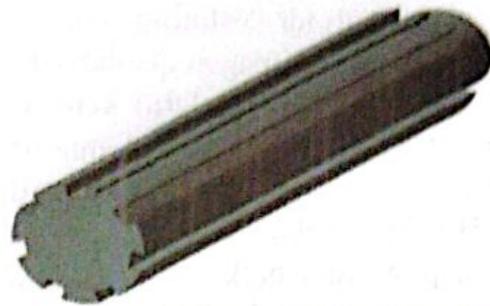
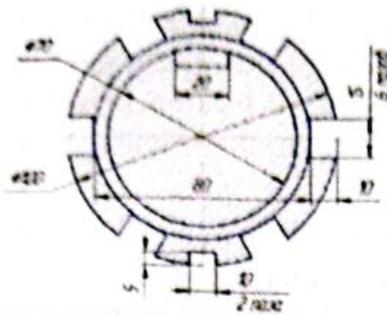
Dissertatsiya ishining "**Tadqiqot mavzusi bo'yicha ilmiy izlanishlar tahlili**" deb nomlangan birinchi bobida adabiyotlar manbalarini analitik tahliliga bag'ishlangan bo'lib, jumladan jin mashinasi arrali silindri ishchi organlari konstruktiv xususiyatlari, jinlash zonasi ishchi elementlarning konstruktiv kamchiliklari berilgan. Hozirga qadar chet el va mahalliy paxta tozalash korxonalarida foydalanilayotgan texnologik mashinalarning uzun, og'ir vallarini yengillashtirish usullarini yaratish, egilishlarini kamaytirish hamda arrali silindr valining dinamik xarakteristikalari to'la ko'rib chiqilmagan, uning yengil resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish bo'yicha yetarlicha ilmiy izlanishlar olib borilmagan. Shu sababli texnologik mashinalar vallarining mustahkamligini ta'minlash orqali resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish va parametrlarini hisoblash usullarini yaratish mashinasozlik va qator tarmoq sohalari rivojida muhim hisoblanadi.

Shuning uchun jin mashinasi arrali silindri valining yengil, resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish sohaning muhim ilmiy muammosi hisoblanadi.

Dissertatsiyaning "**Jin mashinasi valini resurstejamkor konstruksiyalarini ishlab chiqish**" deb nomlangan ikkinchi bobida SDP-130 jin mashinasi valini yangi resurstejamkor konstruksiyalari ishlab chiqilgan hamda o'ziga xos tomonlari batafsil ko'rsatib berilgan. Arrali silindr valining (shlitsali) sirtidan tashqi bo'ylama ariqchalar ko'rinishida bajarilishi massani kamaytirishga olib keladi, ariqchalar hisobiga valning bikrligi saqlanadi, resurs tejaladi, ishonchlilik ortadi va paxta tolasini zarur bo'lgan sifatda olishga imkon beradi hamda valning ruxsat etilgan chegarada egilishini ta'minlaydi (1-rasm). Ushbu konstruksiya uchun O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk markazi tomonidan ixtiro uchun patent olingan (№ IAP 06087).

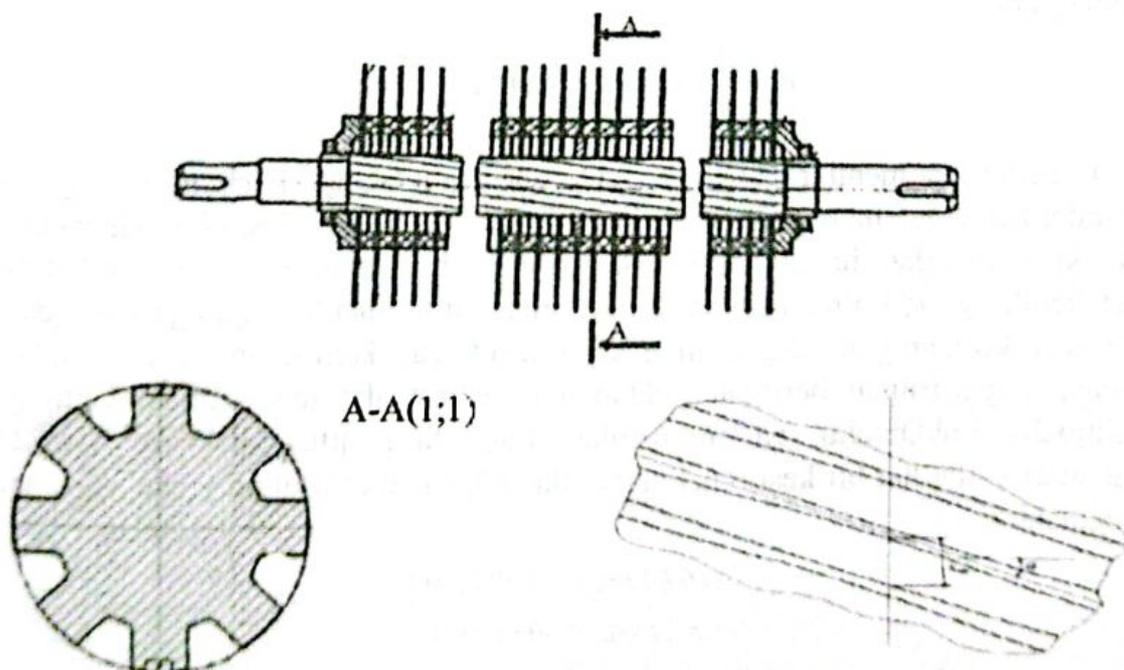
Yangi modernizatsiya qilingan arrali silindr konstruksiyasining mavjud valning konstruksiyasidan afzalliklari quyidagilardan iborat. Modernizatsiya qilingan arrali jin mashinasi silindr valida ariqchalar yo'nish orqali massani 22 kg kamayganligi;

jin valining takomillashtirish natijasida arralarining ishlash muddati 2.2 barobar ortganligi bilan amaliy ahamiyatga ega.



1-rasm. Arrali silindr valini sirtidan bo'ylama ariqcha ochish usulidagi konstruksiyasi

Ma'lumki, vallar odatda buralish, egilish va zo'riqishga ishlaydi. Yuqoridagi 1-rasmdagi konstruksiyadan kelib chiqib, bo'ylama gorizontol ochilgan ariqchalarni burchak ostida tayyorlangan konstruksiyasi 2-rasmda keltirilgan. Ushbu konstruksiya uchun xam O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk markazi tomonidan ixtiro uchun patent olingan (№ IAP 06325). Ariqchalarni burchak ostida qilib tayyorlanishi buralishiga qarshi yo'nalgan bo'lib, dinamik kuchlanishlar paytida buralishga qarshi ishlashi tajribaviy tadqiqotlarda ma'lum bo'ldi.



2-rasm. Arrali silindr valini sirtidan burchak ostida bo'ylama ariqcha ochish usulidagi konstruksiyasi

Arrali silindr valining yetarli bo'lmagan bikrligi kolosniklar o'rtasidagi oraliqda ruxsat etilmagan qiyshayishlarga olib keladi, bu esa jinlash jarayoni uchun juda katta salbiy oqibatlarni keltirib chiqaradi. Bunda B.P.Jemochkin tomonidan ishlab chiqilgan ekvivalent diametrlar usulini qo'llab, arrali silindr vali egilish va burilish burchaklarini aniqlash bajarilgan.

B.P.Jemochkin usuli bo'yicha bikrligni aniqlashda val ikkita tayanchda yotgan pog'onali balka sifatida qaraladi (3a-rasm). Agar inersiya momenti J_1 ga ega doimiy kesimli balkani inersiya momenti $J_0 = \kappa J_1$ bo'lgan balka bilan almashtirilsa va bunda barcha yuklamalarni va reaksiyalarni martaga o'zgartirilsa, u holda taklif etilayotgan valni egri chizig'i birlamchi balka chizig'i bilan mos tushadi.

$$\kappa = \frac{J_0}{J_1}$$

Mazkur o'zgartirishdan foydalanamiz va arrali silindrning mavjud valini ichi kovak kesimli ekvivalent valga o'zgartiramiz

Arrali valni doimiy inersiya momenti J_1 , J_2 va J_3 ga ega alohida qismlarga kesib va kesik qirralariga ko'ndalang kuch Q va eguvchi momentlarni M qo'yib (3b-rasm), valning har bir pog'onasini unga qo'yilgan tashqi yuklamalar va ichki kuchlar bilan birga uzunligi bo'yicha doimiy inersiya momentiga ega valga o'zgartiramiz.

Har bir pog'ona bo'yicha keltirish koeffisientlari

$$\kappa_1 = \frac{J_0}{J_1}, \quad \kappa_2 = \frac{J_0}{J_2}, \quad \text{va} \quad \kappa_3 = \frac{J_0}{J_3}$$

Ekvivalent val inersiya momenti $J_0 = J_1$ inersiya momentiga teng deb qabul qilamiz, u holda

$$\kappa_1 = \frac{J_0}{J_1} = 1; \quad \kappa_2 = \frac{J_0}{J_2} < 1; \quad \kappa_3 = \frac{J_0}{J_3} > 1.$$

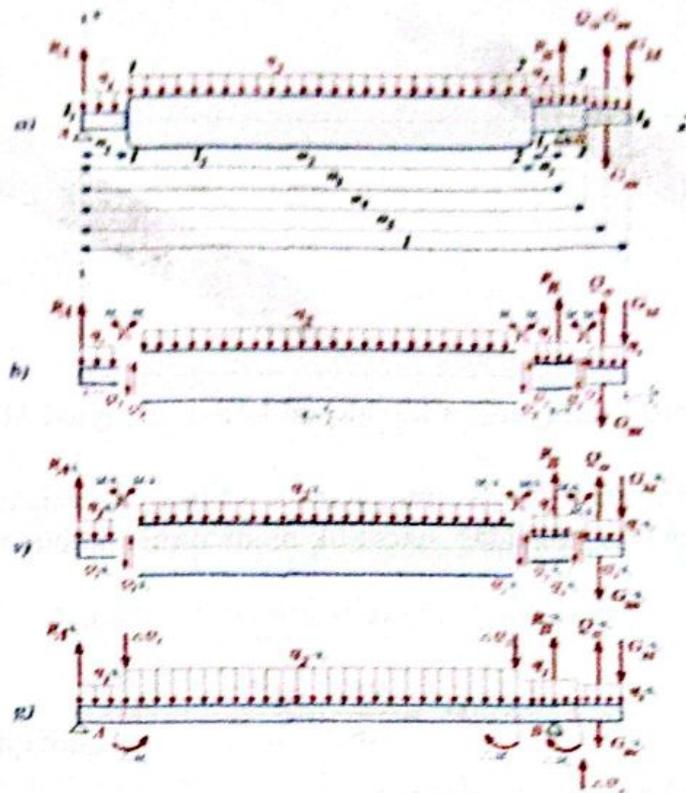
Eguvchi momentlar M_1 , M_2 , M_3 va ko'ndalang kuchlar Q_1 , Q_2 , Q_3 epyuralardan aniqlanadi yoki analitik hisoblab chiqiladi. Tashqi yuklamalar va ichki kuchlar bilan harakatlantiriladigan va uchastkalarining muvofiq keltirish koeffisientlariga κ_i ko'paytirilgan doimiy inersiya momenti J_0 ga ega val sxemasi (3v-rasm) ko'rsatilgan. 3.g-rasmda ekvivalent val keltirilgan bo'lib, unda κ_i martaga o'zgartirilgan berilgan yuklamalar, uchastkalar tegib turishi keltirilgan qo'shimcha yuklamalar va momentlar, teng farq qiluvchilar ΔQ_i va ΔM_i harakatlarib, ular har bir kesim uchun aniqlanadi. Mazkur usul bo'yicha aniqlangan val egilishlari

$$x = 168,4 \text{ sm}; \quad y = -0,0064 \text{ sm};$$

$$x = 87,4 \text{ sm}; \quad y = -0,0585 \text{ sm};$$

$$x = 40,5 \text{ sm}; \quad y = -0,039 \text{ sm};$$

$$x = 6,4 \text{ sm}; \quad y = -0,0065 \text{ sm}.$$



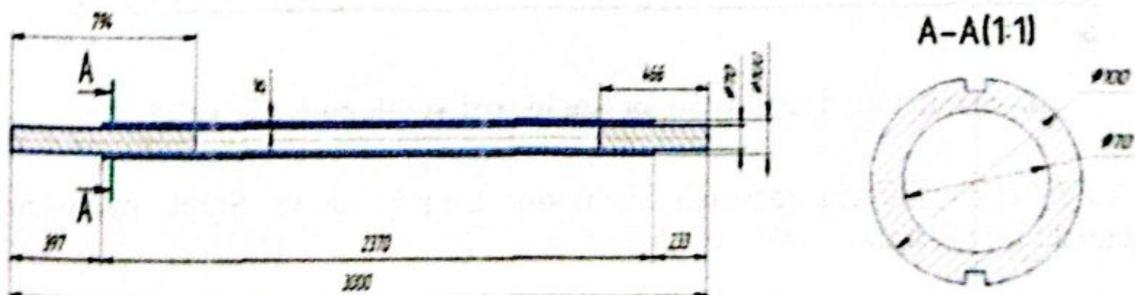
3-rasm. Arrali silindr valining statik bikrligini aniqlash uchun sxema

Qashilik momenti; $W_p = \frac{M_s^{\max}}{[\sigma]} = \frac{10000 \text{ kg} \cdot \text{sm}}{1500 \text{ kg} \cdot \text{sm}^2} = \frac{100}{15} = 6,6 \text{ sm}^3$

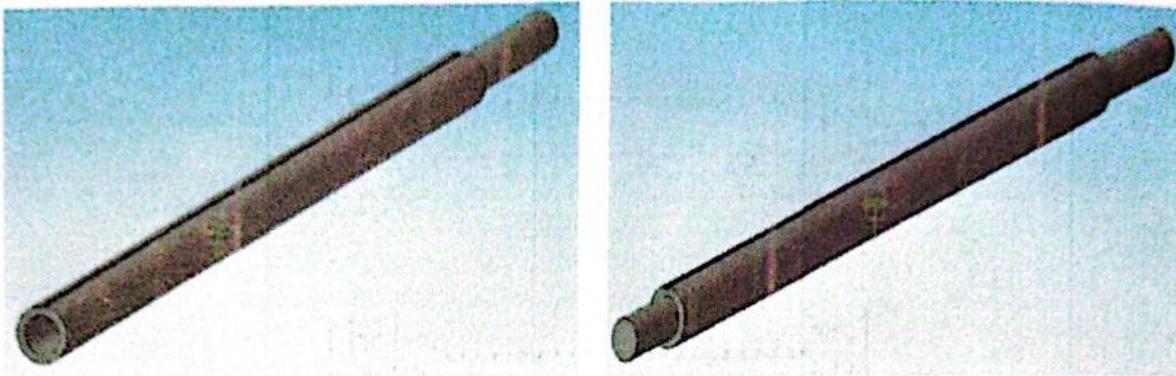
Qutb inersiya momenti $J_p = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1 \cdot 10^4 = 1000 \text{ sm}^4$, $G = 8 \cdot 10^3 \text{ kg} / \text{sm}^2$.

$$\varphi = \frac{M_s^{\max} \cdot l}{G \cdot J_p} = \frac{10000 \cdot 300}{8 \cdot 10^3 \cdot 1000} = 3,7 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Buralishga ishlayotgan silindrik sterjen val vazifasini o'tasa, uni yengillashtirish maqsadida, egilishlarini kamaytirish va resursni tejash maqsadida ruxsat etilgan egilishini saqlagan xolda o'rta qismi o'yib tashlanadi; u holda val truba shakliga keladi ya'ni kovak val deyiladi. Kovak vallar (4-rasm) buralishga qarshilik ko'rsatish qobiliyatini ko'p kamaytirmaydi, chunki asosiy kuchlanish ko'ndalang kesimning gardishida bo'lib, o'rta qismlarida ozayadi va markazida nolga teng bo'ladi.



4-rasm. Tavsiya etilayotgan kovak val konstruksiyasi



5-rasm. Taklif etilayotgan kovak val konstruksiyasi 3D modeli

Inersiya momentini topib olamiz. Kovak valning ko'ndalang kesimi uchun qutb inersiya momenti buralishdagi qarshilik momentini hisoblaymiz.

$$J_q^{xalqa} = \frac{\pi D_t^2}{32} (1 - c^4) = 0,1 \cdot 10^4 (1 - 0,7^4) = 760 \text{ sm}^4$$

$$W_p = \frac{\pi D_t^3}{16} - \frac{\pi D_i^3}{16}; \quad \text{qutb qarshilik moment}$$

Buralish burchagi φ ni aniqlangan.

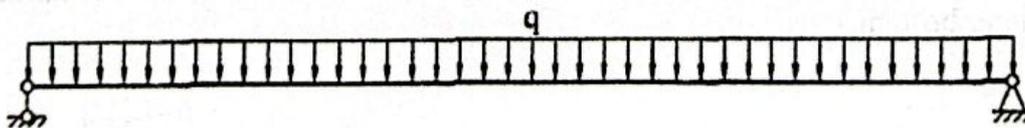
$$\varphi = \frac{M_b^{\max} \cdot l}{J_q^{xalqa}} = \frac{10000 \cdot 300}{760 \cdot 8 \cdot 10^5} = \frac{3}{608} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

hisob-kitob natijalarimizga ko'ra kovak val uchun buralish burchagi $\varphi = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,28^\circ$ ni tashkil etadi.

Mashinasozlikda ruxsat etilgan buralish burchagi esa, $[\varphi] = 0,3^\circ$ bo'lishi kerak. Eng katta tangensial kuchlanish kesimning tashqi chetida hosil bo'ladi. Ya'ni quyidagicha topamiz.

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_q} = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_t^3 (1 - c^4)} = 131,5 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Tavsiya etayotgan tadqiqot doirasidagi kovak val esa buralish burchagi bo'yicha olgan natijalarimizga asoslanib ishlab chiqarishga yaroqli deb topildi.



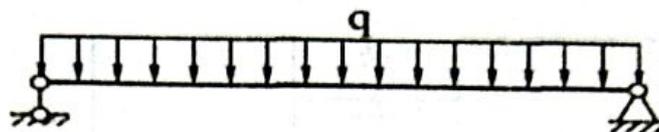
6-rasm. Valga tushayotgan kuchlarni yoyilgan kuch xolati

Unga ta'sir etuvchi reaksiya kuchlarini aniqlaymiz va Statik muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= -q \cdot 3M + Y_A + Y_B = 0; \\ \sum M_B &= q \cdot 3M \cdot 1,5M - Y_A \cdot 3M = 0. \end{aligned}$$

Tavsiya etayotgan asosiy kesim yuzasi kovak bo'lgan val uchun

$$l = 3\text{m}, q = 0.88 \text{ kN/m}$$



7-rasm. Tavsiya etilayotgan kovak valga tushayotgan kuchlarni yoyilgan kuch xolati

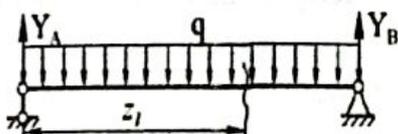
Statik muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

$$\sum F_y = -q \cdot 3\text{m} + Y_A + Y_B = 0;$$

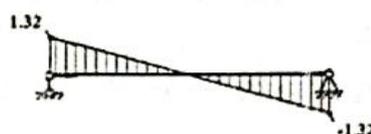
$$\sum M_B = q \cdot 3\text{m} \cdot 1.5\text{m} - Y_A \cdot 3\text{m} = 0.$$

Statik tenglamalarni yechish quyidagi reaksiya qiymatlarini beradi:

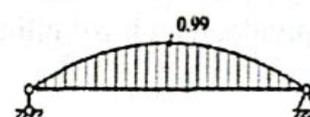
$$Y_A = 1.32 \text{ kN}; Y_B = 1.32 \text{ kN}.$$



8-rasm. Tavsiya etilayotgan ichi kovak val uchun reaksiya kuchlarini yo'nalishi



9-rasm. Kovak val uchun kesuvchi kuch epyurasi



10-rasm. Kovak val uchun eguvchi moment epyurasi

Umumiy xolatda quyidagi shart bajarilishi kerak ya'ni ($0 \leq z_1 \leq 3\text{m}$), $Q_y = Y_A - q \cdot z_1$;

$$z_1 = 0; Q_y = 1.32 \text{ kN}, z_1 = 3\text{m}; Q_y = -1.32 \text{ kN}, M_x = Y_A \cdot z_1 - q \cdot z_1^2/2; \text{ bunda}$$

$$z_1 = 0; M_x = 0. z_1 = 1.5\text{m}; M_x = 0.99 \text{ kN} \cdot \text{m}. z_1 = 3\text{m}; M_x = 0.$$

Vallarni aniq balkalar misolida olgan natijamiz shuni ko'rsatadiki, tadqiqot doirasidagi tavsiya etayotgan ichi kovak val ta'sir etayotgan kuchlarga nisbatan chidamli va ta'sir etayotgan kuchlar ostida texnologik jarayonda ishlash imkoniyatiga ega.

Kesimning tashqi radiusini R , ichki radiusini r desak (10-rasm), I_p ni aniqlovchi integral quyidagicha yoziladi.

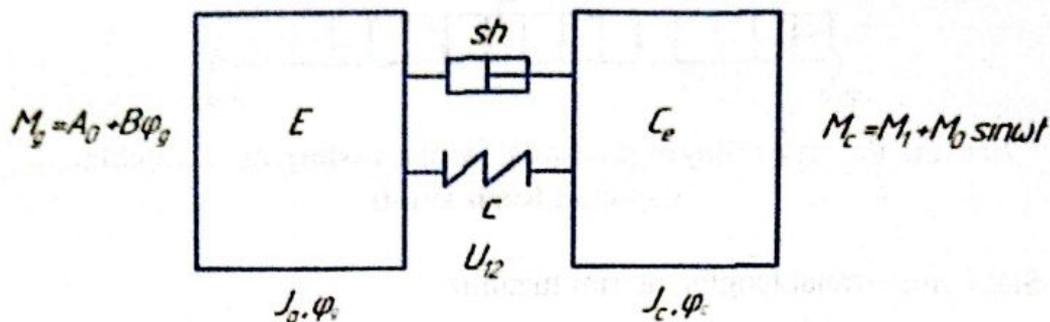
$$I_p = 2\pi \int_r^R \rho^3 d\rho = \frac{\pi}{2} (R^4 - r^4) \quad (1)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \approx 0.1 (D^4 - d^4)$$

bundan qarshilik moment quyidagi ifodaga teng bo'ladi;

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{2R} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \quad (2)$$

Nazariy izlanishlarda arrali jin ikki massali mashina agregat sifatida qaraldi (11-rasm). Mashina agregati dinamikasi yechishda, arrali silindr, elektr yuritgich rotor harakati o'rganildi.



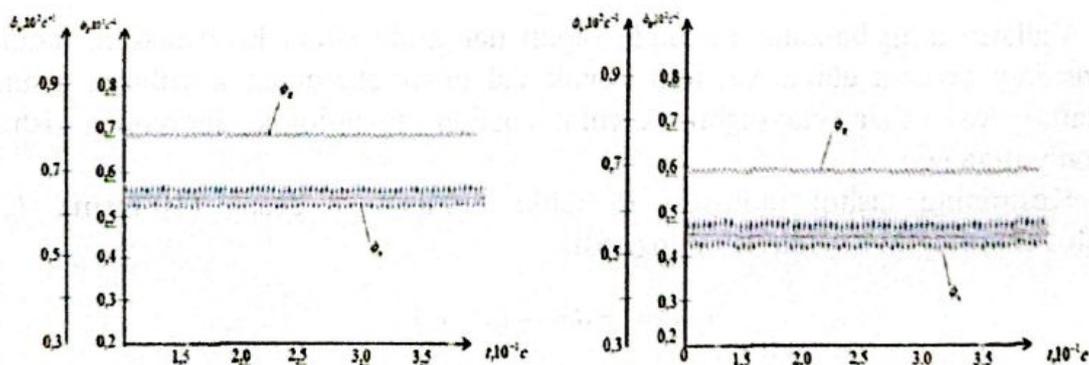
11-rasm. Ikki massali mashina agregatini hisob sxemasi

11-rasmda keltirilgan hisob sxemasi bo'yicha ma'lumki, elektr yuritgich rotor va arrali silindr aylanma harakat qiladi, shu sababli 2 ta umumlashgan koordinatani belgilash mumkin. O'tkazilgan tadqiqotlar natijasida mashina agregatining harakatini ifodalovchi differensial tenglamalar sistemasini quyidagicha hosil qilinadi.

$$J_g \ddot{\phi}_g = A_0 + B\dot{\phi}_g - c(\phi_g - U_{12}\phi_y) - b(\dot{\phi}_g - U_{12}\dot{\phi}_y)$$

$$J_y \ddot{\phi}_y = U_{12}c(\phi_g - U_{12}\phi_y) + U_{12}b(\dot{\phi}_g - U_{12}\dot{\phi}_y) - M_c \pm \partial M_c$$

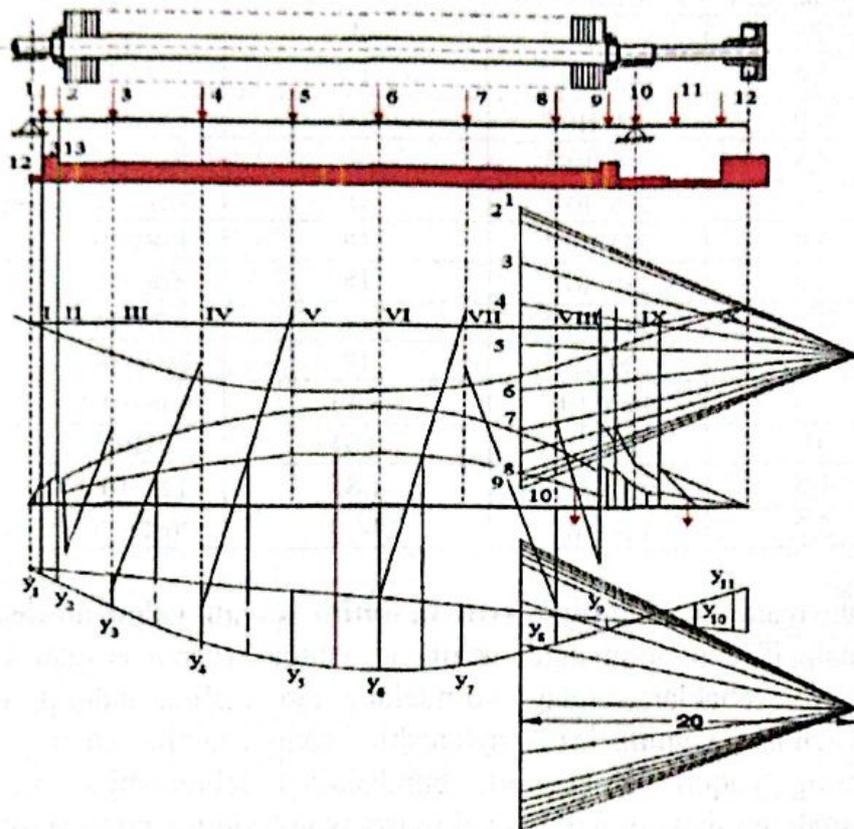
bunda J_g, J_y, ϕ_g, ϕ_y - dvigatel va arrali silindr inersiya momentlari hamda burchak siljishlari; b, c - muftaning bikrlilik va dissipativ koeffitsientlari; A_0, B - dvigatelning parametrlari; U_{12} - uzatish funksiyasi. O'tkazilgan nazariy tadqiqotlar natijasida differensial tenglamalarni sonli yechimini olish uchun MathCAD dasturidan fooydalanildi. Olingan differensial tenglamalarni sonli yechimi asosida dvigatel va yengillashtirilgan arrali silindrning burchak tezliklarini o'zgarish qonuniyatlari olindi.



12-rasm. Dvigatel va yengillashtirilgan arrali silindrning burchak tezliklarini o'zgarish qonuniyatlari

Rezonans sodir bo'lmasligi uchun vallarning mazkur sharoitdagi aylanish tezligi qiymati aylanishlar chastotasining kritik qiymatiga teng bo'lib qolmasligi kerak. Shuningdek, nazarda tutish kerakki, aylanish chastotasi kritik qiymatga

yetgan vallar to'satdan sinib ketmaydi. Shu sababli, talab qilingan xollarda vallarning haqiqiy aylanish chastotasi kritik qiymatidan katta bo'lishi ham mumkin.



13-rasm. Jin mashinasi arrali vali aylanishining kritik tezligini aniqlash bo'yicha keltirilgan grafik

1-jadval

№	Inersiya moment, J	Eguvchi moment, M	M/J	Soxta yuklanish uchastkasi	Soxta yuklanish tushayotgan uchastka yuzi
	sm ⁴	kg/sm	kg/sm ³		kg/sm ²
I	4,8	340	7,6	A	22,8
	55,7		6,1		
II	55,7	600	10,7	B	37,8
	146		4,1	C	81
	146		8,55	D	302
IV	146	2200	15	E	430
V	146	2700	18,5	F	475
VI	146	2700	18,5	K	445
VII	146	2350	16,1	L	330
VIII	146	1400	9,6	M	97
IX	146	810	5,5	N	56
	55,7		4,3	O	60,2
X	55,7	605	10,7	P	27,7
	4,8		13,4	R	61,6
XI	4,8	300	6,7		
XII	4,8	251	4,45		
	30,7		6,5		

№	Salqilik ordinatasi y (sm)		Val uchastkasining og'irligi (kg)	Ko'paytma	
	Chizma bo'yicha (sm)	Masshtabda (sm)		$G \cdot y$	$G \cdot y^2$
1.	2.	3.	4.	5.	6.
1.	0,4	$18,6 \cdot 10^{-4}$	1,2	22,3	$415 \cdot 10^{-8}$
2.	0,9	$42 \cdot 10^{-4}$	3,15	$132 \cdot 10^{-4}$	$5550 \cdot 10^{-8}$
3.	2,5	$116 \cdot 10^{-4}$	18	$2090 \cdot 10^{-4}$	$4985000 \cdot 10^{-8}$
4.	4,7	$218 \cdot 10^{-4}$	18	$3920 \cdot 10^{-4}$	
5.	5,9	$274 \cdot 10^{-4}$	18	$4940 \cdot 10^{-4}$	
6.	6,0	$280 \cdot 10^{-4}$	18	$5040 \cdot 10^{-4}$	
7.	4,7	$218 \cdot 10^{-4}$	18	$3920 \cdot 10^{-4}$	
8.	2,6	$120 \cdot 10^{-4}$	18	$2160 \cdot 10^{-4}$	$6780 \cdot 10^{-8}$
9.	1,0	$46,5 \cdot 10^{-4}$	3,15	$146 \cdot 10^{-4}$	
10.	0	$0 \cdot 10^{-4}$	2,04	$0 \cdot 10^{-4}$	$8900 \cdot 10^{-8}$
11.	1,5	$69,5 \cdot 10^{-4}$	1,85	$128 \cdot 10^{-4}$	$8900 \cdot 10^{-8}$
12.	3,2	$149 \cdot 10^{-4}$	14,0	$2082 \cdot 10^{-4}$	$311000 \cdot 10^{-8}$

Dissertatsiyaning "Valning yaxlit kesimini kovak valga almashtirishning nazariy asoslari" deb nomlangan uchinchi bobida tavsiya etilgan kovak valga o'tilishni asosiy sabablari, undagi ko'ndalang tebranishlar tadqiqi, o'q bo'ylab yo'nalgan kuchning valning kritik aylanishlar soniga ta'siri, xususiy ko'ndalang tebranishlarning yuqori chastotalari, buralishdagi tebranishlari va buralishga hisoblash xamda tavsiya etilayotgan val mustahkamligining zamonaviy kompyuter dasturlaridagi simulyatsiyasi keltirilgan.

Yaxlit valning statik mustahkamligini tekshirish shuni ko'rsatdiki, asosiy kesim yuzasi to'la bo'lgan valning xavfli kesimining mustahkamlik zahira koeffitsienti $n = 9,6$ ga teng bo'lib, bu ruxsat etilgan qiymatdan ($[n] = 1,5 + 3,0$) bir necha marta yuqoridir. Juda katta zahira koeffitsienti yaxlit valni quvur kesimli valga almashtirish imkonini beradi.

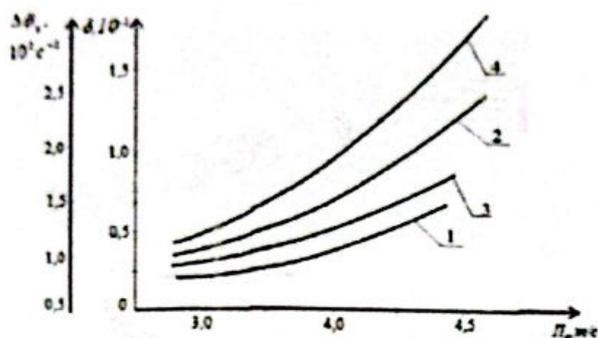
Shuni ta'kidlash joizki, ichki diametri $d_{ich} = 70 \text{ mm}$ ga teng bo'lgan kovak valda mustahkamlik zahirasi koeffitsienti ko'p ham pasaymaydi va $n = 5,4$ ni, tashkil qiladi. Yaxlit valni quvursimon bilan almashtirilishi valni yengillashtirishga va har bir valda $d_{ich} = 70 \text{ mm}$ bo'lganda 71 kg metallning (po'latning) tejalishiga olib keladi.

Aylanuvchi massalar (arralar, arralararo qistirmalar, gaykalar, shaybalar va yarim muftalar) inersiyalarga nisbatan aylanuvchi valning inersiya momentini hisobga olmasdan, tebranuvchi tizimning kinetik va potensial energiyalari quyidagi ko'rinishga ega.

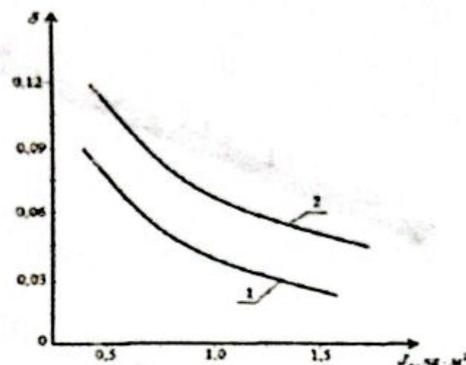
$$T = \frac{1}{2} (\theta_1 \varphi_1^2 + \theta_2 \varphi_2^2 + \dots + \theta_5 \varphi_5^2) \quad (3)$$

$$P = \frac{1}{2} [K_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + K_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \dots + K_4 (\varphi_4 - \varphi_5)^2]$$

Shuningdek, arrali silindring texnologik jarayonda bir maromda bo'lishiga erishishni ta'minlash usullari xam o'rganildi. (14 va 5-rasmlar). Nazariy izlanishlarda arrali silindring texnologik ko'rsatkichlariga chigitli paxtadan tola ajratish jarayonida hosil bo'ladigan qarshilik momentlar ko'rinishida inobatga olindi.



14-rasm. Arrali silindr burchak tezligini o'zgarishi qamrovi va burchak tezligining notekislik koeffitsientlarini ish unumiga bog'liqlik grafiklari



15-rasm. Arrali silindr burchak tezligining notekislik koeffitsientini o'zgarishini inersiya momentiga bog'liqlik grafiklari

Kovak bo'lgan yengillashtirilgan arrali silindr valni ishlab chiqarishda qo'llanilganda quyidagi parametrlar tavsiya etiladi, ya'ni: $\ddot{\varphi}_y \leq (1,8 \div 2,1) \cdot 10^{-2} \text{ c}^{-2}$; $J_y \leq (1,2 \div 1,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Shundagina tolani sifat ko'rsatkichlari yuqori va undagi chiqindilar yig'indisi kam bo'ladi. 14-rasmdagi grafiklardan ko'rib turibdiki, ish unumini ya'ni yuklanishni ortishi bilan burchak tezlik tebranishi ham ortadi, lekin inersiya momentini ortishi bilan arrali silindr burchak tezligining notekislik koeffitsientini kamayar ekan. (15-rasm).

Kompyuter dasturlarida simulyatsiya orqali hisoblash odatda qisman differentsial tenglamalarni yechishning raqamli usuliga asoslanadi va amaliy mexanika masalalarini yechishda yuzaga keladigan integral tenglamalarni - chekli elementlar usulidan foydalanib, har qanday murakkablik materiallarning qismlarini tekshirishimiz mumkin. Tadqiqot doirasidagi kovak valni egilishdagi kuchlanishlarni kompyuterda tadqiq qilish muammosi tashqi yuk ta'sirida val qismlarni tahlil qilishda kuchlanish holatini ko'rishimiz mumkin. Shuning uchun, valning mustahkamligini tadqiq qilish uchun eng mos dasturiy paketlardan foydalanish kerak: Tadqiqot davomida Ansys paketidan foydalanildi.

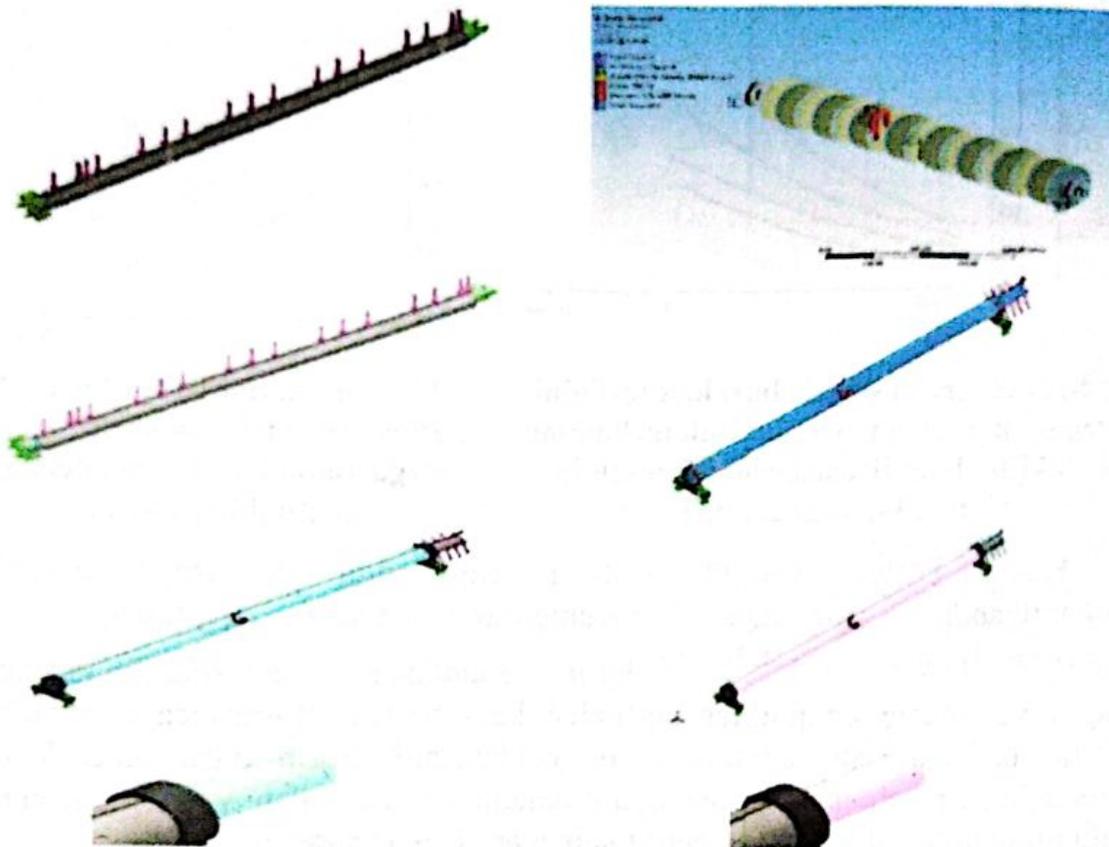
Dinamik modellashtirish natijalariga ko'ra val qismlarining kuchlanish deformatsiya holatini hisoblab chiqadi. Bunda tadqiqotchiga tez va aniq, rangli, qismning butun hajmi uchun mavjud kuchlanish va deformatsiyalar, ularning turli xil yuklar ostida, shuningdek, o'zaro ta'sirlar paytida rivojlanish dinamikasini ko'rsatadi.

Tavsiya etilayotgan kovak valning arrali silindr xolatidagi konstruksiyasini (paket) yig'ilgan xolatini qurib olindi (16-rasm) va quyidagi tizim parametrlari kiritildi:

Hisoblashda quyidagi aniq ma'lumotlaridan foydalanilgan.

$F = 3125 \text{ N}$; $M = 1000 \text{ Nm}$; $F_{m} = g(m_1 + m_2 + m_3)$; $m_1 = 92 \text{ kg}$; $m_2 = 32 \text{ kg}$; $m_3 = 74 \text{ kg}$; $F_m = 1943 \text{ N}$; Ichi kovak val: po'lat 40XN, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$; $\mu = 0.3$; $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

Jun arrali silindri valining matematik modelini yechishda geometrik parametrlari o'zgartirildi.



16-rasm. Tavsiya etilayotgan val konstruksiyasini yelkalariga ta'sir etayotgan burovchi momentlar holati

Komyuter dasturidagi tadqiqotdan ma'lum bo'ldiki, tavsiya etilayotgan valning texnologik jarayonda kuchlanishi $176 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$ dan $103 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$ ga pasayadi.

Val ichki diametrlarini va material turini o'zgartirib, birlashtirilgan tayanchda paydo bo'ladigan kuchlanishlariga ta'sirini aniqlash mumkin.

Dissertatsiyaning «Yengillashtirilgan arrali silindr validagi moment, tebranish chastotasi va amplitudasini tajribaviy usulda tadqiq etish» deb nomlangan to'rtinchi bobida tajribaviy tadqiqotlarning maqsad va vazifalari, tadqiqotlarning o'tkazish usullari, yengillashtirilgan arrali silindr validagi burovchi moment va egilishning amplituda qiymatlari qonuniyatlari va tadqiqotlardan olingan natijalarni qayta ishlab tahlil etish keltirilgan.

Tarivoklashda xatolikni kam bo'lishini inobatga olgan holda, yelkasi sifatida ishlatilgan richak soat strelkasi bo'yicha va soat strelkasiga teskari yo'nalishlarda ham amalga oshirildi.



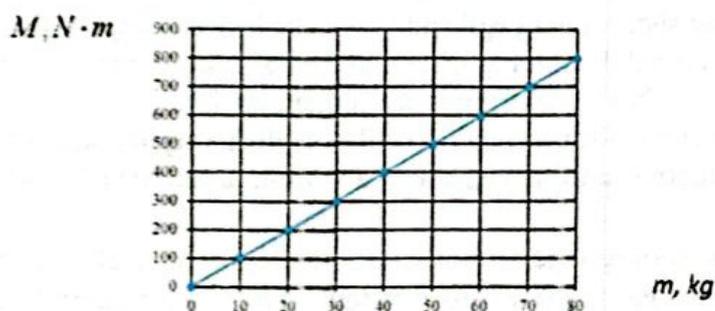
a)

b)

a – valga tenzodatchikni tokasyomnikga o‘rnatilgan xolati;

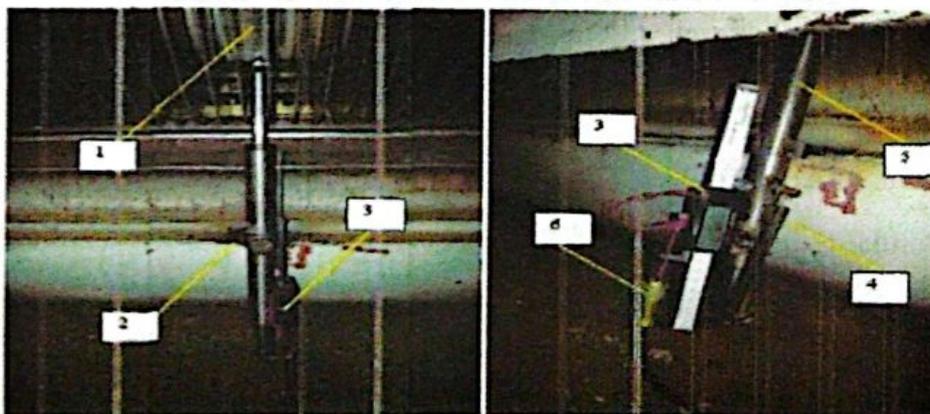
b – valni bir uchiga yelkani (richak) o‘rnatish

17 – rasm. Valdagi burovchi momentni torirovkalash (sozlash) jarayoni ko‘rinishi



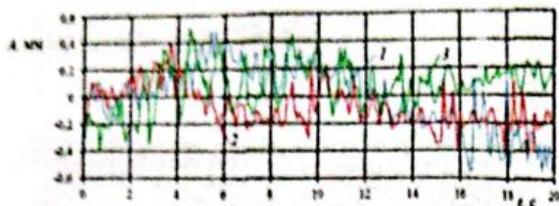
18-rasm. Burovchi momentning tarirovkalash grafigi

Tajribaviy tadqiqotlarda arrali jin valining egiluvchan tebranishlarini o‘rganish muhim ahamiyat kasb etadi. Taklif etilayotgan yangi konstruksiyadagi arrali jin valining massani kamayishi hisobiga valning egiluvchan tebranishlarini sezilarli ravishda kamaytirdi. Shuning uchun ishlab chiqarish sharoitida kovakli valdagi titrash va egilishni o‘lchash (19-rasm) tajribaviy tadqiqotimizda muhim ahamiyat kasb etadi. Eksperimental olingan ossillogrammalarga ishlov berish asosida jin umumdorligining oshirilishidan arrali jin valining egiluvchan tebranishlari amplitudasining bog‘liqlik grafiqlari qurildi.

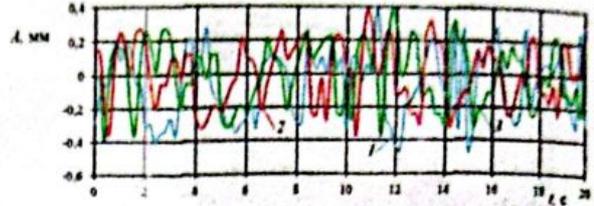


1-kovakli val sirtidagi qistirma, 2-tutkich (tolkatel), 3- elektroshtangensirkul, 4-prujina, 5 va 2-tutkich (tolkatel), 6- elektroshtangensirkuldan kelgan signalni uzatish kabeli.

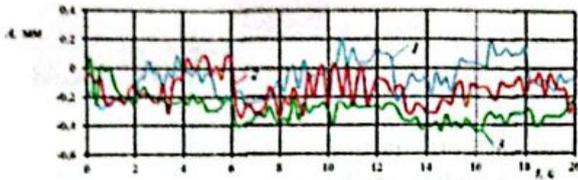
19-rasm. Ishlab chiqarish sharoitida kovakli valdagi titrash va egilishni o‘lchash jarayoni



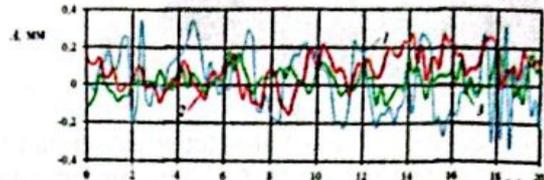
a)



b)



v)



d)

1, 2 va 3 – mos ravishda valning egilishdagi mustahkamlik chegarasi 3400, 3600 va 4200 kg/sm², a) mavjud; b) valning ichki diametri 65 mm; v) valning ichki diametri 70 mm; d) valning ichki diametri 75 mm;

20-rasm. Arrali silindr validagi vertikal egilish amplitudasini valning egilishdagi mustahkamlik chegarasi va valning diametrlariga bog'liqligi

Har qanday texnologik jarayonni maqbullashtirishda, shu jarayonni chuqur o'rganish va ta'liuqli parametrlarni to'g'ri tanlashni taqozo etadi. Shuningdek, har bir o'tkaziladigan tajriba reja asosida tartib bo'yicha o'tkazildi.

Har bir tajribani o'tkazishga o'rtacha 1,5 soat vaqt ajratildi. O'tkazilgan eksperimental tadqiqotlar sonini kamaytirish maqsadida eksperimentlarni matematik rejalashtirish usulidan foydalanildi. Bunda asosan mashinani samarador ishlashi va undagi detallarni ruxsat etilgan darajada resurslarini tejalishi bilan ta'sir etuvchi omillar tanlab olindi.

Ta'sir etuvchi, ya'ni kiruvchi omillar kodlashtirib olindi:

X₁ – Paxtani qayta ishlash hajmi, kg/soat;

X₂ – Valning ichki diametri, mm;

X₃ – Po'latning egilishdagi mustahkamlik chegarasi, kg/sm².

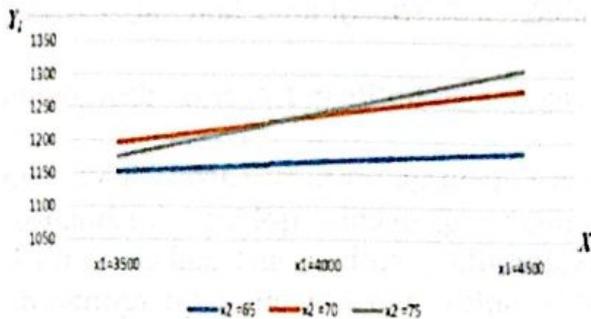
Kiruvchi omillarning qiymatlari 2-jadvalda keltirilgan. Chiquvchi omil sifatida esa tolani chiqishi, valning tebranish amplitudasi va burovchi momentni o'zgarishlarini tanlab olindi.

2-jadval

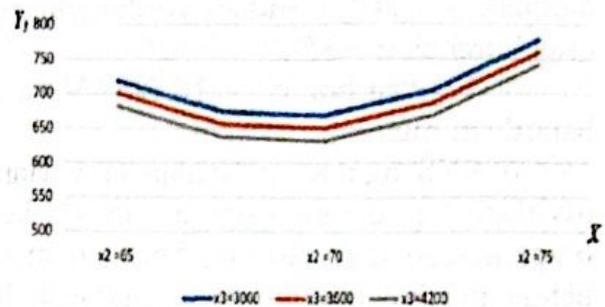
Omillar nomi	Kodlashtirilgan belgisi	O'zgartirish sathlari			O'zgartirish oralig'i
		-1	0	1	
Paxtani qayta ishlash hajmi, kg/soat	x ₁	3500	4000	4500	500
Valning ichki diametri, mm	x ₂	65	70	75	5
Po'latning egilishdagi mustahkamlik chegarasi, kg/sm ²	x ₃	3000	3600	4200	600

Ko'p omilli eksperimentlarni o'tkazish rejasi va ularning natijalari keltirilgan. Eksperimentlarda olingan ma'lumotlarga regression tahlillar asosida ishlov berildi. Bunda dispersiyaning bir xilligini baholashda Koxren mezonidan, regressiya koeffitsientlari qiymatini baholashda Styudent mezonidan, regression modellarning adekvatligini baholashda Fisher mezonidan foydalaniladi.

Tavsiya etilayotgan konstruksiyadagi valning xar bir satr va o'rta qiymat va dispersiyalar natijalari ko'rsatilgan. Tola chiqishiga Y_1 (kg/soat) ta'siri bo'yicha, tebranish amplitudasi Y_2 (mm) bo'yicha va valdagi burovchi moment Y_3 (Nm) bo'yicha faktorlarni sathlar qiymatlari keltirilgan.



20-rasm. (Y_1) tola chiqishini paxtani qayta ishlash hajmi (X_1) va valning ichki diametriga (X_2) bog'liqligi



21-rasm. (Y_3) burovchi momentni valning ichki diametri (X_2) va po'latning egilishdagi mustahkamlik chegarasiga (X_3) bog'liqligi

Dissertatsiyaning «Ishlab chiqarish sharoitidagi tajribaviy tadqiqot natijalari va iqtisodiy samaradorlik hisobi» beshinchi bobida tavsiya etilayotgan valning tayyorlashdagi mexanik ishlov berish texnologiyasi, yengillashtirilgan arrali silindr valining ratsional parametrlari asosida ishlab chiqarishga joriy etish xamda paxtani qayta ishlangan tolalarning sifatiga ta'siri, jin mashinasi arrali silindri valining resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqarishga qo'llashdan olinadigan iqtisodiy samaradorlik keltirilgan.

Tavsiya etilayotgan val konstruksiyasini tayyorlashda texnologiyasi zagotovkani olish, tokarlik, frezerlik va jilvirlash operatsiyalaridan tashkil topgan. Detalning zagotovkasini tayyorlashda 9XS markali po'latdan prokat usulida tayyorlangan qalin devorli tashqi diametri $\varnothing 110$ mm, ichki diametri esa $\varnothing 70$ mm bo'lgan quvurdan 2380 mm uzunlikda kesib olindi va ikki tarafga podshipniklar tayanchi uchun 45XN markali po'latdan tayyorlangan $\varnothing 80$ mm bo'lgan prokatdan 2 ta 500 mm uzunlikda kesib olindi. So'ngra uzunligi 2380 mm bo'lgan quvurni 1M65 modeli tokarlik dastgohida $2370 \pm 0,2$ mm uzunlikka toza ishlov berilib, ikki tarafidan ichki yuzalarini 233 mm uzunlikka $\varnothing 70 - 0,05$ mm o'lchamga yo'nib olindi. Bundan tashqari $\varnothing 80$ mm bo'lgan zagotovkani tokarlik dastgohida markazlab 233 mm o'lchamga yo'nib olindi.

Olingan zagotovkani 1M65 modeli tokarlik vint qirqish dastgohida markazlarda o'ratib valning ikki tarafidagi bo'yinlarini kelgusidagi jilvirlash operatsiyasi uchun quyimni hisobiga olgan holda ikki o'tishda $\varnothing 70.4 + 0.15$ mm o'lchamga yo'nildi.

Tadqiqotimizda val tajriba nusxasini tayyorlash texnologiyasi bo'yicha quyidagi kesish rejimlaridan foydalandik.

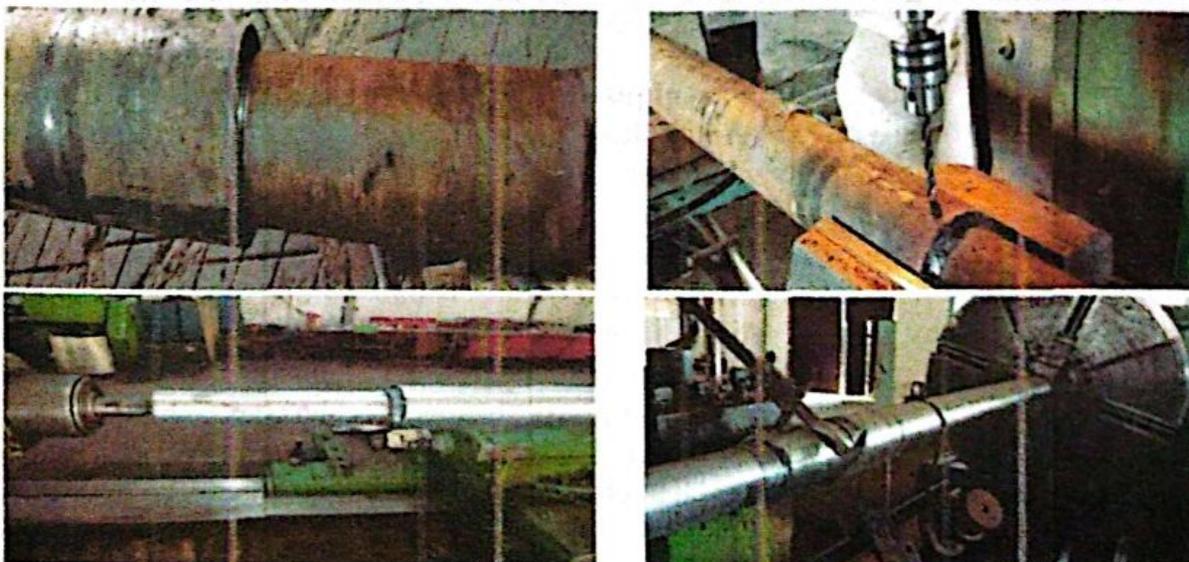
1. Kesuvchi asbobni tayyorlash uchun kesish jarayoni zarbiy yuklanishlar sodir bo'lishi va detal sirti kimyoviy elementlar bilan qoplangan bo'lganligi uchun, tarkibida yuqori miqdorda kobaltga ega bo'lgan VK8, T15K10, T15K6 qattiq qotishmalar qo'llanishi mumkin.

2. Titrashni bartaraf etish uchun titrashni o'chiradigan materialdan tayyorlangan to'shamalardan foydalanish kerak. Bizning holatda epoksid smolasi qo'llanildi.

3. Kesuvchi asbobning quyidagi parametrlari tavsiya etiladi: plandagi bosh burchak $\varphi = 20^\circ$, plandagi yordamchi burchak $\varphi_1 = 10^\circ$, oldingi burchak $\gamma = -3^\circ$, orqa burchak $\alpha = 35^\circ$.

5. Frezalashni $N = 10-20$ kVt quvvatga ega bo'lgan frezerlik dastgohida bajarilishi mumkin.

6. 9XS markali po'latdan tayyorlangan detallarga yo'nish, frezalash va toza jilvirlash g'ildir-budirligiga mos keladigan qisuvchi qoldiq kuchlanish, o'zgarmagan faza tarkibli, berilgan mikroqattqlikda bo'lgan sirt qatlamini olish uchun maqbul unumdorlikni saqlagan holda ishlov berishni quyidagi rejimlarda olib borish kerak: kesish kengligi $V = 30$ mm; kesish chuqurligi $t = 0,1$ mm; aylanishlar soni $n = 1585$ ayl/min ($V = 498$ m/min); surish $S_z = 316$ mm/min ($S = 0,2$ mm/ayl).



22-rasm. Tavsiya etilayotgan val konstruksiyasini tajriba nusxasini tayyorlash jarayoni

Joriy etishning tahlili asosida mavjud arrali silindr vali egilishida tebranish qamrovi 0,9 mm dan ortib ketadi, tavsiya etilgan arrali silindrda bu qamrov deyarli (1,5-2,0) martagacha kamayadi. Valning massasini kamayishi bilan valni egilishidagi tebranish qamrovi kamayib boradi.

Takomillashtirilgan arrali jin valining ishlab chiqarishga joriy etilishidan olinadigan jami iqtisodiy samaradorlik ya'ni hisoblash uchun yig'ma ko'rsatkichlar

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 = 1453400 \text{ ming so'mni tashkil etdi.}$$

UMUMIY XULOSA VA TAVSIYALAR

1. Zamonaviy mashinalar ish tezligining oshirilishi, ular uchun yengillashtirilgan konstruksiyalarning qo'llanilishida vallarning me'yoriy ish rejimlarini aniqlash dolzarb vazifa hisoblanadi va vallarning kritik tezligini boshlang'ich aniqlash mashinalarni muhandislik hisobining zaruriy qismi bo'lib qolmoqda. Valning ishonchli ishlashi uchun uning ekspluatatsion tezligi kritik tezligi bilan mos tushmasligi zarur, shuningdek, u val aylanishining rezonans holati paydo bo'lish xavfini bartaraf qilish uchun kritik tezligidan sezilarli farq qilishi kerak.

2. Mashinalarning titrashida arraning o'rta tekisligining siljishi kuzatiladi, buning natijasida arra tishlarining kolosniklarga tegish xavfi paydo bo'ladi. Bu hodisaga yo'l qo'yib bo'lmaydi, chunki o'zaro urilganda uchqun chiqadi va yong'in xavfi tug'iladi.

3. Arrali silindr yuritish mexanizmning mashina agregati dinamika masalasi, inersion va paxtani qarshiligini, elektr yuritgich mexanik xarakteristikasini inobatga olib yechimi aniqlandi. Asosiy kesim yuzasi yaxlit bo'lgan arrali silindr valini mustahkamlik zahirasidan kelib chiqib saqlab qolingani va kesim yuzani ichi kovak qilib tayyorlanishi bikrlikni oshirib, kesim inersiya momentlari va tashqi yuklanishlarni inobatga olgan holda hisoblashning analitik usuli ishlab chiqildi.

4. Valning og'irligi kamayishidan tashqari valni tayyorlashda po'lat materialining sarfi ham 71 kg ga tejalgan. Tahlillarga asosan ichi kovak bo'lgan arrali silindr valini qo'llanilganda tavsiya parametrlari aniqlandi: $\Delta\varphi_v \leq (1,7 + 1,9) \cdot 10^{-2} \text{ c}^{-1}$; $J_v \leq (1,2 + 1,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

5. Arrali silindrnin egilishidagi tebranishi analitik usulda Gamelton va Lagrajning II-tur tenglamalaridan foydalanib sonli yechim olingan. Unga asosan tavsiya qilingan yengillashtirilgan, ichikovak bo'lgan val konstruksiyasida egilish $(0,14-0,26) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ bo'lsa, mavjud konstruksiyasidagi arrali silindr egilishi $(0,45-0,81) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ bo'lishi aniqlandi. Ya'ni egilish 4 marotabagacha kamayishini ko'rsatdi.

6. Ichki kovak vallarning egilishini val massasini, kesim inersiya momentini va tashqi yuklanishni inobatga olgan holda hisoblashning analitik usuli ishlab chiqildi. Masalani sonli yechimiga asosan arrali silindr valini egilishi 0,221 mm bo'lishi aniqlandi.

7. Valning ichi kovak qilib tayyorlanishi hisobiga uning massasi kamaygan va quvvat sarfi mavjud konstruksiyaga nisbatan 14-15% gacha kamayishi, ya'ni 65 kVt bo'lishi aniqlandi.

8. Elektrozometrik usulda elektron o'lchagichlarni qo'llab, yengillashtirilgan arrali silindrnin vali aylanish chastotasi, burovchi momenti, egilishi o'zgarish qonuniyatlari olindi. Tavsiya qilingan arrali silindr egilishidagi tebranish amplitudasi mavjudga nisbatan 1,6-2,2 marta kamayishi aniqlandi. Valdagi egilishdagi tebranish amplitudasi kamayishi aniqlandi. Ichi kovak bo'lgan valdagi tebranish qamrovi $(0,34-0,39) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ gacha kamayadi.

9. Arrali silindr vali egilishidagi tebranish amplitudasini paxtani qayta ishlash hajmiga bog'liq grafiklari qurildi. Bunda val massasini kamayishi egilishni

kamaytiradi, ya'ni texnologik jarayonni talab etilgan darajada ishlashini ta'minlaydi. Tavsiya qiymatlari $\omega_s=(71,1-74,0) \text{ s}^{-1}$, $A=(0,017-0,022) \cdot 10^{-2} \text{ m}$, Ichi kovak valning tashqi diametri o'zgarmagan $D=100 \text{ mm}$, ichi diamteri $d=70 \text{ mm}$ qilib tayyorlash asosida ishlab chiqarishga joriy etishni tavsiya etiladi.

10. Ichki kovak val konstruksiyasini ishlab chiqarishga qo'llashdan olinadigan yillik iqtisodiy samaradorlik 1453400 ming so'mni tashkil etadi.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ДОКТОРА НАУК (DSc), ОРГАНИЗОВАННЫЙ
НА ОСНОВЕ НАУЧНОГО СОВЕТА PhD.03/30.09.2023.T.66.01 ПО
ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

**НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ**

МИРЗАУМИДОВ АСИЛБЕК ШУХРАТЖОНОВИЧ

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ
РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ВАЛА ПИЛЬНОГО
ЦИЛИНДРА ДЖИН МАШИНЫ**

**05.02.03 –Технологические машины. Роботы, мехатроника и
робототехнические системы**

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

Наманган – 2024

Тема докторской (DSc) диссертации зарегистрирована за № В2021.3.DSc/Т-457 в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан.

Диссертация выполнена в Наманганском инженерно-технологическом институте.
Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице научного совета по адресу (www.namnti.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziyo.net).

Научный консультант:

Эргашев Жамолиддин Саматович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Каюмов Журамирза Абдирамагович
доктор технических наук, доцент

Турдалиев Вохижон Махсудович
доктор технических наук, профессор

Расулов Рўзимурот Хасанович
доктор технических наук, доцент

Ведущая организация:

Андижанский машиностроительный институт

Защита диссертации состоится «15» июня 2024 года в 10⁰⁰ на заседании научного совета Ph.D.03/30.09.2023.Т.66.01 при Наманганском инженерно-технологическом институте. (Адрес: 160115, г.Наманган, ул. Касансайская-7, Административное здание Наманганского инженерно-технологического института, 1-этаж, малый зал совещаний, тел: +998(69) 225-10-07, факс: 228-76-75; e-mail: niei_info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-технологического института (зарегистрирована за № 289) (Адрес: 160115, г. Наманган, ул. Касансайская-7. Тел.: +998(69) 225-10-07).

Автореферат диссертации разослан «30» май 2024 года.
(реестр протокола рассылки № 2 от «30» апреля 2024 года)



А.М.Махкамов
Председатель научного совета по присуждению ученых степеней,
доктор технических наук, доцент

Б.Т.Алиев
Ученый секретарь научного совета по присуждению ученых степеней,
доктор философии по техническим наукам, доцент

Н.М.Сафаров
Председатель научного семинара при научном совете по присуждению ученых степеней, доктор технических наук, профессор

ВВЕДЕНИЕ (аннотация докторской (DSc) диссертации)

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире совершенствование машиностроения имеет важное значение, в частности, использование в производстве энерго и ресурсосберегающие, высокоскоростные техники и технологии; создание высокопроизводительных, автоматизированных видов машин и механизмов, выпускающие качественную продукцию; повышает эксплуатационную надежность машин; расширяет номенклатуру выпускаемой продукции; повышает конкурентоспособность приобретая все большее значение. Учитывая, существующую возможность экономии энергии и ресурсов за счет снижения ресурсоэффективности рабочих частей деталей машин на 15-20 процентов в целях устранения преждевременного выхода из строя рабочих органов технологических машин на мировом уровне преимущественно по причине износа¹, напряжения, а также использования больших массовых ресурсов применительно к технологическому процессу.

При этом одной из важных задач является создание новых конструкций ресурсосберегающих деталей и механизмов машин, разработка методов расчета обеспечивающих устойчивость рабочих органов.

В мировой тенденции развития технологических машин уделяется особое внимание созданию инновационных конструкций рабочих органов, разработке методов структурного, кинематического и динамического анализа для определения параметров, а также созданию техники и технологий, обеспечивающих качественное производство машин и оборудования. В этой области особенно актуальны научные исследования, направленные на создание ресурсосберегающих конструкций, включая машины, используемые в текстильной промышленности, с целью снижения износа, улучшения качества и сокращения энергопотребления.

В нашей республике, для проведения глубоких теоретических и экспериментальных исследований по развитию машиностроения, созданию ресурсо и энергоэффективных видов технологических машин и оборудования, в частности, разработке новых поколений устройств предварительной обработки хлопка, внедрению машин, позволяющих добиться высокой производительности и улучшения показателей качества продукции, проводятся ряд мероприятий. В указе «О стратегии развития нового Узбекистана на 2022 — 2026 годы определены задачи о «Продолжении реализации промышленной политики, направленной на обеспечение стабильности национальной экономики, увеличении доли промышленности в валовом внутреннем продукте и рост объема производства промышленной продукции в 1,4 раза»². В этой связи важными задачами являются сокращение износа долговечных, тяжелых валков, улучшение ресурсосберегающих конструкций и определение параметров, а

¹ www.eurasiancommission.org

² O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 28-yanvardagi «2022-2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida»gi PF-60-sonli Farmoni. <https://lex.uz/docs>

также снижение энергопотребления. Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных в Указе Президента Республики Узбекистан, №60 «О стратегии развития нового Узбекистана на 2022-2026 годы», в Постановлении Президента №3408 от 28 ноября 2017 года «О мерах по кардинальному совершенствованию системы управления хлопковой отраслью», в Постановлении Кабинета Министров №31 от 2018 года, в постановлении №253 от марта «О дополнительных мерах по организации деятельности хлопково-текстильных производств и кластеров», а также в определенной мере служит реализацией задач в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере.

Соответствие исследования с приоритетными направлениями развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий республики по направлению ПНТ-II. “Энергетика, энерго- и ресурсосбережение, транспорт, машина и инструментальная промышленность”.

Степень изученности проблемы. Зарубежные учёные Э.Уитни, С.З.Холл, Т.Эллиот, С.Э.Хьюз, Р.Н.Ракофф, А.В.Стэнли, Р.Г.Хардин, П.А.Функ провели научные исследования и добились положительных результатов по повышению энерго- и ресурсоэффективности деталей технологических машин, повышению производительности и долговечности машин, улучшению качества выпускаемой продукции.

Многие учёные нашей страны, в том числе Х.Х.Усмонходжаев, Г.И.Мирошниченко, Р.Г.Махкамов, П.Н.Тютин, Р.Ш.Рахматкориев, А.Джураев, Б.Г.Кодиров, Б.М.Мардонов, Х.Т.Ахмаджужаев, О.Махсудов, Р.М.Муродов, М.Абдувахидов, Ж.С.Эргашев, М.Т.Хожиев, Р.З.Бурнашев, П.В.Корабельников, А.Э.Лугачев, М.М.Шукуров, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Г.Ш.Зокиров, И.Г.Шин, И.Т.Махсудов, М.Агзамов, Д.Якубов, А.Артукмедов, Д.М.Мухаммадиев, С.З.Юнусов, А.Х.Умурзаков, В.М.Турдалиев, Н.М.Сафаров и другие ученые внесли достойный вклад в повышение производительности машин, оснащения их ресурсосберегающими частями и уменьшения количества энергии в технологических машинах.

Однако до сих пор не были полностью рассмотрены методы облегчения длинных и тяжелых валов технологических машин, применяемых на зарубежных и отечественных хлопкоочистительных предприятиях, уменьшения их изгиба, а также не были изучены полностью динамические характеристики вала пильного цилиндра. Поэтому в машиностроении и других отраслях промышленности, важным является разработать ресурсосберегающую конструкцию и теоретически обосновать методы расчета ее параметров, обеспечивающих долговечность валов технологических машин.

Связь темы диссертации с научно-исследовательскими работами высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Научная работа взаимосвязана с планом научных исследований, проводимых в Наманганском инженерно-технологическом институте в рамках

государственной научно-технической программы, практические исследования проводились в рамках государственных научно-технических программ Министерства высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан.

Цель исследования заключается в уменьшении изгиба тяжелых и быстровращающихся валов технологических машин, в разработке ресурсосберегающего, облегченного, продольно полого вала пильного цилиндра.

Задачи исследования:

проведение анализа технологического процесса пильного цилиндра джин-машины, разработка легкой и экономичной конструкции вала пильного цилиндра;

определение вопроса о динамике агрегата машины с механизмом привода пильного цилиндра, закономерности изменения угловых скоростей ротора двигателя и облегченного пильного цилиндра;

получение численного решения вибрации изгибающегося цилиндра пилы аналитическим методом, используя уравнения Гамильтона и Лагранжа II рода. На основании этого рекомендуется определить параметры, уменьшающие изгиб конструкции цилиндра с облегченным валом;

разработка аналитического метода расчета изгиба облегченного вала с учетом массы вала, момента инерции сечения и внешней нагрузки;

определение частоты вращения, крутящего момента и наклона облегченного пильного цилиндра электротензометрическим методом с использованием электронных датчиков;

на основе многофакторных экспериментов обосновать применение предлагаемого полого вала вместо действующего вала для цилиндра пилы и определить его оптимальные значения;

проведение экспериментальных испытаний, разработка рекомендаций по использованию в производстве и определение экономической эффективности.

В качестве объекта исследования были рассмотрены валы, в частности валы джин машины типа 5ДП-130, ее рабочие органы и приводные механизмы.

Предметом исследования являются результаты расчета прочности на изгиб, ресурсоэффективные конструкции математические модели и рекомендательные параметры.

Методы исследования. В процессе исследования при определении нагрузки на вал, изгиба и вибраций, колебаний и законов движения были использованы: высшая математика, сопротивление материалов, теоретическая и прикладная механика, теория машин и механизмов, теория вибраций, динамика машин, при обосновании режимов движения рабочих органов испытания машиностроительных и технологических машин, а также использованы методы гармонического анализа.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

определены законы движения вала пильного цилиндра с учетом его геометрии и массы, законы изменения угловой скорости, ускорения и

крутящих моментов которые определяются на основе связей изменения радиальных колебаний, полученных аналитическим путем;

определены максимальные значения угла поворота вала пильного цилиндра, с учетом обобщенных и рассеянных сил, и метода учета опоры с нелинейной особенностью, также определены параметры пильного цилиндра джин-машины которые составляются исходя из конструктивных особенностей и технологических процессов;

с учетом случайного сопротивления, исходящего от вала, разработаны законы движения вала пильного цилиндра, определены законы зависимости крутящего момента и диапазона ее колебаний от технологического сопротивления и методика выбора марки вала;

при использовании полых валов вместо уже используемого вала, предназначенного для пильного цилиндра, определены законы уменьшения реакции, вибрации и поперечных колебаний опор, а также получена формула для расчета амплитуд смещения вала;

экспериментально при использовании облегченного полого вала в джин-машине установлено, что частота, амплитуда и крутящий момент вибрации вала зависят от показателей качества волокна, расхода электроэнергии и ресурса, а интервал вибрации уменьшается нелинейным образом;

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

определены параметры и законы движения упрощенной конструкции вала пильного цилиндра, являющегося рабочим органом хлопкоочистительной машины 5ДП-130 на хлопкоочистительных предприятиях;

введено в производство использование полых валов вместо уже использовавшегося вала, предназначенного для пильного цилиндра, что обеспечивает прочность и однородность, снижает изгиб и обеспечивает виброустойчивость, а также обеспечивает выработку высококачественного волокна в технологическом процессе;

практические результаты исследований основаны на документах, выданных по результатам испытаний созданных конструкций и рекомендациях в производственных условиях и документах по внедрению их в производство.

Достоверность результатов исследования. Достоверность результатов исследования объясняется взаимной адекватностью существующих теоретических и практических результатов исследований, использованием стандартизированных методов и средств в расчетах, внедрением полученных результатов в производство с реальной экономической эффективностью.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследования заключается в том, что в результате теоретических и экспериментальных исследований при разработке рекомендуемой легкой ресурсосберегающей конструкции вала пильного цилиндра на основе численных расчетов, были получены динамические и математические модели, отображающие движения вала пильного цилиндра. Обоснованы значения законов и параметров движения, получены графики связи, режимы работы, которые имеют научную

значимость в связи с определением структурных и динамических параметров.

Практическая значимость результатов исследований заключается в том, что выполнение полого вала привело к значительному уменьшению массы, сохранена целостность вала, разработана ресурсосберегающая конструкция, позволившая получить хлопковое волокно требуемого качества. И было важно, чтобы производительность увеличилась и была обеспечена эффективность. Она также служит для разработки теоретических основ хлопкоочистительных машин, в том числе хлопкоочистительного вала 5ДП-130.

Это объясняется снижением стоимости рабочих органов машины и повышением экономической эффективности.

Внедрение результатов исследований. На основе разработки усовершенствованных конструкций и методов расчета технологических машин, в частности вала джин-машины 5ДП-130:

На конструкции вала пильного цилиндра джин машины получено 3 патента на изобретение от Центра интеллектуальной собственности Республики Узбекистан (1. Патент № IAP 06087 - Пильный цилиндр джина; 2. Патент № IAP 06325 – Пильный цилиндр джина; 3. №IAP 06790 - Опора для гашения колебаний вращающихся валов). Внедрено в ООО «Наманганский текстильный кластер» на Туракурганском хлопкоочистительном предприятии (справка № 02/22-438 от 22 июля 2022 года ассоциации «Хлопково-текстильные кластеры Узбекистана»). В результате удалось обеспечить стабильную и непрерывную работу технологических процессов первичной переработки хлопка;

В результате, по сравнению с существующей конструкцией было показано, что потребление электроэнергии в предложенной конструкции вала снижено на 14%, а экономия ресурса составила 71 кг. Срок службы пил джинной машины 5ДП-130 увеличился на 22%; срок службы колосников и прокладок увеличился в 2,2 раза; показатель качества волокна увеличился на 1,1%.

Апробация результатов исследования. Результаты исследований обсуждались на расширенных заседаниях кафедры «Технологические машины и оборудование» Наманганского инженерно-технологического института (НаМИТИ) и кафедре «Механика» Турецкого университета «Карабук», а также на 8 международных и на 12 республиканских научно-практических конференциях.

Публикация результатов исследования.

По диссертационной работе опубликовано 36 научных работ, в том числе получены 3 патента на изобретение от Центра интеллектуальной собственности Республики Узбекистан. В научных журналах, рекомендованных ВАК Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских диссертаций, опубликовано 16 статей, в том числе 8 в зарубежных, 12 в республиканских журналах и 3 монографии.

Объем и структура диссертации. Структура диссертации состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 190 страниц.

Автор выражает благодарности научным консультантам, академику АН, д.т.н., профессору А.Джураеву, д.т.н., профессору Ж.С.Эргашеву и д.т.н., профессору С.З.Юнусову за ценные советы и помощь в проведении теоретических и экспериментальных исследований, приведенных в диссертации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновывается актуальность и необходимость проводимого исследования, формулируются цель и задачи исследования, определяются объект и предметы исследования, совместимость с приоритетными направлениями. Показана зависимость исследования, развитие науки и техники республики, описаны научная новизна и практические результаты исследований, раскрыта научная и практическая значимость, приведены сведения о внедрении результатов исследований, опубликованных работ, а также представлена структура диссертации.

Первая глава диссертации под названием «Анализ научных работ по теме исследования» посвящено аналитическим анализам литературных источников, в том числе конструктивных особенностей рабочих органов пильного цилиндра хлопкоочистительной машины, а также конструктивным недостаткам рабочих органов хлопкоочистительной зоны. До сих пор не изучены в полной мере методы облегчения длинных и тяжелых валов технологических машин, применяемых в зарубежных и отечественных хлопкоочистительных предприятиях, уменьшения их изгиба, а также динамические характеристики вала цилиндра пилы. Поэтому важно разработать ресурсосберегающую конструкцию вала и создать методы расчета параметров, обеспечивающих долговечность валов технологических машин.

Разработка легкой, ресурсосберегающей конструкции вала цилиндра джин-машины является важной научной проблемой отрасли.

Во второй главе диссертации «Разработка ресурсоэффективных конструкций вала джин-машины» разработаны новые ресурсоэффективные конструкции вала джин-машины 5ДП-130, подробно показаны их особенности. Выполнение наружных продольных (шлицевых) канавок на поверхности вала пильного цилиндра приводит к уменьшению массы, за счет канавок сохраняется целостность вала, экономится ресурс, повышается надежность, что позволяет получать волокно хлопка необходимого качества, а изгиб вала находится в пределах допустимого значения (рис. 1). По данной конструкции от Центра интеллектуальной собственности Республики Узбекистан получен патент на изобретение (№IAP 06087).

Преимущества новой модернизированной конструкции пильного цилиндра перед существующей конструкцией вала заключаются в следующем. Масса модернизированного пильного станка уменьшена на 22 кг, за счет канавок на валу цилиндра; в результате усовершенствования джинного вала срок службы пил увеличился в 2,2 раза и имеет практическое значение.

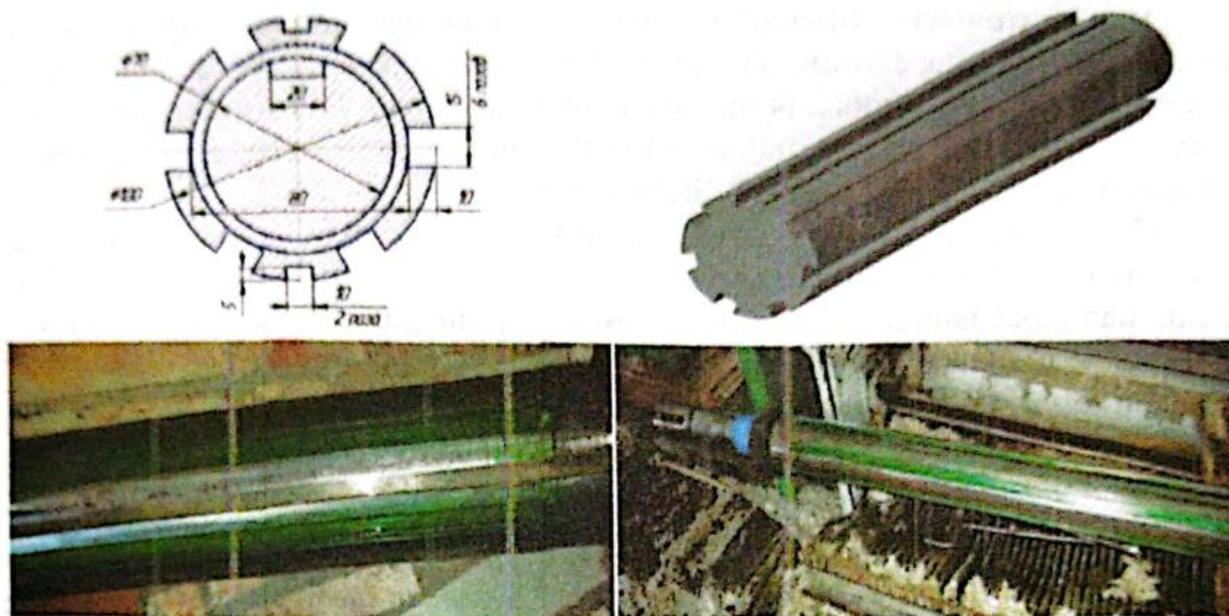


Рисунок 1. Конструкция продольной канавки на поверхности вала пильного цилиндра

Как известно, валы обычно работают на кручение, на изгиб и на растяжение. На основе конструкции, представленной на рис. 1, конструкция продольных горизонтальных канав, выполненных под углом приведена на рис 2. По данной конструкции от Центра интеллектуальной собственности Республики Узбекистан получен патент на изобретение (№ IAP 06325). Изготовление канавок под углом направлено против кручения, а в экспериментальных исследованиях было определено, что оно действует против кручения при динамических напряжениях.

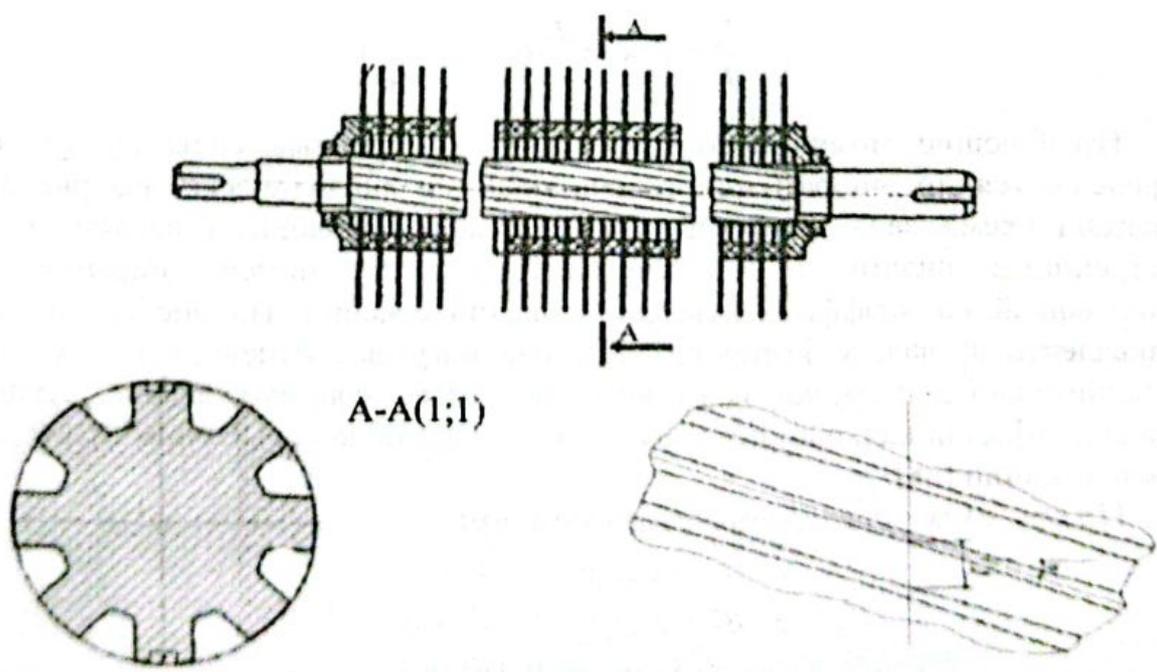


Рисунок 2. Конструкция полученная методом продольных канавок под углом к поверхности вала пильного цилиндра

Недостаточная гладкость вала цилиндра пилы приводит к недопустимым перекосам зазора между колосниками, что имеет весьма негативные последствия для процесса джигирования. Для определения углов изгиба и поворота вала пильного цилиндра используем метод эквивалентных диаметров, разработанный Б.П. Жемочкиным.

При определении жесткости по методу Б.П. Жемочкина вал рассматривают как ступенчатую балку, лежащую на двух опорах (рис. 3.а). Если вал постоянного сечения с моментом инерции J_1 заменить валом с моментом инерции $J_0 = \kappa J_1$ и все нагрузки и реакции изменить на кривой, то предлагаемая кривая вала совпадает с кривой первичного вала.

$$\kappa = \frac{J_0}{J_1},$$

Мы воспользуемся этим преобразованием и заменим существующий вал цилиндра пилы на эквивалентный вал с полым сечением.

Разрезав вал пилы на отдельные части с постоянными моментами инерции J_1 , J_2 и J_3 и приложив к краям сечения поперечную силу Q и изгибающие моменты M (рис. 3.б), то каждая ступень вала подвергается действию внешних ок наложенную на него и вместе с внутренними силами превращаем в вал с постоянным моментом инерции по его длине.

Коэффициенты приведения для каждого шага

$$\kappa_1 = \frac{J_0}{J_1}, \quad \kappa_2 = \frac{J_0}{J_2}, \quad \kappa_3 = \frac{J_0}{J_3}$$

Предположим, что момент инерции эквивалентного вала равен моменту инерции $J_0 = J_1$, тогда

$$\kappa_1 = \frac{J_0}{J_1} = 1; \quad \kappa_2 = \frac{J_0}{J_2} < 1; \quad \kappa_3 = \frac{J_0}{J_3} > 1.$$

Изгибающие моменты M_1 , M_2 , M_3 и поперечные силы Q_1 , Q_2 , Q_3 определяются по эпюрам или рассчитываются аналитически. На рис 3.в. показана схема вала, приводимого в движение внешними нагрузками и внутренними силами и имеющего постоянный момент инерции J_0 , умноженный на коэффициенты согласования сечений. На рис.3.г показан эквивалентный вал, у которого заданные нагрузки изменились в k_i раз, дополнительные нагрузки и моменты в местах соприкосновения секций равны дифференциальным перемещениям ΔQ_i и ΔM_i , которые определены для каждой секции [48].

Изгибы вала, определяемые этим методом

$$x = 168,4 \text{ см}; \quad y = -0,0064 \text{ см};$$

$$x = 87,4 \text{ см}; \quad y = -0,0585 \text{ см};$$

$$x = 40,5 \text{ см}; \quad y = -0,039 \text{ см};$$

$$x = 6,4 \text{ см}; \quad y = -0,0065 \text{ см}.$$

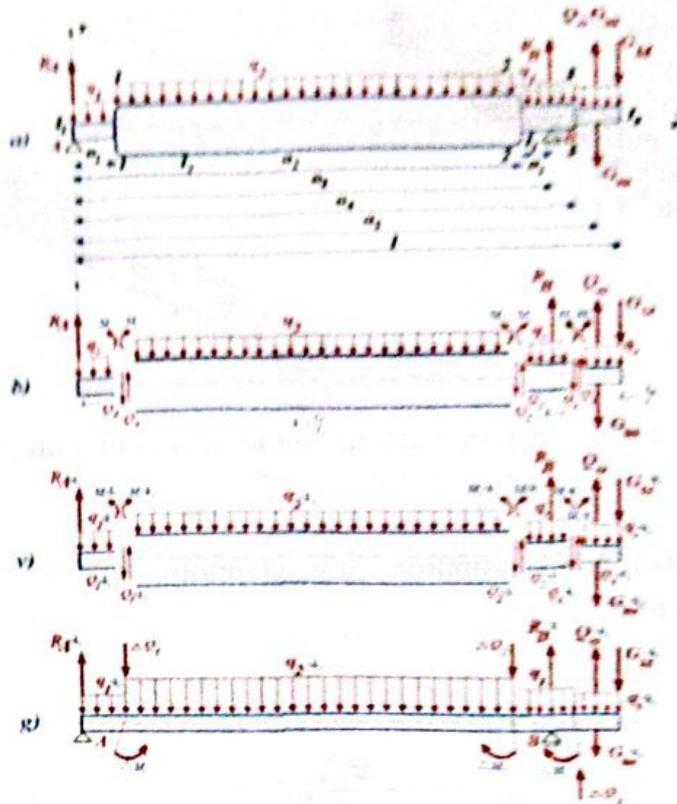


Рисунок 3. Схема определения статической жесткости вала шльного шльндрa

На основании выше изложенного определяем момент сопротивления. По условию устойчивости

Оыновываясь на этом;

$$W_p = \frac{M_b^{\max}}{[\tau]} = \frac{10000 \text{ kg} \cdot \text{sm}}{1500 \text{ kg} \cdot \text{sm}^2} = \frac{100}{15} = 6,6 \text{ sm}^3$$

Момент полярной инерции

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1 \cdot 10^4 = 1000 \text{ sm}^4, \quad G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg} / \text{sm}^2,$$

$$\varphi = \frac{M_b^{\max} \cdot l}{G \cdot J_p} = \frac{10000 \cdot 300}{8 \cdot 10^5 \cdot 1000} = 3,7 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Если цилиндрический стержень, работающий на кручение, выполняет роль вала, то для его облегчения, уменьшения его изгиба и экономии ресурса его среднюю часть вырезают с сохранением допустимого изгиба; в этом случае вал принимает форму паза, т. е. называется полым валом. В наших исследованиях этот вопрос рассматривается как основной. Полые валы (Рис.-4) не сильно снижают сопротивление кручению, поскольку основное напряжение приходится на поверхность поперечного сечения, уменьшается в средних частях и равняется нулю в центре.

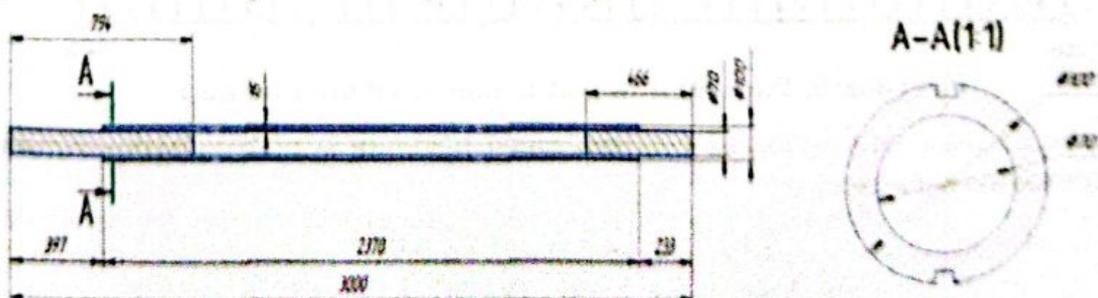


Рисунок 4. Предлагаемая конструкция полого вала

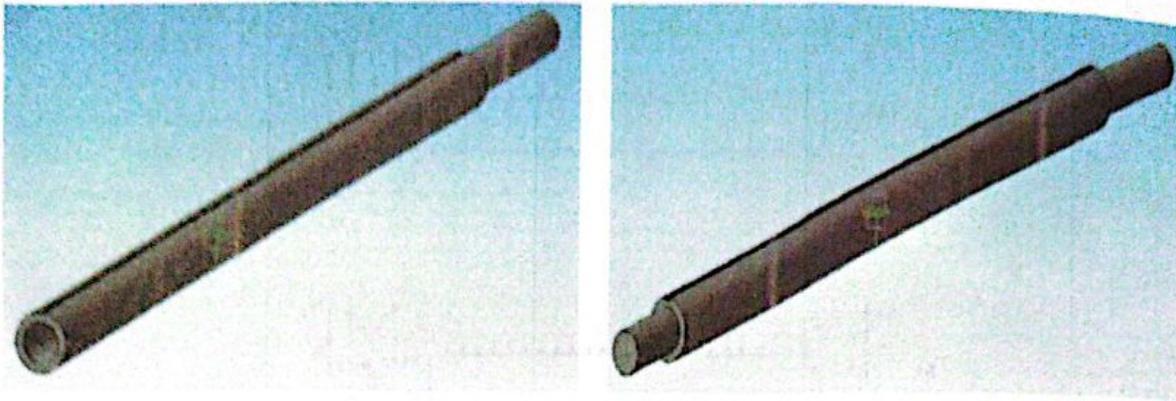


Рисунок 5. 3D-модель предлагаемой конструкции полого вала

Рассчитаем момент инерции для сечения полого вала и момент сопротивления при кручении.

$$J_q^{xalqa} = \frac{\pi D_t^2}{32} (1 - c^4) = 0,1 \cdot 10^4 (1 - 0,7^4) = 760 \text{ см}^4$$

$$W_p = \frac{\pi D_t^3}{16} - \frac{\pi D_t^3}{16} c^4; \quad \text{полярный момент сопротивления}$$

Определяем угол скручивания φ :

$$\varphi = \frac{M_b^{\max} \cdot l}{J_q^{xalqa}} = \frac{10000 \cdot 300}{760 \cdot 8 \cdot 10^5} = \frac{3}{608} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

по результатам наших расчетов угол скручивания полого вала равен $\varphi = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,28^\circ$

В машиностроении допустимый угол скручивания должен составлять $[\varphi] = 0,3^\circ$. Наибольшее касательное напряжение создается на наружном крае сечения. То есть вычисляем последующее:

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_q} = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_t^3 (1 - c^4)} = 131,5 \frac{\text{kg}}{\text{см}^2}$$

На основании полученных результатов, касающихся угла скручивания, полый вал в рамках рекомендованных исследований оказался пригодным для производства.

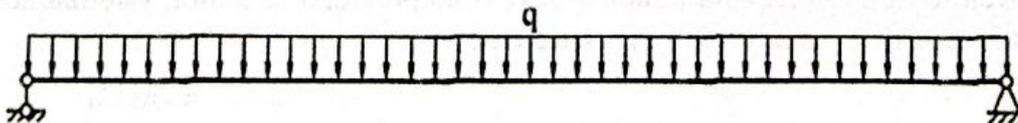


Рисунок 6. Рассеянная сила, действующая на вал

Определим действующие на него силы реакции и построим уравнения статического равновесия.

$$\sum F_y = -q \cdot 3\text{м} + Y_A + Y_B = 0;$$

$$\sum M_B = q \cdot 3\text{м} \cdot 1,5\text{м} - Y_A \cdot 3\text{м} = 0.$$

Для рекомендуемого вала с полый поверхностью основного сечения

$$l = 3\text{ м}, q = 0,88 \text{ кН/м}$$

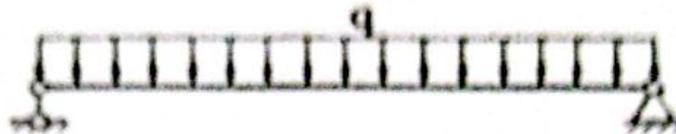


Рисунок 7. Рассеянное положение сил, действующая на рекомендуемый вал

Построим уравнения статического равновесия

$$\sum F_y = -q \cdot 3\text{ м} + Y_A + Y_B = 0,$$

$$\sum M_B = q \cdot 3\text{ м} \cdot 1,5\text{ м} - Y_A \cdot 3\text{ м} = 0$$

Решение уравнений статики дает следующие значения реакции:

$$Y_A = 1,32 \text{ кН}, Y_B = 1,32 \text{ кН}$$

На основе полученных выше результатов построим эпюру силы резания.

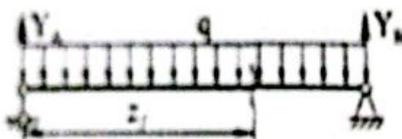


Рисунок 8. Направление сил реакции на рекомендуемом валу



Рисунок 9. Эпюра силы резания для полого вала



Рисунок 10. Эпюра изгибающих моментов полого вала

В общем случае должно выполняться следующее условие ($0 \leq z_1 \leq 3\text{ м}$), $Q_y = Y_A - q \cdot z_1$;

$$z_1 = 0, Q_y = 1,32 \text{ кН}, z_1 = 3\text{ м}; Q_y = -1,32 \text{ кН}, M_x = Y_A \cdot z_1 - q \cdot z_1^2 / 2;$$

$$z_1 = 0, M_x = 0. z_1 = 1,5\text{ м}; M_x = 0,99 \text{ кН} \cdot \text{м}. z_1 = 3\text{ м}; M_x = 0.$$

Результат рассмотрения валов на примере балок показывает, что предлагаемый полый вал в рамках наших исследований устойчив к действующим силам и обладает способностью работать в технологическом процессе под действием действующих сил.

Если внешний радиус сечения равен R , а внутренний радиус r (рис. 10), то интеграл, определяющий I_x , записывается следующим образом.

$$I_x = 2\pi \int_0^R \rho^3 d\rho = \frac{\pi}{2} (R^4 - r^4) \quad (1)$$

$$I_x = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \approx 0,1 (D^4 - d^4)$$

откуда момент сопротивления равен следующему выражению;

$$W_x = \frac{I_x}{\rho_{\text{max}}} = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{2R} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \quad (2)$$

В результате наших теоретических исследований по моделированию динамики упрощенного вала пильного цилиндра, джип-машина рассматривалась как двухмассовый агрегат. При решении задачи о динамике агрегата машины изучалось движение пильного цилиндра и ротора электропривода

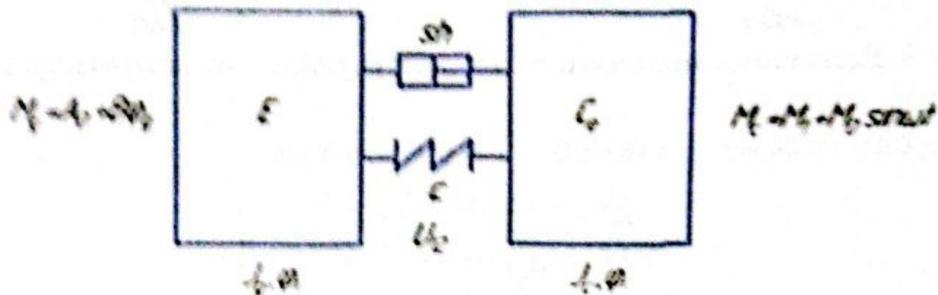


Рисунок 11. Расчетная схема двухмассового агрегата машины

По расчетной схеме, представленной на рис. 11, известно, что ротор электропривода и пильный цилиндр движутся вращательно, поэтому можно определить 2 обобщенные координаты. В результате проведенных исследований создана система дифференциальных уравнений, описывающая движение агрегата машины следующим образом.

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = A_0 + B \dot{\varphi}_1 - c(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) - h(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = U_{12}c(\varphi_1 - U_{12}\varphi_2) + U_{12}h(\dot{\varphi}_1 - U_{12}\dot{\varphi}_2) - M_2 \pm \Delta M_2$$

где $J_1, J_2, \varphi_1, \varphi_2$ – моменты инерции и угловые перемещения двигателя и цилиндра пилы; c, c_1 – единичный и диссипативный коэффициенты связи; A_0, B – параметры двигателя; U_{12} – передаточная функция. В результате проведенных теоретических исследований с использованием программного обеспечения MathCAD было получено численное решение дифференциальных уравнений. На основе численного решения полученных дифференциальных уравнений получены законы изменения угловых скоростей двигателя и облегченного цилиндра пилы.

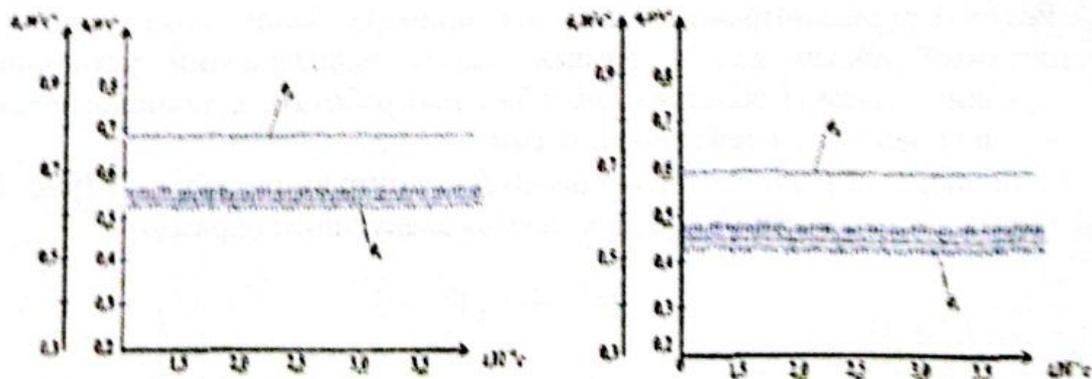


Рисунок 12. Законы изменения угловых скоростей двигателя и облегченного пильного цилиндра

Чтобы не возник резонанс, значение скорости вращения валов в этом состоянии не должно быть равно критическому значению частоты вращения. Следует также предположить, что валы, частота вращения которых достигает

критического значения, не ломаются внезапно. Поэтому фактическая частота вращения валов в необходимых точках может быть больше критического значения.

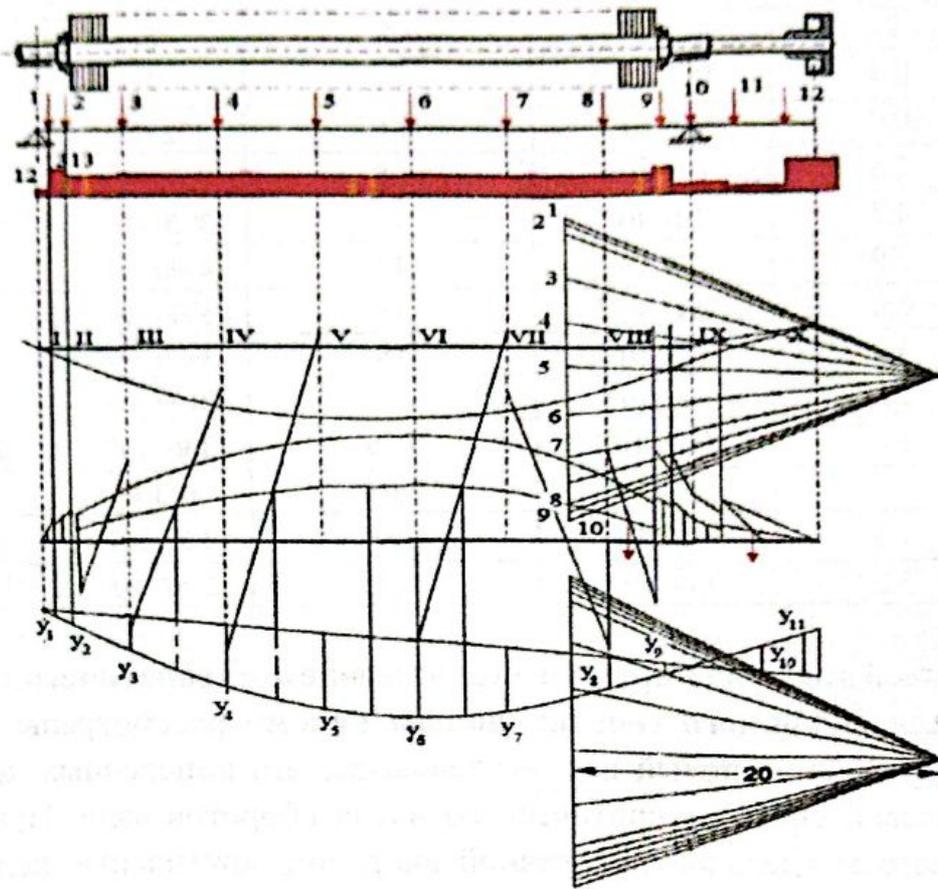


Рисунок 13. Представлен график для определения критической скорости вращения вала пильного цилиндра

Таблица 1

№	Момент инерции, J	Изгибающий момент, M	M/J	Фиктивный график нагрузки	Поверхность сечения, на которую действует фиктивная нагрузка
	см ⁴				кг/см ²
I	44,8	340	7,6	A	22,8
	55,7				
II	55,7	600	10,7	B	37,8
	146				
III	146	1250	8,55	D	302
IV	146	2200	15	E	430
V	146	2700	18,5	F	475
VI	146	2700	18,5	K	445
VII	146	2350	16,1	L	330
VIII	146	1400	9,6	M	97
IX	146	810	5,5	N	56
	55,7				
X	55,7	605	10,7	P	27,7
	44,8				
XI	44,8	300	6,7	R	61,6
	30,7				
XII	44,8	251	4,45		
	30,7		6,5		

№	Ордината у (см)		Вес участка вала(кг)	Произведение	
	По чертежу (см)	В масштабе (см)		$G \cdot y$	$G \cdot y^2$
1.	2.	3.	4.	5.	6.
1.	0,4	$18,6 \cdot 10^{-4}$	1,2	22,3	$415 \cdot 10^{-8}$
2.	0,9	$42 \cdot 10^{-4}$	3,15	$132 \cdot 10^{-4}$	$5550 \cdot 10^{-8}$
3.	2,5	$116 \cdot 10^{-4}$	18	$2090 \cdot 10^{-4}$	$4985000 \cdot 10^{-8}$
4.	4,7	$218 \cdot 10^{-4}$	18	$3920 \cdot 10^{-4}$	
5.	5,9	$274 \cdot 10^{-4}$	18	$4940 \cdot 10^{-4}$	
6.	6,0	$280 \cdot 10^{-4}$	18	$5040 \cdot 10^{-4}$	
7.	4,7	$218 \cdot 10^{-4}$	18	$3920 \cdot 10^{-4}$	
8.	2,6	$120 \cdot 10^{-4}$	18	$2160 \cdot 10^{-4}$	
9.	1,0	$46,5 \cdot 10^{-4}$	3,15	$146 \cdot 10^{-4}$	$6780 \cdot 10^{-8}$
10.	0	$0 \cdot 10^{-4}$	2,04	$0 \cdot 10^{-4}$	$8900 \cdot 10^{-8}$
11.	1,5	$69,5 \cdot 10^{-4}$	1,85	$128 \cdot 10^{-4}$	$8900 \cdot 10^{-8}$
12.	3,2	$149 \cdot 10^{-4}$	14,0	$2082 \cdot 10^{-4}$	$311000 \cdot 10^{-8}$

В третьей главе диссертации под названием «Теоретические основы замены вала сплошного сечения полым валом» рассмотрены основные причины перехода на полый вал, исследование его поперечных колебаний, действия осевой силы. от критического числа оборотов вала. Предложены высокие частоты удельной поперечной вибрации, крутильные колебания и расчет крутильных колебаний, рекомендованных к моделированию прочности вала в современных компьютерных программах.

Проверка статической прочности всего вала показала, что коэффициент запаса прочности опасного участка вала при полной поверхности основного сечения равен $n=9,6$, что больше допустимого значения ($[n] = 1,5 + 3,0$), несколько раз выше. Очень большой коэффициент резерва позволяет заменить сплошной вал трубчатым валом.

Следует отметить, что коэффициент запаса прочности полого вала с внутренним диаметром $d_{\text{внт}} = 70$ мм уменьшается незначительно и составляет $n=5,4$. Замена сплошного вала трубчатым приводит к облегчению вала и экономии 71 кг металла (стали) при внутреннем диаметре каждого вала 70 мм.

Кинетическая и потенциальная энергии колебательной системы без учета момента инерции вращающегося вала относительно инерции вращающихся масс (пил, межпилных уплотнений, гаек, шайб и полумуфт) имеют следующий вид.

$$T = \frac{1}{2} (\theta_1 \varphi_1^2 + \theta_2 \varphi_2^2 + \dots + \theta_5 \varphi_5^2) \quad (3)$$

$$P = \frac{1}{2} [K_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + K_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \dots + K_4 (\varphi_4 - \varphi_5)^2]$$

Также были изучены методы обеспечения равномерности пильного цилиндра в технологическом процессе. (рисунки 14 и 15). В теоретических исследованиях учитывались технологические параметры пильного цилиндра в виде моментов сопротивления, возникающего при отделении волокна от семенного хлопка.

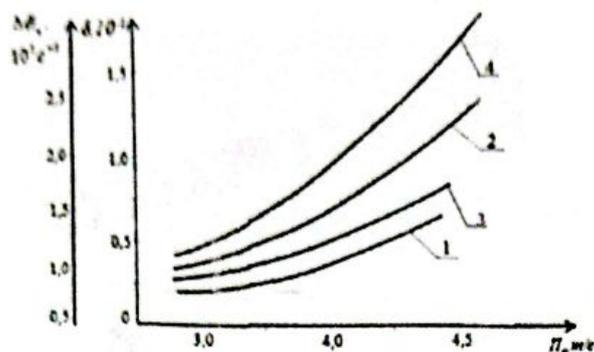


Рисунок 14. Графики зависимости обхвата изменения угловой скорости и коэффициентов неравномерности угловой скорости от производительности пильного цилиндра

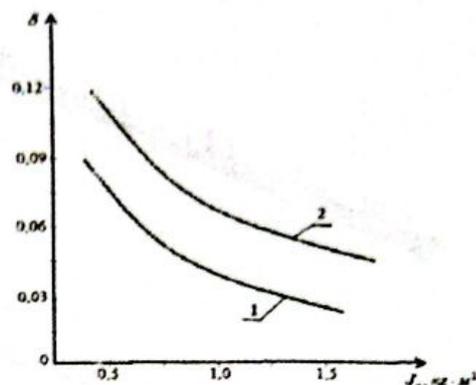


Рисунок 15. Графики зависимости изменения коэффициента шероховатости угловой скорости пильного цилиндра от момента инерции

При изготовлении облегченного полого вала пильного цилиндра рекомендуется использовать следующие параметры: $\dot{\varphi}_y \leq (1,8 + 2,1) \cdot 10^3 \text{ c}^{-2}$; $J_y \leq (1,2 + 1,5) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Только тогда качество волокна будет высоким, а количество отходов в нем будет низким. Как видно из графиков рис. 14, колебание угловой скорости увеличивается с увеличением производительности работы, то есть нагрузки, но с увеличением момента инерции коэффициент неравномерности угловой скорости цилиндра пилы уменьшается (рис. 15).

Расчет методом моделирования в компьютерных программах обычно основан на численном методе решения уравнений в частных производных, а проверить детали материалов любой сложности можно с помощью метода конечных элементов — интегральных уравнений, возникающих при решении задач практической механики. Напряженное состояние мы можем увидеть при анализе деталей вала под действием внешней нагрузки. Поэтому для исследования прочности вала следует использовать наиболее подходящие пакеты программного обеспечения: при исследовании использовался пакет Ansys.

По результатам динамического моделирования рассчитывается напряженное и деформированное состояние деталей вала. Оно быстро и наглядно показывает исследователю в цвете имеющиеся напряжения и деформации по всему объему детали, динамику их развития при различных нагрузках, а также при их взаимодействиях.

Конструкция (пакет) предлагаемого полого вала в виде пильного цилиндра была построена в собранном состоянии (рис. 16) и были введены следующие параметры системы:

В расчетах использовалась следующая точная информация.

$F = 3125 \text{ Н}$; $M = 1000 \text{ Нм}$; $F_{\text{гн}} = g(m_1 + m_2 + m_3)$; $m_1 = 92 \text{ кг}$; $m_2 = 32 \text{ кг}$; $m_3 = 74 \text{ кг}$. $F_{\text{гн}} = 1943 \text{ Н}$; полый вал: сталь 40ХН, $E = 2 \cdot 10^{11}$; $\mu = 0.3$; $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$.

При решении математической модели были изменены геометрические параметры вала цилиндра джип-пилы.

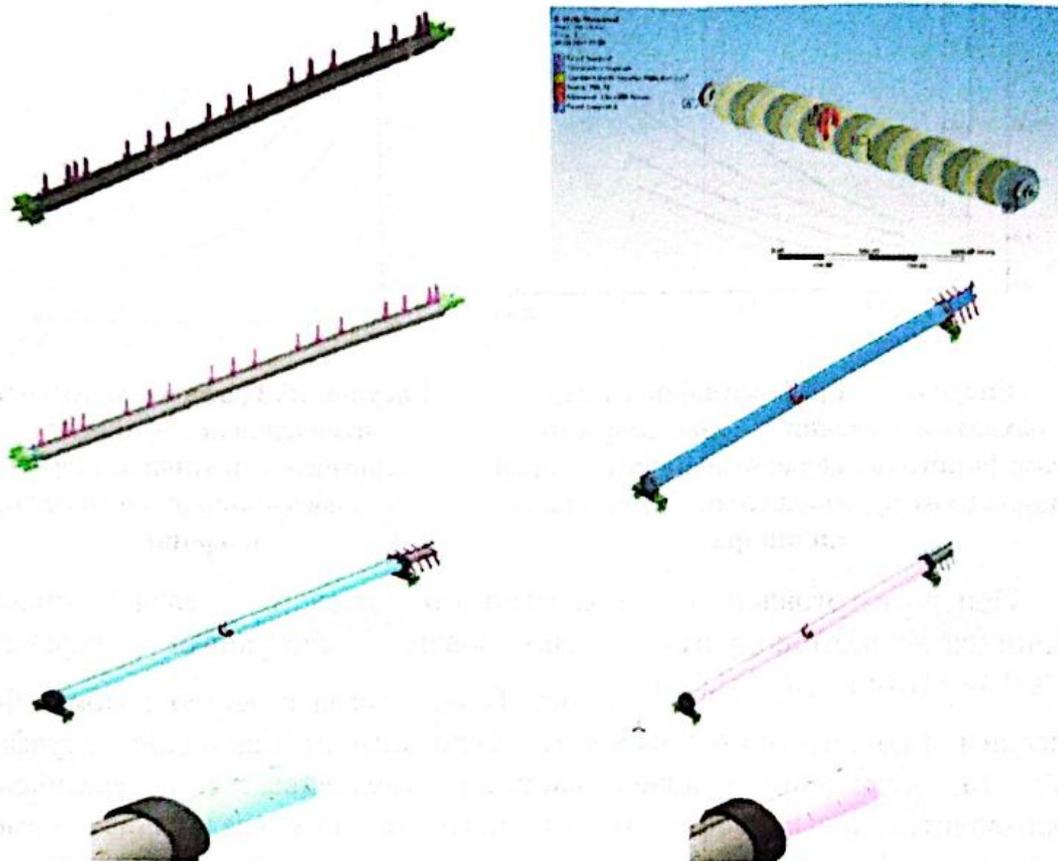


Рисунок 16. Положение крутящих моментов, действующих на плечи рекомендуемой конструкции вала

В результате исследований в компьютерной программе установлено, что напряжение рекомендуемого вала в технологическом процессе снижается со $176 \cdot 10^6$ до $103 \cdot 10^6$.

Изменяя внутренние диаметры вала и тип материала, можно определить влияние на напряжения, возникающие в шарнирной опоре.

В четвертой главе диссертации под названием «**Экспериментальное исследование крутящего момента, частоты и амплитуды вибрации на облегченном валу пильного цилиндра**» изложены цели и задачи экспериментальных исследований, методы исследования, закономерности значений крутящего момента и амплитуды изгиба на облегченном пильном цилиндре. вала и представлены результаты исследования, анализ доработок.

Чтобы уменьшить ошибку прицеливания, рычаг, используемый в качестве плеча, был выполнен как в направлении по часовой стрелке, так и против нее.



а) – положение тензодатчика вала, установленного на гидротрансформаторе;
 б) – установка буртика (рычага) на одном конце вала
Рисунок 17. Вид процесса тарировки (регулировки) крутящего момента на валу

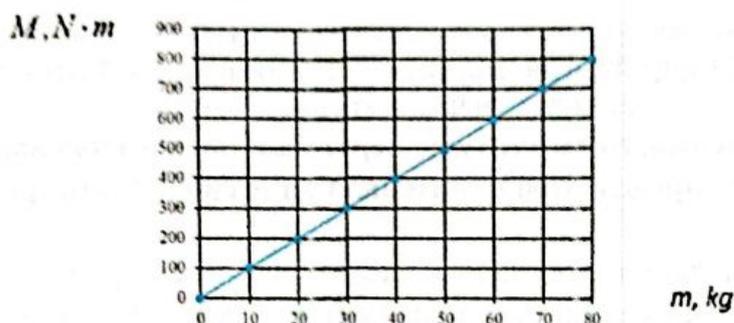
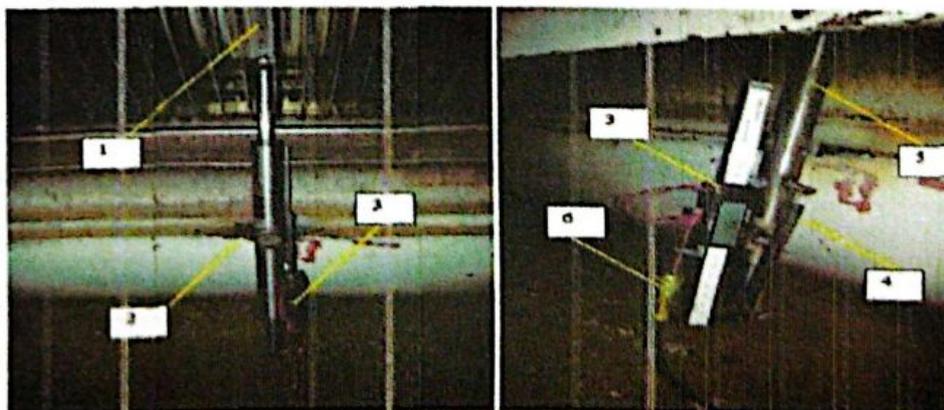


Рисунок 18. График калибровки крутящего момента

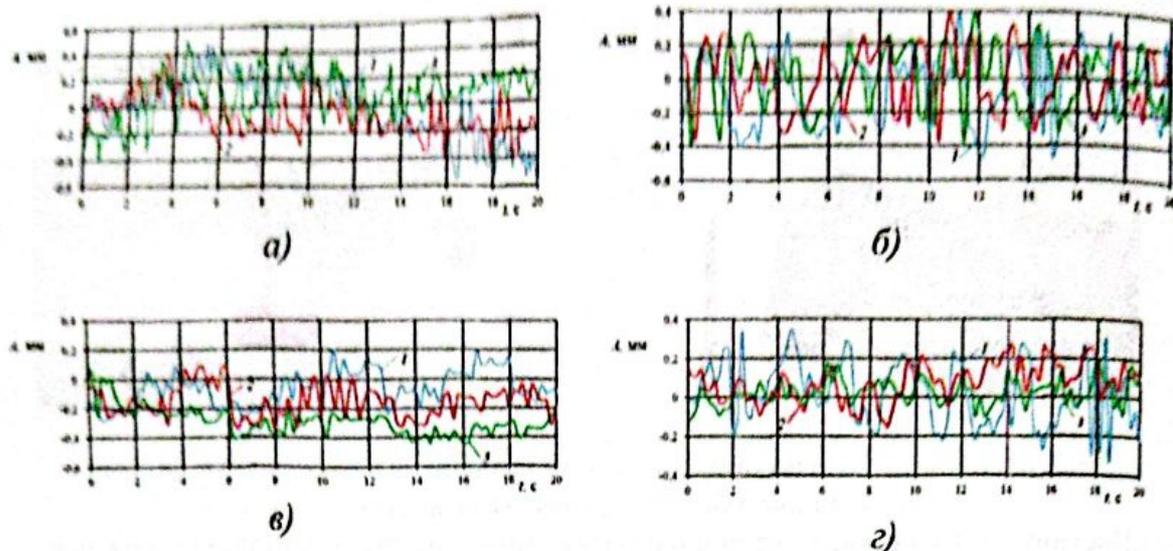
В экспериментальных исследованиях важно изучить упругие колебания вала зубьев пилы. За счет уменьшения массы вала джина-пилы предлагаемой новой конструкции существенно снижены изгибные колебания вала. Поэтому измерение вибрации и прогиба полого вала в производственных условиях (рис. 19) имеет большое значение в данном экспериментальном исследовании.

На основе обработки экспериментально полученных осциллограмм, построены графики зависимости амплитуды гибких колебаний вала джина от увеличения производительности джина.



1-прокладка на поверхности полого вала; 2-ручка (толкатель); 3-электроштанген-циркуль;
 4-пружина; 5- и 2-рукоятки (толкатели); 6-трос передачи сигнала от цепи электроштангенциркуля.

Рисунок 19. Процесс измерения вибрации и прогиба полого вала в производственных условиях



1, 2 и 3 – соответственно предел прочности вала на изгиб 3400, 3600 и 4200 кг/см²;
 а) действующий; б) внутренний диаметр вала 65 мм; в) внутренний диаметр вала 70 мм;
 г) внутренний диаметр вала 75 мм;

Рисунок 20. Зависимость амплитуды вертикального изгиба вала пильного цилиндра от предела прочности вала на изгиб и диаметров вала

Оптимизация любого технологического процесса требует тщательного изучения этого процесса и правильного выбора соответствующих параметров. Также каждый эксперимент проводился по плану.

Каждый эксперимент занимал в среднем 1,5 часа. С целью сокращения количества проводимых экспериментальных исследований, был использован метод математического планирования экспериментов. При этом были выбраны факторы, влияющие на эффективную работу машины и экономию ее ресурсов в пределах допустимого.

Влияющие, т.е. входящие факторы кодировались:

X₁ – Производительность по переработке хлопка, кг/ч;

X₂ – внутренний диаметр вала, мм;

X₃ – предел прочности стали на изгиб, кг/см².

Значения входных коэффициентов приведены в таблице 2. В качестве выходного коэффициента были выбраны выход волокна, амплитуда вибрации вала и изменение крутящего момента.

Таблица 2

Названия факторов	Закодированные символы	Уровень изменений			Интервал изменения
		-1	0	1	
Объем переработки хлопка, кг/час	x ₁	3500	4000	4500	500
Внутренний диаметр вала, мм	x ₂	65	70	75	5
Предел прочности стали на изгиб, кг/см ²	x ₃	3000	3600	4200	600

Приведен план проведения многофакторных экспериментов и их результаты.

Данные, полученные в экспериментах, обрабатывались на основе регрессионного анализа. В этом случае критерий Кохрена используется для оценки равномерности дисперсии, критерий Стьюдента - для оценки значения коэффициентов регрессии, а критерий Фишера - для оценки адекватности регрессионных моделей.

Приведен каждый ряд вала в предлагаемой конструкции, а также результаты среднего значения и отклонения. Приведены значения уровней факторов, по влиянию Y_1 (кг/ч) на выход волокна, по амплитуде вибрации Y_2 (мм) и в по крутящему моменту вала Y_3 (Н·м).

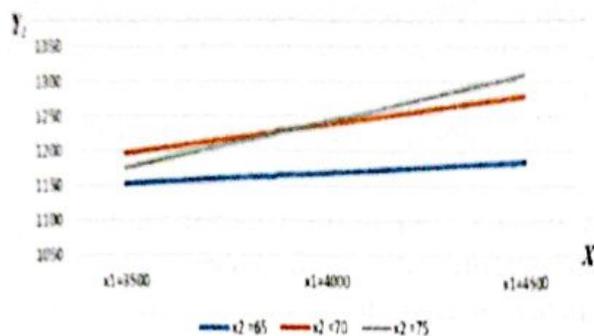


Рисунок 20. (Y_1) зависимость выхода волокна от объема переработки хлопка (X_1) и внутреннего диаметра вала (X_2)

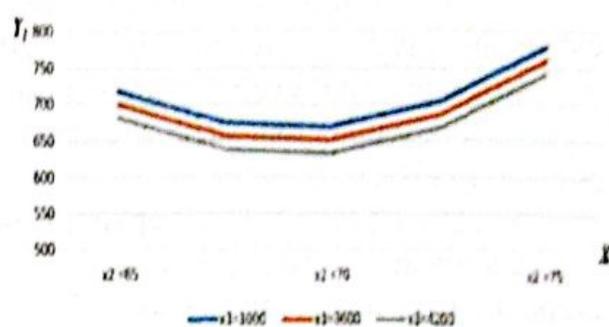


Рисунок 21. (Y_3) зависимость крутящего момента от внутреннего диаметра вала (X_2) и предела прочности стали на изгиб (X_1)

В пятой главе диссертации «**Результаты экспериментальных исследований в условиях производства и расчет экономической эффективности**» рассмотрена технология механической обработки заготовки вала, внедрение в производство облегченного вала пыльного цилиндра на основе рациональных параметров, а также влияние на качество перерабатываемого хлопкового волокна, вала пыльного цилиндра джин-машины, представлена экономическая эффективность, полученная от применения ресурсосберегающих конструкций в производстве.

Рекомендуемая технология изготовления конструкции вала состоит из получения заготовки, токарных, фрезерных и шлифовальных операций. При изготовлении заготовки детали использовали толстостенную трубу наружным диаметром $\Phi 110$ мм и внутренним диаметром $\Phi 70$ мм, изготовленную из стали 9ХС методом прокатки, разрезали на длину 2380 мм, а $\Phi 80$ мм из стали 45ХН для несущей опоры с обеих сторон из проката отрезали 2 куска длиной 500 мм. Затем труба длиной 2380 мм была обработана начисто до длины $2370 \pm 0,2$ мм на токарном станке 1М65, а внутренние поверхности обеих сторон точили размером $\Phi 70-0,05$ мм до длины 233 мм. Кроме того, заготовку диаметром 80 мм обточили до 233 мм путем центрирования на токарном станке.

Полученную заготовку устанавливали в центрах токарно-винторезного станка 1М65 и доводили шейки вала с обеих сторон до размера $\varnothing 70,4 \pm 0,15$ мм за два прохода с учетом отливки для будущей операции шлифования.

В данном исследовании использовались следующие режимы резания согласно технологии изготовления опытного образца вала.

1. Для подготовки режущего инструмента, поскольку процесс резания сопряжен с ударными нагрузками и поверхность детали покрыта химическими элементами, можно использовать твердые сплавы ВК8, Т15К10, Т15К6с повышенным содержанием кобальта.

2. Для устранения вибрации необходимо использовать коврики из материала, подавляющего вибрацию. В нашем случае использовалась эпоксидная смола.

3. Рекомендуются следующие параметры режущего инструмента: главный угол в плане $\phi = 20^\circ$, вспомогательный угол в плане $\phi_1 = 10^\circ$, передний угол $\gamma = -3^\circ$, задний угол $\alpha = 35^\circ$.

4. Фрезерование можно выполнить на фрезерном станке мощностью $N = 10-20$ кВт.

5. Для получения поверхностного слоя с заданной микротвердостью, сжимающими остаточными напряжениями, соответствующими шероховатости стали марки 9XS, фрезерование и чистое шлифование рекомендуется выполнить по следующей схеме: ширина резания $V = 30$ мм; глубина резания $t = 0,1$ мм; число оборотов $n = 1585$ об/мин ($V = 498$ м/мин); тяга $S_z = 316$ мм/мин ($S = 0,2$ мм/об).

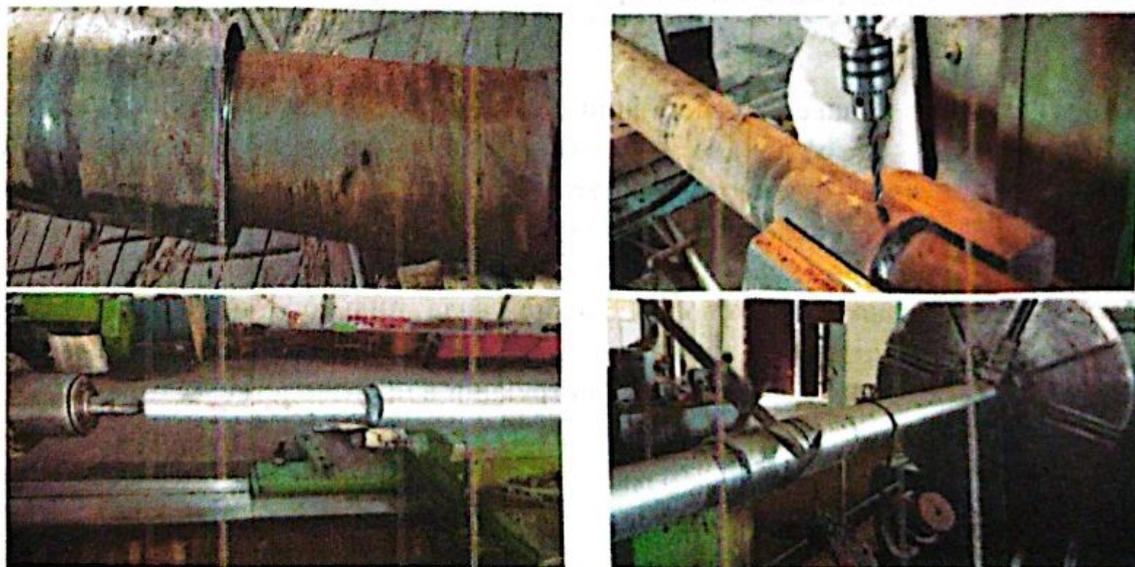


Рисунок 22. Процесс изготовления пилотного экземпляра рекомендуемой конструкции вала

На основании текущего анализа размах вибрации при изгибе существующего вала пильного цилиндра превышает 0,9 мм, в предлагаемом пильном цилиндре этот диапазон снижен почти в 1,5 – 2,0 раза. По мере уменьшения массы вала уменьшается размах вибрации при изгибе вала.

Суммарные показатели для расчета суммарной экономической эффективности, полученной от внедрения в производство усовершенствованного пыльного вала, составила:

$$\Sigma P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 = 1\,453\,400 \text{ тысяч сум.}$$

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Повышение скорости современных машин, определение нормативных режимов работы валов при применении для них облегченных конструкций является актуальной задачей, а первоначальное определение критической скорости валов остается необходимой частью инженерного расчета машины. Для надежной работы вала его рабочая скорость не должна совпадать с критической, а также существенно отличаться от критической для исключения риска возникновения резонансного состояния при вращении вала.

2. При вибрации станка происходит смещение средней плоскости пилы, в результате чего возникает опасность задевания зубьев пилы за колосники. Допустить этого явления нельзя, так как при их столкновении вспыхнет искра и возникнет опасность пожара.

3. Определены задачи динамики агрегатов машины, инерции и сопротивление хлопка, механические характеристики электропривода, разработан аналитический метод расчета с учетом моментов инерции секции и внешних ок.

4. Помимо снижения веса вала, при заготовке вала также было сэкономлено 71 кг стали. На основании анализа определены рекомендуемые параметры при использовании полого вала пыльного цилиндра: $\Delta \dot{\varphi}_v \leq (1,7 + 1,9) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$; $J_v \leq (1,2 + 1,5) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

5. Численное решение вибрации изгиба пыльного цилиндра получено аналитически с использованием уравнений Гамильтона и Лагранжа II ряда. Исходя из этого, прогиб в рекомендуемой облегченной конструкции полого вала составляет $(0,14 - 0,26) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тогда как прогиб пыльного цилиндра в существующей конструкции составляет $(0,45 - 0,81) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. То есть изгиб уменьшается до 4 раз.

6. Разработан аналитический метод расчета изгиба полых валов с учетом массы вала, момента инерции сечения и внешней нагрузки. По результатам численного решения задачи определено, что изгиб вала пыльного цилиндра составляет 0,221 мм.

7. Определено, что за счет применения полого вала снижается масса вала, а потребляемая мощность снижается на 14 – 15% по сравнению с существующей конструкцией, т.е. на 65 кВт.

8. Электротензометрическим методом с использованием электронных датчиков были получены: частота вращения вала облегченного пыльного цилиндра, вращающий момент и законы изменения изгиба. Установлено, что амплитуда вибрации при изгибе рекомендованного пыльного цилиндра

снижается в 1,6 – 2,2 раза по сравнению с существующим. Установлено, что амплитуда вибрации при изгибе на валу снижается. Размах вибрации на полом валу снижается до $(0,34 - 0,39) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

9. Построены графики амплитуды вибрации при изгибе вала пильного цилиндра в зависимости от объёма переработки хлопка. При этом уменьшение массы вала уменьшает изгиб, то есть обеспечивает работу технологического процесса на необходимом уровне. Рекомендуемые значения $\omega_s = (71,1 - 74,0) \text{ с}^{-1}$, $A = (0,017 - 0,022) \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Наружный диаметр $D = 100 \text{ мм}$, полого вала не изменился $D = 100 \text{ мм}$, а внутренний диаметр $d = 70 \text{ мм}$ изготавливается на основании рекомендаций к внедрению в производство.

10. Годовой экономический эффект от применения конструкции полого вала в производстве составляет 1 453 400 тыс. сум.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL FOR PREJUDGING THE ACADEMIC
DEGREE OF THE DOCTOR OF SCIENCES (DSc), ORGANIZED ON THE
BASIS OF THE SCIENTIFIC COUNCIL PhD.03/30.09.2023.T.66.01
ON THE AWARD OF ACADEMIC DEGREES ATNAMANGAN
INSTITUTE OF ENGINEERING TECHNOLOGY**

NAMANGAN INSTITUTE OF ENGINEERING TECHNOLOGY

MIRZAUMIDOV ASILBEK SHUKHRATJONOVICH

**SCIENTIFIC AND TECHNICAL SOLUTIONS FOR THE
DEVELOPMENT OF A RESOURCE-SAVING DESIGN FOR THE
SAW CYLINDER SHAFT OF A GIN MACHINE**

**05.02.03 –Technological machines. Robots, mechatronics
and robotic systems**

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

Namangan – 2024

The theme of doctor technical science (DSc) dissertation was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number B2021.3.DSc/T457.

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

The abstract of dissertations is posted three languages (Uzbek, Russian and English (resume)) on the website of Scientific Council at the address (www.namnti.uz) and an the website of "ZiyoNet" information and educational portal (www.ziyo.net).

Scientific adviser:	Ergashev Jamoliddin Samatovich doctor of technical sciences, professor
Official opponents:	Kayumov Juramirza Abdiramatovich doctor of technical sciences, docent Turdaliyev Vokhidjon Makhmudovich doctor of technical sciences, professor Rasulov Rozimurot Khasanovich doctor of technical sciences, docent
Leading organization:	Andijan Mechanical Engineering Institute

The defense of the dissertation will take place on "15" June 2024 y. at 10^{am} o'clock at the meeting of scientific council PhD.03/30.09.2023.T.66.01 at Namangan institute of engineering and technology. Address: 160115, city of Namangan, str.Kasansayskaya-7, Administrative building of the Namangan institute of engineering and technology, 1st floor, small meeting room, tel.: +998(69) 225-10-07, fax: 228-76-75 ; e-mail: nic_info@edu.uz.

The dissertation could be reviewed at the Information-resource center (IRC) of Namangan institute of engineering technology (registration number 289). (Address: 160115, city of Namangan, str. Kasansayskaya-7, tel.: +998(69) 225-10-07).

Abstract of the dissertation sent out on "30" May 2024 year.
(mailing report № 2 on "30" April 2024 year).



A.M.Mahkhamov
Chairman of the scientific council for awarding of scientific degrees, doctor of technical sciences, associate professor

B.T.Aliev
Scientific secretary of scientific council awarding scientific degrees, doctor of philosophy in technical sciences, docent

N.M.Safarov
Chairman of the scientific seminar under the scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

INTRODUCTION (abstract of DSc thesis)

The aim of the research. In the world, it is important to improve mechanical engineering, in particular, to use energy- and resource-saving, high-speed methods and technologies in production; create high-performance, automated types of machines and mechanisms that produce high-quality products; increase the operational reliability of machines; expand the range of products, increasing competitiveness is becoming increasingly important. Considering that there is an opportunity to save energy and resources by reducing the resource efficiency of working parts of machine parts by 15-20 percent in order to eliminate premature failure of working parts of technological machines at the global level mainly due to wear, stress, as well as the use of large mass resources in relation to the technological process. At the same time, one of the important tasks is the creation of new designs of resource-saving parts and machine mechanisms, the development of calculation methods that ensure the stability of working parts.

In the global development trend, special attention is paid to the creation of simplified new designs of working bodies of technological machines, the development of methods of structural, kinematic and dynamic analysis to substantiate their parameters, the creation of methods and technologies to ensure the high-quality implementation of machine-building production processes, the creation of their scientific base, and also widely Research work is being carried out in this direction, in particular, to reduce bending, stress and vibration in shafts, including the creation of lightweight, resource-saving structures used in various technological machines for primary cotton processing, conducting targeted scientific research based on their technological process of operation and development of calculation methods.

In our republic, to conduct in-depth theoretical and experimental research on the development of mechanical engineering, the creation of resource- and energy-efficient types of technological machines and equipment, in particular, the development of new generations of cotton pre-processing devices, the introduction of machines that allow achieving high productivity and improving product quality indicators, A number of events are being held. The decree "On the development strategy of the new Uzbekistan for 2022 - 2026" defines the tasks of "Continuing the implementation of industrial policy aimed at ensuring the stability of the national economy, increasing the share of industry in the gross domestic product and increasing the volume of industrial production by 1.4 times"². In solving this problem, important issues are increasing the productivity of long and heavy shafts used in cotton ginning enterprises, developing a lightweight resource-saving design and justifying its parameters, and reducing energy consumption.

This dissertation research to a certain extent serves to fulfill the tasks provided for in the Decree of the President of the Republic of Uzbekistan No. 60 "On the development strategy of the new Uzbekistan for 2022-2026", in the Presidential Decree No. 3408 dated November 28, 2021⁷ "On measures to radically improve the cotton management system industry", in Resolution of the Cabinet of Ministers No. 31 of 2018, in Resolution No. 253 of March "On

additional measures to organize the activities of cotton-textile production and clusters", and also to a certain extent serves as the implementation of tasks in other regulatory documents adopted in this area.

Compliance of the research with the priority directions of development of science and technology of the republic. This study was carried out in accordance with the priority direction of development of science and technology of the republic in the direction: PNT-II. "Energy, energy and resource conservation, transport, mouse and tool industry."

The degree of knowledge of the problem. Foreign scientists E. Whitney, S.Z. Hall, T. Elliot, S.E. Hughes, R.N. Rakoff, A.V. Stanley, R.G. Hardin, P.A. Funk conducted scientific research and achieved positive results.

Many scientists of our country, including Kh. Kh. Usmonkhodzhaev, G.I. Miroshnichenko, R.G. Makhkamov, P.N. Tyutin, R. Sh. Rakhmatkoriev, A. Juraev, B.G. Kodirov, B.M. Mardonov, Kh. T. Akhmadkhuzhaev, O. Makhsudov, R.M. Murodov, M. Abduvakhidov, Zh. S. Ergashev, M.T. Khozhiev, R.Z. Burnashev, P.V. Korabelnikov, A.E. Lugachev, M.M. Shukurov, K.A. Karimov, R.I. Karimov, Sh.P. Alimukhamedov, G.Sh. Zokirov, I.G. Shin, I.T. Makhsudov, M. Agzamov, D. Yakubov, A. Artukmedov, D.M. Muhammadiev, S.Z. Yunusov, A. Kh. Umurzakov, V.M. Turdaliev, N.M. Safarov and others made a worthy contribution to increasing the productivity of machines, equipping them with resource-saving parts and reducing the amount of energy in technological machines.

However, methods for lightening long and heavy shafts of technological machines used at foreign and domestic cotton gin plants, reducing their bending, and the dynamic characteristics of the saw cylinder shaft have not yet been fully examined. Therefore, it is important to develop a resource-saving design and create methods for calculating its parameters to ensure the durability of the shafts of technological machines.

The connection between the topic of the dissertation and the research work of the higher educational institution where the dissertation was completed. Scientific work is interconnected with the plan of scientific research conducted at the Namangan Institute of Engineering and Technology within the framework of the state scientific and technical program, and practical research was carried out within the framework of state scientific and technical programs of the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan.

The purpose of the research is to reduce the bending of heavy and rapidly rotating shafts of technological machines, to develop a resource-saving, lightweight, longitudinally hollow saw cylinder shaft.

Research objectives: analysis of the technological process of the saw cylinder of the gin machine, development of a lightweight and economical design of the saw cylinder shaft;

determination of the issue of the dynamics of the machine assembly with the saw cylinder drive mechanism, the laws of changes in the angular speeds of the engine rotor and the lightweight saw cylinder;

obtaining a numerical solution to the vibration of a bending saw cylinder analytically using the Hamilton and Lagrange equations of the second kind. Based on this, it is recommended to determine parameters that reduce bending of the cylinder design with a lightweight shaft;

development of an analytical method for calculating the bending of a lightweight shaft, taking into account the mass of the shaft, the moment of inertia of the section and the external load;

determination of rotation speed, torque and inclination of a lightweight saw cylinder by the electrical strain gauge method using electronic sensors;

based on multifactorial experiments, justify the use of the proposed hollow shaft instead of the existing shaft for the saw cylinder and determine its optimal values;

conducting experimental tests, developing recommendations for its use in production and determining economic efficiency.

The object of study was the shafts, in particular the gin of the 5DP-130 type machine, its working parts and drive mechanisms.

The subject of the study is the results of calculating bending strength, resource-efficient structures, mathematical models and recommendation parameters. Research methods. In the research process, when determining the modes of movement of working bodies, the following were used: higher mathematics, strength of materials, theoretical and applied mechanics, theory of machines and mechanisms, theory of vibrations, machine dynamics, mechanical engineering and technological testing of machines, harmonic analysis, and also used methods for determining loads falling on the shafts and the laws of vibration and motion are used.

The scientific novelty of the study is as follows:

the laws of motion of the saw cylinder shaft are determined, taking into account its geometry and mass, the laws of changes in angular velocity, acceleration and torque are determined on the basis of the relationships of changes in radial vibrations obtained analytically;

the maximum values of the angle of rotation of the saw cylinder shaft are determined, taking into account generalized and distributed forces, and the method of taking into account the support with a nonlinear feature, the parameters of the saw cylinder of the gin machine are also determined, which are compiled based on design features and technological processes;

taking into account the random resistance emanating from the shaft, the laws of motion of the saw cylinder shaft were developed, the laws of the dependence of the torque and the range of its fluctuations on the technological resistance and the methodology for selecting the brand of shaft were determined;

when using hollow shafts instead of an already used shaft intended for a saw cylinder, the laws for reducing reaction, vibration and lateral vibrations of supports are determined, and a formula is obtained for calculating the amplitudes of shaft displacement;

experimentally, when using a lightweight hollow shaft in a gin machine, it was established that the frequency, amplitude and torque of shaft vibration depend

on fiber quality indicators, power consumption and resource, and the vibration interval decreases in a nonlinear manner;

The practical results of the study are as follows:

The parameters and laws of motion of the simplified design of the saw cylinder shaft, which is the working body of the 5DP-130 cotton gin at cotton ginneries, have been determined; The use of hollow shafts was introduced into production instead of the already used shaft intended for the saw cylinder, which ensures strength and uniformity, reduces bending and provides vibration resistance, and also ensures the production of high-quality fiber in the technological process;

The practical results of the research are based on documents issued based on the results of tests of the created structures and recommendations in production conditions, and documents on their implementation in production. Reliability of research results. The reliability of the research results is explained by the mutual adequacy of existing theoretical and practical research results, the use of standardized methods and means in calculations, and the implementation of the results obtained in production with real economic efficiency. Scientific and practical significance of the research results. The scientific significance of the research results lies in the fact that as a result of theoretical and experimental studies in the development of the recommended lightweight resource-saving design of the saw cylinder shaft, based on numerical calculations, dynamic and mathematical models were obtained that reflect the movements of the saw cylinder shaft. The values of the laws and parameters of motion are substantiated, communication graphs and operating modes are obtained, which have scientific significance in connection with the determination of structural and dynamic parameters.

The practical significance of the research results lies in the fact that the implementation of a hollow shaft led to a greater reduction in weight, the integrity of the shaft was preserved, and a resource-saving design was developed, which made it possible to obtain cotton fiber of the required quality. And it was important that productivity was increased and efficiency was ensured. It also serves to develop the theoretical foundations of cotton ginning machines, including the 5DP-130 cotton gin shaft.

This is explained by the fact that the cost of the working parts of the machine is reduced and economic efficiency is increased.

Implementation of research results. Based on the development of improved designs and methods for calculating technological machines, in particular the shaft of the 5DP-130 gin machine:

On the design of the saw cylinder shaft of the gin machine, 3 patents for inventions were received from the Center for Intellectual Property of the Republic of Uzbekistan (1. Patent No. IAP 06087 - Saw cylinder of the gin; 2. Patent No. IAP 06325 - Saw cylinder of the gin; 3. No. IAP 06790 - Support for extinguishing vibrations of rotating shafts). Implemented in Namangan Textile Cluster LLC at the Turakurgan cotton ginning enterprise (certificate No. 02/22-438 dated July 22, 2022 of the Cotton-Textile Clusters of Uzbekistan Association). As a result, it was

possible to ensure stable and continuous operation of the technological processes of primary cotton processing.

As a result, compared to the existing design, it was shown that the energy consumption in the proposed shaft design was reduced by 14%, and the resource savings amounted to 71 kg. The service life of the saw blades of the 5DP-130 gin machine increased by 22%; the service life of grates and gaskets increased by 2.2 times; the fiber quality index increased by 1.1%.

Approbation of research results. The research results were discussed at extended meetings of the Department of Technological Machines and Equipment of the Namangan Engineering and Technology Institute (NAMIT) and the Department of Mechanics of the Turkish Karabuk University, as well as at 8 international and 12 republican scientific and practical conferences.

Publication of research results.

36 scientific papers have been published on the dissertation work, including 3 patents for inventions from the Center for Intellectual Property of the Republic of Uzbekistan. In scientific journals recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for the publication of the main scientific results of doctoral dissertations, 16 articles were published, including 8 in foreign ones, 12 in republican journals and 3 monographs.

Scope and structure of the dissertation. The structure of the dissertation consists of an introduction, five chapters, a conclusion, a list of references and applications. The volume of the dissertation is 190 pages.

The author expresses his gratitude to the scientific consultants, Academician of the Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor A.Dzhuraev, Doctor of Technical Sciences, Professor Zh.S.Ergashev and Doctor of Technical Sciences, Professor S.Z.Yunusov for valuable advice and assistance in carrying out theoretical and experimental research carried out in the dissertation

12. Юнусов С., Мирзаумидов А., Махмудова Ш. Прогиб составного массового вала в технологических машинах // НамМҚИ Механика ва технология илмий техника журнали. –Наманган, 2021. –№2. –Б. 83-90. (05.00.00; №28).

13. Mirzaumidov A., Ibragimov M. Research to improve the design of saw cylinders // Eurasian journal of academic research innovative academy research support center. –Uzbekistan, 2021. Vol. 1, №4. –P.106-113. (05.00.00; №17).

14. Мирзаумидов А. Ўйиқ очиш орқали енгиллаштирилган аррали цилиндр валини тадқиқи // ФарПИ илмий – техника журнали. – Фаргона, 2021 (махсус сон). –№3. –Б.133-138. (05.00.00; №21).

15. Ergashev J., Mirzaumidov A., Khaydarov U., Sharipov J. Research of the shaft of the new light-load saw cylinder wall // Environmental Science. – Angliya, 2022. 981(2022)022048. doi:10.1088/1755-1315/981/2/022048. –P.1-6. (Scopus).

16. Мирзаумидов А. Модернизациялашган аррали цилиндр валинининг тадқиқи // АндМИ машинасозлик илмий техника журнали. –Андижон, 2022. –№1. –Б.103-110. (05.00.00; №12).

17. Эргашев Ж., Мирзаумидов А., Шарипов Ж., Ёқубов М. Ички ўйиқли аррали цилиндр валинининг тадқиқи // Фан ва технологиялар тараққиёти – илмий техник журнали. –Бухоро, 2022. –№1. –Б.191-196.

18. Мирзаумидов А., Акрамова К. Сравнительные аспекты длиномерных и короткомерных валов, в целях обоснования целесообразности их замещения // Academic Research in Educational Sciences (ARES). –Uzbekiston, 2022. –№6. –Б.230-232.

19. Эргашев Ж., Мирзаумидов А., Ибрагимов М. Research of the shaft of the new light-load saw cylinder wall // НамМТИ илмий техника журнали. – Наманган, 2022. –№ 2. –Б.195-199. (05.00.00; №18).

20. Yunusov S., Kenzhaboev Sh., Mirzaumidov A., Makhmudova Sh. Experimental studies of the composite shaft of the saw cylinder with elastic support // НамМТИ илмий техника журнали. –Наманган, 2022. –№ 3. –Б.295-302. (05.00.00; №18).

21. Юнусов С., Мирзаумидов А., Махмудова. О влиянии параметров упругого элемента составной опоры вала на общее равновесия системы // ФарПИ илмий – техника журнали. – Фаргона, 2022 (махсус сон). –№1. –Б. 166-170. (05.00.00; №28).

22. Mirzaumidov A., Tadaeva E.V. Development of methods to reduce the bending of the shaft // НамМҚИ Механика ва технология илмий техника журнали. – Наманган, 2022 (махсус сон). –№ 3. –Б.39-46. (05.00.00; №19).

II bo'lim (часть II; part II)

23. Мирзаумидов А., Азамбаев М. Разработка облегченной конструкции цилиндра пильного джина // Интернаука научный журнал –Москва, 2020. 1-кисм. – Б.73-76.

24. Джураев А., Юнусов С., Мирзаумидов А., Махмудова Ш. Новая конструкция опоры для поглощения колебаний вращающихся валов // Тўқимачилик ва енгил саноати машиналарини лойihalаш ва такомиллаштиришда инновацион ёндашувлар” республика илмий-амалий

анжумани Республика илмий-амалий конференцияси мақолалар тўплами.
– Наманган, 2021. –1-қисм. –Б.242-245.

25. Mirzaumidov A., Ibragimov M. Разработка облегченной конструкции пыльного цилиндра джйна // Oriental Renaissance: Innovative, educational, natural and social sciences. –Uzbekistan, 2021. Vol. 1, №6. –P.128-136.

26. Ergashev J., Mirzaumidov A., Sharipov J. Development of the constructions of the working bodies of the saw gin // Тенденция развития текстильной промышленности: проблемы и пути решения: I-Международная научно-практическая конференция. –Термиз, 2021. –1-қисм. –Б.82-85.

27. Mirzaumidov A., Ibragimov M. Results of tests on the production of a cylinder with abending-resistant shaft of the saw gin // Илм-фан тараққиётда замонавий методларнинг қўлланилиши мавзусидаги илмий Online конференцияси, 2021. –6-қисм. –Б.185-187. www.icaacademics.uz.

28. Mirzaumidov A., Ibragimov M. Light weight gin saw cylinder // Замонавий тараққиётда илм – фан ва маданиятнинг ўрни. Республика илмий-амалий конференцияси, 2021. –7 сон –Б.56-58. www.icaacademics.uz.

29. Mirzaumidov A., Vakhobov A. Development of methods to reduce the bending of shafts and study the technology of their processing // International Congress on Multidisciplinary Studies in Education and Applied Sciences Bilbao, Spain-2022–Б.235-241 conferencezone.org <https://conferencezone.org/index.php/cz/article/view/397/384>

30. Ergashev J., Mirzaumidov A., Sharipov J. Analysis of the main requirements required for the construction of demon walls // Innovative Developments And Research In Education International scientific-online conference. –Canada, 2022. –Б. 49-52 <https://doi.org/10.5281/zenodo.6473544>

31. Mirzaumidov A., Akramova K. Comparative aspects of long and short shafts, in order to justify the feasibility of their replacement // Models and methods for increasing the efficiency of innovative research. International scientific-online conference. –Germany, 2022. –Б.210-212. <https://doi.org/10.5281/zenodo.6536481>

32. Эргашев Ж., Мирзаумидов А., Ибрагимов М. Scientific and technical solutions for the development of methods of reduction of shaft bends // “Фан ва ишлаб чиқаришни интеграциялашуви шароитида тўқимачилик ва енгил саноатдаги муаммолар ва уларни бартараф этиш йўллари” мавзусида ўтказилган халқаро-амалий анжумани конференцияси. –Наманган, 2022. –1 сон. –Б.43-46.

33. Мирзаумидов А., Мурадов А., Раҳимбердиев Д., Акрамова К. Аррали цилиндр валининг рухсат этилган эгилишини сақлаб қолиш учун янги конструкциясини яратишнинг илмий асослари // Замонавий архитектурада чизма геометрия масалаларини қўллаш муаммолари ва ечимлари мавзусида вазирлик миқёсида илмий-амалий конференция материаллари тўплами. –Наманган, 2022. –1 сон. –Б.620-623.

34. Ergashev Dj., Mirzaumidov A. Research of the shaft of the new modernized saw cylinder wall // AIP Conference Proceedings-America, 2023. –Б.040107.1-7. (Scopus).

